

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.rdiessel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>**Главный редактор:** М.В. Гордин, канд. техн. наук,
ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана**Председатель редколлегии:**В.А. Марков, д-р техн. наук, профессор,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, заместитель председателя экспертного совета ВАК РФ
по энергетике, академик Академии военных наук РФ**Ответственный секретарь:** А.Б. Сорокина**Редактор:** С.А. Серебрякова**Компьютерная верстка:** Г.Ю. Молоткова**Дизайнер:** Я.М. Асинкритова

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

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

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

Подписано в печать 28.06.2024. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 10,75.

Содержание

Общие проблемы двигателестроения**Мензульский С.Ю.**Расчетно-экспериментальные исследования тяговых характеристик толкающего винта
наземно-воздушного вездехода 3**Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей****Заренбин В.Г., Новиков М.С.**Расчет утечки газов через кольцевое уплотнение с учетом перемещения колец в канавках
поршня двигателя 10**Грачев В.В., Фурман В.В., Хамидов О.Р., Кулманов Б.Т.**Повышение эксплуатационной топливной экономичности маневрового тепловоза
оптимизацией регулировочных параметров дизельного двигателя 18**Системы и агрегаты двигателей****Зенкин В.А.**

Оптимизация системы уравнивания двухцилиндрового четырехтактного двигателя 30

Проблемы экологии**Блинов А.С., Гумеров И.Ф., Кулешов А.А., Неверов В.А.**Расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции
отработавших газов 42**Альтернативные энергетические установки****Халифе Х., Смирнов С.В., Меркулов В.И., Борисов Ю.А.**Перспективы использования свободнопоршневого двигателя Стирлинга для генерации
электроэнергии в космосе 56**Столяров С.П., Маунг Йе, Столяров А.С.**Базовое уравнение математической модели элемента внутреннего контура
двигателя Стирлинга с учетом процесса теплообмена 69**Альтернативные топлива****Лиханов В.А., Лопатин О.П.**

Исследование скоростных режимов рабочего процесса дизельного двигателя на биотопливе 75

Engines Construction

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

Founder: Bauman Moscow State Technical University

Publisher: Publishing House of the Bauman Moscow State Technical University,

105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

+7 (499) 263-69-50, 263-60-45

info@bmstu.press, <https://press.bmstu.ru>

Revision:

105005, Moscow, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1,

Bauman Moscow State Technical University

dvs@bmstu.press

<http://www.rdiesel.ru>; <https://dvs.bmstu.press>

Editor-in-Chief: M.V. Gordin, Ph. D. (Eng.),
Rector of Bauman Moscow State Technical University

The Chairman of Editorial Board:

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

Professor of the Bauman Moscow State Technical University,
Deputy Chairman of the Expert Council of the Higher Attestation
Commission of the Russian Federation on Energy, Academician
of the Academy of Military Sciences of the Russian Federation

Executive Secretary: A.B. Sorokina

Editor: S.A. Serebryakova

Layout: G.Yu. Molotkova

Design: Ya.M. Asinkritova

Published Since 1979, Published Quarterly

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

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

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

Contents

General Problems of Engine Building

Menzulskiy S.Yu.

Computational experimental study of traction characteristics
of the ground-air all-terrain vehicle pushing propeller 3

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Zarenbin V.G., Novikov M.S.

Computing gas leakage through the O-ring seal taking into account the ring displacement
in the engine piston grooves 10

Grachev V.V., Furman V.V., Hamidov O.R., Kulmanov B.T.

Improving operational fuel efficiency of a shunting locomotive by optimizing the diesel engine
adjustment parameters 18

Engine Systems and Aggregates

Zenkin V.A., Gorbunov V.A.

Optimizing the balancing system of a four-stroke two-cylinder engine 30

Environmental Problems

Blinov A.S., Gumerov I.F., Kuleshov A.A., Neverov V.A.

Computational study of the diesel engine parameters if equipped with the exhaust gas
recirculation system 42

Alternative Power Plants

Khalife H., Smirnov S.V., Merkulov V.I., Borisov Yu.A.

The potential of free-piston Stirling engines in space power generation 56

Stolyarov S.P., Maung Ye, Stolyarov A.S.

Basic equation for a mathematical model of the Stirling engine main duct element
taking into account the heat transfer process 69

Alternative Fuel

Likhanov V.A., Lopatin O.P.

High-speed operation modes of a biofuel diesel engine 75

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 629.7.035.53+629.373.3

Расчетно-экспериментальные исследования тяговых характеристик толкающего винта наземно-воздушного вездехода

С.Ю. Мензульский

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Computational experimental study of traction characteristics of the ground-air all-terrain vehicle pushing propeller

S.Yu. Menzulskiy

Bauman Moscow State Technical University

В МГТУ им. Н.Э. Баумана ведутся работы по повышению подвижности мотовездеходов с помощью технологий автожиростроения. В работе приведены результаты теоретических исследований тяговых характеристик толкающего маршевого винта «Барракуда» диаметром 1985 мм разработки ООО «Финишпроп» при нулевой скорости набегающего потока. Расчеты проводились в программном комплексе ANSYS/Fluent в стационарной (RANS) и нестационарной (URANS) постановках. Проведен комплекс экспериментальных исследований тяговых характеристик данного маршевого винта. Экспериментальный стенд был изготовлен на базе мотовездехода BRP Outlander, двигателя Suzuki T715 мощностью 205 л. с., цепного редуктора и S-образного тензодатчика тяги. Исследована тяга маршевого винта в зависимости от шага лопасти и частоты вращения двигателя. Проведенная валидация показала очень высокую сходимость экспериментальных данных с результатами расчета тяговых характеристик в нестационарной постановке даже на сетках умеренного размера. Среднее отклонение расчетных и экспериментальных значений тяги маршевого винта составило 4 %.

Ключевые слова: мотовездеход, воздушный винт, испытания, нестационарная вычислительная газовая динамика

Bauman Moscow State Technical University is engaged in increasing the all-terrain vehicle mobility using the gyroplane technology. The paper presents theoretical study results of the Barracuda pushing propeller traction characteristics with the diameter of 1985 mm at the zero free-stream speed. Finishprom LLC designed and developed the propeller. Computation was performed in the ANSYS/Fluent software package in the stationary (RANS) and non-stationary (URANS) formulations. A set of experimental studies of the propeller traction characteristics was carried out. The experimental bench was manufactured on the basis of a BRP Outlander all-terrain vehicle, Suzuki T715 engine with a power of 205 hp, chain gearbox and S-shaped traction load cell. The propeller thrust was studied depending on the blade pitch and engine speed. Validation carried out showed very high convergence of the experimental data with results of computing traction characteristics in the non-stationary setting even on the moderate size grids. Average deviation in the calculated and experimental values of the propeller thrust was 4 %.

Keywords: all-terrain vehicle, propeller, testing, unsteady computational gas dynamics

С 2020 г. в МГТУ им. Н.Э. Баумана ведутся работы по созданию наземно-воздушных вездеходов (НВВ), способных перемещаться по земле и в воздухе. В процессе предпроектного анализа НВВ было принято решение об использовании аэродинамической схемы автожира и, соответственно, установке на прототип толкающего маршевого винта (МВ) с переставным шагом лопастей. Целью работы является валидация методики расчета аэродинамических характеристик маршевого винта по результатам натурных исследований.

В качестве маршевого винта прототипа НВВ «Летяга» был выбран трехлопастной воздушный винт «Барракуда» производства ООО «Финиш-проп», г. Казань (рис. 1). Диаметр МВ — 1985 мм.



Рис. 1. Общий вид трехлопастного маршевого винта «Барракуда» на экспериментальном стенде

В отечественной литературе известно множество работ по методикам расчета аэродинамических характеристик маршевых воздушных винтов. Наиболее знаковыми работами являются монография [1], посвященная импульсной теории, и статья [2], основанная на панельных методах. Также известна публикация [3], основное внимание в которой уделено экспериментальным методам определения аэродинамических характеристик (АДХ) воздушных винтов и винтокольцевых движителей. Однако на сегодняшний день расчетные программы, основанные на импульсных панельных методах, практически недоступны. Экспериментальные исследования в аэродинамических трубах край-

не дороги. Поэтому в настоящее время расчетные исследования АДХ воздушных винтов чаще всего проводят методами вычислительной газовой динамики в самостоятельно разработанных программах [4, 5], ANSYS [6–8] или ЛОГОС [9].

Моделирование АДХ МВ «Барракуда» проведено в системе ANSYS/Fluent. Моделирование выполнено в двух постановках: стационарной (RANS) и нестационарной (URANS). Расчетные модели представлены на рис. 2 и 3 соответственно.

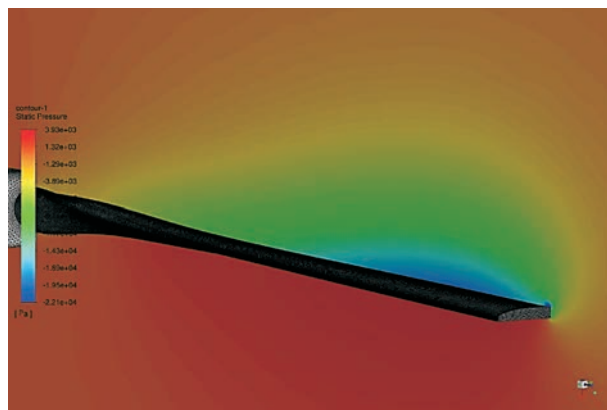


Рис. 2. Поле давлений при моделировании тяговых характеристик МВ «Барракуда» в стационарной постановке

Результаты расчетов тяговых характеристик МВ «Барракуда» приведены в табл. 1. При выполнении расчетов скорость набегающего потока воздуха принимали равной 0 м/с, плотность — $1,225 \text{ кг/м}^3$, температуру — 300 К. Входными данными для расчетов служили шаг и частота вращения маршевого винта, выходными — тяга. Расчеты для точек 1–6 были выполнены до проведения экспериментальных исследований, 7–24 — после.

С целью экспериментального определения тяговых характеристик маршевого винта на шасси BRP Outlander 6×6 был смонтирован стенд (рис. 4), состоящий из крепежной рамы, штатного двигателя НВВ «Летяга» Suzuki T715, цепного редуктора, МВ «Барракуда» и S-образного тензодатчика тяги. Использование мотовездехода с колесной формулой 6×6 обусловлено [10, 11] проблемами устойчивости шасси при проведении эксперимента. Цепной редуктор был сконструирован в соответствии с [12], бортовая система сбора и отображения

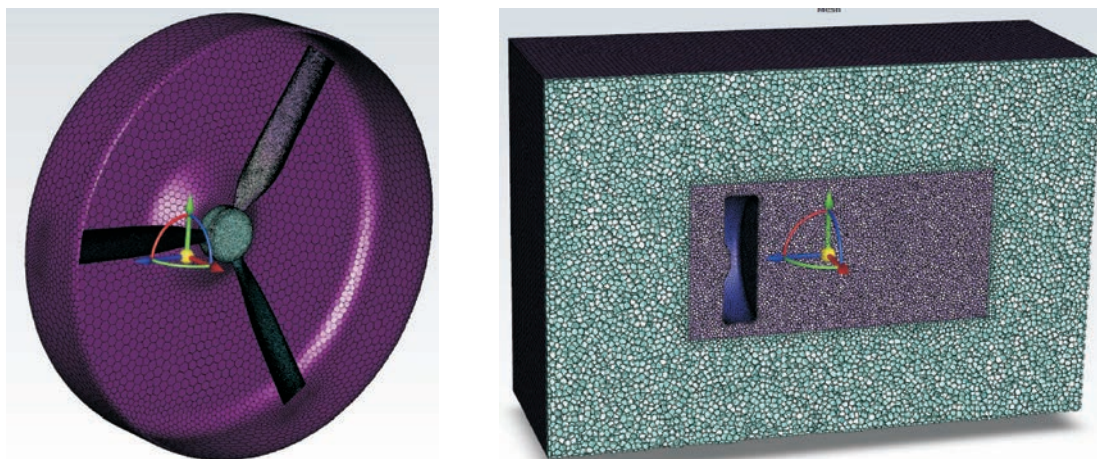


Рис. 3. Расчетная сетка для моделирования тяговых характеристик МВ «Барракуда» в нестационарной постановке

Таблица 1. Результаты расчетов тяговых характеристик маршевого винта «Барракуда»

Номер точки	Шаг винта, град.	Частота вращения, мин ⁻¹	Тяга, Н
<i>Тип расчета RANS, размерность сетки 8 млн ячеек</i>			
1	10	2400	4449
2	8	2400	4208
<i>Тип расчета RANS, размерность сетки 17 млн ячеек</i>			
3	10	2400	4125
4	8	2400	3982
<i>Тип расчета URANS, размерность сетки 22 млн ячеек</i>			
5	10	2400	3822
6	8	2400	3613
7	20	1600	2623
8	17,5	1767	3071
9	12,5	2033	3510
10	10	2290	3648
11	9	2350	3620
12	8	2467	3491
13	20	1500	2360
14	17,5	1600	2529
15	12,5	1933	3115
16	10	2127	3202
17	9	2167	3197
18	8	2300	3152
19	20	1363	1863
20	17,5	1433	1943
21	12,5	1767	2248
22	10	1900	2421
23	9	1933	2440
24	8	2067	2501

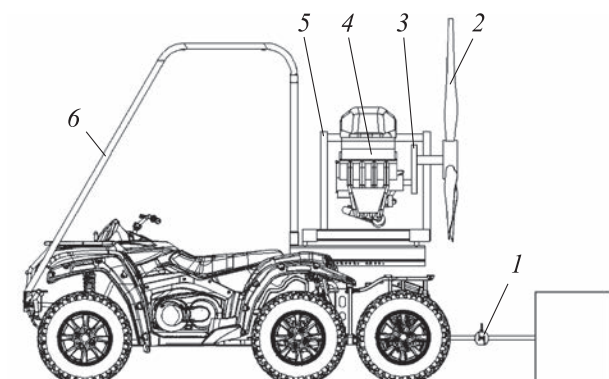


Рис. 4. Схема экспериментального стенда для определения тяги маршевого винта:

1 — тензодатчик тяги; 2 — воздушный винт «Барракуда»;
3 — редуктор; 4 — двигатель Т715; 5 — крепежная рама;
6 — каркас безопасности



Рис. 5. Испытания по определению аэродинамических характеристик МВ «Барракуда»

Таблица 2. Результаты испытаний аэродинамических характеристик МВ «Барракуда»

Номер измерения	Частота вращения МВ, мин ⁻¹	Тяга МВ, Н
<i>Шаг винта 20°</i>		
1	600	675
2	1363	2082
3	1500	2450
4	1600	2693
<i>Шаг винта 17,5°</i>		
1	933	775
2	1433	2022
3	1600	2571
4	1767	3133
<i>Шаг винта 12,5°</i>		
1	1067	835
2	1767	2340
3	1933	3139
4	2033	3554
<i>Шаг винта 10°</i>		
1	1267	994
2	1900	2503
3	2127	3214
4	2290	3661
<i>Шаг винта 9°</i>		
1	1367	971
2	1933	2503

Окончание табл. 2

Номер измерения	Частота вращения МВ, мин ⁻¹	Тяга МВ, Н
3	2167	3295
4	2350	3692
<i>Шаг винта 8°</i>		
1	1300	909
2	2067	2584
3	2300	3210
4	2467	3561

телеметрии — в соответствии с [13]. Отметим, что в процессе настройки стенда тарирующее усилие тензодатчика тяги прикладывалось по оси вала маршевого винта.

Основные результаты испытаний приведены в табл. 2. Определенной проблемой при анализе эксперимента является отсутствие в доступных источниках зависимости мощности двигателя Т715 от частоты вращения. Известна лишь мощность на максимальных оборотах — 205 л. с. [14].

Основные результаты экспериментальных исследований маршевого винта

Сравнение расчетных точек с результатами эксперимента показано на рис. 6. Среднее отклонение расчетных и экспериментальных значений определяли по формуле

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{x_{\text{э}} - x_{\text{р}}}{x_{\text{э}}},$$

где $\bar{x}$ — значение среднего отклонения; n — число валидируемых точек; $x_{\text{э}}$ — экспериментально измеренная тяга маршевого винта, $x_{\text{р}}$ — расчетная тяга маршевого винта.

Для результатов URANS-расчетов $\bar{x}$ составляет 4 %, для стационарных RANS-расчетов на сетке 8 млн узлов — 16 %, на сетке 17 млн узлов — 11 %.

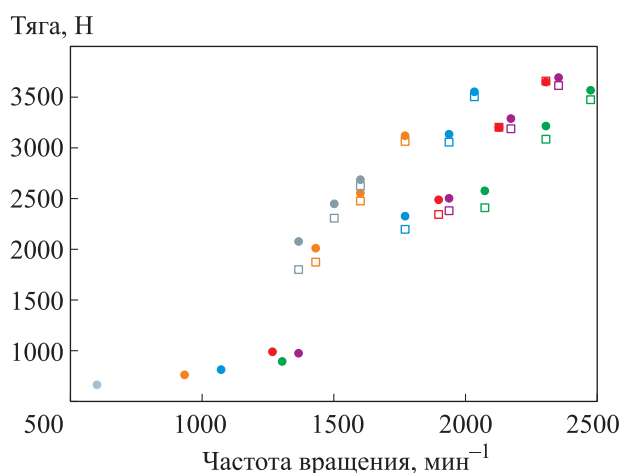


Рис. 6. Сравнение результатов расчета и экспериментальных данных:

● эксперимент, $\varphi = 20^\circ$; ● эксперимент, $\varphi = 17,5^\circ$; ● эксперимент, $\varphi = 12,5^\circ$; ● эксперимент, $\varphi = 10^\circ$; ● эксперимент, $\varphi = 9^\circ$; ● эксперимент, $\varphi = 8^\circ$; □ расчет, $\varphi = 20^\circ$; □ расчет, $\varphi = 17,5^\circ$; □ расчет, $\varphi = 12,5^\circ$; □ расчет, $\varphi = 10^\circ$; □ расчет, $\varphi = 9^\circ$; □ расчет, $\varphi = 8^\circ$

Выводы.

1. Точность URANS-расчетов тяговых характеристик винта достаточна для проектных расчетов НВВ.

2. Предположительно, при использовании для RANS-методов структурированных гексагональных сеток вместо неструктурированных полиэдрических можно снизить отклонение расчетных и экспериментальных данных до 5 %, однако этократно увеличивает трудоемкость построения модели и признано нерациональным.

Литература

- [1] Юрьев Б.Н. *Импульсная теория воздушных винтов*. Москва, ВВИА, 1948.
- [2] Зленко Н.А., Кедров А.В., Кишалов А.Н. Оптимальное аэроакустическое проектирование воздушного винта. *Ученые записки ЦАГИ*, 2011, т. 6, № 4, с. 92–103.
- [3] Остроухов С.П. *Аэродинамика воздушных винтов и винтокольцевых движителей*. Москва, Физматлит, 2014.
- [4] Вершков В.А. *Математическое моделирование процесса обтекания шарнирного несущего винта вертолета методом деформируемых неструктурированных сеток*. Дис.... канд. техн. наук. Москва, МАИ, 2021.
- [5] Босняков С.М. Концепция программного продукта EWT-ЦАГИ и основные этапы ее развития. *Труды ЦАГИ*, 2007, № 2, 671 с.
- [6] Лысенков А.В., Павлик С.В. Разработка методологии расчета аэродинамических характеристик воздушных винтов. *Труды МФТИ*, 2013, т. 5, № 3, с. 174–187.
- [7] Игнаткин Ю.М., Макеев П.В., Шомов А.И., Константинов С.Г. Моделирования режима «вихревого кольца» несущего винта вертолета на базе нелинейной вихревой модели и методов CFD. *Электронный журнал «Труды МАИ»*, 2012, № 59. URL: https://mai.ru/upload/iblock/ae4/modelirovaniya-rezhima-_vikhrevogo-koltsa_-nesushchego-vinta-vertoleta-na-baze-nelineynoy-vikhrevoy-modeli-i-metodov-cfd.pdf (дата обращения 08.09.2023).
- [8] Oliveira L.N., Hallak P.H. Aerodynamic analysis of propellers by computational fluid dynamics. *XL Ibero-Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering (CILAMCE 2019)*. Natal, Brazil, Research Gate, 2019. URL: https://www.researchgate.net/publication/348235085_aerodynamic_analysis_of_propellers_by_computational_fluid_dynamics (accessed September 08, 2023).
- [9] Kozelkov A.S., Kurulin V.V., Lashkin S.V., Shagaliev R.M., Yalozo A.V. Investigation of supercomputer capabilities for the scalable numerical simulation of computational fluid dynamics problems in industrial applications. *Computational mathematics and mathematical physics*, 2016, vol. 56, iss. 8, pp. 1524–1535. <https://doi.org/10.1134/S0965542516080091>
- [10] Дьяков А.С. Научные методы разработки ходовых систем высокоподвижных безэкипажных наземных транспортных средств. *Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева*, 2019, т. 124, № 1, с. 146–159. https://doi.org/10.46960/1816-210X_2019_1_146
- [11] Лейбович М.В., Иванов Н.А. Устойчивость легкого колесного вездехода при движении по наклонной поверхности. *Вестник ТОГУ*, 2013, № 1 (28), с. 93–100.
- [12] Иосилевич Г.Б. *Детали машин*. Москва, Машиностроение, 1988.
- [13] Бузунов Н.В., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Совершенствование методов разработки бортовых информационно-управляющих систем колесных и гусеничных машин. *Журнал автомобильных инженеров*, 2015, № 4, с. 11–15.
- [14] *Suzuki motor corporation. Suzuki GXR-1000. Service manual*. Japan, 2009.

References

- [1] Yur'ev B.N. *Impul'snaya teoriya vozdushnykh vintov* [Impulse theory of propellers]. Moscow, VVIA Publ., 1948. (In Russ.).
- [2] Zlenko N.A., Kedrov A.V., Kishalov A.N. Optimal aero-acoustic propeller design. *Uchenye zapiski TsAGI*, 2011, vol. 6, no. 4, pp. 92–103. (In Russ.).
- [3] Ostroukhov S.P. *Aerodinamika vozdushnykh vintov i vintokol'tsevykh dvizhiteley* [Aerodynamics of propellers and propeller rings]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2014. (In Russ.).
- [4] Vershkov V.A. *Matematicheskoe modelirovanie protsessa obtekaniya sharnirnogo nesushchego vinta vertoleta metodom deformiruemykh nestrukturirovannykh setok* [Mathematical modeling of the process of flow around a helicopter's articulated main rotor using the method of deformable unstructured meshes]. Ph. D. Diss. Moscow, MAI Publ., 2021. (In Russ.).
- [5] Bosnyakov S.M. The concept of the EWT-TsAGI software product and the main stages of its development. *Trudy TsAGI*, 2007, no. 2, 671 p. (In Russ.).
- [6] Lysenkov A.V., Pavlik S.V. Development of a methodology for calculating the aerodynamic characteristics of propellers. *Proceedings of Moscow institute of physics and technology*, 2013, vol. 5, no. 3, pp. 174–187. (In Russ.).
- [7] Ignatkin Yu.M., Makeev P.V., Shomov A.I., Konstantinov S.G. Simulation of the “vortex ring” mode of a helicopter main rotor based on a nonlinear vortex model and CFD methods. *Trudy MAI*, 2012,

- no. 59. (In Russ.). Available at: https://mai.ru/upload/iblock/ae4/modelirovaniya-rezhima-_vikhrevogo-koltsa_-nesushchego-vinta-vertoleta-na-baze-nelineynoy-ikhrevoy-modeli-i-metodov-cfd.pdf (accessed September 08, 2023).
- [8] Oliveira L.N., Hallak P.H. Aerodynamic analysis of propellers by computational fluid dynamics. *XL Ibero-Latin-American Congress on Computational Methods in Engineering (CILAMCE 2019)*. Natal, Brazil, Research Gate, 2019. URL: https://www.researchgate.net/publication/348235085_aerodynamic_analysis_of_propellers_by_computational_fluid_dynamics (accessed September 08, 2023).
- [9] Kozelkov A.S., Kurulin V.V., Lashkin S.V., Shagaliev R.M., Yalozo A.V. Investigation of supercomputer capabilities for the scalable numerical simulation of computational fluid dynamics problems in industrial applications. *Computational mathematics and mathematical physics*, 2016, vol. 56, iss. 8, pp. 1524–1535. <https://doi.org/10.1134/S0965542516080091>
- [10] D'yakov A.S. Scientific methods for the development of the running systems of high-mobile uncompended ground vehicles. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2019, vol. 124, no. 1, pp. 146–159. (In Russ.). https://doi.org/10.46960/1816-210X_2019_1_146
- [11] Leybovich M.V., Ivanov N.A. Stability of the light three-wheeled cross-country vehicle at its motion along inclined surface. *Vestnik TOGU*, 2013, no. 1 (28), pp. 93–100. (In Russ.).
- [12] Iosilevich G.B. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. (In Russ.).
- [13] Buzunov N.V., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V. Design method development of car and track-type vehicles information and control board systems. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*, 2015, no. 4, pp. 11–15. (In Russ.).
- [14] *Suzuki motor corporation. Suzuki GXR-1000. Service manual*. Japan, 2009.

Материалы получены редакцией 13.04.2024

Сведения об авторе

Мензульский Сергей Юрьевич — заведующий кафедрой «Специальная робототехника», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: s_menz@mail.ru

Information about the author

Menzulskiy Sergey Yurievich — Head of the Department of Special Robotics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: s_menz@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Мензульский С.Ю. Расчетно-экспериментальные исследования тяговых характеристик толкающего винта наземно-воздушного вездехода. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 3–9.

Citation:

Menzulskiy S.Yu. Computational experimental study of traction characteristics of the ground-air all-terrain vehicle pushing propeller. *Engines Construction*, 2024, no. 2 (296), pp. 3–9. (In Russ.).

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43

Расчет утечки газов через кольцевое уплотнение с учетом перемещения колец в канавках поршня двигателя

В.Г. Заренбин, М.С. Новиков

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Computing gas leakage through the O-ring seal taking into account the ring displacement in the engine piston grooves

V.G. Zarenbin, M.S. Novikov

Bauman Moscow State Technical University

Предложен расчет утечки газов через кольцевые уплотнения деталей цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания, позволяющий учитывать дросселирующее влияние верхнего пояса поршня, а также изменения проходных сечений и объемов кольцевого лабиринта, вызванных осевым перемещением поршневых колец в канавках поршня. Представлены расчетные данные, подтверждающие существенное влияние перемещения колец на увеличение утечки газов при различных частотах вращения коленчатого вала и площадях просвета колец. Отмечена возможность оценивать площади просветов (износов) первого поршневого кольца по изменению разницы утечки газов в заданном диапазоне частот вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя.

Ключевые слова: кольцевое уплотнение, цилиндропоршневая группа, двигатель внутреннего сгорания, расчет утечки газов, поршневые кольца, математическое моделирование, дросселирующее влияние

The paper proposes calculation of the gas leakage through ring seals of the cylinder-piston group parts in an internal combustion engine making it possible to account for the piston upper zone throttling effect, as well as alterations in the annular labyrinth flow sections and volumes caused by the piston rings axial displacement in the piston grooves. It presents computation data confirming significant effect of the rings displacement on the increase in gas leakage at various crankshaft speeds and ring clearance areas. It notes that estimating the clearance (wear) areas of the first piston ring by changing the difference in gas leakage in a given range of the crankshaft speeds at the engine idle speed becomes possible.

Keywords: ring seal, cylinder-piston group, internal combustion engine, gas leakage computation, piston rings, mathematical simulation, throttling effect

Любое стремление повысить надежность и долговечность современных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) сталкивается с проблемой совершенствования кольцевого уплотнения двигателей, поскольку даже незначительное нарушение его работы может вызвать такие нежелательные эффекты, как усиленный износ, перерасход горюче-смазочных материалов, интенсивное нагарообразование, приводящие в отдельных случаях к поломке двигателя [1].

Утечка газов через кольцевое уплотнение может происходить по различным причинам:

износ и деформации деталей, перемещение колец в канавках поршня, колебания гильзы цилиндра, изменение количества и вязкости смазочного масла, неудовлетворительное качество изготовления трущихся поверхностей и т. д. До сих пор наши знания об этих явлениях недостаточны для получения достоверных количественных зависимостей, которые можно реализовать на практике. Особого внимания заслуживают вопросы изучения динамики поршневых колец, поскольку она может непосредственно влиять на потерю контакта сопряженных по-

верхностей и, следовательно, на утечку газов в уплотнении.

Известные расчеты утечки газов проведены при постоянных геометрических соотношениях внутри кольцевого уплотнения [2–5]. Однако это не соответствует реальным условиям работы уплотнения, о чем свидетельствует ряд экспериментов на работающих двигателях [2, 6–8]. В работе [9] предложена интегральная модель функционирования поршневых колец с учетом динамического фактора, однако ее описание носит общий характер и поэтому затрудняет практическое применение.

Цель работы — с учетом динамики колец предложить расчет утечки газов через кольцевое уплотнение ДВС, что позволит уточнить анализ и создаст основу для разработки методики и алгоритмов определения граничных условий, а также расчета теплопередачи в поршневых кольцах ДВС.

Задача расчета утечки газов в картер при работе двигателя в общем случае довольно сложна, но ее можно упростить, если ввести следующие общепринятые и обоснованные экспериментальные допущения [2, 5, 6]:

а) процесс течения газов принять квазистационарным;

б) площади проходных сечений между кольцом, поршнем и гильзой цилиндра заменить эквивалентной площадью проходного сечения замка кольца;

в) геометрические соотношения в кольцевом уплотнении принять зависимыми от осевой разгрузки колец и последующего их отрыва от опорной поверхности кольцевых канавок в поршне.

В работе рассмотрено распространенное на практике кольцевое уплотнение, состоящее из трех колец при различных вариантах (случаях) их взаимного расположения в канавках, что получило экспериментальное подтверждение в работах [2, 6, 8]. В основу расчета положены теоретические исследования, изложенные в работе [7]. Принципиальные особенности принятой модели состоят в том, что в ней учтено дросселирующее влияние верхнего пояса поршня, а также изменения площадей проходных сечений и объемов межкольцевых пространств вследствие осевого перемещения колец в канавках. Для второй и третьей поршневых канавок течение газов считали изотермическим при

температуре газов, равной среднему арифметическому температур канавок поршня и гильзы цилиндра [10]. Принято, что отрыв колец от опорных поверхностей канавки в направлении оси поршня происходит в моменты, когда сумма сил от давления газов P_p , инерции кольца P_j и трения P_f равны нулю, т. е.

$$\sum P = P_p + P_j + P_f = 0.$$

Ниже представлены уравнения для различных случаев взаимного расположения колец в канавках и соотношении давления газа по канавкам.

Случай 1:

$$\sum p_1 > 0, \quad \sum p_2 > 0, \quad \sum p_3 > 0.$$

При $p_{\text{ц}} > p_1 > p_2 > p_3$

$$\frac{dp_1}{d\tau} = a_1 p_F \left[\overline{\mu f_0} \psi \left(\frac{p_{\text{м.с}}}{p_F} \right) \frac{k_{\text{ц}}}{2} \sqrt{T_F} - \frac{\pm F_1 \delta T_1 \sqrt{R_F}}{\mu_1 f_1 \beta_1 c_{\text{ц}} p_{\text{ц}}} \right]. \quad (1)$$

Для второй и третьей канавок ($m = 2, 3$), $p_4 = p_{\text{н}}$:

$$\begin{aligned} \frac{dp_m}{d\tau} = a_m p_{m-1} & \left[\overline{\mu f_{m-1}} k_{m-1} \psi \left(\frac{p_m}{p_{m-1}} \right) \frac{T_m}{\sqrt{T_{m-1}}} - \right. \\ & \left. - k_m \psi \left(\frac{p_{m+1}}{p_m} \right) \left(\frac{p_m}{p_{m-1}} \right) \sqrt{T_m} \right]. \quad (2) \end{aligned}$$

Здесь m — порядковый номер канавки; $p_{\text{ц}}$ — давление газов в цилиндре двигателя; $T_{\text{ц}}$ — температура газов в цилиндре двигателя; p_m — давление газов в полости канавки m ; T_m — температура газов в полости канавки m ; $p_{\text{н}}$, $p_{\text{м.с}}$ — начальное давление и давление газов в минимальном сечении струи; $a_m = \frac{\mu_m f_m \sqrt{R_F}}{V_m}$; $\overline{\mu f_{m-1}} = \frac{\mu_{m-1} f_{m-1}}{\mu_m f_m}$;

$$\beta_1 = \frac{c_1}{c_{\text{ц}}}; \quad \delta T_1 = 2T_f - T_w - T_{\text{н}}; \quad T_f = \frac{T_{\text{ц}} + T_1}{2}; \quad \psi —$$

скоростная функция, зависящая от отношения давлений; μ, f — коэффициент расхода и площадь проходного сечения между заколочными объемами V_1, V_2, V_3 ; $c_{\text{ц}}, c_1$ — массовые теплоемкости газов при постоянном объеме и температуре $T_{\text{ц}}$ и T_1 ; α — коэффициент теплоотдачи в кольцевой щели верхнего пояса поршня; F_1 — площадь тепловоспринимающих поверхностей; $T_{\text{н}}, T_w$ — средняя температура головки поршня и гильзы цилиндра; R, k — газовая по-

стоянная и показатель адиабаты для газов; τ — время.

При $p_1 < p_3 < p_2$:

$$p_1 = p_{\text{н}};$$

$$\frac{dp_2}{d\tau} = a_2 k_2 p_2 \left[\psi \left(\frac{p_1}{p_2} \right) + \frac{1}{\mu f_2} \psi \left(\frac{p_3}{p_2} \right) \right] \sqrt{T_2};$$

производная $\frac{dp_3}{d\tau}$ определяется по формуле (2) при $m = 3$.

Случай 2:

$$\sum p_1 > 0, \sum p_2 < 0, \sum p_3 > 0.$$

При $p_2 = p_3$:

производная $\frac{dp_1}{d\tau}$ определяется по формуле (1);

$$\begin{aligned} \frac{dp_2}{d\tau} &= \frac{dp_3}{d\tau} = \\ &= a_{23} k_2 p_1 \left[\frac{\psi \left(\frac{p_2}{p_1} \right) T_2}{\sqrt{T_1}} - \frac{1}{\mu f_2} \psi \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_2} \right) \frac{p_3}{p_1} \sqrt{T_2} \right], \end{aligned}$$

$$\text{где } a_{23} = \frac{\mu_2 f_2 \sqrt{R_{\text{г}}}}{V_2 + V_3}.$$

Случай 3:

$$\sum p_1 < 0, \sum p_2 < 0, \sum p_3 < 0.$$

При $p_1 > p_2 > p_3$:

производная $\frac{dp_1}{d\tau}$ определяется по формуле (1);

производная $\frac{dp_2}{d\tau}$ — по формуле (2) при $m = 2$;

$$p_3 = p_{\text{н}}.$$

Для расчета течения газов в картер за один цикл работы двигателя процесс разделяют на j равных интервалов по углу поворота коленчатого вала с постоянными значениями параметров на каждом интервале. Тогда цикловой расход газов в килограммах на цикл можно найти по следующим формулам:

при $\sum p_3 > 0$

$$m_{\text{гт}} = \frac{\delta\phi}{6n} \mu_3 f_3 \sqrt{\frac{1}{R_{\text{г}} T_3}} \sum_j p_{3j} \psi \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{3j}} \right);$$

при $\sum p_3 < 0$

$$m_{\text{гт}} = \frac{\delta\phi}{6n} \mu_2 f_2 \sqrt{\frac{1}{R_{\text{г}} T_2}} \sum_j p_{2j} \psi \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{2j}} \right),$$

где n — частота вращения коленчатого вала; $\delta\phi$ — угол поворота коленчатого вала на каждом интервале.

При расчетах предполагали, что количественную оценку газовых сил и сил трения колец осуществляют по их значениям на предшествующем шаге, после чего определяют суммарные нагрузки (ΣP) на кольцах, их взаимные положения в канавках и соответствующий им характер течения газов в лабиринте.

В реальных условиях в силу разных причин кольцо может частично или полностью разгрузиться от давления газов в осевом направлении и тогда его фактическая площадь соприкосновения по нижнему торцу s_{ϕ} будет меньше номинальной $s_0 = \pi D_{\text{ц}} t$, где $D_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра, t — толщина кольца, тогда $s_{\phi} = \eta_{\text{к}} s_0$, где $\eta_{\text{к}}$ — относительная площадь контакта. Результирующее давление газов на кольцо в осевом направлении составит

$$p_{\text{г}} = \eta_{\text{к}} \left(p_{m-1} - \frac{p_{m-1} + p_m}{2} \right).$$

Силы инерции кольца в расчетах находили по общеизвестной формуле, а силы трения — из следующих соображений.

Для части хода поршня, где наблюдается жидкостная смазка, применяли уравнение гидродинамической смазки с учетом влияния количества масла, заполняющего объемы межкольцевых полостей поршня. Это позволило уточнить части хода поршня с полужидкостной смазкой [11]. В зоне полужидкостной смазки допускали линейную зависимость коэффициента трения кольца $f_{\text{к}}$ от скорости поршня $u_{\text{п}}$:

$$f_{\text{к}} = f_{\text{макс}} \frac{u_{\text{п}}}{u_{\text{ж}}} (f_{\text{макс}} - f_{\text{ж}}),$$

где $f_{\text{макс}}$ — максимальное значение коэффициента трения при положении поршня в ВМТ; $f_{\text{ж}}$, $u_{\text{ж}}$ — коэффициент трения и скорости поршня, соответствующие началу возникновения условий жидкостного трения. Значения $f_{\text{макс}}$, $f_{\text{ж}}$ находили согласно работе [12] для различных видов контактного взаимодействия колец и гидроцилиндра. Тогда сила трения кольца

$$P_{\text{тр}} = f_k \pi D_{\text{ц}} h_k [p_y + 0,5(p_{m-1} - p_m)],$$

где h_k — высота кольца; p_y — давление от сил собственной упругости кольца; p_{m-1} , p_m — давление газов в пространствах над и под кольцом. Для сравнения отдельных сил они приводятся путем деления их на площадь контакта нижнего торца кольца.

В качестве примера проведен расчет утечки газов для быстроходного двигателя при следующих основных исходных данных: $D_{\text{ц}} = 0,12$ м; $h_k = 0,003$ м; $t = 5 \cdot 10^{-3}$ м; степень сжатия $\varepsilon = 16,5$; $n = 2600$ мин⁻¹; номинальная мощность $N_e = 154$ кВт; $\mu_0 f_0 = 3,2 \cdot 10^{-5}$ м²; $\mu_1 f_1 = \mu_2 f_2 = \mu_3 f_3 = 0,3 \cdot 10^{-6}$ м², заколенные объемы $V_1 = V_2 = V_3 = 1,6 \cdot 10^{-6}$ м³; $f_{\text{max}} = 0,12$; $\eta_k = 1$.

Расчетные значения изменения давления газов в полостях канавок и соответствующие им положения первого, второго и третьего колец относительно торцевых поверхностей канавок в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ) показаны на рис. 1.

Зависимости утечки газов от частоты вращения коленчатого вала для разных площадей просвета первого кольца при $\mu_2 f_2 = \mu_3 f_3 = 0,4$ мм²; $V_1 = V_2 = V_3 = 1641$ мм³; $f_{\text{max}} = 0,1$; $\eta_k = 1$ приведены на рис. 2.

При постоянной частоте вращения коленчатого вала утечка газов в случае подвижных колец увеличивается, причем чем частота вращения выше, тем больше. Повышение частоты вращения с 2600 до 4200 мин⁻¹ в случае подвижных колец при площади просвета первого кольца 0,1 мм² приводит к увеличению утечки газов по сравнению с неподвижными кольцами в 1,8–3,0 раза. При площади просвета 0,4 мм² утечка газов увеличивается в 2,5 раза.

Существенное влияние подвижности колец на условия течения газов через кольцевое уплотнение подтверждается и в других работах, в том числе и возможность увеличения утечки газов с ростом частоты вращения [2]. В рассмотренном нами случае подобное явление происходило при площади просвета первого кольца 0,4 мм² и частоте вращения выше 2600 мин⁻¹.

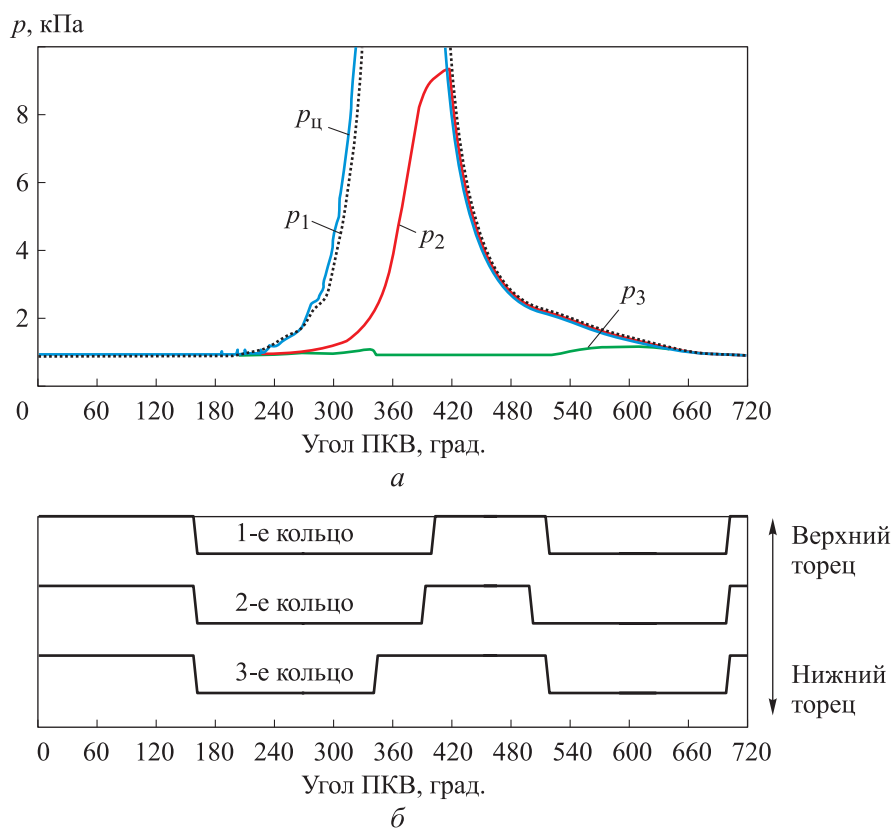


Рис. 1. Расчетные изменения давления газов в полостях канавок (а) и соответствующие им положения первого, второго и третьего колец относительно торцевых поверхностей канавок в зависимости от угла ПКВ (б)

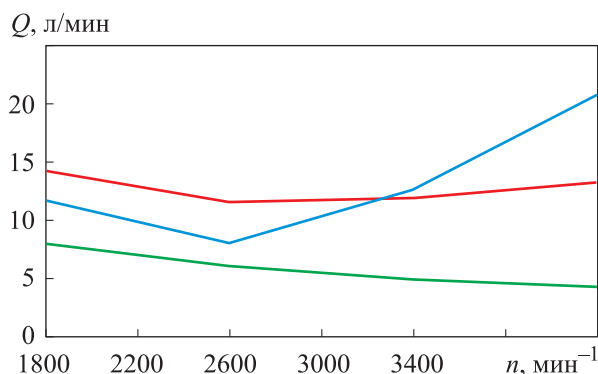


Рис. 2. Зависимости утечки газов от частоты вращения коленчатого вала при разных площадях просвета первого кольца:

— $\mu_1 f_1 = 0,1 \text{ мм}^2$; — $\mu_1 f_1 = 0,4 \text{ мм}^2$; — $\mu_1 f_1 = 0,1 \text{ мм}^2$
(с неподвижными кольцами)

В результате анализа установлено, что основной причиной увеличения утечки газов служит потеря контакта второго кольца на нижнем торце канавки поршня из-за его перемещения к верхнему торцу на тактах сжатия и расширения под воздействием сил инерции и трения.

Зависимости утечки газов от частоты вращения коленчатого вала при постоянной площади просвета первого кольца и разных площадях просвета второго кольца приведены на рис. 3.

При постоянной площади просвета первого кольца изменение площади просвета второго кольца значительно влияет на утечку газов, особенно при высоких частотах вращения. Так, при частоте вращения 4200 мин⁻¹ утечка газов увеличивается в 1,9 раза, а при 1800 мин⁻¹ — в 1,5 раза. Представляет практический интерес

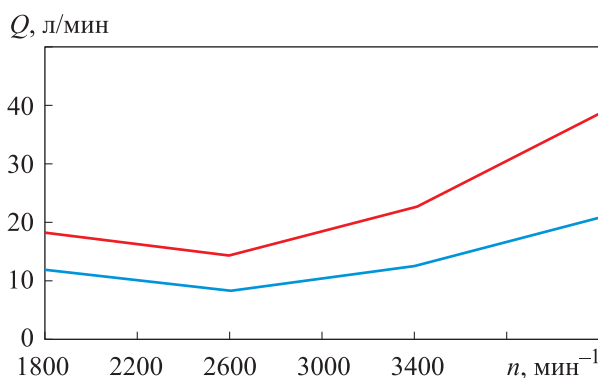


Рис. 3. Изменения утечки газов от частоты вращения коленчатого вала при площади просвета первого кольца $\mu_1 f_1 = 0,1 \text{ мм}^2$ и разных площадях просвета второго кольца:

— $\mu_2 f_2 = 0,2 \text{ мм}^2$; — $\mu_2 f_2 = 0,1 \text{ мм}^2$

исследования утечки газов на холостом ходу, как наиболее простом и доступном для измерений в эксплуатации режиме работы двигателя. Зависимости утечки газов на холостом ходу от частоты вращения коленчатого вала для разных площадей просвета первого кольца при $\mu_2 f_2 = 0,1 \text{ мм}^2$ и $\mu_3 f_3 = 0,1 \text{ мм}^2$ приведены на рис. 4.

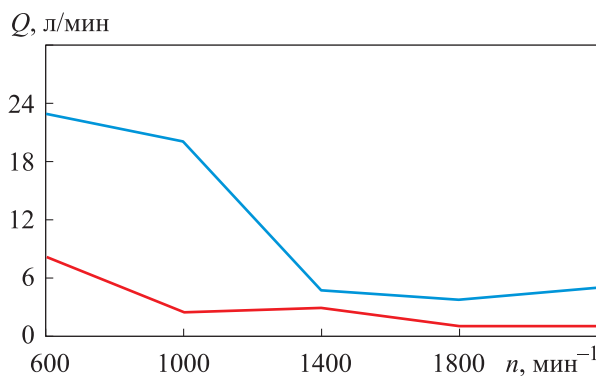


Рис. 4. Зависимости утечки газов на холостом ходу от частоты вращения коленчатого вала при различных площадях просвета первого кольца:

— $\mu_1 f_1 = 0,1 \text{ мм}^2$; — $\mu_1 f_1 = 0,5 \text{ мм}^2$

При площади просвета первого кольца $0,1 \text{ мм}^2$ повышение частоты вращения на холостом ходу с 600 до 1400 мин⁻¹ приводит к снижению утечки газов в 2,5, а при площади просвета $0,5 \text{ мм}^2$ — 4,5 раза. Дальнейшее увеличение частоты вращения сопровождается относительно небольшими изменениями утечки газов как в сторону его увеличения, так и уменьшения. Подобный характер изменения утечки газов при повышенных частотах вращения коленчатого вала объясняется возросшим действием на поршневое кольцо инерционных сил.

Из приведенных зависимостей следует, что по изменению разницы утечки газов в заданном диапазоне частот вращения коленчатого вала на холостом ходу можно оценивать площади просветов, а значит, и износы первого поршневого кольца, что важно при определении остаточного ресурса деталей цилиндропоршневой группы ДВС.

Рассмотренный выше процесс течения газа через кольцевое уплотнение и полученные расчетные зависимости могут быть использованы при определении параметров теплообмена в сопряжении кольца с гильзой цилиндра при моделировании теплового состояния цилиндро-

поршневой группы двигателя. При этом необходимо учитывать влияние теплоты, выделяющейся при трении колец о стенки цилиндра, на тепловое состояние деталей двигателя. Соответствующие значения тепловых потоков от трения поршневого кольца и на поверхности гильзы цилиндра зависят от режима работы сопряжения кольца с цилиндром [13].

В районе мертвых точек положения поршня происходит разрушение масляного слоя и гидродинамический режим при работе поршневых колец сменяется режимом граничного трения. В этом случае применяют метод генерирования индивидуальных диаграмм (кривых) Штрибека для заданной геометрии колец [14].

По результатам статьи можно сделать следующие выводы.

1. Предложенный расчет утечки газов через кольцевое уплотнение ДВС позволяет уточнить

теоретический анализ работы поршневых колец и создать предпосылки к дальнейшему совершенствованию деталей цилиндропоршневой группы двигателя.

2. Выявлено существенное влияние подвижности колец на увеличение утечки газов при различных частотах вращения коленчатого вала и площадях просвета колец. Так, по сравнению с неподвижными кольцами при площади просвета первого кольца $0,4 \text{ мм}^2$ и частоте вращения 4200 мин^{-1} утечка газов может увеличиваться в 2,5 раза.

3. По изменению разницы утечки газов в заданном диапазоне частот вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя можно оценивать площади просветов (износов) первого поршневого кольца и тем самым прогнозировать остаточный ресурс деталей цилиндропоршневой группы ДВС.

Литература

- [1] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. *Конструирование и расчет поршневых двигателей*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018, 536 с.
- [2] Энгелиш К. *Поршневые кольца*. В 2 т. Т. 1. Москва, Машиностроение, 1962, 584 с.
- [3] Устинов А.Н. *Исследование поршневых колец дизелей*. Саратов, Саратовский университет, 1974, 26 с.
- [4] Furuhashi S., Tada T. On the flow of gas through the piston rings. *Bulletin of JSME*, 1961, vol. 4, no. 16, pp. 691–698. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.4.691>
- [5] Furuhashi S., Tada T. On the flow of gas through the piston rings. *Bulletin of JSME*, 1961, vol. 4, no. 16, pp. 684–691. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.4.684>
- [6] Орлин А.С., Заренбин В.Г. Экспериментальное исследование осевого движения компрессионных колец. *Вестник машиностроения*, 1966, № 9, с. 17–19.
- [7] Заренбин В.Г., Колесникова Т.Н. К расчету течения газов через кольцевые уплотнения ДВС с учетом динамики поршневых колец. *Двигатели внутреннего сгорания*, 2017, № 1, с. 27–33.
- [8] Furuhashi S., Hiruma M. Axial movement of piston rings in the groove. *ASLE transactions*, 1972, no. 12, 10 p.
- [9] Truscott R., Reid T., Ruddy B. Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blow by. *SAE*, 1983, paper № 831282, pp. 11–23.
- [10] Зотов Н.М. Экспериментальное исследование теплообмена при течении воздуха в микрощелевых каналах. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 1969, № 8, с. 74–76.
- [11] Заренбин В.Г. Об обобщенных зависимостях границ полужидкостной смазки от параметров профиля рабочей конической поверхности компрессионного кольца ДВС. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури*, 2012, № 7–8, с. 34–39.
- [12] Крагельский И.В., Алисин В.В. *Трение, изнашивание и смазка. Справочник*. В 2 кн. Кн. 2. Москва, Машиностроение, 1979, 358 с.
- [13] Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л., Руссинковский С.Ю. *Математическое моделирование полей температур, деформаций и напряжений в деталях цилиндропоршневой группы поршневых двигателей*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003, 31 с.
- [14] Stanley R., Taraza D., Henein N., Bryzik W. A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly. *International Congress and Exposition Detroit*. *SAE technical paper*, 1999, no. 1999-01-0974.

References

- [1] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L. *Konstruirovaniye i raschet porshnevnykh dvigateley* [Design and calculation of piston engines]. Moscow, BMSTU Press, 2018, 536 p. (In Russ.).
- [2] English K. *Porshnevyye kol'tsa* [Piston rings]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1962, vol. 1, 584 p. (In Russ.).
- [3] Ustinov A.N. *Issledovanie porshnevnykh kolets dizeley* [Research of diesel piston rings]. Saratov, Saratovskiy universitet Publ., 1974, 26 p. (In Russ.).
- [4] Furuhashi S., Tada T. On the flow of gas through the piston rings. *Bulletin of JSME*, 1961, vol. 4, no. 16, pp. 691–698. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.4.691>
- [5] Furuhashi S., Tada T. On the flow of gas through the piston rings. *Bulletin of JSME*, 1961, vol. 4, no. 16, pp. 684–691. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.4.684>
- [6] Orlin A.S., Zarenbin V.G. Experimental study of axial motion of compression rings. *Vestnik mashinostroeniya*, 1966, no. 9, pp. 17–19. (In Russ.).
- [7] Zarenbin V.G., Kolesnikova T.N. To calculate the flow of gases through the annular seals of the internal combustion engine, taking into account the dynamics of the piston rings. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2017, no. 1, pp. 27–33. (In Russ.).
- [8] Furuhashi S., Hiruma M. Axial movement of piston rings in the groove. *ASLE transactions*, 1972, no. 12, 10 p.
- [9] Truscott R., Reid T., Ruddy B. Ring Dynamics in a Diesel Engine and Its Effect on Oil Consumption and Blow by. *SAE*, 1983, paper no. 831282, pp. 11–23.
- [10] Zotov N.M. Experimental study of heat transfer during air flow in micro-slit channels. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 1969, no. 8, pp. 74–76. (In Russ.).
- [11] Zarenbin V.G. On generalized dependencies of the boundaries of semi-liquid lubricant on the profile parameters of the working conical surface of the compression ring of the internal combustion engine. *Visnik Pridniprovs'koï derzhavnoi akademii budivnitstva ta arkhitekturi*, 2012, no. 7–8, pp. 34–39. (In Russ.).
- [12] Kragel'skiy I.V., Alisin V.V. *Trenie, iznashivaniye i smazka. Spravochnik* [Friction, wear and lubrication. References]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, 358 p. (In Russ.).
- [13] Chaynov N.D., Krasnokutskiy A.N., Myagkov L.L., Russinkovskiy S.Yu. *Matematicheskoye modelirovaniye poley temperatur, deformatsiy i napryazheniy v detalyakh tsilindroporshnevoy gruppy porshnevnykh dvigateley* [Mathematical modeling of temperature fields, deformations and stresses in the details of the cylinder piston group of piston engines]. Moscow, BMSTU Press, 2003, 31 p. (In Russ.).
- [14] Stanley R., Taraza D., Henein N., Bryzik W. A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly. *International Congress and Exposition Detroit. SAE technical paper*, 1999, no. 1999-01-0974.

Материалы получены редакцией 13.04.2024

Сведения об авторах

Заренбин Владимир Георгиевич — доктор технических наук. E-mail: zarvlad37@gmail.com

Новиков Михаил Сергеевич — аспирант кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

E-mail: mikenov@yandex.ru

Information about the authors

Zarenbin Vladimir Georgievich — Dr. Sci. (Eng.). E-mail: zarvlad37@gmail.com

Novikov Mikhail Sergeevich — Postgraduate, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

E-mail: mikenov@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Заренбин В.Г., Новиков М.С. Расчет утечки газов через кольцевое уплотнение с учетом перемещения колец в канавках поршня двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 10–17.

Citation:

Zarenbin V.G., Novikov M.S. Computing gas leakage through the O-ring seal taking into account the ring displacement in the engine piston grooves. *Engines Construction*, 2024, no. 2 (296), pp. 10–17. (In Russ.).

УДК 621.436+629.424.3

Повышение эксплуатационной топливной экономичности маневрового тепловоза оптимизацией регулировочных параметров дизельного двигателя

В.В. Грачев¹, В.В. Фурман², О.Р. Хамидов³, Б.Т. Кулманов³¹ Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I² ООО «ППП Дизельавтоматика»³ Ташкентский университет транспорта

Improving operational fuel efficiency of a shunting locomotive by optimizing the diesel engine adjustment parameters

V.V. Grachev¹, V.V. Furman², O.R. Hamidov³, B.T. Kulmanov³¹ Emperor Alexander I st. Petersburg State Transport University² Design and Production Enterprise LLC Dizelavtomatika³ Tashkent State Transport University

Проанализированы возможности повышения среднеэксплуатационной топливной экономичности и надежности дизельного двигателя маневрового тепловоза посредством оптимизации угла опережения подачи топлива по критерию минимизации среднеэксплуатационного расхода топлива. Анализ выполнялся посредством моделирования рабочего процесса в цилиндре дизельного двигателя с использованием программного комплекса «Дизель-РК». В результате исследования режимов работы маневровых тепловозов в условиях эксплуатации установлено, что большая часть работы силовой установки маневрового тепловоза выполняется при мощности не выше 0,3 номинальной, на эти же режимы приходится до 80 % израсходованного топлива, причем до 40 % топлива расходуется в режиме холостого хода. В то же время при проектировании локомотива значения конструкционных и регулировочных параметров всех его агрегатов оптимизируются для номинального режима работы дизель-генераторной установки. После ремонтные и контрольные реостатные испытания также осуществляются в номинальном режиме работы силовой установки, соответствующем номинальной эффективной мощности дизеля. Явное противоречие в требованиях к значениям параметров силовой установки маневрового тепловоза на стадиях проектирования и эксплуатации его жизненного цикла может быть устранено либо применением электронного управления системами дизеля (на выпускаемых в настоящее время двигателях), либо оптимизацией регулировочных параметров дизеля по критерию минимизации среднеэксплуатационного расхода топлива тепловозом (для дизелей прежних лет выпуска с механическим управлением топливной аппаратурой и неуправляемым фазам газораспределения). В результате исследования установлено, что уменьшение угла опережения подачи топлива дизеля ПД1М тепловоза ТЭМ2 с 29 до 14 градусов поворота коленчатого вала приводит к снижению среднеэксплуатационного расхода топлива тепловозом на 5...8 % при одновременном повышении надежности дизеля за счет уменьшения механических и тепловых нагрузок на узлы и детали цилиндропоршневой группы.

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

The paper analyzes possibilities of increasing the average operating fuel economy and reliability of the shunting locomotive diesel engine by optimizing the fuel supply advance angle according to the average operation fuel consumption minimizing criterion. The analysis was performed by simulating the working process in a diesel engine cylinder using the Diesel-RK software package. Studying operation modes of the shunting diesel locomotive under the operation conditions made it possible to establish that most of the shunting diesel locomotive power plant operation was performed at the power no higher than 0.3 rated. These same modes accounted for up to 80 % of the fuel consumed, and up to 40 % of

the fuel was being consumed in the idle mode. At the same time, the design and adjustment parameter values of all its units were optimized to ensure the nominal operation mode of the diesel generator set in designing a locomotive. Post-repair and control rheostat tests were also carried out in the nominal operation mode of a power plant, corresponding to the diesel engine rated effective power. Obvious contradiction in the requirements to parameters of the shunting diesel locomotive power plant at the its life cycle design and operation stages could be eliminated. In this case, either by using the diesel system electronic control (in regard to the currently produced engines), or by optimizing the diesel engine adjustment parameters according to the criterion of minimizing the average operation time-rational fuel consumption of a diesel locomotive (for the diesel engines of previous production years equipped with mechanical control of fuel equipment and uncontrolled valve timing). The study results confirmed that reducing the fuel supply advance angle in the TEM2 PD1M diesel locomotive from 29 to 14 degrees of the crankshaft rotation led to reduction in the diesel locomotive average operation fuel consumption by 5...8 % with a simultaneous increase in the diesel engine reliability due to reducing the mechanical and thermal loads on the cylinder-piston group components and parts.

Keywords: diesel locomotive engine, fuel supply advance angle, specific effective fuel consumption, engine reliability, thermal stress, exhaust gas temperature

Постановка задачи

Одна из приоритетных задач как магистрального, так и промышленного железнодорожного транспорта наряду с выполнением требуемого объема перевозок и перечня транспортно-технологических операций — снижение эксплуатационных расходов. Поскольку стоимость топлива и электроэнергии, расходуемых на тягу поездов, достигает 35 % эксплуатационных расходов локомотивного хозяйства и 11,5 % эксплуатационных расходов железнодорожного транспорта в целом [1], повышение эксплуатационной энергоэффективности магистральных и маневровых локомотивов является актуальной задачей.

Особенность функционирования практически всех автономных наземных транспортных средств — значительная доля времени, выполненной работы и израсходованного топлива, приходящаяся на ненормальные режимы работы силовой установки [2].

Результаты мониторинга работы маневрового тепловоза ТЭМ18 в условиях предприятия промышленного транспорта представлены на рис. 1–3 [3]. Как следует из рисунков, более 70 % времени работы и 40 % израсходованного топлива приходится на режим холостого хода, при этом основная часть работы силовой установки тепловоза (более 35 %) выполняется на пятой (из восьми) позиции контроллера машиниста (ПКМ) при мощности тягового генератора не более 55 % от номинального значения. В номинальном режиме (на восьмой позиции контроллера) за 25 суток, в течение которых осуществлялся мониторинг, тепловоз не работал.

Эти данные полностью соответствуют обобщенным результатам анализа режимов работы маневровых тепловозов ТЭМ2, ТЭМ18, ЧМЭЗ на станциях ОАО «Российские железные дороги» (см. таблицу) [4]. Как следует из этих результатов, основная часть работы (до 40 %) силовой установки тепловоза выполняется на 1–4 позициях контроллера при мощности тягового генератора не более 30 % от ее номинального значения $N_{e \text{ ном}}$. При этом наибольшее количество топлива расходуется на холостом ходу (более 45 %) и 1–4 позициях контроллера (более 30 %), при этом на номинальные режимы в среднем приходится не более 5 % выполненной работы и не более 2,5 % израсходованного топлива.

Приведенные данные позволяют сделать вывод о том, что эксплуатационная эффективность маневрового локомотива определяется главным образом качеством функционирования его силовой установки в режимах холостого хода и малых нагрузок. В то же время при проектировании локомотива значения конструктивных и регулировочных параметров всех его агрегатов оптимизируются для номинального режима работы дизель-генераторной установки. Послеремонтные и контрольные реостатные испытания также осуществляются в номинальном режиме работы силовой установки, соответствующем номинальной эффективной мощности дизеля. Именно для этого режима руководством по эксплуатации и техническому обслуживанию дизель-генератора [5] нормируются значения основных его параметров (мощности генератора, максимального давления сгорания p_z и температуры отработавших газов

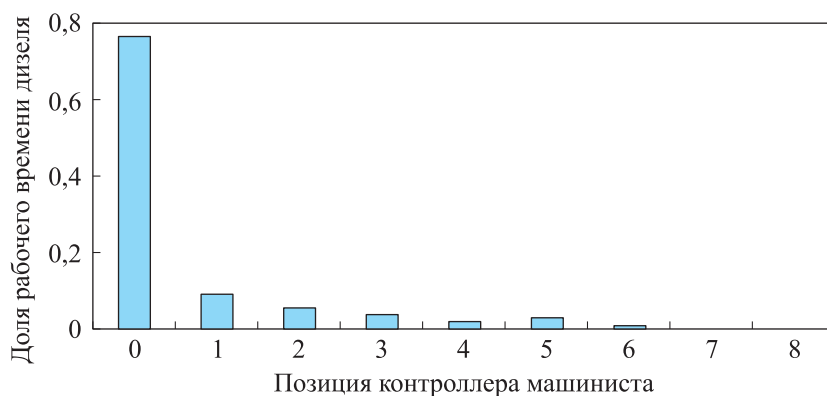


Рис. 1. Среднее распределение суточного бюджета времени работы тепловоза ТЭМ18 при работе в условиях предприятия промышленного транспорта

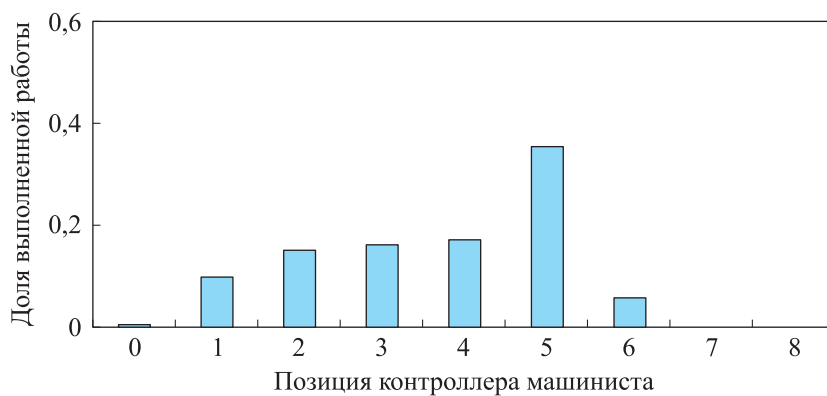


Рис. 2. Среднее распределение выполненной работы дизельной генераторной установки тепловоза ТЭМ18 при работе в условиях промышленного предприятия



Рис. 3. Среднее распределение среднеексплуатационного расхода топлива по ПКМ при работе в условиях промышленного предприятия

**Обобщенные значения параметров спектра режимов нагрузки
дизельных генераторных установок маневровых тепловозов в эксплуатации**

Режим нагрузки	ПКМ	Параметр нагрузки, %		
		Время работы T	Работа A_e	Расход топлива B_e
Холостой ход	0	79,80	21,7	46,0
$(0...0,25)N_{e\text{ ном}}$	0–4	16,00	38,1	30,2
$(0,26...0,50)N_{e\text{ ном}}$	4–6	3,10	27,8	17,1
$(0,51...0,75)N_{e\text{ ном}}$	6–7	0,60	6,5	3,5
$(0,76...1,00)N_{e\text{ ном}}$	7–8	0,50	5,9	3,2
$N_{e\text{ ном}}$	8	0,20	4,6	2,6

(ОГ) $T_{\text{ОГ}}$ дизеля), значения которых при необходимости корректируются изменением цикловой подачи (ЦП) топлива и угла опережения подачи топлива (УОПТ) в отдельных цилиндрах дизеля.

Таким образом, имеется явное противоречие в требованиях к значениям параметров силовой установки маневрового тепловоза на стадиях проектирования и эксплуатации его жизненного цикла. Это противоречие может быть практически полностью устранено применением средств электронного управления системами дизельного двигателя. Применяемые в настоящее время на современных тепловозных дизелях системы электронного управления топливоподачей [6] позволяют устанавливать оптимальные значения УОПТ и ЦП для каждого режима скоростной характеристики двигателя, что обеспечивает снижение среднеэксплуатационного расхода топлива тепловозом на 7...10 % [7]. В перспективе существенный эффект может дать также электронное управление фазами газораспределения и сопловым аппаратом агрегатов наддува. Эффект от электронного управления может быть существенно повышен в случае применения на локомотивах многодизельных силовых установок [8] при условии сохранения показателей их надежности и расходов на техническое обслуживание на уровне, не превышающем соответствующие показатели для однодизельных установок.

Однако новые локомотивы, на которых возможно применение двигателей с электронными системами управления и многодизельными силовыми установками, составляют лишь небольшую часть инвентарного парка маневро-

вых локомотивов как на путях ОАО «РЖД», так и на предприятиях промышленного транспорта. Если в первом случае эта доля к концу 2023 г. достигает 20 % и постепенно возрастает [9], то во втором случае эта доля не превышает 5 % при общем количестве локомотивов, эксплуатируемых на путях необщего пользования, оцениваемом на уровне 7000–8000 единиц [10].

С учетом вышесказанного представляется целесообразным проанализировать возможность повышения эксплуатационной эффективности маневровых локомотивов с дизелями прежних лет выпуска, оборудованных топливной аппаратурой с механическим управлением и нерегулируемым механизмом газораспределения, за счет оптимизации стационарных настроек топливной аппаратуры и фаз газораспределения по критерию минимального среднеэксплуатационного расхода топлива на единицу работы дизельной генераторной установки. При этом одним из основных регулировочных параметров дизельного двигателя является УОПТ [11, 12].

Задача настоящей работы — анализ влияния УОПТ дизеля ПД1М тепловоза серии ТЭМ2 на среднеэксплуатационный расход топлива тепловозом и показатели тепловой напряженности цилиндропоршневой группы (ЦПГ) дизеля как одного из основных факторов, определяющих показатели его надежности и срок службы.

Выбор метода исследования

С учетом значительных затрат времени и ресурса стендовой силовой установки, необходимых для проведения требуемого объема натурных стендовых испытаний, в качестве метода решения

поставленной задачи выбрано моделирование рабочего процесса дизельного двигателя типа ПД1М (6ЧН 31,8/33,0) при различных настройках топливной аппаратуры. В качестве инструментального средства моделирования выбран программный комплекс «Дизель-РК», разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана профессором А.С. Кулешовым [13, 14]. Идентификация модели выполнялась с использованием конструктивных параметров исследуемого двигателя [15] и результатов испытаний однотипных и близких по конструкции и значениям основных параметров двигателей [16]. Определение параметров газозвдушного тракта (ГВТ) дизеля осуществлялось с использованием универсальных напорных характеристик центробежного нагнетателя и безразмерных характеристик газовой турбины турбокомпрессора ТК30 [17].

Для проверки адекватности модели выполнен расчет тепловозной (генераторной) характеристики дизеля для номинального значения УОПТ (29 градусов поворота коленчатого вала (ПКВ)) и условий нагружения в составе дизель-генераторной установки тепловоза ТЭМ2 [5] для нормальных атмосферных условий (атмосферное давление $p_0 = 0,1$ МПа, температура наружного воздуха $T_0 = 293$ К).

Некоторые результаты этого расчета в сравнении с данными универсальной характеристики дизеля ПД1М [15] (удельный эффективный расход топлива q_e) и данными, полученными при реостатных испытаниях тепловоза с аналогичной генераторной характеристикой дизеля (температура ОГ $T_{ог}$) представлены на рис. 4 и 5.

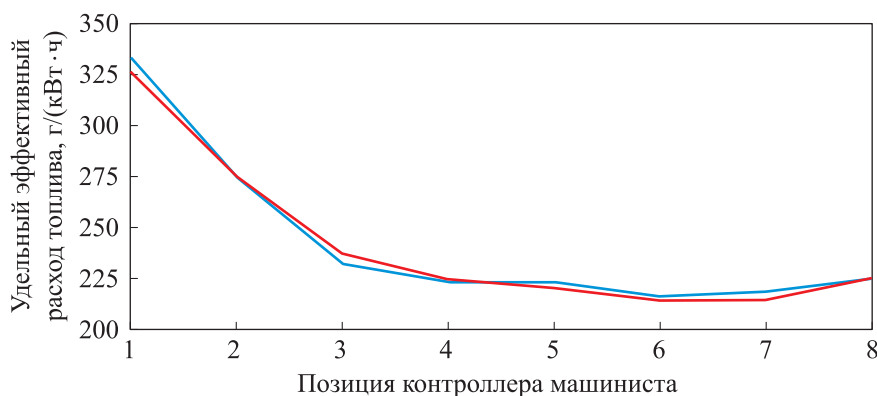


Рис. 4. Значения удельного эффективного расхода дизеля ПД1М, полученные математическим моделированием (—) и расчетом по универсальной характеристике дизеля ПД1М (—)

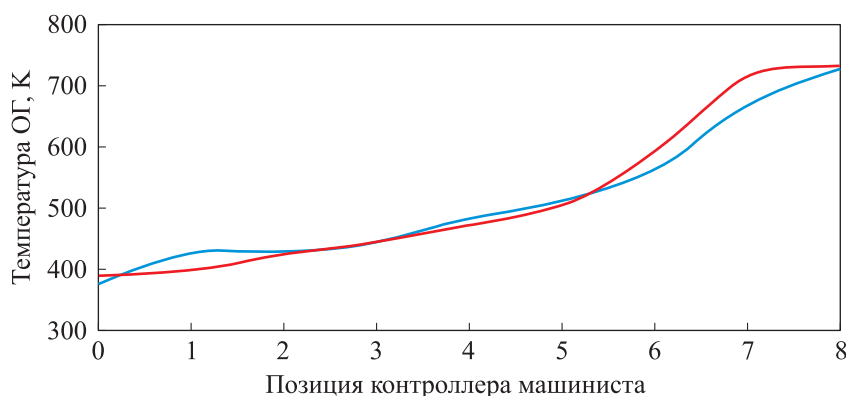


Рис. 5. Температура ОГ на входе в турбину дизеля ПД1М в режимах генераторной характеристики, полученные в результате моделирования рабочего процесса (—) и в результате реостатных испытаний тепловоза (—)

Как следует из рисунков, абсолютная погрешность модели не превышает 7 % по температуре ОГ и 1,5 % по удельному эффективному расходу топлива, что представляется вполне приемлемым результатом.

В процессе исследования определялись значения параметров рабочего процесса дизеля в режимах тепловозной характеристики, соответствующих позициям контроллера, при изменении УОПТ от 39 до 4 град. ПКВ.

Обсуждение результатов

Значения q_e в режимах тепловозной характеристики для разных ОПТ приведены на рис. 6. Как видно на рисунке, номинальный УОПТ обеспечивает минимальные значения q_e в режимах, близких к номинальному (седьмая и восьмая позиции контроллера). На остальных позициях минимальные значения q_e достигаются при существенно меньших значениях углов — от 14...19 град. ПКВ на шестой позиции до 9...4 град. ПКВ на первой позиции ПКМ.

Эти результаты достаточно хорошо согласуются с опытом эксплуатации систем электронного управления топливоподачей дизелей 1-ПД4Д тепловозов ТЭМ18ДМ[6], в которых УОПТ в режимах холостого хода и малых нагрузок составляет 8...12 град. ПКВ.

Значения температуры ОГ перед турбиной в режимах тепловозной характеристики приведены на рис. 7. Как видно на рисунке, умень-

шение УОПТ до 9 град. ПКВ в номинальном режиме работы сопровождается увеличением температуры ОГ перед турбиной свыше 500 °С (предельно допустимое значение в соответствии с [5]), поэтому целесообразно принять в качестве компромиссного значения УОПТ значение 14 град. ПКВ.

С целью оценки предполагаемого эффекта от использования уменьшенного УОПТ во всех режимах скоростной характеристики был выполнен расчет количества топлива, израсходованного тепловозом за смену (12 ч) при различных углах УОПТ для интенсивности работы, соответствующей рис. 1, 2, 6 и приведенной выше таблице. Зависимость среднего расхода топлива за смену от УОПТ для этих условий работы приведена на рис. 8.

Таким образом, установка уменьшенного значения УОПТ (14 град. ПКМ вместо паспортного значений 29 град. ПКМ) на дизеле ПД1М с механическим управлением топливоподачей обеспечивает уменьшение эксплуатационного расхода топлива на 5...8 % в зависимости от режимов эксплуатации.

Как известно, уменьшение УОПТ в режимах, близких к номинальному, приводит к частичному переносу сгорания на линию расширения и увеличению температуры ОГ [18]. С целью оценки влияния уменьшения УОПТ на уровень тепловых нагрузок узлов ЦПГ дизеля в процессе расчетов помимо q_e и $T_{\text{ОГ}}$ определяли значения

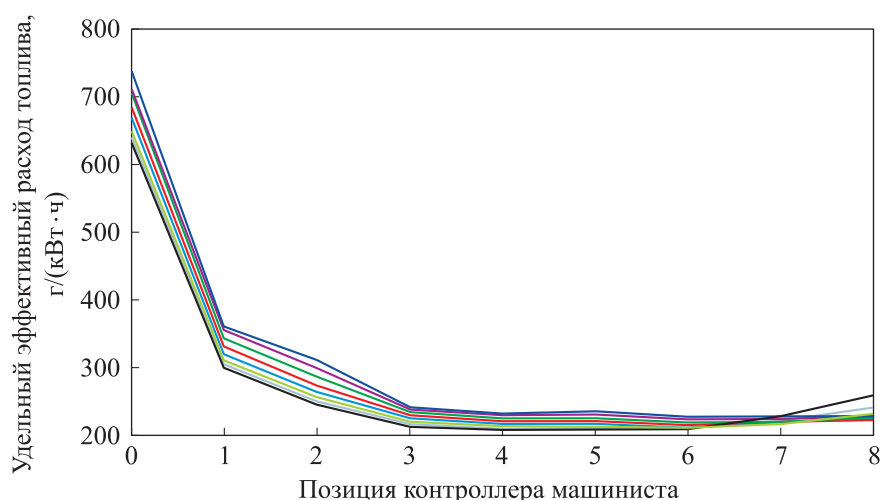


Рис. 6. Изменение удельного эффективного расхода топлива в режимах тепловозной характеристики при разных значениях УОПТ:

— 39 град.; — 34 град.; — 29 град.; — 24 град.; — 19 град.; — 14 град.; — 9 град.; — 4 град.

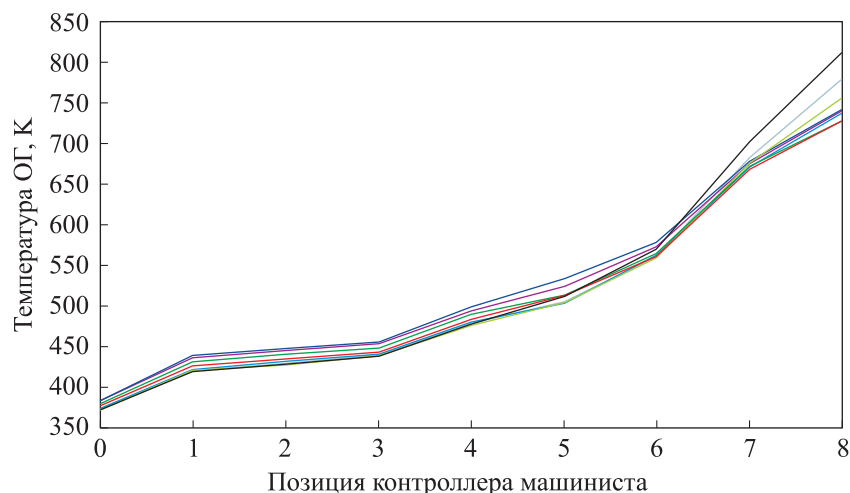


Рис. 7. Температура ОГ перед турбиной в режимах тепловозной характеристики при различных значениях УОПТ:

— 39 град.; — 34 град.; — 29 град.; — 24 град.; — 19 град.; — 14 град.;
— 9 град.; — 4 град.

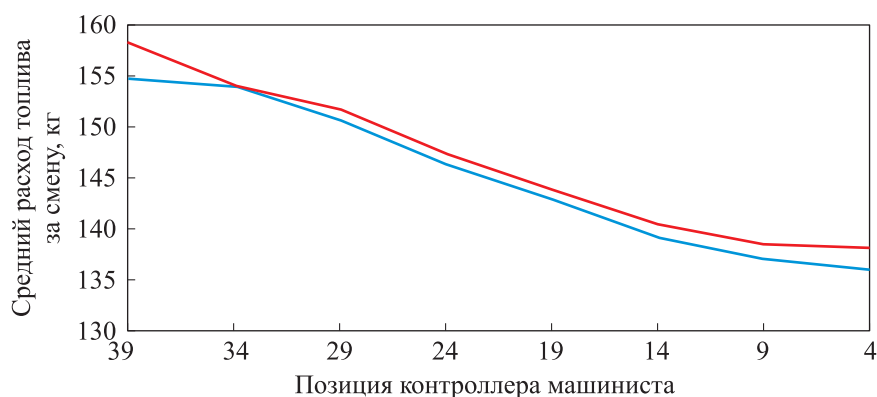


Рис. 8. Расход топлива тепловозом за смену (12 ч) при разных значениях УОПТ:

— ТЭМ18 в условиях промышленного транспорта; — тепловозы ОАО «РЖД» (см. таблицу)

ряда параметров, характеризующих механические и тепловые нагрузки на узлы ЦПГ дизеля.

Значения максимального давления цикла p_z (давления вспышки) в режимах тепловозной характеристики для номинального (29 град) и предлагаемого (14 град.) УОПТ приведены на рис. 9.

Как видно на рис. 9, уменьшение УОПТ вполне ожидаемо приводит к значительному уменьшению максимального давления цикла, а, следовательно, и механических нагрузок на узлы и детали ЦПГ во всех режимах тепловозной характеристики дизеля. Одновременно уменьшаются максимальная температура цикла, а также среднецикловые значения температуры днища поршня и огневого днища крышки

цилиндра (рис. 10, 11), определяющие уровень термических напряжений в этих узлах. Все перечисленные изменения будут способствовать повышению надежности работы ЦПГ, уровень которой во многом определяет уровень надежности дизеля и тепловоза в целом, а также снижению шума и вибрации в процессе работы.

Еще одним важным фактором, который необходимо учитывать при изменении регулировочных параметров дизеля, служат его экологические характеристики, основные значения параметров которых определяются ГОСТ 33754–2016 «Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов автономного тягового и моторвагонного подвижного состава». Согласно этому

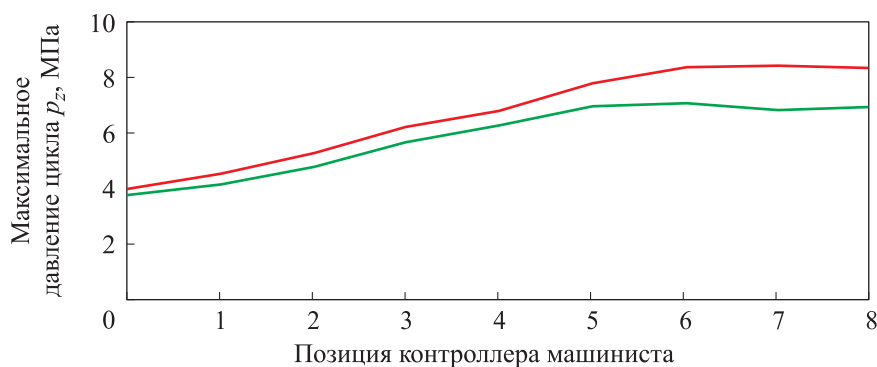


Рис. 9. Максимальное давление цикла в режимах тепловозной характеристики при различных значениях УОПТ:
— 29 град.; — 14 град.

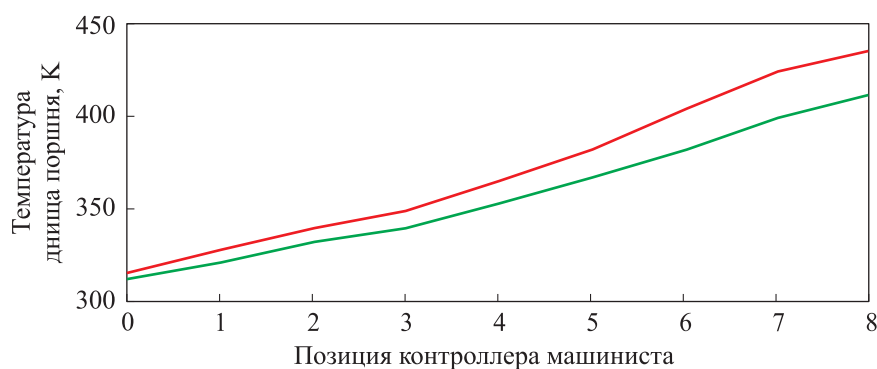


Рис. 10. Изменение средней температуры огневого днища поршня в режимах тепловозной характеристики при различных значениях УОПТ:
— 29 град.; — 14 град.

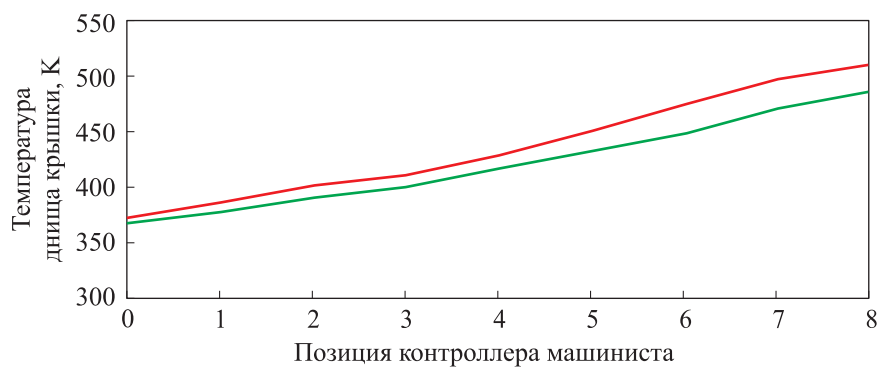


Рис. 11. Изменение средней температуры огневой поверхности крышки в режимах тепловозной характеристики при различных значениях УОПТ:
— 29 град.; — 14 град.

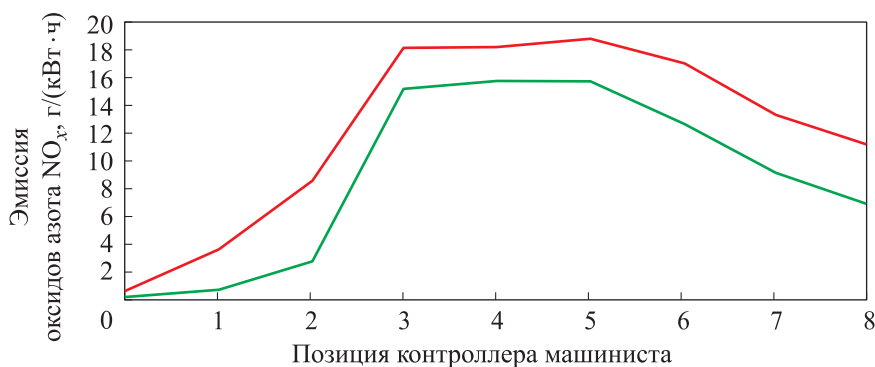


Рис. 12. Эмиссия оксидов азота (NO_x) в режимах тепловозной характеристики при различных значениях УОПТ:
— 29 град.; — 14 град.

стандарту, для двигателей, поставленных на производство до 2000 г., уровень эмиссии твердых частиц и углеводородов не нормируется, а средневзвешенный удельный выброс окислов азота (NO_x) при нагружении по циклограмме, определяемой ГОСТ 30574–98 «Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов. Циклы испытаний», не должен превышать 18 г/(кВт · ч). Согласно рис. 12, эмиссия оксидов азота при УОПТ, равном 14 град. ПКВ, во всех режимах тепловозной характеристики дизеля меньше предельного значения средневзвешенного удельного выброса и на 12...60 % меньше эмиссии NO_x при УОПТ, составляющем 29 град. ПКВ.

Эти результаты полностью подтверждаются результатами стендовых испытаний дизеля типа Д50 [19–21]. Согласно полученным данным, объемное содержание оксида углерода (CO) в ОГ при работе в режимах холостого хода и малых нагрузок при УОПТ, равном 14 град. ПКВ, более чем в 15 раз меньше предельно допустимого его значения согласно ГОСТ 33754–2016, что обеспечивает выполнение требований этого стандарта по средневзвешенному удельному выбросу CO .

Таким образом, результаты выполненного моделирования, подтвержденные результатами стендовых испытаний дизеля, показывают, что установка уменьшенного УОПТ на дизелях типа Д50 тепловозов ТЭМ2, ТЭМ18 в/и прежних лет выпуска с механическим управлением топли-

воподачей, эксплуатируемых в типичных для маневровой работы режимах, позволит не только снизить эксплуатационный расход топлива тепловозом, но и повысить надежность двигателя за счет уменьшения тепловых и механических нагрузок на узлы ЦПГ при сохранении экологических показателей двигателя в пределах, определяемых ГОСТ 33754–2016.

Выводы

1. Эксплуатационная эффективность маневрового локомотива определяется главным образом качеством функционирования его силовой установки в режимах холостого хода и малых нагрузок.

2. Эксплуатационная эффективность маневровых локомотивов прежних лет выпуска с однодизельными силовыми установками и механическим управлением топливоподачей дизеля может быть существенно повышена оптимизацией значений регулировочных параметров дизеля для режимов холостого хода и малых нагрузок.

3. При уменьшении УОПТ дизеля типа Д50 тепловозов ТЭМ2, ТЭМ18 от 29 до 14 град. ПКВ в типичных для маневровой работы условиях эксплуатации достигается среднеэксплуатационная экономия топлива 5...8 %.

4. Уменьшение УОПТ приводит к уменьшению тепловых и механических нагрузок на узлы ЦПГ дизеля при небольшом (в пределах 50 К) увеличении температуры ОГ.

Литература

- [1] Эксплуатационные расходы на железнодорожном транспорте. Центральная научная библиотека. URL: http://www.0ck.ru/ekonomika_i_ekonomicheskaya_teoriya/ekspluatatsionnye_raskhody_na.html (дата обращения 14.12.2023).
- [2] Володин А.И. *Локомотивные энергетические установки*. Москва, Желдориздат, 2002, 718 с.
- [3] Грачев В.В., Грищенко А.В., Базилевский Ф.Ю., Курилкин Д.Н. Влияние переходных процессов в силовой установке маневрового тепловоза на расход топлива в эксплуатации. *Бюллетень результатов научных исследований*, 2022, № 1, с. 48–67. <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2022-1-48-67>
- [4] Носков В.О., Милютина Л.В., Синёв И.С. и др. Исследование условий и режимов работы маневровых тепловозов. *Молодой ученый*, 2017, № 12 (146), ч. 1, с. 72–74.
- [5] *Руководство на общую разборку, сборку и испытания дизелей типа Д50 (105.80.800.2.149-78)*. URL: <https://pandia.ru/text/80/413/13256-30.php> (дата обращения 16.12.2023).
- [6] Система электронного управления подачей топлива ЭСУВТ.01: ЭСУВТ.01.00.000 РЭ. Руководство по эксплуатации. Саратов, 2012, 82 с.
- [7] Грачев В.В., Грищенко А.В., Базилевский Ф.Ю., Сафонов С.А. Эксплуатационная эффективность тепловозов с отечественными и зарубежными дизелями. *Транспорт Российской Федерации*, 2017, № 3 (70), с. 48–50. EDN YUCUNF.
- [8] Зарифьян А.А., Гребенников Н.В., Талахадзе Т.З. Концепция повышения энергетической эффективности тепловозной тяги. *Интернет-журнал «Наукоедение»*, 2017, т. 9, № 6. URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/122TVN617.pdf>
- [9] *Расшиатанные маневры*. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/4985894> (дата обращения 10.12.2023).
- [10] Проблемы обновления парка промышленных маневровых тепловозов. *Железные дороги*. URL: <https://mgao.ru/wp-content/uploads/2019/01/30cfb4d246ffc0ce4d70fab87484011d.pdf> (дата обращения 10.12.2023).
- [11] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [12] 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.
- [13] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 235 с.
- [14] Программный комплекс «Дизель-РК». URL: <https://diesel-rk.com/Rus/index.php?page=Vozmojnosti> (дата обращения 10.12.2023).
- [15] Сдобников Е.Ф. *Тепловозы ТЭМ1 и ТЭМ2*. Москва, YOYOMedia, 2013, 278 с.
- [16] Коссов Е.Е., Шапран Е.Н., Фурман В.В. *Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов*. Луганск, Восточноукраинский национальный университет имени В. Даля, 2006, 280 с.
- [17] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. *Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом*. Москва, Легион-Автодата, 2004, 176 с.
- [18] Володин А.И. *Локомотивные двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Транспорт, 1990, 256 с.
- [19] Марков В.А., Фурман В.В., Миронов В.А. Экспериментальные исследования электронной системы управления топливopодачей тепловозного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2012, № 1, с. 38–48.
- [20] Марков В.А., Фурман В.В., Иванов В.А. Исследование системы автоматического регулирования частоты вращения тепловозного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2013, № 8, с. 54–63.
- [21] Игин В.Н., Марков В.А., Фурман В.В. Эксплуатационные испытания тепловоза с электронной системой управления топливopодачей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 4, с. 25–37.

References

- [1] *Ekspluatatsionnye raskhody na zheleznodorozhnom transporte*. Tsentral'naya Nauchnaya Biblioteka [Operating costs for railway transport. Central Scientific Library]. Available at: http://www.0ck.ru/ekonomika_i_ekonomicheskaya_teoriya/ekspluatatsionnye_raskhody_na.html (accessed December 14, 2023).
- [2] Volodin A.I. *Lokomotivnye energeticheskie ustanovki* [Locomotive power plants]. Moscow, Zheldorizdat Publ., 2002, 718 p. (In Russ.).

- [3] Grachev V.V., Grishchenko A.V., Bazilevskiy F.Yu., Kurilkin D.N. Impact of transition processes in propulsion of shunting diesel locomotive on fuel consumption in exploitation. *Bulletin of scientific research results*, 2022, iss. 1, pp. 48–67. (In Russ.). <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2022-1-48-67>
- [4] Noskov V.O., Milyutina L.V., Sinev I.S. et al. Research of conditions and operating modes of shuntering diesel locots. *Molodoy uchenyy*, 2017, no. 12 (146), pt. 1, pp. 72–74. (In Russ.).
- [5] *Rukovodstvo na obshchuyu razborku, sborku i ispytaniya dizeley tipa D50 (105.80.800.2.149-78)* [Manual for general disassembly, assembly and testing of diesel engines of type D50 (105.80.800.2.149-78)]. Available at: <https://pandia.ru/text/80/413/13256-30.php> (accessed December 16, 2023).
- [6] *Sistema elektronnoy upravleniya podachey topliva ESUVT.01: ESUVT.01.00.000 RE* [Electronic fuel supply control system ESUVT.01: ESUVT.01.00.000 RE]. *Rukovodstvo po ekspluatatsii*. Saratov, 2012, 82 p. (In Russ.).
- [7] Grachev V.V., Grishchenko A.V., Bazilevskiy F.Yu., Safonov S.A. The operating efficiency of locomotives with locally and foreign-manufactured diesel engines. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 2017, no. 3 (70), pp. 48–50. (In Russ.). EDN YUCUNE.
- [8] Zarif'yan A.A., Grebennikov N.V., Talakhadze T.Z. The concept of increasing the energy efficiency of diesel locomotive traction. *Internet-zhurnal "Naukovedenie"*, 2017, vol. 9, no. 6. (In Russ.). Available at: <https://naukovedenie.ru/PDF/122TVN617.pdf>
- [9] *Rasshatannye manevry* [Loose maneuvers]. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/4985894> (accessed December 10, 2023).
- [10] *Problemy obnovevaniya parka promyshlennykh manevrovyykh teplovozov. Zheleznye dorogi* [Problems of updating the fleet of industrial shunting diesel locomotives. Railways]. Available at: <https://mgoao.ru/wp-content/uploads/2019/01/30cfb4d246ffc0ce4d70fab87484011d.pdf> (accessed December 10, 2023).
- [11] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of diesel exhaust gases]. Moscow, BMSTU Press, 2002, 376 p. (In Russ.).
- [12] Furman V.V. *Uluchshenie 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. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2017, 321 p. (In Russ.).
- [13] Kuleshov A.S. *Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of calculation methods and optimization of internal combustion engine work processes]. Dr. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2011, 235 p. (In Russ.).
- [14] *Programmnyy kompleks "Dizel'-RK"* [Software package "Diesel-RK"]. Available at: <https://diesel-rk.com/Rus/index.php?page=Vozmojnosti> (accessed December 10, 2023).
- [15] Sdobnikov E.F. *Teplovozy TEM1 i TEM2* [Diesel locomotives TEM1 and TEM2]. Moscow, YOYOMedia Publ., 2013, 278 p. (In Russ.).
- [16] Kossov E.E., Shapran E.N., Furman V.V. *Sovershenstvovanie rezhimov raboty silovykh energeticheskikh sistem teplovozov* [Improving the operating modes of power energy systems of diesel locomotives]. Lugansk, Vostochnoukrainskii natsional'nyi universitet im. V. Dalya Publ., 2006, 280 p. (In Russ.).
- [17] Patrakhal'tsev N.N., Savastenko A.A. *Forsirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya nadduvom* [Boosting internal combustion engines by supercharging]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2004, 176 p. (In Russ.).
- [18] Volodin A.I. *Lokomotivnyye dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Locomotive internal combustion engines]. Moscow, Transport Publ., 1990, 256 p. (In Russ.).
- [19] Markov V.A., Furman V.V., Mironov V.A. Experimental research of an electronic fuel supply control system of a locomotive diesel engine. *BMSTU journal of mechanical engineering*, 2012, no. 1, pp. 38–48. (In Russ.).
- [20] Markov V.A., Furman V.V., Ivanov V.A. The study of the automatic speed control of locomotive diesel. *BMSTU journal of mechanical engineering*, 2013, no. 8, pp. 54–63. (In Russ.).
- [21] Igin V.N., Markov V.A., Furman V.V. Performance tests of a diesel locomotive with electronic throttle control. *BMSTU journal of mechanical engineering*, 2014, no. 4, pp. 25–37. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 20.05.2024

Сведения об авторах

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

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

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

Кулманов Баходир Тошболтаевич — докторант Ташкентского государственного университета транспорта, Ташкент, Республика Узбекистан. E-mail: mexanikuz1986@gmail.com

Information about the authors

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

Furman Viktor Vladimirovich — Dr. Sci. (Eng.), General Director, Design and Production Enterprise LLC Dizelavtomatika Limited Liability Company, Saratov, Russian Federation. E-mail: dizavt@overta.ru

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

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

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Грачев В.В., Фурман В.В., Хамидов О.Р., Кулманов Б.Т. Повышение эксплуатационной топливной экономичности маневрового тепловоза оптимизацией регулировочных параметров дизельного двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 18–29.

Citation:

Grachev V.V., Furman V.V., Hamidov O.R., Kulmanov B.T. Improving operational fuel efficiency of a shunting locomotive by optimizing the diesel engine adjustment parameters. *Engines Construction*, 2024, no. 2 (296), pp. 18–29. (In Russ.).

СИСТЕМЫ И АГРЕГАТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.43.011

Оптимизация системы уравнивания двухцилиндрового четырехтактного двигателя

В.А. Зенкин¹, В.А. Горбунов²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² ООА (НП) «Филипповская школа»

Optimizing the balancing system of a four-stroke two-cylinder engine

V.A. Zenkin¹, V.A. Gorbunov²

¹ Bauman Moscow State Technical University

² General Educational Organization Association “Filippovskaya School”

Недостаточная уравновешенность кривошипно-шатунного механизма с двумя цилиндрами приводит к росту вибронагруженности силового агрегата, что негативно влияет на срок его службы и комфорт при эксплуатации. Для решения этой проблемы в двухцилиндровых двигателях применяют системы уравнивания с дополнительными валами, однако рациональная конфигурация данной системы неизвестна. В работе выполнена многофакторная оптимизация системы уравнивания двухцилиндрового рядного четырехтактного двигателя с одним балансирующим валом по энергетическому критерию. В качестве независимых факторов выбраны углы и массы противовесов на продолжении щек и балансирующем валу, расположение балансирующего вала и угол между кривошипами коленчатого вала. Оптимизация выполнена методом деформируемого многогранника. Найдено оптимальное решение, характеризующееся углом между кривошипами, близким к 270° , и смещенными противовесами на продолжении щек. Полученная конфигурация показывает в 7,5 раз лучшую уравновешенность по сравнению с традиционной схемой без балансирующих валов и в 2,5 раза — по сравнению с традиционной схемой с двумя симметричными валами.

Ключевые слова: уравнивание, балансирующий вал, вибрации, многофакторная оптимизация, двухцилиндровый двигатель, математическое моделирование, поршневой двигатель, метод Нелдера — Мида

Insufficient balance in the crank mechanism with two cylinders leads to an increase in the power unit vibration load, which negatively affects its service life and operation comfort. Balancing systems with the additional shafts are used in the two-cylinder engines to solve this problem, but rational configuration of this system is unknown. The paper presents multifactor optimization of the balancing system for a two-cylinder in-line four-stroke engine with one balancer shaft according to the energy criterion. Angles and masses of the counterweights on the cheeks and balancer shaft extension, position of the balancer shaft and angle between the crankshaft cranks are selected as the independent factors. Optimization is performed using the deformable polyhedron method. Optimal solution is found characterized by the angle between the cranks close to 270° and the offset counterweights on the cheeks' extension. The resulting configuration shows the 7.5 times better balance compared to the traditional scheme without the balancer shafts, and 2.5 times better balance compared to the traditional scheme with two symmetrical shafts.

Keywords: balancing, balance shaft, vibration, multifactor optimization, two-cylinder engine, mathematical simulation, piston engine, Nelder–Mead method

Введение

В настоящее время актуальность использования двухцилиндровых рядных поршневых двигателей сохраняется в областях, для которых достаточно небольшая мощность силовой установки в несколько десятков киловатт. Двигатели, выполненные по данной схеме, обладают высокими эксплуатационными характеристиками, удобны в компоновке и имеют хорошую унификацию с четырехцилиндровыми двигателями [1]. В наземном транспорте их применяют на мотоциклах [2] и малой внедорожной технике [3], они представляют интерес для установки на небольших бытовых электрогенераторах и тракторах. Кроме того, эту схему считают перспективной [1] для вспомогательных силовых установок электромобилей (Range Extender).

Примеры нескольких двигателей, выполненных по данной кинематической схеме, представлены в табл. 1.

Одна из важных проблем двухцилиндровых двигателей — плохая уравновешенность. При равномерном чередовании вспышек неуравновешенными остаются силы инерции поступательно движущихся масс как первого, так и второго порядка. Переход к неравномерному чередованию (довольно распространенный, как можно увидеть в табл. 1) не устраняет проблему полностью и дополнительно усиливает неравномерность крутящего момента. Все это приводит

к повышенной вибронагруженности силового агрегата, что, в свою очередь, влияет на его долговечность и комфорт при эксплуатации [4]. Особенно это важно для мотоциклов, где двигатель зачастую является жестким элементом рамы и вибрации могут передаваться непосредственно на водителя [1].

По этой причине для двухцилиндровых двигателей широко применяют специальные механизмы уравнивания, наиболее распространенными среди которых являются уравнивающие валы. При этом в промышленности не существует единого решения для оптимальной организации этой системы [1].

Цель данной работы — выявить наилучшую конфигурацию системы уравнивания двухцилиндрового рядного четырехтактного двигателя при использовании одного балансирующего вала путем расчетной оптимизации параметров этой системы.

Обзор литературы

Применение численного моделирования и оптимизации в инженерной деятельности в настоящее время является обычной практикой, позволяющей существенно сокращать длительность разработки и повышать качество проектируемых объектов [5]. В сфере поршневых двигателей для этого используют как простейшие, так и самые современные методы оптимизации, в том числе многокритериальные, топологи-

Таблица 1. Сравнение систем уравнивания двухцилиндровых двигателей

Двигатель	Назначение	Угол между кривошипами, град.	Механизм уравнивания
БМТЗ Д-120	Тракторный	180	Один балансирующий вал
Deutz F2L912	Генераторный	180	Один балансирующий вал
Kawasaki ER-6	Мотоциклетный	180	Один балансирующий вал
FIAT TwinAir	Автомобильный	360	Один балансирующий вал
BA3-1111	Автомобильный	360	Два балансирующих вала
FIAT 126	Автомобильный	360	Без балансирующих валов
BMW F 800	Мотоциклетный	360	Дополнительное балансирующее коромысло
Yamaha T-Max	Мотоциклетный	360	Дополнительный балансирующий поршень
УД-25	Малая механизация	360	Без балансирующих валов
Yamaha MT-07	Мотоциклетный	270	Один балансирующий вал
Yamaha TRX850	Мотоциклетный	270	Один балансирующий вал
Honda CRF1000	Мотоциклетный	270	Один балансирующий вал

ческие [6]. При этом вопросы организации системы уравнивания затрагивают не только вибронегруженность силового агрегата, но и (благодаря наличию противовесов на коленчатом валу) проблемы его прочности и ресурса, что можно учитывать в соответствующих методах расчета [7].

Для двухцилиндровых рядных четырехтактных двигателей без балансирных валов известны три типовых схемы расположения кривошипов:

- 1) угол между кривошипами 360° ;
- 2) угол между кривошипами 180° ;
- 3) угол между кривошипами 270° .

Первая из них характеризуется равномерным чередованием вспышек, но показывает очень высокие значения амплитуд сил инерции поступательно движущихся масс. Угол между кривошипами 180° позволяет устранить силы инерции первого порядка, но приводит к появлению неуровновешенного момента от этих сил и к неравномерности чередования вспышек (что влияет не только на требования к маховику, но и повышает неравномерность реактивного момента). Угол между кривошипами 270° соответствует компромиссному варианту, при котором неравномерность крутящего момента возрастает не так сильно, сила инерции первого порядка уменьшается, но не до нуля, и возникают дополнительные неуровновешенные моменты [1].

Все эти схемы можно дополнять одним либо двумя уравнивающими валами. Два балансирных вала обычно применяют в сочетании с углом между кривошипами 360° (например, двигатель ВАЗ-1111 [8]). Это позволяет полностью уравновесить силы инерции первого порядка без появления дополнительных моментов и — в сочетании с равномерным чередованием вспышек — обеспечить хорошую уравниваемость двигателя. Однако два балансирных вала с разных сторон ряда цилиндров при этом увеличивают массу и габариты двигателя.

Для конструкции с углом между кривошипами 180° известны различные схемы с двумя и одним балансирным валом, но, как правило, предпочитают схему с одним валом (например, двигатель Д-120 [9]).

На современных высокооборотных иностранных двигателях широко применяют схему уравнивания с одним балансирным валом и углом между кривошипами 270° (см. табл. 1).

Аналогов такой схемы в российской промышленности нет и, более того, сам принцип организации схемы не очевиден и не описан в специальной литературе. Компромиссный характер угла 270° позволяет поставить вопрос об оптимальности этого значения с точки зрения вибронегруженности всей установки от полной совокупности факторов.

Вопросу сравнения друг с другом различных схем уравнивания двухцилиндровых двигателей непосредственно посвящена статья [1], однако в ней сравнение осуществлялось для нескольких серийных конструкций без оптимизации параметров системы уравнивания, а основное внимание авторы обращали на шум выпуска двигателя с точки зрения его эстетических свойств. Вопрос возможности уравнивания реактивного момента авторами также не был затронут.

Оптимизации системы уравнивания двухцилиндровых двигателей посвящен ряд работ специалистов Московского государственного индустриального университета В.В. Гусарова, А.А. Ашишина, С.В. Газиалиева: в работах [10, 11] оптимизировалось расположение пары балансирных валов с целью компенсации реактивного момента. В работе [12] оптимизировалась схема уравнивания с одним балансирным валом. В обоих случаях авторы учитывали возможность работы двигателя на различных режимах, однако возможность изменения угла между кривошипами и самих уравнивающих масс не была исследована.

В работе [13] также была рассмотрена компенсация реактивного момента двухцилиндрового двигателя с помощью одного и двух балансирных валов, однако о возможности изменения угла между кривошипами речи не шло.

Таким образом, в открытой печати отсутствуют работы, в которых задача уравнивания двухцилиндрового двигателя рассматривалась бы комплексно, для произвольного угла между кривошипами, с учетом возможного изменения масс и угловых координат всех противовесов системы.

Схема системы уравнивания

Для двухцилиндрового четырехтактного двигателя с одним балансирным валом была принята обобщенная схема системы уравнивания, показанная на рис. 1.

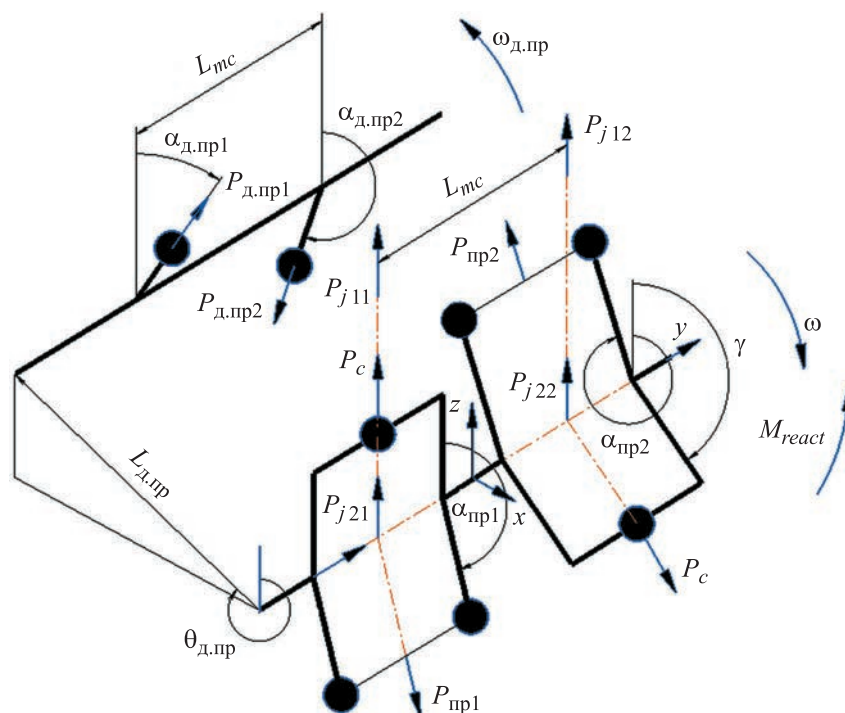


Рис. 1. Расчетная схема системы уравнивания

Силы инерции поступательно движущихся масс первого и второго порядка для первого цилиндра определяли следующим образом:

$$P_{j11} = m_{п.д} R \omega^2 \cos \varphi;$$

$$P_{j21} = m_{п.д} \lambda R \omega^2 \cos 2\varphi,$$

где R — радиус кривошипа; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; $m_{п.д}$ — масса поступательно движущихся частей.

Для второго цилиндра силы инерции записывали аналогично с учетом сдвига по фазе на угол доворота кривошипа γ .

Силы инерции вращающихся масс (по модулю) для первого и второго цилиндров принимали равными:

$$P_{c1} = P_{c2} = m_{вр} R \omega^2.$$

Противовесы располагались на продолжении щек коленчатого вала и балансирном валу. Для упрощения записи противовесы на продолжении щек одного кривошипа считали одинаковыми и рассматривали совместно, как одну массу, расположенную в плоскости вращения кривошипа. В этой же плоскости находился соответствующий противовес на балансирном валу. Массы и углы расположения всех противовесов подбирали в процедуре оптимизации.

Силы инерции вращающихся масс противовесов на продолжениях щек коленчатого вала (по модулю) для первого и второго цилиндров:

$$P_{пр1} = [RM]_{пр1} \omega^2;$$

$$P_{пр2} = [RM]_{пр2} \omega^2,$$

где $[RM]_{пр1}$ и $[RM]_{пр2}$ — произведение массы и радиуса центра масс первого и второго противовеса соответственно.

Аналогичным образом задавали силы от противовесов на балансирном валу.

Таким образом, сумма сил, действующих вдоль оси X :

$$P_x = P_{c1} \sin \varphi + P_{c2} \sin(\varphi + \gamma) + P_{пр1} \sin(\varphi + \alpha_{пр1}) + P_{пр2} \sin(\varphi + \alpha_{пр2}) + P_{д.пр1} \sin(\alpha_{д.пр1} - \varphi) + P_{д.пр2} \sin(\alpha_{д.пр2} - \varphi).$$

Сумма сил, действующих вдоль оси Z :

$$P_z = P_{c1} \cos \varphi + P_{c2} \cos(\varphi + \gamma) + P_{пр1} \cos(\varphi + \alpha_{пр1}) + P_{пр2} \cos(\varphi + \alpha_{пр2}) + P_{д.пр1} \cos(\alpha_{д.пр1} - \varphi) + P_{д.пр2} \cos(\alpha_{д.пр2} - \varphi) + P_{j11} + P_{j21} + P_{j12} + P_{j22}.$$

Моменты сил инерции записывают относительно центра масс силового агрегата, расположенного в точке $[x_{цм}, y_{цм}, z_{цм}]$ (начало координат соответствует центру коленчатого вала):

$$M_x = \frac{L_{mc}}{2} (P_{j12} + P_{j22} + P_{c2} \cos \varphi + P_{np2} \cos(\varphi + \alpha_{np2}) + P_{d,np2} \cos(\alpha_{d,np2} - \varphi)) - \frac{L_{mc}}{2} (P_{j11} + P_{j21} + P_{c1} \cos \varphi + P_{np1} \cos(\varphi + \alpha_{np1}) + P_{d,np1} \cos(\alpha_{d,np1} - \varphi)) + P_z y_{цм}$$

(здесь L_{mc} — межосевое расстояние);

$$M_z = \frac{L_{mc}}{2} (P_{c2} \sin(\varphi + \gamma) + P_{np2} \sin(\varphi + \alpha_{np2}) + P_{d,np2} \sin(\alpha_{d,np2} - \varphi)) - \frac{L_{mc}}{2} (P_{c1} \sin \varphi + P_{np1} \sin(\varphi + \alpha_{np1}) + P_{d,np1} \sin(\alpha_{d,np1} - \varphi)) - P_x y_{цм}.$$

Момент сил инерции относительно оси Y , совпадающей с осью коленчатого вала, состоит из реактивного момента M_{react} , равного по значению и противоположного по направлению крутящему моменту, и момента сил инерции противовесов балансирного вала:

$$M_y = P_{d,np1} \sin(\alpha_{d,np1} - \varphi) L_{d,np} \cos \theta_{d,np} - P_{d,np1} \cos(\alpha_{d,np1} - \varphi) L_{d,np} \sin \theta_{d,np} + P_{d,np2} \sin(\alpha_{d,np2} - \varphi) L_{d,np} \cos \theta_{d,np} - P_{d,np2} \cos(\alpha_{d,np2} - \varphi) L_{d,np} \sin \theta_{d,np} + M_{react} + P_z x_{цм} - P_x z_{цм}.$$

Значение крутящего момента определяли на основе индикаторной диаграммы, полученной путем моделирования рабочего процесса двигателя в программном комплексе «Дизель-РК» [14]. Для упрощения крутящий момент был принят равным индикаторному моменту без учета механических потерь в двигателе.

Параметры объекта исследования

В качестве объекта исследования был выбран бензиновый двигатель 2Ч 7,6/7,1. Рассматривали номинальный режим работы при частоте вращения 5600 об/мин. Основные геометрические и массовые характеристики двигателя приведены ниже.

Основные параметры системы уравнивания

Межосевое расстояние L_{mc} , м 0,095
 Длина шатуна, м 0,121
 Поступательно движущаяся масса кривошипно-шатунного механизма $m_{пд}$, кг 0,62525
 Вращательно движущаяся масса кривошипно-шатунного механизма $m_{вр}$, кг 1,539

Масса силового агрегата $m_{с.а.}$, кг	94,7
Момент инерции силового агрегата по оси X $I_{с.а.X}$, кг · м ²	4,32
Момент инерции силового агрегата по оси Y $I_{с.а.Y}$, кг · м ²	2,04
Момент инерции силового агрегата по оси Z $I_{с.а.Z}$, кг · м ²	2,76
Координата X центра масс силового агрегата $x_{цм}$, м	- 0,012
Координата Y центра масс силового агрегата $y_{цм}$, м	0,098
Координата Z центра масс силового агрегата $z_{цм}$, м	0,079

Для определения реактивного момента было проведено моделирование рабочего процесса на номинальном режиме работы в программном комплексе «Дизель-РК» (рис. 2).

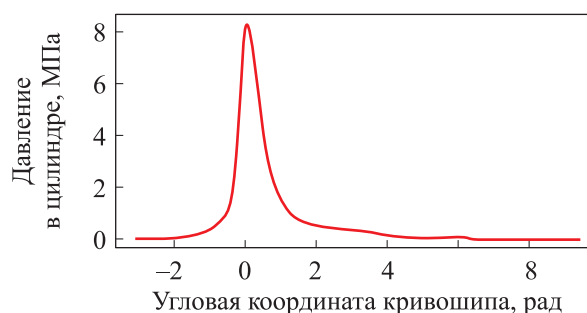


Рис. 2. Индикаторная диаграмма рабочего цикла на номинальном режиме работы

Масса, моменты инерции и координаты центра масс силового агрегата были оценены по методу, описанному в [4], путем условного разбиения конструкции на параллелепипеды (рис. 3).

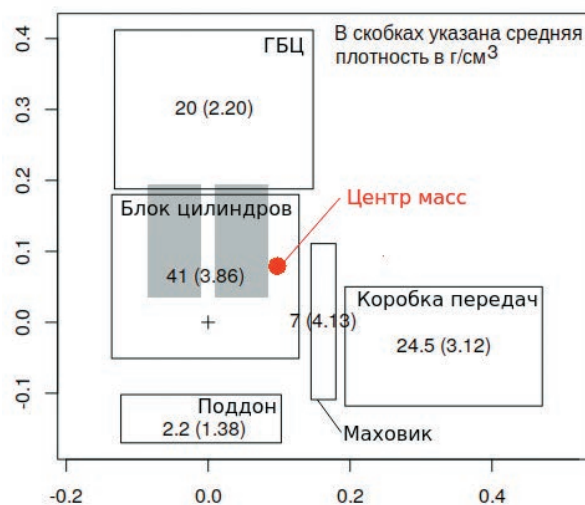


Рис. 3. К определению массовых характеристик силового агрегата

На рис. 3 показаны ориентировочные габариты конструктивных элементов силового агрегата, числа внутри прямоугольников означают их массу в килограммах, а значения в скобках — среднюю плотность в граммах на кубический сантиметр. Два серых прямоугольника для наглядности отмечают расположение цилиндров двигателя.

Критерий оптимальности

В общем случае рассматриваемой схемы на двигатель воздействуют пять скалярных силовых факторов: две силы и три момента сил инерции, поэтому традиционные подходы уравнивания, сводящиеся к полному уравниванию отдельных компонент, оказываются неприменимы. Для проведения процедуры оптимизации действующие силовые факторы необходимо свести к одной величине, характеризующей вибронегруженность установки в целом. В данной работе для этого был применен энергетический критерий, предложенный в диссертации А.А. Ашишина [11] и апробированный в работах [10, 12, 15].

Предлагаемый критерий соответствует энергии, сообщенной силовому агрегату от максимальных за период импульсов [11]. При этом силовые факторы рассматривают независимо друг от друга, а соответствующие им энергии возмущения складывают:

$$e_{\Sigma} = \sum_{i=(x,y,z)} e_{P_i} + \sum_{i=(x,y,z)} e_{M_i},$$

где e_{Σ} — суммарная энергия колебаний; e_{P_i} — энергия колебаний вызванных силами, действующими вдоль оси i ; e_{M_i} — энергия колебаний вызванных моментом вокруг оси i .

Энергию колебаний, вызванных неуровненными силами, рассчитывают по следующей формуле:

$$e_{P_i} = \frac{L_{P_{i\max}}^2}{2m_{c.a}},$$

где $L_{P_{i\max}}$ — максимальный импульс вынуждающей силы за цикл; $m_{c.a}$ — масса силового агрегата.

Энергию колебаний, вызванных неуровненными моментами, находят аналогично:

$$e_{M_i} = \frac{L_{M_{i\max}}^2}{2I_{c.a i}},$$

где $L_{M_{i\max}}$ — максимальный импульс вынуждающего момента; $I_{c.a i}$ — момент инерции силового агрегата относительно соответствующей оси, проходящей через центр тяжести.

Для возможности определения максимального импульса от негармонического силового фактора его выражают через первообразные соответствующих сил и моментов:

$$L_{P_{\max}} = D_{P_{\max}} - D_{P_{\min}};$$

$$L_{M_{\max}} = D_{M_{\max}} - D_{M_{\min}},$$

где величины с индексом max и min обозначают предельные значения первообразных, которые, в свою очередь, определяются как:

$$D_P = \int_0^{\varphi} \frac{P}{\omega} d\varphi; \quad D_M = \int_0^{\varphi} \frac{M}{\omega} d\varphi.$$

Таким образом, описанный критерий позволяет учесть воздействие на силовой агрегат нескольких независимых факторов, а также его массовые характеристики. Влияние расположения и жесткости опор при этом не рассматривается. Для иллюстрации на рис. 4 показаны компоненты энергии возмущения колебаний для вариантов двигателя 2Ч 7,6/7,1 с углами между кривошипами 360, 270 и 180° без балансирных валов с противовесами на продолжении щек.

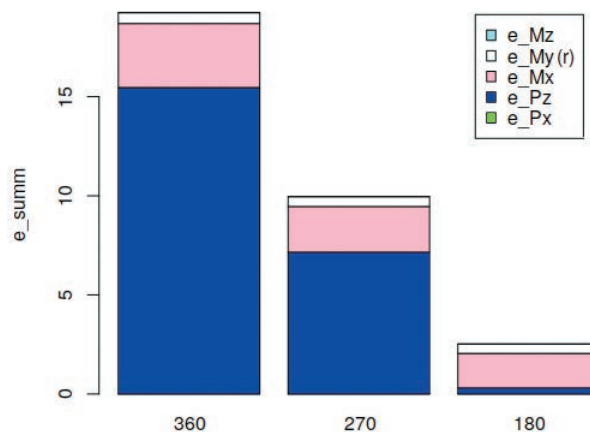


Рис. 4. Сравнение энергии возмущения колебаний для конфигураций двигателя без балансирного вала

Как можно наблюдать, основной вклад в возмущение колебаний вносят силы, действующие по осям цилиндров, и моменты от этих сил. Наличие последних для угла 360° обусловлено в первую очередь смещением центра масс силового агрегата от центра коленчатого вала.

Постановка задачи оптимизации

Для определения рациональной конфигурации системы уравнивания была сформулирована задача однокритериальной многофакторной оптимизации. В качестве целевой функции был принят энергетический критерий, описанный в предыдущем разделе данной работы.

Перечень независимых факторов с указанием допустимых диапазонов их изменений приведен в табл. 2, в него вошли углы расположения противовесов, их массы, координаты балансирующего вала в цилиндрической системе координат и угол между кривошипами. Плоскости и направления отсчета углов показаны на рис. 1.

Границы диапазонов расположения балансирующего вала были выбраны из компоновочных соображений. Максимальные значения размеров противовесов были подобраны таким образом, чтобы они не становились ограничением в оптимизационной процедуре.

Оптимизация системы уравнивания

Вычисление целевой функции на основе приведенных выше соотношений было реализовано в среде R [16].

Предварительный анализ задачи с помощью генетического алгоритма NSGA-II показал на-

личие большого количества локальных экстремумов, многие из которых расположены близко друг к другу. Результат при этом сильно зависел от начальной популяции и настроек алгоритма оптимизации. Найденные решения зачастую не имели точного совпадения с локальными минимумами в своей окрестности. Поэтому было принято решение изменить подход, отказавшись от популяционного алгоритма в пользу традиционных методов нелинейного программирования.

Для решения проблемы множественных экстремумов задачу оптимизации решали многократно из различных начальных точек. Расположение начальных точек задавали в соответствии с последовательностью Соболя. Для этого 11-мерное факторное пространство равномерно заполняли множеством из 2 миллионов точек, для каждой из которых определяли целевую функцию. 100 лучших из них использовали как начальные точки поиска для метода оптимизации.

Оптимизацию проводили методом деформируемого многогранника (метод Нелдера — Мида). Ограничения учитывали с помощью штрафных функций логарифмического типа. Наилучшие из найденных таким образом решений анализировали и сравнивали вручную.

Таблица 2. Диапазоны изменения факторов

Фактор	Минимальное значение	Максимальное значение
Угол доворота второго кривошипа γ , рад	-2π	2π
Угол доворота первого противовеса на продолжении щек $\alpha_{\text{пр1}}$, рад	0	2π
Угол доворота второго противовеса на продолжении щек $\alpha_{\text{пр2}}$, рад	0	2π
Угол доворота первого противовеса на балансирующем валу $\alpha_{\text{д.пр1}}$, рад	0	2π
Угол доворота второго противовеса на балансирующем валу $\alpha_{\text{д.пр2}}$, рад	0	2π
Угол смещения балансирующего вала $\theta_{\text{д.пр}}$, рад	$\pi/6$	$11\pi/6$
Расстояние до балансирующего вала $L_{\text{д.пр}}$, м	$2R$	0,152
Произведение массы на расстояние до центра масс первого противовеса на балансирующем валу $[RM]_{\text{д.пр1}}$, кг · м	0	0,07683
Произведение массы на расстояние до центра масс второго противовеса на балансирующем валу $[RM]_{\text{д.пр2}}$, кг · м	0	0,07683
Произведение массы на расстояние до центра масс первого противовеса на продолжении щек $[RM]_{\text{пр1}}$, кг · м	0	0,07683
Произведение массы на расстояние до центра масс второго противовеса на продолжении щек $[RM]_{\text{пр2}}$, кг · м	0	0,07683

Результаты оптимизации

Расчет проводили для номинального режима работы.

Для указанной выше постановки задачи были выявлены две характерные конфигурации системы уравнивания: с углом чередования вспышек 267–453 и 104–616°. При этом были обнаружены много локальных экстремумов, показывающие близкие друг к другу значения факторов и целевой функции. Для уточнения окончательных значений процедура была повторена для существенно зауженных диапазонов поиска, в окрестности двух найденных конфигураций. Окончательные значения факторов для двух локальных оптимумов представлены в табл. 3.

В графическом виде данные конфигурации представлены на рис. 5 и 6, где синими значками показаны массы первого кривошипа и противовеса, а зелеными — второго. Размеры значков пропорциональны соответствующим массам, а их угловое расположение соответствует верхней мертвой точке первого кривошипа. В правой части рисунков показана диаграмма компонент энергии возмущения.

В практическом отношении — в силу большой степени неравномерности крутящего момента второго варианта оптимума — наибольший интерес представляет первый вариант.

Анализ табл. 3 показывает, что наилучшие результаты достигаются при значении угла между кривошипами близким (но не равным) 270°. При этом массы противовесов на продолжении щек несколько меньше, чем неуравновешенные вращающиеся массы, а по углу они смещены на 15° от угла своего кривошипа. Балансирный вал при этом располагается в своем крайнем положении, максимально приближенном к коленчатому. Такое сочетание масс и углов обеспечивает снижение неуравновешенных сил не до нуля, но до значений настолько малых, что основной вклад в неуравновешенность двигателя вносит реактивный момент (который не может быть компенсирован полностью в силу его негармонического характера).

Сравнивая полученные значения целевой функции с характерными для двигателя без балансирного вала (см. рис. 4), можно утверждать, что схема с одним балансирным валом обеспечивает в 7,5 раз лучшую уравниваемость,

Таблица 3. Точки оптимума

Фактор	Оптимум 1	Оптимум 2
Значение целевой функции, Дж	0,3307	0,3633
Угол доворота второго кривошипа γ , град.	–93	–256
Угол доворота первого противовеса на продолжении щек $\alpha_{пр1}$, град.	165	195
Угол доворота второго противовеса на на продолжении щек $\alpha_{пр2}$, град.	101	269
Угол доворота первого противовеса на балансирном валу $\alpha_{д.пр1}$, град.	285	67
Угол доворота второго противовеса на балансирном валу $\alpha_{д.пр2}$, град.	171	194
Угол смещения балансирного вала $\theta_{д.пр}$, град.	332	233
Расстояние до балансирного вала $L_{д.пр}$, м	0,071	0,071
Произведение массы на расстояние до центра масс первого противовеса на балансирном валу $[RM]_{д.пр1}$, кг · м	0,01378	0,01466
Произведение массы на расстояние до центра масс второго противовеса на балансирном валу $[RM]_{д.пр2}$, кг · м	0,01416	0,01466
Произведение массы на расстояние до центра масс первого противовеса на продолжении щек $[RM]_{пр1}$, кг · м	0,05314	0,05052
Произведение массы на расстояние до центра масс второго противовеса на продолжении щек $[RM]_{пр2}$, кг · м	0,05280	0,05157

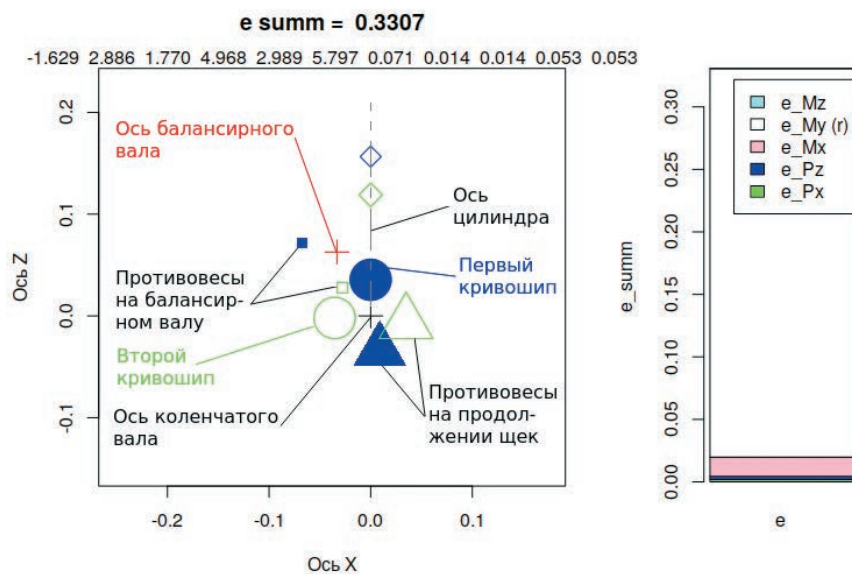


Рис. 5. Конфигурация первого оптимума

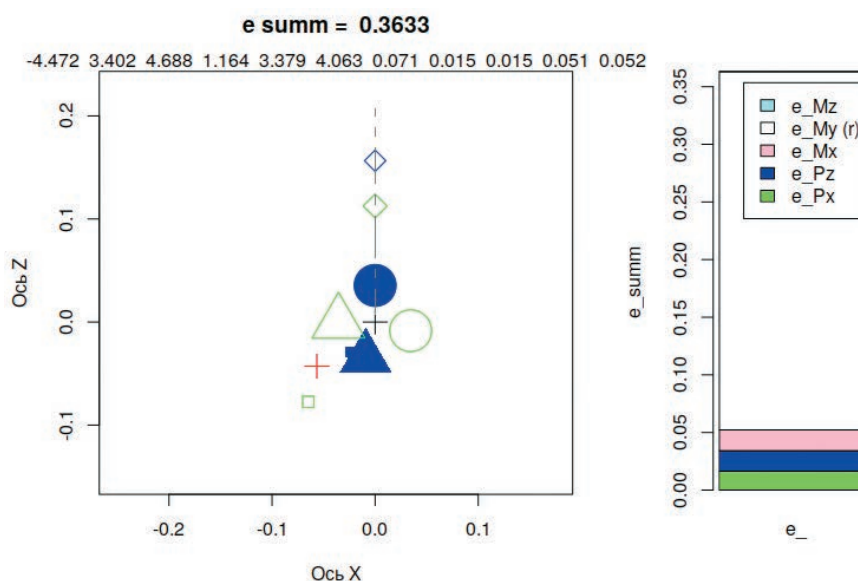


Рис. 6. Конфигурация второго оптимума

чем классическая схема без балансирующего вала с углом между кривошипами 180° , и одновременно обладает лучшей равномерностью крутящего момента.

Сравнение со схемой с двумя балансирующими валами не входило в задачи настоящей работы, но можно отметить, что энергия возбуждения отдельно от сил инерции поступательно движущихся масс второго порядка (не уравновешены для традиционной схемы с двумя балансиру-

ми валами и равномерным чередованием вспышек) составляет 0,3079 Дж, в итоге найденная конфигурация схемы уравнивания будет превосходить ее в 2,5 раза (что не исключает возможности подбора конфигурации системы уравнивания с двумя валами, обеспечивающими лучшее значение уравниваемости).

Более детально компоненты энергии колебаний в сравнении с двумя традиционными схемами представлены в табл. 4.

Таблица 4. Сравнение компонент энергии колебаний, Дж

Компонента энергии колебаний	Оптимум 1	180°, без балансирного вала	360°, два симметричных балансирных вала
e_{P_x}	0,0021	0,000	0,000
e_{P_z}	0,0023	0,3079	0,3079
e_{M_x}	0,0154	1,740	0,0644
$e_{M_y}(r)$	0,3107	0,4756	0,4574
e_{M_z}	0,0002	0,000	0,000
e_{Σ}	0,3307	2,524	0,8298

Найденный оптимум характеризуется сильно уменьшенными суммарными силами инерции от поступательно-движущихся масс как первого, так и второго порядка (благодаря значению угла между кривошипами, близкому к 90°), малым значением момента этих сил и частично скомпенсированным реактивным моментом.

Заключение

Таким образом, в результате проделанной работы для двухцилиндрового двигателя с диаметром цилиндра 76 мм была найдена конфигурация системы уравнивания с одним балансирным валом, в 2,5 раза превосходящая

по критерию энергии возмущения колебаний традиционную схему с двумя симметричными балансирными валами и в 7,5 раз традиционную схему без балансирных валов с углом между кривошипами 180°.

Найденная конфигурация характеризуется углом между кривошипами, близким к 270°, но в отличие от двигателей Honda и Yamaha имеет смещенные от вертикали противовесы на продолжении штек.

Авторы полагают, что применение подобной схемы позволит снизить вибронагруженность силового агрегата, тем самым повысив срок его службы и комфорт при эксплуатации.

Литература

- [1] Hubmann C., Schoeffmann W., Friedl H. et al. 360° vs. 270° vs. 180°: The Difference of Balancing a 2 Cylinder Inline Engine: Design, Simulation, Comparative Measurements. *SAE Technical Paper 2012-32-0106*, 2012. <https://doi.org/10.4271/2012-32-0106>
- [2] Morita K., Okada N., Okamura H. *Development of 2020 CRF1100L Africa Twin*. Honda R&D Review, 2020.
- [3] Handa A., Kamimaya T., Kuroda K. *Development of the PIONEER 1000*. Honda R&D Review, 2016.
- [4] Тольский В.Е., Корчемный Л.В., Латышев Г.В. и др. *Колебания силового агрегата автомобиля*. Москва, Машиностроение, 1976.
- [5] Nefischer P., Blumenschein S., Keber A. Verkürzter Entwicklungsablauf beim neuen Achtzylinder-Dieselmotor von BMW: Teil 1: Mechanik und Festigkeit. *MTZ – Motortechnische Zeitschrift*, 1999, vol. 60, № 10, pp. 664–672. <https://doi.org/10.1007/bf03226532>
- [6] Chainov N.D., Myagkov L.L., Malastowski N.S. Integrated approach for stress analysis of high performance diesel engine cylinder head. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 327, art. 052010. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/5/052010>
- [7] Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Блинов А.С. Уточненный метод расчета коленчатого вала на выносливость с учетом крутильных колебаний. *7-е Луканинские чтения. Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе. Междунар. науч.-техн. конф.: тез. докл.* Москва, МАДИ, 2015, с. 89–91.
- [8] Вершигора В.А., Игнатов А.П., Новокшенов К.В. и др. *Автомобили ВАЗ-1111; -11113 «Ока»: Устройство и ремонт. Автомобили «Ока» ВАЗ-1111; -11113*. Москва, Транспорт, 1992.

- [9] Эфрос В.В., Ерохин Н.Г., Кульчицкий Р.И. и др. *Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода*. Москва, Машиностроение, 1976.
- [10] Ашишин А.А., Гусаров В.В. Новый способ анализа и расчета уравнивания поршневого двигателя типа R2. *Автомобильный транспорт*, 2006, № 4 (5), с. 5–10.
- [11] Ашишин А.А. *Совершенствование методов анализа возмущений поршневых двигателей внутреннего сгорания и способов улучшения их уравниваемости*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2011.
- [12] Газиалиев С.В. *Разработка методов исследований и способов уравнивания поршневых двигателей*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2014.
- [13] Хайдакин М.С. *Снижение вибрационной нагруженности двухцилиндровых двигателей внутреннего сгорания путем применения дополнительных балансировочных валов*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2008.
- [14] Кулешов А.С., Козлов А.В., Фадеев Ю.М. и др. Программа Дизель-РК: моделирование и оптимизация рабочих процессов ДВС. *Двигатель-2010. Междунар. конф. посв. 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана: сб. тр.* Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010, с. 287–292.
- [15] Ашишин А.А., Гусаров В.В., Мылов А.А. Метод количественной оценки виброактивности авто-тракторных ДВС. *Труды ГОСНИТИ*, 2010, т. 105, с. 119–125.
- [16] Team R.R. A Language and Environment for Statistical Computing. *R Foundation for Statistical Computing*. Vienna, Austria, 2018. URL: <https://www.R-project.org/> (accessed January 30, 2024).

References

- [1] Hubmann C., Schoeffmann W., Friedl H. et al. 360° vs. 270° vs. 180°: The Difference of Balancing a 2 Cylinder Inline Engine: Design, Simulation, Comparative Measurements. *SAE Technical Paper 2012-32-0106*, 2012. <https://doi.org/10.4271/2012-32-0106>
- [2] Morita K., Okada N., Okamura H. *Development of 2020 CRF1100L Africa Twin*. Honda R&D Review, 2020.
- [3] Handa A., Kamimaya T., Kuroda K. *Development of the PIONEER 1000*. Honda R&D Review, 2016.
- [4] Tol'skiy V.E., Korchemnyy L.V., Latyshev G.V. et al. *Kolebaniya silovogo agregata avtomobilya* [Vehicle power unit vibrations]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. (In Russ.).
- [5] Nefischer P., Blumenschein S., Keber A. Verkürzter Entwicklungsablauf beim neuen Achtzylinder-Dieselmotor von BMW: Teil 1: Mechanik und Festigkeit. *MTZ – Motortechnische Zeitschrift*, 1999, vol. 60, no. 10, pp. 664–672. <https://doi.org/10.1007/bf03226532>
- [6] Chainov N.D., Myagkov L.L., Malastowski N.S. Integrated approach for stress analysis of high performance diesel engine cylinder head. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 327, art. 052010. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/5/052010>
- [7] Myagkov L.L., Malastovskiy N.S., Blinov A.S. Refined method for calculating crankshaft endurance taking into account torsional vibrations. *7-e Lukaninskie chteniya. Reshenie energo-ekologicheskikh problem v avtotransportnom komplekse. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf.: tez. dokl.* Moscow, MADI Publ., 2015, pp. 89–91. (In Russ.).
- [8] Vershigora V.A., Ignatov A.P., Novokshonov K.V. et al. *Avtomobili VAZ-1111; -11113 "Oka": Ustroystvo i remont. Avtomobili "Oka" VAZ-1111; -11113* [VAZ-1111 cars; -11113 "Oka": Construction and repair. Oka cars VAZ-1111; -11113]. Moscow, Transport Publ., 1992. (In Russ.).
- [9] Efros V.V., Erokhin N.G., Kulchitskiy R.I. et al. *Dizeli s vozdushnym okhlazhdeniem Vladimirskogo traktornogo zavoda* [Air-cooled diesel engines of the Vladimir Tractor Plant]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. (In Russ.).
- [10] Ashishin A.A., Gusarov V.V. New way to analyze and calculate the balancing of R2 type piston engine. *Avtomobil'nyy transport*, 2006, no. 4 (5), pp. 5–10. (In Russ.).
- [11] Ashishin A.A. *Sovershenstvovanie metodov analiza vozmushcheniy porshnevykh dvigateley vnutrennego sgoraniya i sposobov uluchsheniya ikh uravnoveshennosti* [Improving methods for analyzing disturbances of piston internal combustion engines and ways to improve their balance]. Ph. D. Diss. Moscow, 2011. (In Russ.).
- [12] Gazialiev S.V. *Razrabotka metodov issledovaniy i sposobov uravnoveshivaniya porshnevykh dvigateley* [Development of research methods and methods for balancing piston engines]. Ph. D. Diss. Moscow, 2014. (In Russ.).
- [13] Khaydakin M.S. *Snizhenie vibratsionnoy nagruzhennosti dvukhtsilindrovyykh dvigateley vnutrennego sgoraniya putem primeneniya dopolnitel'nykh balansirovochnykh valov* [Reducing the vibration load of two-cylinder internal combustion engines by using additional balancing shafts]. Ph. D. Diss. Moscow, 2008. (In Russ.).

- [14] Kuleshov A.S., Kozlov A.V., Fadeev Yu.M. et al. Diesel-RK program: modeling and optimization of internal combustion engine workflows. *Dvigatel'-2010. Mezhdunar. konf. posv. 180-letiyu MGTU im. N.E. Baumana: sb. tr.* Moscow, BMSTU Press, 2010, pp. 287–292. (In Russ.).
- [15] Ashishin A.A., Gusarov V.V., Mylov A.A. Method for quantitative assessment of vibration activity of automotive internal combustion engines. *Trudy GOSNITI*, 2010, vol. 105, pp. 119–125. (In Russ.).
- [16] Team R.R. *A Language and environment for statistical computing. R foundation for statistical computing.* Vienna, Austria, 2018. URL: <https://www.R-project.org/> (accessed January 30, 2024).

Материалы получены редакцией 13.04.2024

Сведения об авторах

Зенкин Владимир Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Комбинированные двигатели и альтернативные энергоустановки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: zenkin@bmstu.ru

Горбунов Вячеслав Александрович — куратор образовательных проектов ООА (НП) «Филипповская школа», магистрант программы «Педагог-исследователь городской среды» Московского городского педагогического университета, Москва, Российская Федерация. E-mail: gorbunov.93@inbox.ru

Information about the authors

Zenkin Vladimir Aleksandrovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: zenkin@bmstu.ru

Gorbunov Vyacheslav Aleksandrovich — Educational Projects Curator, General Educational Organization Association “Filippovskaya School”; Master’s Program Student, Educator-Researcher of the Urban Environment Program, Moscow City University, Moscow, Russian Federation. E-mail: gorbunov.93@inbox.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Зенкин В.А., Горбунов В.А. Оптимизация системы уравнивания двухцилиндрового четырехтактного двигателя. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 30–41.

Citation:

Zenkin V.A., Gorbunov V.A. Optimizing the balancing system of a four-stroke two-cylinder engine. *Engines Construction*, 2024, no. 2 (296), pp. 30–41. (In Russ.).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

УДК 621.436

Расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов

А.С. Блинов¹, И.Ф. Гумеров², А.А. Кулешов¹, В.А. Неверов¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана

² ПАО «КамАЗ»

Computational study of the diesel engine parameters if equipped with the exhaust gas recirculation system

A.S. Blinov¹, I.F. Gumerov², A.A. Kuleshov¹, V.A. Neverov¹

¹ Bauman Moscow State Technical University

² KamAZ PJSC

В результате анализа выявлено, что наиболее значимыми токсичными компонентами отработавших газов дизельных двигателей являются выбросы оксидов азота и сажи. Показано, что эффективным средством снижения выбросов оксидов азота служит рециркуляция отработавших газов — возвращение их части в цилиндры двигателя. С использованием программного комплекса «Дизель-РК» проведено расчетное исследование параметров дизельного двигателя типа Д-245 с системой рециркуляции отработавших газов, работающего на режиме максимального крутящего момента. При проведении расчетных исследований степень рециркуляции отработавших газов изменялась в диапазоне от 0 до 10,0 %. Оптимизация значений степени рециркуляции проведена с использованием метода свертки, в котором обобщенный критерий оптимальности имел вид произведения относительной концентрации оксидов азота в отработавших газах и их относительной дымности. Оптимальная степень рециркуляции составила 2,5 %. При увеличении степени рециркуляции от 0 до 2,5 % крутящий момент двигателя уменьшился от 359 до 356 Н · м (на 0,8 %), удельный эффективный расход топлива увеличился от 229,7 до 231,6 г/(кВт · ч) (на 0,8 %), концентрация в отработавших газах оксидов азота снизилась от 750 до 565 ppm (на 24,7 %), дымность отработавших газов возросла от 16,9 до 21,9 % по шкале Хартриджа (на 29,6 %). Для снижения дымности отработавших газов дизельного двигателя до исходных значений необходима установка сажевого фильтра.

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

The study analysis made it possible to identify that emissions of nitrogen oxides and soot were the most significant toxic components in the diesel engine exhaust gases. The paper shows that exhaust gas recirculation, i.e. its part return to the engine cylinders, is an effective means of reducing the nitrogen oxide emissions. The Diesel-RK software package was used in computational study of the D-245 diesel engine parameters with the exhaust gas recirculation system operating in the maximum torque mode. The exhaust gas recirculation degree was varying in the 0 -10.0% range during the computational study. The recirculation degree values were optimized using the convolution method, where the generalized optimality criterion took the form of a product of the nitrogen oxides relative concentration in the exhaust gases and their relative opacity. The optimal recirculation degree was 2.5 %. With an increase in the recirculation degree from 0 to 2.5 %, the engine torque decreased from 359 to 356 N·m (by 0.8 %), specific effective fuel consumption increased from 229.7 to 231.6 g/(kW · h) (by 0.8 %), nitrogen oxides concentration in the exhaust gases decreased from 750 to 565 ppm (by 24.7 %), and the exhaust gases smoke opacity increased from 16.9 to 21.9 % on the Hartridge scale (by 29.6 %). To reduce opacity of the diesel engine exhaust gases to the original values, a particulate filter should be installed.

Keywords: internal combustion engine, diesel engine, exhaust gas recirculation degree, specific effective fuel consumption, nitrogen oxide emission, exhaust gas opacity, optimization, general optimization criterion

Введение

Основными показателями, характеризующими конкурентоспособность энергетических установок различных типов для транспорта, остаются их экономические и экологические показатели. В связи с ухудшающейся экологической обстановкой и ужесточением требований к выбросам вредных веществ в атмосферу на первый план выходят именно экологические показатели [1, 2].

К основным экологическим показателям транспортных средств относятся выбросы с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС) оксидов азота NO_x , монооксида углерода CO , легких несгоревших углеводородов CH_x и твердых частиц (основным компонентом которых является сажа — углерод C) [3–5]. Токсикологическая значимость этих компонентов ОГ оценивается в отношении 1 : 41,1 : 3,16 : 200 [5]. Это свидетельствует о том, что наиболее значимыми газообразными токсичными компонентами ОГ транспортных ДВС являются оксиды азота. Их доля в суммарных токсичных выбросах вредных веществ с ОГ дизельных двигателей на различных режимах составляет 30...80 % по массе и 60...95 % по эквивалентной токсичности [3–5]. Около 42 % выбросов оксидов азота в атмосферу приходится на автомобильный транспорт [3]. В камерах сгорания ДВС оксиды азота NO_x (главным образом, монооксид NO и диоксид NO_2 азота) образуются в зонах с температурой сгорания выше 2000 К, в которых химически инертный в нормальных условиях азот окисляется кислородом воздуха [5].

Применяемые в ДВС системы нейтрализации ОГ — каталитические и термические нейтрализаторы — эффективно снижают выбросы с ОГ монооксида углерода CO и легких несгоревших углеводородов CH_x . Для снижения выбросов оксидов азота NO_x применяют восстановительные нейтрализаторы [5–7]. Принцип их работы основан на каталитическом восстановлении оксидов азота до свободного азота и воды в результате химического взаимодействия с реагентом — аммиаком. Источником последнего служит водный раствор мочевины, впрыскиваемый в выпускную систему двигателя. Однако селективное каталитическое восстановление NO_x по технологии SCR (Selective Catalytic Reduction) до настоящего времени не нашло широкого применения в автомобильных дизельных дви-

гателях. Оно усложняет их эксплуатацию и требует проведения дополнительных доводочных работ по адаптации данных систем к конкретным ДВС. В связи с этим проводятся исследования по методам снижения выбросов оксидов азота, основанным на совершенствовании рабочего процесса дизельных двигателей. К этим методам относятся: обеднение рабочей смеси, охлаждение наддувочного воздуха, уменьшение угла опережения впрыскивания топлива, подача воды в цилиндры, внутреннее охлаждение рабочего заряда путем реализации цикла Миллера и др. Все эти методы основаны на уменьшении максимальной температуры сгорания топливовоздушных смесей в камерах сгорания (КС) дизельных двигателей [4, 5, 8–11].

В качестве одного из наиболее эффективных методов снижения эмиссии с ОГ оксидов азота рассматривают рециркуляцию ОГ, заключающуюся в возвращении части ОГ из выпускной системы в цилиндры дизельного двигателя и смешивании их со свежим зарядом [12–20]. Отработавшие газы, поступающие в цилиндры ДВС, замещают часть атмосферного воздуха инертными газами (углекислый газ CO_2 и азот N_2), уменьшают количество кислорода в зонах горения и снижают максимальную температуру горения в цилиндре. При этом снижение эмиссии NO_x обусловлено как воздействием ОГ на рабочий процесс, так и снижением общей массы ОГ, выбрасываемых в атмосферу, поскольку часть газов возвращается в цилиндры дизельного двигателя. При частичном перепуске ОГ в цилиндры отмечается также уменьшение выбросов «белого» дыма на режимах пуска и прогрева двигателя и эмиссии альдегидов, присутствие которых служит одной из основных причин неприятного запаха ОГ дизельных двигателей. Применение частичного перепуска ОГ позволяет также улучшить пусковые качества двигателя и сократить время его прогрева на режиме холостого хода. Подогрев воздушного заряда при рециркуляции ОГ улучшает и многотопливные свойства дизельных двигателей, способствует их адаптации к работе на альтернативных топливах.

Обычно рециркуляция ОГ организуется с помощью клапана, установленного в магистрали, соединяющей выпускной трубопровод дизельного двигателя с его впускным трубопроводом. При организации перепуска ОГ во

впускной трубопровод двигателя могут подаваться как неохлажденные ОГ («горячая» рециркуляция), так и охлажденные ОГ («холодная» рециркуляция). С точки зрения уменьшения токсичности ОГ и расхода топлива двигателя применение «холодной» рециркуляции ОГ более эффективно, поскольку при этом уменьшается подогрев воздушного заряда от ОГ и улучшается наполнение цилиндров свежим зарядом. Кроме того, охлаждение перепускаемых ОГ приводит к снижению температур цикла и, следовательно, к уменьшению эмиссии NO_x .

Целесообразное количество перепускаемых ОГ на каждом эксплуатационном режиме работы дизельного двигателя может быть оценено степенью рециркуляции газов ρ_p , определяемой отношением массового расхода рециркулируемых ОГ к массовому расходу разбавленного газом воздуха, поступающего в цилиндры:

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

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

Целесообразная степень рециркуляции зависит от многих факторов — конструктивных особенностей двигателя и его регулировочных параметров, степени его форсирования, режима работы двигателя, требований, предъявляемых к его экологическим показателям, а также от ряда других факторов. Зависимость целесообразной степени рециркуляции ОГ от режима работы подтверждается данными рис. 1 по экономическим и экологическим показателям дизельного двигателя типа Д-240 (4Ч 11/12,5), оснащенного системой «горячей» рециркуляции [21].

Данные рис. 1 свидетельствуют о том, что на всех скоростных режимах увеличение степени рециркуляции ρ_p приводит к снижению концентрации NO_x , но при малой нагрузке содержание оксидов азота NO_x в ОГ в меньшей степени зависит от ρ_p . На режимах с большой нагрузкой зависимость концентраций NO_x в ОГ от степени рециркуляции ярко выражена. Отметим, что при увеличении ρ_p снижается и концентрация NO_x , и количество ОГ, выбрасываемое в атмосферу. Зависят от степени рециркуляции и выбросы других токсичных компонентов ОГ. По мере увеличения ρ_p концентрация монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x

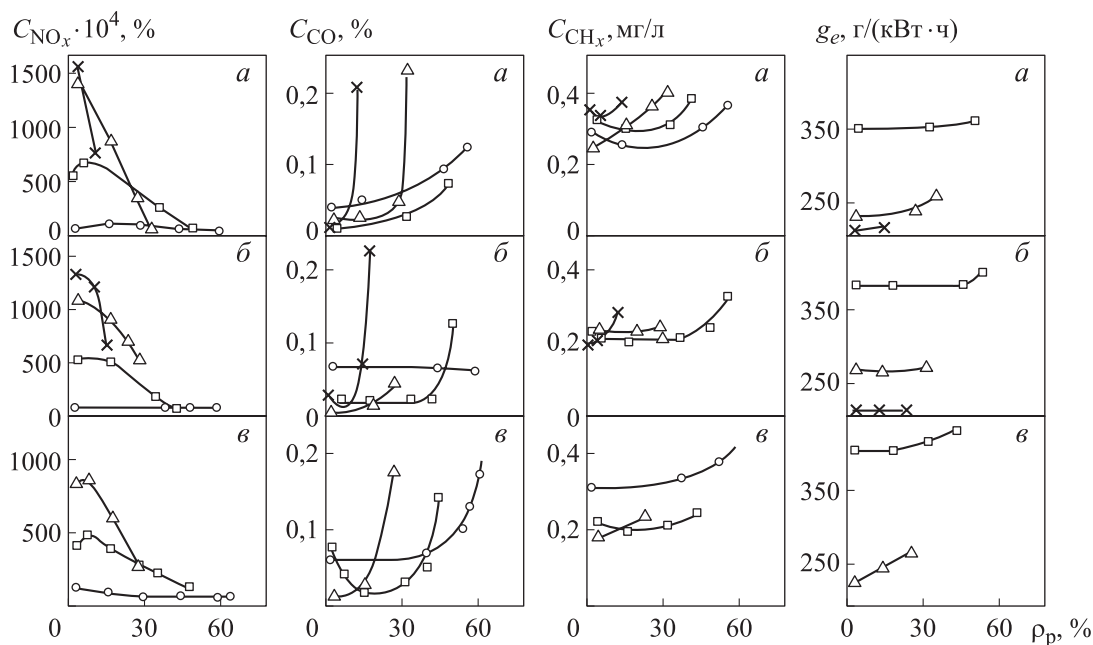


Рис. 1. Зависимость удельного эффективного расхода топлива и содержания токсичных компонентов в ОГ дизельного двигателя типа Д-240 от степени рециркуляции ОГ ρ_p для различных скоростных и нагрузочных режимов [21]:

a — частота вращения коленчатого вала $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; *б* — $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$; *в* — $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$; $\circ$ — среднее эффективное давление $p_e = 0,03 \text{ МПа}$; $\square$ — $p_e = 0,185 \text{ МПа}$; $\triangle$ — $p_e = 0,370 \text{ МПа}$; $\times$ — $p_e = 0,555 \text{ МПа}$

сначала остается постоянной, а затем, начиная с определенного значения ρ_p , зависящего от нагрузки на двигатель, резко возрастает. Поэтому при снижении выбросов NO_x путем рециркуляции ОГ необходимо учитывать ее противоположное влияние на эмиссию различных токсичных компонентов ОГ дизельных двигателей.

Таким образом, степень рециркуляции ρ_p следует выбирать в соответствии с режимом работы дизельного двигателя. При этом при разработке практических рекомендаций по управлению системой рециркуляции ОГ необходимо учитывать скоростной и нагрузочный режимы работы, а также условия эксплуатации и техническое состояние двигателя. Такое управление осуществляется в ряде зарубежных серийно выпускаемых и опытных дизельных двигателей транспортного назначения (рис. 2). Оно применено, в частности, в дизельном двигателе типа 22 TDI семейства Ecotec легкового автомобиля фирмы Opel (Германия). В этом двигателе клапан рециркуляции ОГ установлен непосредственно во впускном трубопроводе, что способствует точному и быстрому дозированию рециркулируемых ОГ. Клапан управляется от электронного блока микропроцессорной системы автоматического управления (САУ). Оптимальная доля рециркулируемых ОГ обеспечивается замкнутым контуром регулирования с точным измерением массы поступающего в цилиндры двигателя свежего воздуха. Представленные на рис. 2, а характеристики свидетельствуют о том, что рециркуляция ОГ осуществляется в области пониженных нагрузок и скоростных режимов при частоте вращения не выше $n = 3500 \text{ мин}^{-1}$ (номинальная частота вращения $n = 4300 \text{ мин}^{-1}$). Максимальное количество ОГ, возвращаемых в цилиндры, достигает в этом двигателе 45 %.

В дизельном двигателе типа OM 660 автомобиля Smart CDI фирмы Mercedes-Benz (Германия) количество рециркулируемых ОГ управляется путем изменения высоты подъема тарельчатого клапана рециркуляции ОГ с помощью электромагнитного исполнительного устройства с линейной характеристикой. Управление электромагнитом клапана рециркуляции ОГ осуществляется микропроцессорной САУ. Такое управление позволило расширить диапазон режимов работы дизельного двигателя с рециркуляцией ОГ в область повышенных нагрузок (особенно при пониженных частотах вращения

коленчатого вала) и получить высокую точность дозирования рециркулируемых ОГ с требуемым быстродействием. Таким образом обеспечивается необходимая рециркуляция ОГ в соответствии с характеристикой, представленной на рис. 2, б. На режимах с малой нагрузкой на двигатель максимальная доля рециркулируемых ОГ достигает 50 % (при частоте вращения $n = 800 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{ном}} = 4200 \text{ мин}^{-1}$). Система рециркуляции применяется в этом дизельном двигателе совместно с каталитическим нейтрализатором ОГ.

Такое же максимальное количество рециркулируемых ОГ перепускается электронной САУ дизельного двигателя типа Sofim-8140 малотоннажного грузового автомобиля серии Daily фирмы “Iveco” (Италия), клапан рециркуляции которой установлен между выпускным коллектором и охладителем рециркулируемых ОГ. Максимальная степень рециркуляции ОГ ($\rho_p = 45 \%$, рис. 2, в) реализуется на режимах с низкой нагрузкой, что обеспечивает снижение эмиссии NO_x до 40 % без увеличения расхода топлива и выбросов твердых частиц. Система рециркуляции ОГ применяется в этом двигателе в сочетании с каталитическим нейтрализатором ОГ с платиновым покрытием, который обеспечивает высокую степень нейтрализации монооксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH_x .

В дизельном двигателе легкого грузового автомобиля, характеристики которого представлены на рис. 2, г, зона управления степенью рециркуляции ρ_p располагается в области режимов средней и высокой частотами вращения коленчатого вала ($n = 2000 \dots 3400 \text{ мин}^{-1}$). При этом максимальная степень рециркуляции ОГ составляет $\rho_p = 35 \%$.

При создании систем управления рециркуляцией ОГ следует учитывать, что в форсированных дизельных двигателях с высоким наддувом давление воздуха на впуске превышает давление ОГ в выпускной системе, что затрудняет создание простой системы рециркуляции ОГ. В этом случае ОГ могут подаваться на вход компрессора. Другая проблема — повышенный коррозионный износ деталей двигателя, обусловленный рециркуляционным движением паров серной кислоты, которые образуются из содержащейся в топливе серы. Увеличению износа деталей двигателя способствует и ре-

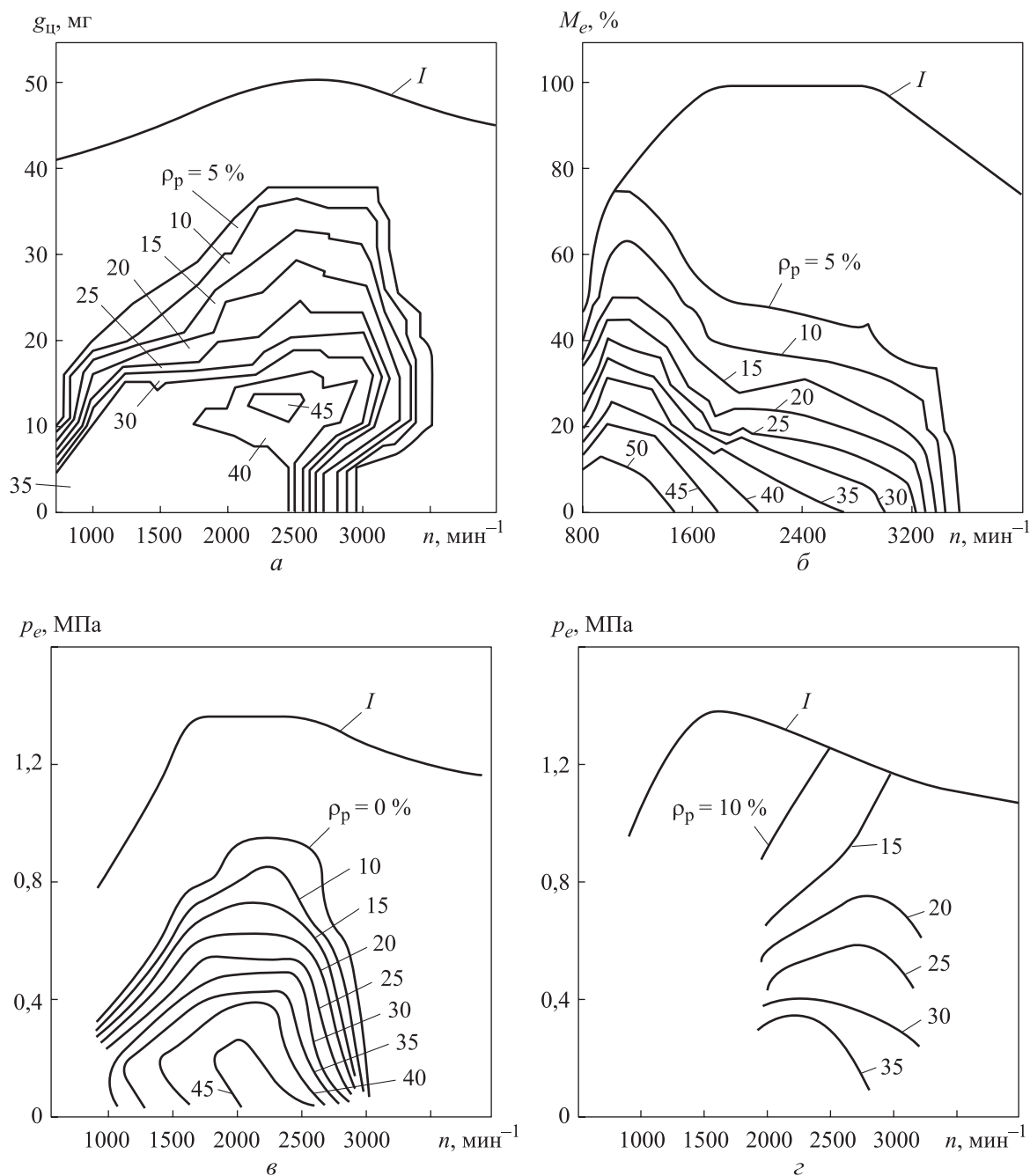


Рис. 2. Базовые характеристики управления степенью рециркуляции ОГ ρ_p дизельного двигателя типа 22 TDI семейства Ecotec легкового автомобиля Opel (а), дизельного двигателя типа OM 660 автомобиля Smart CDI фирмы Mercedes-Benz (б), дизельного двигателя типа Sofim-8140 фирмы Iveco (в), дизельного двигателя легкого грузового автомобиля (г):

I — внешняя скоростная характеристика; g_{II} — массовая цикловая подача топлива; M_e — крутящий момент на коленчатом валу двигателя; p_e — среднее эффективное давление

циркуляция частиц сажи, снижающих эффективность противоизносных присадок моторного масла. Поэтому систему рециркуляции ОГ обычно применяют в сочетании с другими средствами снижения токсичности ОГ, к кото-

рым относятся использование низкосернистых топлив, фильтрация ОГ, а также увеличение угла опережения впрыскивания топлива, т. е. раннее впрыскивание, и повышение давления впрыскивания, обеспечивающее уменьшение эмиссии

частиц сажи. При небольшой степени рециркуляции ОГ ($\rho_p = 5\text{--}20\%$) это позволяет решить проблему необходимого ресурса дизельных двигателей, обеспечить приемлемые топливную экономичность, дымность ОГ и выбросов других продуктов неполного сгорания топлива.

Анализ показал, что эффективным методом снижения эмиссии оксидов азота с ОГ дизельного двигателя является их рециркуляция — возвращение части газов из выпускной системы в цилиндры двигателя и смешивании их со свежим зарядом. При этом на каждом эксплуатационном режиме работы двигателя необходима оптимизация количества рециркулируемых ОГ. Определение этого количества газов экспериментальными методами требует больших временных и материальных ресурсов, поэтому такую оптимизацию целесообразно проводить с использованием расчетных методов.

Современное программное обеспечение для моделирования и оптимизации рабочего процесса дизельных двигателей весьма разнообразно. Значительные усилия передовых научных центров сосредоточены на развитии технологии Computational Fluid Dynamic (CFD), реализующей трехмерное моделирование течения газа и впрыскиваемого топлива в цилиндрах и коллекторах ДВС. Существенным недостатком технологии CFD является трудоемкость расчетов и необходимость использования суперкомпьютеров. Наряду с технологией CFD традиционно существует и развивается другой подход — термодинамический или феноменологический. Среди отечественных разработок этого направления моделирования рабочих процессов ДВС следует выделить программный комплекс (ПК) «Дизель-РК», разработанный в МГТУ им. Н.Э. Баумана профессором А.С. Кулешовым [22–24]. Цель настоящей работы — расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции ОГ и оптимизация количества рециркулируемых ОГ с использованием ПК «Дизель-РК».

Программный комплекс «Дизель-РК»

В ПК «Дизель-РК» реализованы современные математические модели, позволяющие моделировать рабочий процесс дизельных двигателей различного назначения. К таким математическим моделям относятся многозонная модель процессов смесеобразования и сгорания в ди-

зельном двигателе, несколько моделей теплообмена, одномерная модель газообмена, модель турбонаддува, модели расчета выбросов вредных веществ.

Для расчета смесеобразования и сгорания в дизельных двигателях используется РК-модель, в основе которой лежит расчетный метод, предложенный в начале 1990-х годов профессором Н.Ф. Разлейцевым и в дальнейшем доработанный профессором А.С. Кулешовым. В РК-модели учитываются особенности характеристики впрыска, включая многофазный впрыск, мелкость распыливания топлива, ориентацию струй в объеме камеры сгорания, динамику развития топливных струй, взаимодействие струй с воздушным вихрем и стенками. Учитываются условия развития каждой топливной струи и образованных струями пристеночных потоков, а также их взаимодействие между собой.

Программный комплекс «Дизель-РК» включает подпрограмму расчета образования оксидов азота в цилиндре ДВС, основанную на термическом механизме на основе схемы академика Я.Б. Зельдовича. Определение состава продуктов сгорания осуществляется по 18 компонентам. Для определения температур используется зонная модель (методика проф. В.А. Звонова). В ПК «Дизель-РК» включена и подпрограмма расчета эмиссии сажи, основанная на методике проф. Н.Ф. Разлейцева, в которой сделана попытка учесть влияние особенностей процесса горения распыленного топлива на образование и выгорание сажевых частиц. Принято, что сажевые частицы образуются преимущественно двумя путями: в результате цепного деструктивного превращения молекул топлива, диффундирующих от поверхности капель к фронту пламени, и вследствие высокотемпературной термической полимеризации и дегидрогенизации парожидкостного ядра испаряющихся капель топлива. Параллельно этим двум процессам происходит процесс выгорания сажевых частиц и уменьшения их объемной концентрации вследствие расширения.

Более подробное описание ПК «Дизель-РК» приведено в работах [22–24]. Представленное описание ПК «Дизель-РК» и результаты многочисленных расчетов показателей быстроходных дизелей подтверждают возможность его использования для моделирования рабочего процесса дизельного двигателя, оснащенного системой рециркуляции ОГ.

Объект исследования

В качестве объекта исследования выбран автомобильный рядный четырехцилиндровый двигатель типа Д-245 (4ЧН 11/12,5). Этот двигатель, выпускаемый Минским моторным заводом, устанавливается на автобусы ПАЗ Павловского автомобильного завода и тракторы «Беларусь» Минского тракторного завода [25, 26]. Ранее его устанавливали также на малотоннажные грузовые автомобили ЗиЛ-5301 «Бычок» [27]. Исследуемый двигатель представляет собой четырехтактный рядный четырехцилиндровый двигатель с турбонаддувом, полуразделенной КС типа ЦНИДИ (Центральный научно-исследовательский дизельный институт) и разделенной системой топливоподачи с топливным насосом высокого давления (ТНВД), топливопроводами высокого давления и форсунками. Некоторые параметры этого двигателя приведены ниже, его камера сгорания показана на рис. 3.

Исследуемый двигатель отличается простой конструкцией, хорошей уравновешенностью, дешевизной производства. Полуразделенная камера сгорания этого двигателя облегчает перевод

этого двигателя на другие виды топлива — природный газ, водород, биотоплива. Компактность двигателя позволяет использовать его в качестве силовой установки для автомобилей [28].

Расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов

При проведении расчетного исследования влияния степени рециркуляции ОГ на параметры дизельного двигателя типа Д-245 рассмотрен режим максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ внешней скоростной характеристики (ВСХ). Этот режим отличается максимальной цикловой подачей топлива и небольшими значениями коэффициента избытка воздуха α (у исследуемого двигателя на этом режиме $\alpha = 1,55$, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — $\alpha = 2,03$) и, следовательно, ограниченными предельными значениями степени рециркуляции ОГ (см. рис. 2). Кроме того, режим максимального крутящего момента является одним из наиболее представительных режимов ВСХ — доля этого режима в общем распределении режимов работы двигателей транспортного назначения весьма велика.

Конструктивные и эксплуатационные параметры дизельного двигателя типа Д-245

Тип двигателя	Четырехтактный, рядный, дизельный
Число цилиндров	4
Расположение цилиндров	Вертикальное, рядное
Порядок работы цилиндров	1–3–4–2
Число клапанов на цилиндр	2
Диаметр цилиндра D , мм / ход поршня S , мм	110/125
Степень сжатия ϵ	15,1
Общий рабочий объем iV_h , л	4,75
Тип КС, способ смесеобразования	КС типа ЦНИДИ, объемно-пленочное смесеобразование
Номинальная мощность N_e , кВт	85
Номинальная частота вращения n , мин^{-1}	2400
Система питания	Разделенного типа
ТНВД	Рядный типа PP4M10U1f фирмы Motorpal с центробежным регулятором
Диаметр плунжеров ТНВД $d_{пл}$, мм	10
Ход плунжеров ТНВД $h_{пл}$, мм	10
Длина нагнетательных топливопроводов L_t , мм	540
Форсунки	Типа ФДМ-22 производства НЗТА
Распылители форсунок	Типа 171.07.00 производства АЗПИ с пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_p = 0,35 \text{ мм}$ и проходным сечением $\mu_p f_p = 0,270 \text{ мм}^2$
Давление начала впрыскивания форсунок $p_{ф0}$, МПа	21,5

Примечание. АЗПИ — Алтайский завод прецизионных изделий; $\mu_p f_p$ — эффективное проходное сечение распылителя форсунки в сборе (f_p — площадь сечения; μ_p — коэффициент расхода).

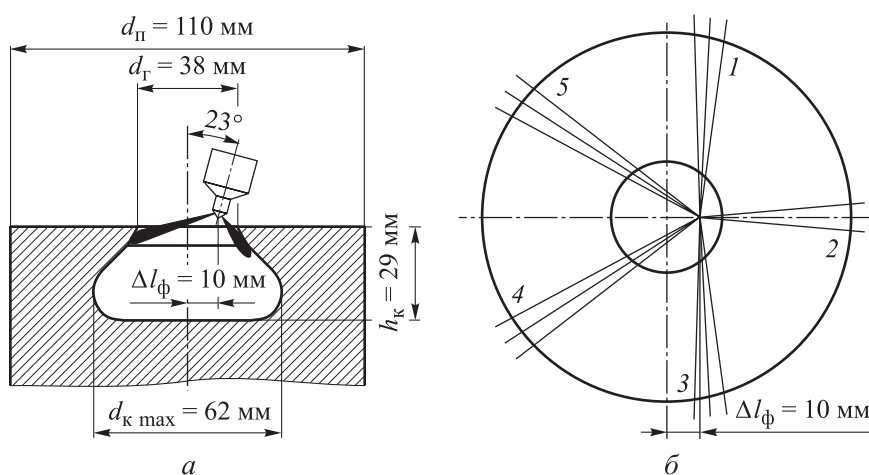


Рис. 3. Камера сгорания дизельного двигателя типа Д-245 со схемой расположения форсунки (а) и ориентации струй распыливаемого топлива в КС (б):

1–5 — номера струй распыливаемого топлива; $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня; $d_{\text{г}}$ — диаметр горловины камеры сгорания; $h_{\text{к}}$ — глубина камеры сгорания; $\Delta l_{\text{ф}}$ — смещение распылителя форсунки относительно оси камеры сгорания; $d_{\text{к max}}$ — максимальный диаметр камеры сгорания

Показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизельного двигателя типа Д-245 с системой рециркуляции ОГ на режимах максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

Показатель	Степень рециркуляции ОГ, %				
	0	2,5	5,0	7,5	10,0
Эффективная мощность двигателя N_e , кВт	56,4	56,0	55,4	54,8	54,2
Крутящий момент на валу двигателя M_e , Н · м	359	356	353	349	345
Расход ОГ на выходе из двигателя G_p , кг/с	0,0810	0,0792	0,0770	0,0747	0,0725
Расход рециркулируемых ОГ $G_{\text{ОР}}$, кг/с	0	0,00202	0,00404	0,00605	0,00806
Температура рециркулируемых ОГ после охладителя $T_{\text{ор}}$, К	–	446	448	449	451
Температура смеси воздуха и рециркулируемых ОГ $T_{\text{см}}$, К	288	296	304	312	320
Коэффициент избытка воздуха α	1,55	1,55	1,55	1,55	1,54
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт · ч)	229,7	231,6	233,8	236,4	239,0
Концентрация в ОГ оксидов азота C_{NO_x} , ppm	750	565	473	395	340
Относительная концентрация в ОГ оксидов азота $\bar{C}_{\text{NO}_x}$	1,000	0,753	0,631	0,527	0,453
Дымность ОГ по шкале Хартриджа K_X , %	16,9	21,9	29,4	36,9	48,0
Относительная дымность ОГ $\bar{K}_X$	1,000	1,296	1,740	2,183	2,840
Обобщенный критерий оптимальности J_o	1,000	0,976	1,098	1,150	1,287

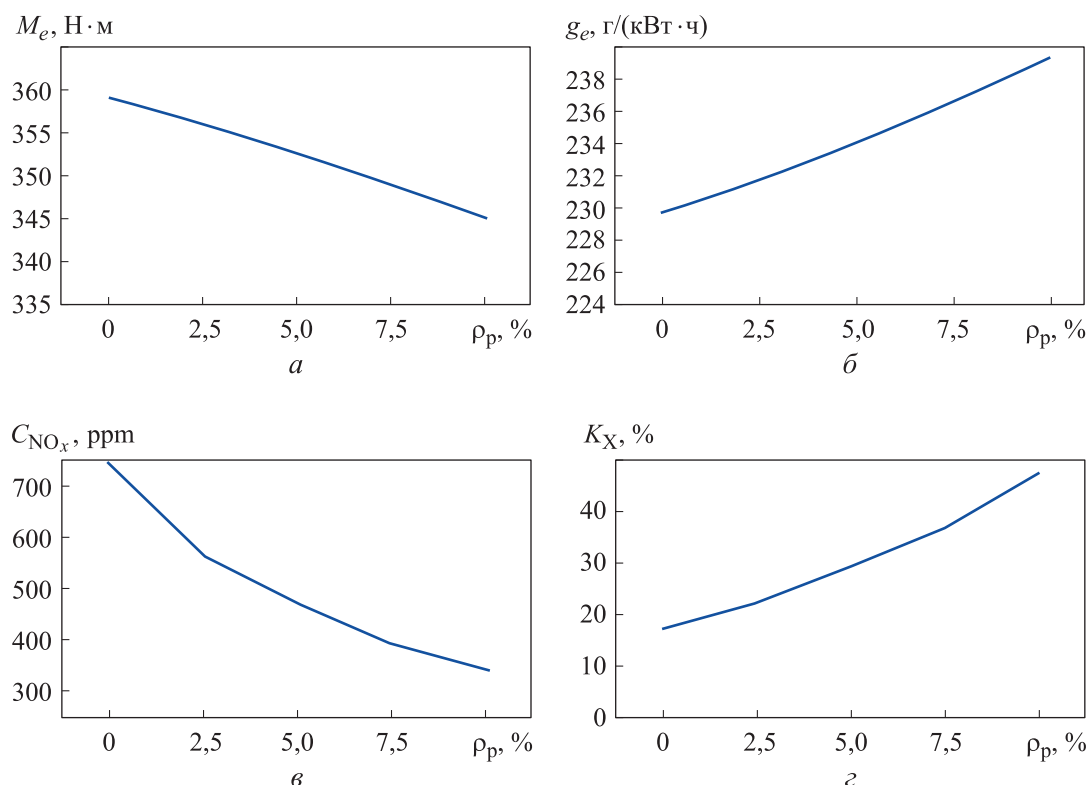


Рис. 4. Зависимость параметров дизельного двигателя типа Д-245 от степени рециркуляции отработавших газов:

a — крутящего момента на валу двигателя M_e ; *б* — удельного эффективного расхода топлива g_e ;
в — концентрации оксидов азота C_{NO_x} ; *з* — дымности по шкале Хартриджа K_x

В соответствии с данными работы [21], в условиях городского движения грузового автомобиля с дизельным двигателем типа КамАЗ-740 доля этого режима составляет 13,2 % от общего времени эксплуатации (на долю режима максимальной мощности при $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ — всего 0,4 %). В соответствии с 13-режимным испытательным циклом норм ЕСЕ R49, используемым для оценки токсичности ОГ дизельных двигателей грузовых автомобилей в стендовых условиях, доля этого режима составляет 25 % от общего времени работы двигателя [21]. С учетом сказанного выше расчетные исследования параметров дизельного двигателя типа Д-245 с системой холодной рециркуляции ОГ проведены на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ВСХ. При этом цикловая подача топлива была максимальной и равной $q_{\text{ц}} = 0,073 \text{ г}$, а угол опережения впрыскивания топлива составлял $\theta = 7$ градусов поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки. С учетом анализа данных рис. 2 исследуемые значения степени

рециркуляции ОГ ρ_p были выбраны равными 0; 2,5; 5,0; 7,5; 10,0 %. Результаты выполненных таким образом расчетов представлены в таблице и на рис. 4.

По данным таблицы и рис. 4 видно, что при увеличении степени рециркуляции ОГ ρ_p от 0 до 10,0 % крутящий момент на коленчатом валу исследуемого двигателя M_e уменьшился от 359 до 345 Н·м (на 4 %), удельный эффективный расход топлива g_e увеличился от 229,7 до 239,0 г/(кВт·ч) (на 4 %), концентрация в ОГ оксидов азота C_{NO_x} снизилась от 750 до 340 ppm (на 55 %), дымность ОГ K_x возросла от 16,9 до 48,0 % по шкале Хартриджа (в 2,8 раза). Отмечается противоположное влияние рециркуляции ОГ на выбросы с ОГ оксидов азота и сажи. В связи с этим необходима оптимизация количества рециркулируемых ОГ с учетом обеспечения компромисса между указанными экологическими показателями исследуемого дизельного двигателя.

Оптимизация степени рециркуляции отработавших газов

При оценке целесообразного количества рециркулируемых ОГ дизельного двигателя можно применять различные методы оптимизации. Среди методов многокритериальной оптимизации широкое распространение получили методы свертки, в которых частные критерии оптимальности J_i сводятся к обобщенному критерию оптимальности J_o (обобщенной целевой функции) [5, 29]. Известны различные виды свертки. На практике применяют аддитивные обобщенные критерии оптимальности в виде суммы частных критериев. При этом в ряде случаев вводят весовые коэффициенты, характеризующие относительную значимость частных критериев. Применяют также мультипликативные обобщенные критерии оптимальности, формируемые в виде произведения частных критериев. При формировании обобщенного критерия оптимальности частные критерии обычно используют в безразмерной форме.

При оптимизации количества рециркулируемых ОГ исследуемого дизельного двигателя учитывали выбросы двух наиболее значимых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота и сажи (дымность ОГ). Для характеристики выбросов оксидов азота с ОГ исследуемого двигателя использована их относительная концентрация в ОГ оксидов азота $\bar{C}_{NO_x}$, определяемая в виде

$$\bar{C}_{NO_x} = \frac{C_{NO_x i}}{C_{NO_x 0}},$$

где $C_{NO_x i}$ — концентрация в ОГ оксидов азота при i -й степени рециркуляции ОГ ρ_p ; $C_{NO_x 0}$ — концентрация в ОГ оксидов азота при степени рециркуляции $\rho_p = 0$.

Оценка выбросов сажи в ОГ исследуемого двигателя проведена с использованием значений относительной дымности ОГ $\bar{K}_X$, определяемых по выражению

$$\bar{K}_X = \frac{K_{Xi}}{K_{X0}},$$

где K_{Xi} — дымность ОГ при i -й степени рециркуляции ОГ ρ_p ; K_{X0} — дымность ОГ при степени рециркуляции ОГ $\rho_p = 0$.

При каждом i -м значении рециркуляции ОГ обобщенный критерий оптимальности J_o опре-

делялся в виде произведения относительной концентрации в ОГ оксидов азота $\bar{C}_{NO_x}$ и относительной дымности ОГ $\bar{K}_X$, т. е. в виде

$$J_o = \bar{C}_{NO_x} \bar{K}_X.$$

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

Полученные при расчетах значения относительной концентрации в ОГ оксидов азота $\bar{C}_{NO_x}$, относительной дымности ОГ $\bar{K}_X$ и обобщенного критерия оптимальности J_o представлены в таблице выше. Эти данные показывают, что при увеличении степени рециркуляции ОГ ρ_p от 0 до 10,0 % обобщенный критерий оптимальности J_o сначала уменьшается с 1,000 до 0,976 (при $\rho_p = 2,5$ %), а затем начинает возрастать и при $\rho_p = 10$ % становится равным $J_o = 1,287$. Таким образом, на исследуемом режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин⁻¹ дизельного двигателя типа Д-245 оптимальная степень рециркуляции ОГ составила $\rho_p = 2,5$ %. При увеличении степени рециркуляции ОГ ρ_p от 0 до 2,5 % крутящий момент на коленчатом валу двигателя M_e уменьшается от 359 до 356 Н·м (на 0,8 %), удельный эффективный расход топлива g_e увеличивается от 229,7 до 231,6 г/(кВт · ч) (на 0,8 %), концентрация в ОГ оксидов азота C_{NO_x} снижается от 750 до 565 ppm (на 24,7 %), дымность ОГ K_X возрастает от 16,9 до 21,9 % по шкале Хартриджа (на 29,6 %). Для снижения дымности ОГ до исходных значений на дизельных двигателях устанавливают сажевые фильтры.

Представленный выше подход к оптимизации степени рециркуляции ОГ можно использовать и для других режимов работы двигателя. В целом проведенные исследования подтвердили эффективность организации рециркуляции ОГ в дизельных двигателях транспортного назначения с целью снижения выбросов оксидов азота в атмосферу.

Заключение

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

1. Эффективным средством снижения выбросов оксидов азота в атмосферу с ОГ дизельных двигателей является организация рецирку-

ляции ОГ — возвращение их части в цилиндры двигателя.

2. С использованием программного комплекса «Дизель-РК» проведено расчетное исследование параметров дизельного двигателя типа Д-245 с системой рециркуляции ОГ, работающего на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$. С учетом анализа опубликованных данных по транспортным дизельным двигателям ведущих двигателестроительных фирм при проведении расчетных исследований степень рециркуляции ОГ изменялась в диапазоне от 0 до 10,0 %.

3. При увеличении степени рециркуляции ОГ в этом диапазоне крутящий момент на коленчатом валу двигателя уменьшился от 359 до 345 Н · м (на 4 %), удельный эффективный расход топлива увеличился от 229,7 до 239,0 г/(кВт · ч) (на 4 %), концентрация в ОГ оксидов азота снизилась от 750 до 340 ppm (на 55 %), дымность ОГ K_x возросла от 16,9 до 48,0 % по шкале Хартриджа (в 2,8 раза).

4. При оптимизации количества рециркулируемых ОГ двигателя учитывались выбросы двух наиболее значимых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота и сажи (дымность ОГ). Применен метод свертки, при котором обоб-

щенный критерий оптимальности определялся в виде произведения относительной концентрации в ОГ оксидов азота и относительной дымности ОГ. Оптимальное количество рециркулируемых ОГ соответствует минимальному значению используемого обобщенного критерия оптимальности.

5. Расчетные данные показывают, что на исследуемом режиме максимального крутящего момента при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ при увеличении степени рециркуляции ОГ от 0 до 10,0 % обобщенный критерий оптимальности сначала уменьшается с 1,000 до 0,976 (при $\rho_p = 2,5\%$), а затем начинает возрастать и при $\rho_p = 10\%$ становится равным $J_o = 1,287$. Таким образом, оптимальная степень рециркуляции ОГ составила 2,5 %. При увеличении степени рециркуляции ОГ от 0 до 2,5% крутящий момент двигателя уменьшается от 359 до 356 Н · м (на 0,8 %), удельный эффективный расход топлива увеличивается от 229,7 до 231,6 г/(кВт · ч) (на 0,8 %), концентрация в ОГ оксидов азота снижается от 750 до 565 ppm (на 24,7 %), дымность ОГ возрастает от 16,9 до 21,9 % по шкале Хартриджа (на 29,6 %). Для снижения дымности ОГ дизельного двигателя до исходных значений необходима установка сажевого фильтра.

Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Шатров М.Г., Морозов К.А., Алексеев И.В. и др. *Автомобильные двигатели*. Москва, Академия, 2013, 464 с.
- [3] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения*. Москва, ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014, 691 с.
- [4] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [5] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. *Токсичность отработавших газов дизелей*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002, 376 с.
- [6] Надарейшвили Г.Г. *Научные основы создания комплексных систем обеспечения современных экологических и акустических показателей двигателей внутреннего сгорания*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, НАМИ, 2020, 461 с.
- [7] Блинов А.С. *Разработка средств моделирования системы нейтрализации отработавших газов транспортного дизельного двигателя*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023, 155 с.
- [8] Ерохов В.И. *Токсичность современных автомобилей: Методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу*. Москва, Форум, 2017, 448 с.
- [9] Кульчицкий А.Р. *Токсичность автомобильных и тракторных двигателей*. Владимир, Владимирский государственный университет, 2000, 256 с.
- [10] Камерлохер В.А. *Токсичность двигателей внутреннего сгорания*. Челябинск, ЮУрГУ, 2016, 167 с.
- [11] Альферович В.В. *Токсичность двигателей внутреннего сгорания. В 2 ч. Ч. 1. Анализ состава отработавших газов*. Минск, БНТУ, 2016, 54 с.
- [12] Bouchez M., Dementhon J.B. Strategies for the Control of Particulate Trap Regeneration. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0472, pp. 1–7. <https://doi.org/10.4271/2000-01-0472>

- [13] Charles F.L.R., Ewing D., Becard J., Chang J.-S., Cotton J.S. Optimization of the Exhaust Mass Flow Rate and Coolant Temperature for Exhaust Gas Recirculation (EGR) Cooling Devices Used in Diesel Engines. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-0654, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0654>
- [14] Dudareva N., Sitdikov V. Simulation of the Exhaust Gas Neutralization Process in the Engine Combustion Chamber Using a Ceramic Coating. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2023, vol. 16, no. 4, pp. 142–148. <https://doi.org/10.25103/jestr.164.18>
- [15] Hadjab R., Kadja M. Computational Fluid Dynamics Simulation of Heat Transfer Performance of Exhaust Gas Recirculation Coolers for Heavy-Duty Diesel Engines. *Thermal Science*, 2016, vol. 22, no. 6B, pp. 2733–2745. <https://doi.org/10.2298/TSCI160830317H>
- [16] Li H., Haugen G., Ditaranto M., Berstad D., Jordal K. Impacts of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on the Natural Gas Combined Cycle Integrated with Chemical Absorption CO₂ Capture Technology. *Energy Procedia*, 2011, vol. 4, pp. 1411–1418. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.02.006>
- [17] Sahu D., Deepak S.S.K. Review on Numerical Analysis of EGR Cooler. *International Journal of Trend in Scientific Research and Development*, 2020, vol. 4, iss. 6, pp. 1058–1061. URL: www.ijtsrd.com/papers/ijtsrd33570.pdf
- [18] Гуреев В.М., Хайруллин А.Х., Варламов Ф.А., Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х. Влияние рециркуляции отработавших газов на технико-экономические и экологические показатели высокофорсированного авиационного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 2016, № 4, с. 102–105.
- [19] Марков В.А., Камалтдинов В.Г., Хрипунов С.А. Рециркуляция отработавших газов в двигателях с воспламенением от сжатия. *Грузовик*, 2011, № 6, с. 14–25.
- [20] Марков В.А., Хрипунов С.А., Камалтдинов В.Г. Управление рециркуляцией отработавших газов в транспортных дизелях. *Автомобильная промышленность*, 2011, № 12, с. 11–15.
- [21] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей*. Москва, Легион-Автодата, 2005, 344 с.
- [22] Кулешов А.С. *Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС*. Дис. ...д-ра техн. наук. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011, 235 с.
- [23] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI diesel spray combustion model for thermodynamic simulation of engine with PCCI and high EGR level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [24] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional optimization of DI diesel engine process using multi-zone fuel spray combustion model and detailed chemistry NO_x formation model. *SAE Technical Paper Series*, 2016, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [25] *Дизели Д-245.7, Д-245.9, Д-245.12С*. Руководство по эксплуатации. Москва, Минский моторный завод, 2011, 78 с.
- [26] Лиханов В.А., Чувашев А.Н. *Конструкция дизелей Д-245 ЕЗ*. Киров, Вятская ГСХА, 2015, 167 с.
- [27] Кузнецов А.С. *Автомобиль ЗИЛ «Бычок» и его модификации*. Руководство по эксплуатации, ремонту и техническому обслуживанию. Москва, АТЛАС-ПИРЕСС, 2005, 304 с.
- [28] Марков В.А., Сиротин Е.А. Чтобы тракторный дизель стал автомобильным. *Автомобильная промышленность*, 1999, № 6, с. 9–11.
- [29] Пупков К.А., Фалдин Н.В., Егупов Н.Д. *Методы синтеза оптимальных систем автоматического управления*. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 510 с.

References

- [1] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Shatrov M.G., Morozov K.A., Alekseev I.V. et al. *Avtomobil'nye dvigateli* [Automotive engines]. Moscow, Akademiya Publ., 2013, 464 p. (In Russ.).
- [3] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Neftyanye motornye topliva: ekologicheskie aspekty primeneniya* [Oil motor fuels: environmental aspects of application]. Moscow, ООО NITs “Inzhener” Publ., ООО “Oniko-M”, 2014, 691 p. (In Russ.).
- [4] 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.).
- [5] Markov V.A., Bashirov R.M., Gabitov I.I. *Toksichnost' otrabotavshikh gazov dizeley* [Toxicity of diesel exhaust gases]. Moscow, BMSTU Press, 2002, 376 p. (In Russ.).

- [6] Nadareyshvili G.G. *Nauchnye osnovy sozdaniya kompleksnykh sistem obespecheniya sovremennykh ekologicheskikh i akusticheskikh pokazateley dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Scientific basis for the creation of complex systems for ensuring modern environmental and acoustic performance of internal combustion engines]. Dr. Diss. Moscow, NAMI Publ., 2020, 461 p. (In Russ.).
- [7] Blinov A.S. *Razrabotka sredstv modelirovaniya sistemy neytrali-zatsii otrabotavshikh gazov transportnogo dizel'nogo dvigatelya* [Development of tools for modeling the exhaust gas neutralization system of a transport diesel engine]. Ph. D. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2023, 155 p. (In Russ.).
- [8] Erokhov V.I. *Toksichnost' sovremennykh avtomobiley: metody i sredstva snizheniya vrednykh vybrosov v atmosferu* [Toxicity of modern cars: methods and means of reducing harmful emissions into the atmosphere]. Moscow, Forum Publ., 2017, 448 p. (In Russ.).
- [9] Kul'chitskiy A.R. *Toksichnost' avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Toxicity of automobile and tractor engines]. Vladimir, Vladimirskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2000, 256 p. (In Russ.).
- [10] Kamerlokher V.A. *Toksichnost' dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Toxicity of internal combustion engines]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2016, 167 p. (In Russ.).
- [11] Al'ferovich V.V. *Toksichnost' dvigateley vnutrennego sgoraniya. V 2 ch. Ch. 1. Analiz sostava otrabotavshikh gazov* [Toxicity of internal combustion engines. Part 1. Analysis of the exhaust gas composition]. Minsk, BNTU Publ., 2016, 54 p. (In Russ.).
- [12] Bouchez M., Dementhon J.B. Strategies for the control of particulate trap regeneration. *SAE Technical Paper Series*, 2000, no. 2000-01-0472, pp. 1–7. <https://doi.org/10.4271/2000-01-0472>
- [13] Charles F.L.R., Ewing D., Becard J., Chang J.-S., Cotton J.S. Optimization of the exhaust mass flow rate and coolant temperature for exhaust gas recirculation (EGR) cooling devices used in diesel engines. *SAE Technical Paper Series*, 2005, no. 2005-01-0654, pp. 1–12. <https://doi.org/10.4271/2005-01-0654>
- [14] Dudareva N., Sitdikov V. Simulation of the Exhaust Gas Neutralization Process in the Engine Combustion Chamber Using a Ceramic Coating. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 2023, vol. 16, no. 4, pp. 142–148. <https://doi.org/10.25103/jestr.164.18>
- [15] Hadjab R., Kadja M. Computational fluid dynamics simulation of heat transfer performance of exhaust gas recirculation coolers for heavy-duty diesel engines. *Thermal Science*, 2016, vol. 22, no. 6B, pp. 2733–2745. <https://doi.org/10.2298/TSCI160830317H>
- [16] Li H., Haugen G., Ditaranto M., Berstad D., Jordal K. Impacts of exhaust gas recirculation (EGR) on the natural gas combined cycle integrated with chemical absorption CO₂ capture technology. *Energy Procedia*, 2011, vol. 4, pp. 1411–1418. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.02.006>
- [17] Sahu D., Deepak S.S.K. Review on Numerical Analysis of EGR Cooler. *International Journal of Trend in Scientific Research and Development*, 2020, vol. 4, iss. 6, pp. 1058–1061. URL: www.ijtsrd.com/papers/ijtsrd33570.pdf
- [18] Gureev V.M., Khairullin A.K., Varlamov F.A., Gumerov I.F., Khafizov R.K. Influence of exhaust gas recirculation on technical, economic, and environmental performance of high-uprated diesel aircraft engine. *Russian Aeronautics*, 2016, vol. 59, no. 4, pp. 554–558. <https://doi.org/10.3103/S1068799816040188>
- [19] Markov V.A., Kamaltdinov V.G., Khripunov S.A. Exhaust gas recirculation in diesel engines and HCCI engine. *Gruzovik*, 2011, no. 6, pp. 14–25. (In Russ.).
- [20] Markov V.A., Khripunov S.A., Kamaltdinov V.G. Control of exhaust gas recirculation in transport diesel engines. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2011, no. 12, pp. 11–15. (In Russ.).
- [21] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel equipment and diesel control systems]. Moscow, Legion-Avtodata Publ., 2005, 344 p. (In Russ.).
- [22] Kuleshov A.S. *Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS* [Development of calculation methods and optimization of internal combustion engine work processes]. Dr. Diss. Moscow, BMSTU Press, 2011, 235 p. (In Russ.).
- [23] Kuleshov A.S. Multi-Zone DI diesel spray combustion model for thermodynamic simulation of engine with PCCI and high EGR level. *SAE Technical Paper Series*, 2009, no. 2009-01-1956, pp. 1–21. <https://doi.org/10.4271/2009-01-1956>
- [24] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional optimization of DI diesel engine process using multi-zone fuel spray combustion model and detailed chemistry NO_x formation model. *SAE Technical Paper Series*, 2016, no. 2013-01-0882, pp. 1–16. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0882>
- [25] *Dizeli D-245.7, D-245.9, D-245.12S* [Diesels D-245.7, D-245.9, D-245.12S]. Manual. Moscow, Minskiy motornyy zavod Publ., 2011, 78 p. (In Russ.).
- [26] Likhanov V.A., Chuvashev A.N. *Konstruktsiya dizeley D-245 E3* [Design of diesel engines D-245 E]. Kirov, Vyatskaya GSKhA Publ., 2015, 167 p. (In Russ.).

- [27] Kuznetsov A.S. *Avtomobil' ZIL "Bychok" i ego modifikatsii* [Car ZIL "Bychok" and its modifications]. Operation, repair and maintenance manual. Moscow, ATLAS-PRESS, 2005, 304 p. (In Russ.).
- [28] Markov V.A., Sirotin E.A. So that tractor diesel becomes automobile. *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 1999, no. 6, pp. 9–11. (In Russ.).
- [29] Pupkov K.A., Faldin N.V., Egupov N.D. *Metody sinteza optimal'nykh sistem avtomaticheskogo upravleniya* [Methods for synthesizing optimal automatic control systems]. Moscow, BMSTU Press, 2000, 510 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 20.05.2024

Сведения об авторах

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

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

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

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

Information about the authors

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

Gumerov Irek Florovich — Ph. D. Sci., Deputy General Director, KamAZ PJSC. E-mail: gumerov@kamaz.ru

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

Neverov Vsevolod Anatolyevich — Ph. D. Sci., Senior Lecturer, Department of Combined Engines and Alternative Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: sevasxp@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Блинов А.С., Гумеров И.Ф., Кулешов А.А., Неверов В.А. Расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 42–55.

Citation:

Blinov A.S., Gumerov I.F., Kuleshov A.A., Neverov V.A. Computational study of the diesel engine parameters if equipped with the exhaust gas recirculation system. *Engines Construction*, 2024, no. 2 (296), pp. 42–55. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

УДК 629.7.03

Перспективы использования свободнопоршневого двигателя Стирлинга для генерации электроэнергии в космосе

Х. Халифе^{1,3}, С.В. Смирнов¹, В.И. Меркулов², Ю.А. Борисов^{2,4}

¹ РУДН

² МГТУ им. Н.Э. Баумана

³ ООО «Наука-Аэрокосмические технологии»

⁴ ОИВТ РАН

The potential of free-piston Stirling engines in space power generation

H. Khalife^{1,3}, S.V. Smirnov¹, V.I. Merkulov², Yu.A. Borisov^{2,4}

¹ Peoples' Friendship University of Russia (RUDN)

² Bauman Moscow State Technical University

³ Nauka-Aerospace Technologies LLC

⁴ Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences

Представлен обзор энергетических установок для генерации электроэнергии в космосе. В нем подчеркивается высокий потенциал свободнопоршневых двигателей Стирлинга (СПДС) в надежном обеспечении электроэнергией для работы в космосе систем жизнеобеспечения при исследовании Луны и Марса. С ростом интереса к исследованию дальнего космоса и колонизации Луны усилился спрос на эффективные системы генерации электроэнергии. Поскольку космические агентства и частные компании нацелены на исследование дальних уголков нашей Солнечной системы, потребность в надежных и эффективных энергетических решениях становится все более острой. Уникальные возможности СПДС делают его привлекательным вариантом для космических миссий, предлагая такие преимущества, как высокая надежность, длительный срок эксплуатации и способность работать в различных условиях окружающей среды. Чтобы в полной мере использовать потенциал СПДС, в статье подчеркивается важность развития технологии теплообменников для повышения эффективности и оптимизации передачи энергии внутри двигателя. Кроме того, интеграция усовершенствованных систем управления может улучшить динамические характеристики СПДС, обеспечивая точную модуляцию мощности и улучшая общие характеристики. Сотрудничество специалистов из ведущих компаний мира позволит создать эффективную энергетическую установку на базе СПДС и ядерного реактора для успешного освоения космоса.

Ключевые слова: свободнопоршневой двигатель Стирлинга, ядерный реактор, теплообмен, энергетические установки, освоение космоса, космические энергоблоки

This paper presents an overview of power plants designed to generate electrical power in space. It outlines the potential of the free-piston Stirling engines (FPSEs) in generating electrical power for life support systems in space during the exploration of the Moon and Mars. The increased demand for efficient power generation systems arises from the growing interest in exploring deeper into space and colonizing the Moon. As space agencies and private companies set their sights on exploring the far reaches of our solar system, the need for reliable and efficient power generation systems becomes ever more urgent. The FPSEs' unique abilities, including high reliability, long service life, and adaptability to various environmental conditions, make them an attractive option for space missions. To fully capitalize on the FPSEs' potential, the paper highlights the significance of developing advanced heat exchanger technologies to optimize heat transfer inside the engine and improve efficiency. Furthermore, the integration of advanced control systems could enhance dynamic characteristics, providing precise power modulation and improving overall performance. Cooperation of experts from world's leading

companies would make it possible to design an effective power generation system based on the FPSE and a nuclear reactor for successful space exploration.

Keywords: free-piston Stirling engine, nuclear reactor, heat exchange, power plants, space exploration, space power units

Введение

В условиях масштабных космических исследований поиск эффективных и надежных источников энергии имеет первостепенное значение. Поскольку человечество планирует отправиться дальше в космос, потребность в инновационных технологиях, которые могут обеспечить устойчивое производство электроэнергии для длительных миссий, становится все более актуальной. Освоение космоса выходит на новый уровень, который включает колонизацию новых планет и строительство баз с постоянным присутствием людей, начиная с освоения Луны. Открытие наличия воды на полюсах Луны и возможность добычи редкоземельных газов, таких как гелий 3 (нерадиоактивный изотоп), возродили интерес к Луне. Россия, США, Китай, Индия и другие страны планируют в ближайшие 15–20 лет построить свои базы на Луне. Индия в августе 2023 г. успешно доставила космический аппарат для работы на поверхности Луны в районе южного полюса [1–3].

Кроме того, успешное освоение Луны предоставит людям полезный опыт для подготовки к исследованию Марса. Лунные базы будут иметь высокие энергопотребления для поддержки таких видов деятельности, как научные эксперименты, добыча и обработка полезных ископаемых, астрономические наблюдения и исследования поверхности [4–6].

Системы электроснабжения в космосе

В космосе для обеспечения энергетических потребностей космических кораблей и других космических объектов жизнедеятельности человека используют различные системы электроснабжения, основными энергетическими установками которых являются солнечные батареи, радиоизотопные термоэлектрические генераторы (РТЭГ), топливные элементы и аккумуляторные батареи и т. д.

Солнечные батареи представляют собой одни из наиболее распространенных энергоустройств, используемых в космосе для генера-

ции электроэнергии на небольших космических кораблях. По состоянию на 2021 г. примерно 85 % всех космических аппаратов наноспутников форм-фактора были оснащены солнечными панелями и аккумуляторными батареями [7]. Ограничения на использование солнечных элементов включают снижение эффективности в дальнем космосе, отсутствие генерации в периоды затмений, деградацию в течение срока службы миссии (из-за старения и радиации), большую площадь поверхности, массу и стоимость.

Топливными элементами заинтересовались создатели космических аппаратов. С середины 1960-х годов миллионы долларов вкладывались в исследования топливных элементов. Работа тысяч ученых и инженеров позволила выйти на новый уровень, и в 1965 г. топливные элементы были испытаны в США на космическом корабле «Джемини-5», а в дальнейшем — на кораблях «Аполлон» для полетов на Луну и по программе «Шаттл». В СССР топливные элементы разрабатывали в НПО «Квант», тоже для использования в космосе [8].

Топливные элементы генерируют электричество посредством электрохимической реакции между водородом и кислородом, в результате чего в качестве побочного продукта образуется вода. Они также позволяют запускать миссии с использованием безопасного, удобного для хранения, нетоксичного источника. Наличие большого топливного бака невозможно обеспечить для небольших миссий или наноспутников. В настоящее время исследуется возможность применения в космических кораблях регенеративных топливных элементов.

Аккумуляторные батареи используются в качестве систем хранения энергии в космических энергетических системах. Они заряжаются от первичных источников энергии, таких как солнечные батареи или топливные элементы, и обеспечивают электроэнергию в периоды высокого спроса на энергию или когда основной источник энергии недоступен, например, во время фаз затмения или запуска.

Поскольку батареи первичного типа не перезаряжаются, их используют для коротких миссий. Применяют серебряно-цинковые батареи, поскольку с ними легче обращаться и разряжать их с большей скоростью, или батареи на основе лития, которые имеют более высокую энергоёмкость, в том числе: литий-диоксид серы (LiSO_2), литий-монофторид углерода (LiCF_x) и литий-тионилхлорид (LiSOCl_2).

Аккумуляторные батареи вторичного типа включают никель-кадмиевые (NiCd), никель-водородные (NiH_2), литий-ионные (Li-ion) и литий-полимерные (LiPo), которые в прошлом широко использовались на небольших космических кораблях. Вторичные батареи на основе лития широко применяются при космических полетах и обычно используются в портативных электронных устройствах, так как их можно перезаряжать, они имеют малый вес и высокую энергоёмкость. Обычно они подключаются к первичному источнику энергии (например, солнечной батарее) и могут по требованию обеспечивать необходимой энергией. Каждый тип батареи применяется в зависимости от требуемых параметров по энергопроизводительности, срока службы и надежности.

Использование ядерных источников энергии в космосе стало значительным с 1961 г., в том числе широко используются радиоизотопные источники энергии. Ядерные реакторы для космоса в основном использовались в СССР. В настоящее время США и Россия разрабатывают новые модели ядерных реакторов, обладающих большей энергетической производительностью [9]. Радиоизотопные термоэлектрические генераторы служат источником энергии, который использует теплоту, выделяемую в результате радиоактивного распада радиоизотопов. Радиоизотопные термоэлектрические генераторы обычно используют, когда космическим кораблям требуется мощность менее 100 кВт, тогда как ядерные реакторы более рентабельны при требовании обеспечить более высокую мощность.

Радиоизотопные термоэлектрические генераторы характеризуются более длительным сроком службы, высокой надежностью, их применение более привлекательно за пределами орбиты Марса, чем использование аккумуляторных батарей и солнечных панелей. В отличие от топливных элементов, РТЭГ может работать не-

прерывно десятилетиями без дозаправки. Более 45 РТЭГ используются на многочисленных космических аппаратах США, включая космические корабли «Кассини», «Вояджер-1» и «Вояджер-2», «Галилео» и марсоходы. Новейший РТЭГ, работающий на плутонии, — многоцелевой радиоизотопный термоэлектрический генератор (MMRTG), который используется в марсоходе миссии Curiosity Марсианской научной лаборатории NASA. Россия также разрабатывает луноходы с ядерными источниками энергии для использования в полярных регионах Луны.

Хотя РТЭГ доказали свою эффективность в космических миссиях, у них имеются недостатки: ограниченная доступность подходящих радиоизотопных материалов, таких как плутоний-238, и относительно низкая эффективность преобразования энергии по сравнению с другими системами, что приводит к неоптимальному использованию источника тепловой энергии. Для предотвращения перегрева или недостаточного использования требуется эффективное управление температурным режимом. Кроме того, РТЭГ имеют большие размеры и увеличенную массу, что может создать проблемы с использованием на космических кораблях.

В последнее время растет интерес к использованию ядерных реакторов и изотопного топлива в качестве источника тепла для двигателей

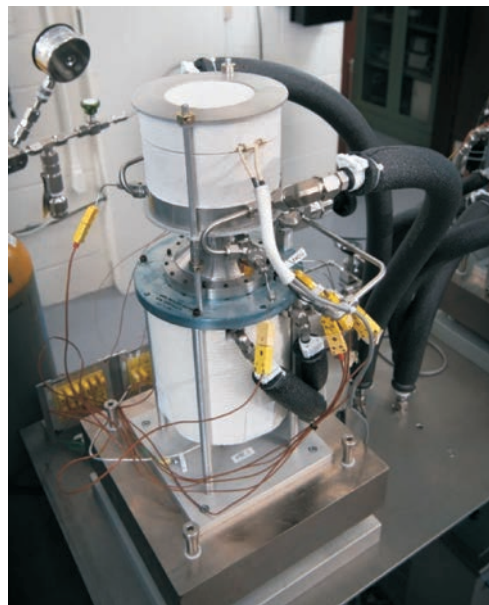


Рис. 1. СПДС, непрерывно работавший более 14 лет в лаборатории NASA [10]

Стирлинга. Наиболее перспективна конструкция свободнопоршневого двигателя Стирлинга (СПДС), обладающей наилучшими технико-экономическими показателями, высокой надежностью и большим сроком эксплуатации без технического обслуживания. NASA признало СПДС тепловой машиной с самым длительным ресурсом работы за всю историю цивилизации, СПДС находился в непрерывной работе в их лаборатории более 14 лет (рис. 1) [10].

Потенциал свободнопоршневого двигателя Стирлинга в космосе

Агентство NASA участвовало в нескольких проектах, связанных со свободнопоршневыми двигателями Стирлинга СПДС, изучая их потенциал для космического применения. Например, в ранних проектах, связанных с радиоизотопными энергетическими системами [11]. Радиоизотопный генератор Стирлинга (РГС) — это энергетическая система, в которой используется электрический преобразователь мощностью 55 Вт, питаемый от источника теплоты общего назначения. По сравнению с РТЭГ РГС может генерировать примерно в 4 раза больше электроэнергии из того же количества плутониевого топлива. Каждый РГС состоит из двух преобразователей Стирлинга, которые получают около 500 Вт тепловой энергии. В результате они могут обеспечить выходную электрическую мощность 130...140 Вт, используя примерно 1 кг Pu-238.

Хотя РГС и усовершенствованный РГС (УРГС) прошли обширные испытания, они еще не использовались в реальных миссиях. Первоначально NASA планировало использовать два УРГС для миссий на спутник Сатурна Титан или комету Виртанен. В ноябре 2013 г. NASA прекратило разработку УПРГС, инвестировав в проект 270 миллионов долларов. Решение было принято из-за бюджетных ограничений [11].

По последним данным, интерес к радиоизотопной системе Стирлинга возобновился. Несколько компаний объединились для разработки новой радиоизотопной системы выработки электроэнергии на базе двигателя Стирлинга для космических применений. В качестве основного компонента предполагается использовать альтернативный изотоп америций-241, который более доступен, чем плутоний-238, традиционно используемый в радиоизотопных энергетических системах. Америций производит меньше

энергии на грамм, чем плутоний, поэтому для производства той же мощности требуется больше топлива, но он коммерчески доступен [12].

При высоких требованиях к выходной мощности ядерные реакторы экономически более выгодны, чем РТЭГ.

После периода снижения интереса сейчас вновь уделяется внимание использованию ядерной энергии для космических миссий. В то время как Россия разместила в космосе более 30 ядерных реакторов, США запустили в космос только один, известный как SNAP-10A (Система вспомогательной ядерной энергетики), в 1965 г. [13]. Человечество готово вступить в новую эпоху космических путешествий на Марс, в нашу Солнечную систему и за ее пределы, поскольку ядерная энергетика и связанные с ней технологии обещают сделать межпланетные миссии более быстрыми, эффективными и экономичными [9, 14].

Современная концепция энергетических систем с ядерным реактором предполагает их запуск в холодном состоянии, представляющим минимальную радиоактивную опасность. Реактор запускается после выхода на орбиту. Он позволяет обеспечить автоматическую адаптацию к изменениям тепловой нагрузки и поддержание безопасных рабочих температур благодаря обратной связи по температурной реактивности. Это позволяет ядерному реактору адаптироваться к меняющимся потребностям в мощности. Работая на низких уровнях мощности, система может снизить тепловые нагрузки и противостоять потенциальным разрушительным событиям.

Один из известных проектов NASA — Kilopower Reactor With Stirling Technology (KRUSTY) [15, 16]. Энергетическая установка представляет собой СПДС с ядерным реактором, вырабатывающим до 10 кВт электроэнергии, со сроком эксплуатации свыше 10 лет. Четырех блоков KRUSTY было бы достаточно для обеспечения электропитанием станции в космическом пространстве для жизнеобеспечения, проведения экспериментов, подзарядки луноходов и добычи ресурсов на поверхности Луны.

Для проекта KRUSTY рассматривается возможность применения нескольких СПДС, как показано в таблице [17]. KRUSTY имеет потенциал для различных применений в космических миссиях. Одно из таких применений — ядерная энергетическая установка, которая может

Параметры СПДС, рассматриваемые для применения в космосе

Параметр	Sunpower EE-35	Infinia TDC	Sunpower ASC	Sunpower P2A	Qnergy QB-3500	Sunpower PCU	Qnergy QB-7500
Номинальная мощность, Вт	35	55	80	1000	3500	6000	7500
Диапазон мощности, Вт	20–42	50–60	60–90	500–1400	н/д	4500–7200	н/д
Температура в горячей части двигателя $T_{гор}$, °С	650	650	760	550		575	
Температура в холодной части двигателя $T_{хол}$, °С	80	120	90	50		100	
Частота, Гц	105	80	102	50		60	
Амплитуда поршня, мм	4	5,6	4,5	10		16	
Масса, кг	1,4	4,5	2,5	35	67	100	103

обеспечить космический корабль необходимой мощностью для эффективной эксплуатации в космосе. Кроме того, реактор KRUSTY может служить надежным источником электроэнергии для пилотируемых или роботизированных миссий в средах, где солнечный свет ограничен или недоступен.

Агентство NASA специально изучало использование реактора KRUSTY для пилотируемых полетов на Марс. Как только люди придут на Марс, реактор также будет обеспечивать необходимую энергию для систем их жизнеобеспечения и других эксплуатационных нужд. Например, обеспечение энергией оборудования для извлечения и хранения кислорода из марсианской атмосферы.

Свободнопоршневой двигатель Стирлинга обладает рядом преимуществ, которые делают его привлекательным выбором для использования в космосе. К ним относятся следующие.

Высокая эффективность. Свободнопоршневые двигатели Стирлинга могут обеспечить высокую эффективность преобразования энергии по сравнению с РТЭГ. Они могут преобразовывать тепловую энергию в механическую работу с КПД, достигающим 30 %. Такой высокий КПД позволяет двигателю извлекать больше мощности из доступного источника теплоты, максимизируя использование ограниченных ресурсов в космических миссиях.

Компактная и легкая конструкция. Свободнопоршневые двигатели Стирлинга имеют минимальное количество движущихся частей и компактную конструкцию по сравнению с дру-

гими системами выработки электроэнергии. В результате получается компактный и легкий двигатель, что имеет решающее значение для космических миссий, где важны ограничения по массе и объему.

Надежность и долговечность. Свободнопоршневые двигатели Стирлинга обладают потенциалом длительного срока службы при минимальных требованиях к техническому обслуживанию. Они могут работать в течение десятков тысяч часов без существенного ухудшения качества или потери производительности, что делает их пригодными для длительных миссий и снижает потребность в частом обслуживании или замене.

Независимость от внешних факторов. В отличие от солнечных батарей, которые полагаются на доступность солнечного света, или топливных элементов, которые зависят от непрерывной подачи топлива и кислорода, СПДС могут работать независимо от внешних факторов при интеграции с ядерным реактором или работе на радиоизотопном топливе.

Комбинация необслуживаемого СПДС с ядерным реактором считается весьма привлекательной благодаря возможности долгосрочного и надежного генерации энергии без необходимости технического обслуживания.

Другим направлением развития систем энергообеспечения в космосе NASA служит разработка радиоизотопной энергосистемы для использования в лунных миссиях в течение двухнедельной лунной ночи. Проект реализуется с помощью радиоизотопного генератора Стир-

линга, в котором использует двигатель Стирлинга, а не ТЭГ, для преобразования теплоты радиоактивного распада в электроэнергию [12, 18].

Китайское национальное космическое управление (CNSA) успешно испытало собственный двигатель Стирлинга на борту космической станции Тяньгун, что стало первым космическим испытанием технологии СПДС (рис. 2). Двигатель был разработан Ланьчжоуским институтом физики Китайской академии космических технологий (CAST). Он был доставлен на борт космической станции экипажем «Шэньчжоу-15» и установлен в аппаратном шкафу лабораторного модуля «Мэнтянь». Перед тестовым запуском в лабораторном модуле были проведены три орбитальных эксперимента. Преобразователь обеспечивал стабильное электропитание, достигая уровня эффективности термоэлектрического преобразования, который достиг «передового международного уровня при том же изотермическом отношении» [19, 20].

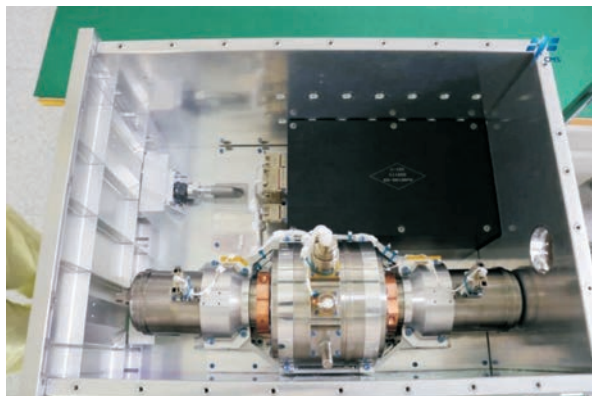


Рис. 2. Испытания преобразователя энергии Стирлинга на космической станции Тяньгун [20]

Расширение границ исследования космических агентств позволяет расширить область применения СПДС, которые могут обеспечивать энергией миссии в дальнем космосе, где солнечный свет ограничен, лунные и марсианские места обитания, где солнечная энергия может быть прерывистой или недостаточной, а также межпланетные зонды, которым требуется повышенная мощность для сбора и передачи данных. Используя исключительную эффективность и адаптируемость СПДС, можно расширить космические миссии, сделать научные открытия и вывести освоение космоса человеком на новые рубежи.

Свободнопоршневые двигатели Стирлинга: конструктивные особенности и преимущества

Свободнопоршневые двигатели Стирлинга — это уникальная технология, работающая на базе цикла Стирлинга — термодинамического процесса, позволяющего преобразовывать тепловую энергию в механическую работу и далее в генерацию электрической энергии. Перечислим основные компоненты СПДС.

Рабочий поршень. Рабочий поршень является важнейшим компонентом двигателя, который движется возвратно-поступательно внутри цилиндра. Когда рабочий газ расширяется и сжимается, движение поршня позволяет преобразовывать тепловую энергию в механическую работу.

Вытеснитель. Это еще один движущийся элемент двигателя Стирлинга. Он отвечает за перемещение рабочего газа между горячими и холодными объемами. При движении вытеснителя рабочий газ движется между горячим и холодным объемами двигателя, обеспечивая процесс теплопередачи и поддерживая необходимый для цикла Стирлинга температурный градиент.

Регенератор. Регенератор — важный компонент, повышающий эффективность двигателя Стирлинга. Основным элементом является матрица из пористого материала, например металла или керамики, которая играет роль теплообменника. Регенератор накапливает и высвобождает тепловую энергию по мере прохождения через него рабочего газа, уменьшая затраты на подогрев и охлаждения рабочего газа внутри двигателя.

Охладитель. Охладитель отвечает за отвод теплоты от рабочего газа внутри двигателя во внешнюю среду. В космосе одним из эффективных способов отвода тепла служат радиаторы по причине отсутствия атмосферы.

Нагреватель. Нагреватель отвечает за подвод теплоты от внешнего источника к рабочему телу внутри двигателя. В космосе нагреватель может быть спроектирован для работы с различными источниками теплоты, такими как солнечное излучение, ядерный реактор или теплота, поступающая от других систем.

Свободнопоршневой двигатель Стирлинга мощностью 1 кВт (рис. 3), внедряемый сегодня в нескольких отраслях, в основном связан

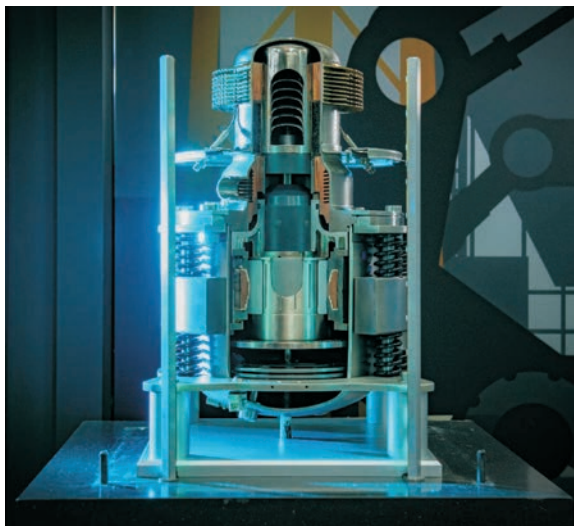


Рис. 3. СПДС мощностью 1 кВт в разрезе [21]

с обширными исследованиями и разработками, проводимыми NASA. Компания «Наука-Энерготех» — единственная компания в России, разрабатывающая решения автономного электропитания на базе СПДС мощностью 1 кВт для электропитания удаленных объектов нефтегазовой отрасли [21, 22].

В СПДС рабочий поршень механически не связан с выходным валом. Рабочий газ внутри двигателя циркулирует посредством совместного движения вытеснителя и рабочего поршня между горячей и холодной секциями, которые называют объемом расширения и сжатия. Вытеснитель и рабочий поршень встроены в один цилиндр. Вытеснитель перемещает рабочий газ между горячим и холодным объемами внутри цилиндра через нагреватель, регенератор и охладитель. Рабочий поршень расположен в холодном объеме цилиндра, а вытеснитель — между объемами расширения и сжатия. Рабочий поршень и вытеснитель совершают возвратно-поступательное движение в цилиндре двигателя под действием газовой пружины и линейной пружины.

Электричество вырабатывается напрямую с помощью линейного генератора переменного тока. К рабочему поршню прикреплен магнит, и электроэнергия вырабатывается, когда он движется мимо неподвижных катушек. Генератор создает синусоидальное напряжение, величина которого пропорциональна амплитуде колебания поршня, а частота определяется скоростью

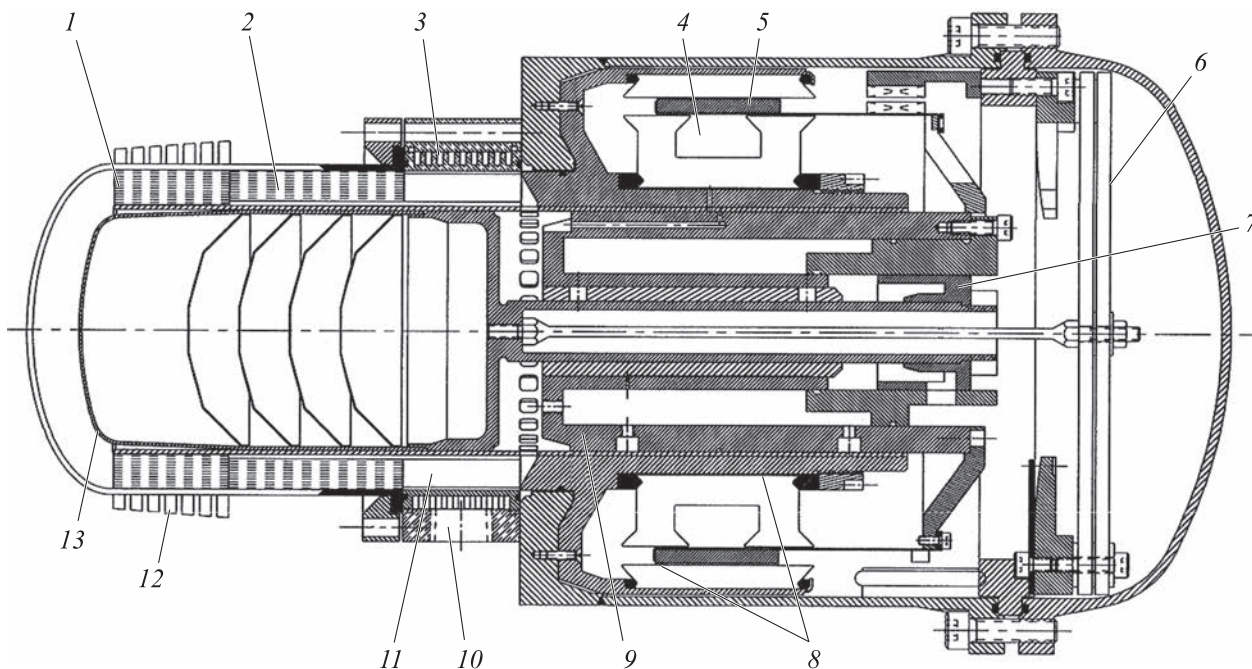


Рис. 4. Схема 1 кВт СПДС [23]:

1 — внутренний теплообменник горячего конца; 2 — регенератор; 3 — рубашка охлаждающей воды; 4 — обмотка статора; 5 — кольцевой постоянный магнит; 6 — пружины вытеснителя; 7 — внутреннее управление мощностью; 8 — внутренний и внешний магнитопроводы статора; 9 — рабочий поршень; 10 — вход воды; 11 — внутренний теплообменник холодного конца; 12 — внешний теплообменник горячего конца; 13 — вытеснитель

движения поршня и составляет $50 \pm 0,5$ Гц. Конструкция генератора (рис. 4) содержит неподвижный внешний магнитопровод с расположенной внутри его свободной полости кольцевой обмоткой статора, а также и внутренний неподвижный магнитопровод для усиления рабочего магнитного потока [24, 25].

Свободнопоршневой двигатель Стирлинга имеет несколько примечательных особенностей, которые выделяют его среди других. Во-первых, он отличается простой механической конструкцией по сравнению с предшествующими моделями, состоящей всего из двух движущихся частей, размещенных в общем цилиндре, что способствует надежности работы установки. Во-вторых, он обеспечивает высокий механический и электрический КПД и обеспечивает прямую выходную электрическую мощность переменного тока за счет использования встроенного линейного генератора переменного тока с постоянными магнитами [23, 26].

Длительный срок службы двигателя обеспечивается благодаря использованию бесконтактных газонаполненных зазорных уплотнений между полостями сжатия и расширения, а также между полостями сжатия и пространством отскока. Это исключает использование изнашиваемых поршневых колец, которые могут ограничить срок службы двигателя. Свободнопоршневой двигатель Стирлинга очень легко запускается, при этом затраты энергии на запуск минимальны. Двигатель работает без использования смазочных материалов — для смазки достаточно рабочего газа, обычно гелия. Это исключает необходимость отделения смазки от рабочего газа и упрощает конструкцию.

Двигатель оснащен механически простыми и экономичными внутренними теплообменниками, которые термодинамически эффективны, но не требуют критически важных сварных или паяных соединений. Наконец, двигатель работает в едином рабочем пространстве, что устраняет проблемы с балансировкой давления, обычно встречающиеся в других конструкциях двигателей Стирлинга. Эти особенности в совокупности способствуют уникальным возможностям и преимуществам свободнопоршневого двигателя Стирлинга.

Контроль выходной мощности. СПДС обеспечивает быстрое изменение выходной мощности без необходимости использования слож-

ных механизмов или трудоемких процессов изменения давления, используемых в кинематических двигателях. Регулирование мощности достигается применением газовой пружины переменной жесткости. Регулировка жесткости позволяет обеспечить плавную и стабильную модуляцию мощности во всем диапазоне мощности двигателя. Система управления имеет возможность аварийного отключения питания, при этом любой сбой системы увеличивает жесткость пружины, снижая выходную мощность до нуля. Это обеспечивает безусловную стабильность и безаварийную работу.

Теплообменники. Нагреватель и охладитель имеют цельную цилиндрическую стенку без каких-либо отверстий. Внутренние теплообменники состоят из сложенных медных ребер, припаянных к напорной стенке. Внешняя поверхность теплообмена расширена за счет встроенных ребер, что обеспечивает ряд преимуществ по сравнению с более традиционными трубчатыми конструкциями, как:

- более низкая стоимость благодаря использованию широкодоступных медных ребер;
- исключение конструктивно критических паяных и сварных соединений;
- внутренние каналы потока (практически неограниченный по размеру или количеству), которые могут максимизировать теплопередачу при минимизации потерь на гистерезис, вызванных потоком и давлением.

Линейный генератор. Это самый крупный и дорогой компонент системы, характеризующийся высоким электрическим и механическим КПД. Гибкие опоры на обоих концах двигателя служат подшипниками без трения, удерживая магниты в магнитном зазоре. Гибкие элементы рассчитаны на длительный срок службы (более 50 000 ч). Механические пружины имеют высокую радиальную жесткость, чтобы предотвратить контакт между магнитным кольцом и корпусом генератора при ожидаемых боковых нагрузках. Сочетание механических и электрических характеристик позволяет создать высокоэффективный и долговечный линейный генератор переменного тока.

Свободнопоршневые двигатели Стирлинга продемонстрировали большой потенциал в качестве надежных и эффективных систем выработки электроэнергии. Для дальнейшего повышения КПД и выходной мощности основные

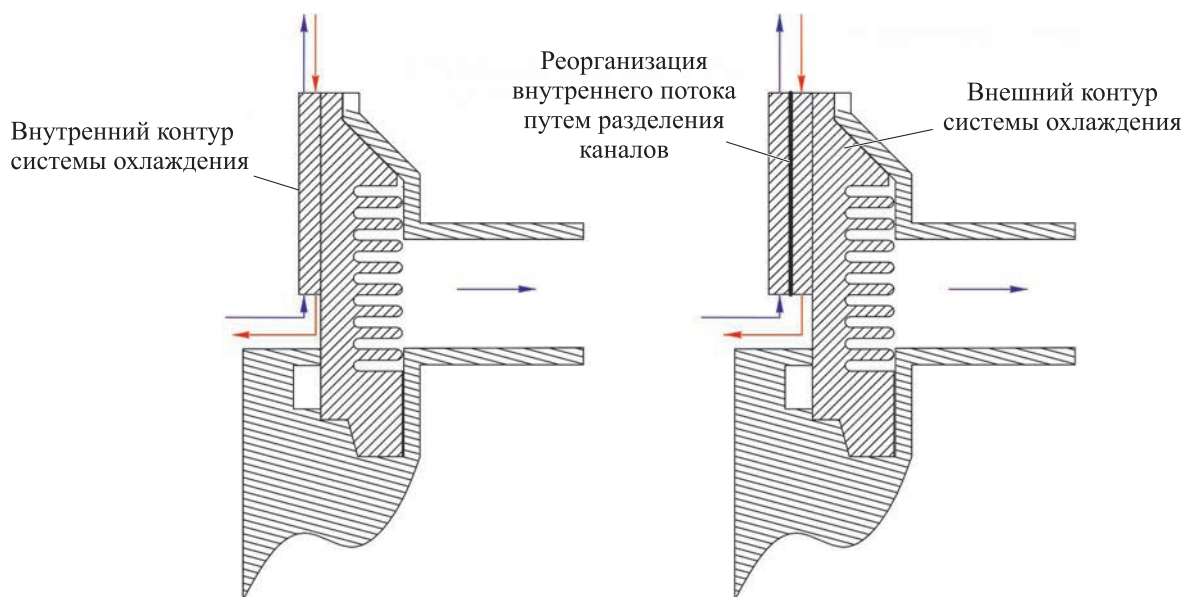


Рис. 5. Схема разделения потоков в охладителе СПДС

направления совершенствования сосредоточены на оптимизации работы теплообменников и внедрению передовых методов управления. Эффективная теплопередача имеет большое значение для работы СПДС [27–32]. Авторами изобретения [33] предложен инновационный подход к улучшению теплоотвода от СПДС. В предложенной конструкции предусмотрено раздельное течение потоков рабочего газа в двух направлениях: направляющегося в объем СПДС с минимальной температурой и движущегося из данного объема в обратном направлении (рис. 5). Такое разделение потоков позволяет поддерживать более высокую температуру стенок охладителя и, следовательно, повышает эффективность охлаждения [34].

Уникальная конструкция и термодинамические принципы СПДС способствуют его исключительной эффективности и адаптируемости. Благодаря этим свойствам СПДС демонстрирует большие перспективы для космических миссий, обеспечивая высокоэффективный и надежный источник энергии, который можно адаптировать к конкретным источникам тепла, доступным в космической среде.

Заключение

В данной статье выполнен обзор энергетических установок генерации электроэнергии для космических аппаратов различного назначения. Приводятся основные преимущества и перспективы

применения СПДС в космосе. СПДС с ядерным реактором могут эффективно использоваться:

- для энергетических систем при освоении Луны и Марса;
- в качестве силовой установки для небольших спутников или космических кораблей, в том числе для исследования дальнего космоса в условиях ограниченного доступа к солнечному свету.

Электричество, генерируемое СПДС, можно использовать в качестве питания ионного двигателя для коррекции курса, орбиты движения или межпланетных путешествий.

Для обеспечения конкурентных преимуществ СПДС необходимо, в первую очередь, повысить эффективность работы теплообменников и использовать современные системы управления для повышения КПД, выходной мощности и динамических характеристик СПДС.

Проведенный обзор энергетических установок и предложенная конструкция охладителя служат первым этапом на пути разработки космического энергоблока на базе СПДС как альтернативы другим космическим энергетическим установкам.

В заключение отметим, что совместная работа специалистов ведущих компаний мира, разрабатывающих энергетические установки для работы в космосе, позволит ускорить создание высокоэффективных СПДС для успешного освоения космоса.

Литература

- [1] *Russia and China team up to build a moon base*. URL: <https://www.theguardian.com/science/2021/jun/25/russia-china-team-up-build-moon-base> (accessed January 20, 2022).
- [2] *NASA's Artemis Base Camp on the Moon Will Need Light, Water, Elevation*. URL: <https://www.nasa.gov/feature/goddard/2021/nasa-s-artemis-base-camp-on-the-moon-will-need-light-water-elevation> (accessed January 20, 2022).
- [3] *ESA — future moon base*. URL: https://www.esa.int/ESA_Multimedia/Images/2018/11/Future_Moon_base (accessed January 20, 2022).
- [4] Smirnov S., Sinkevich M., Antipov Y. et al. An enhanced calculation method of the heat rejection system of a free-piston Stirling engine (FPSE) operating on the moon. *Symmetry*, 2022, vol. 14, art. 1168 p. <https://doi.org/10.3390/sym14061168>
- [5] Smirnov S.V., Sinkevich M., Antipov Y. et al. A calculation method of a heat rejection system in a lunar power plant consisting of a free-piston Stirling engine (FPSE). *Acta Astronaut.*, 2021, vol. 180, no. June 2020, pp. 46–57. <https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2020.12.008>
- [6] Antipov Y.A., Smirnov S., Oshchepkov P.P. et al. Design features of a power plant based on a stirling engine working on the moon. *Advances in the Astronautical Sciences*, 2021, vol. 174, pp. 833–847.
- [7] *NASA. State-of-the-Art: Power generation*. URL: https://www.nasa.gov/wp-content/uploads/2021/10/3_soa_power_2021.pdf (accessed October 07, 2023).
- [8] *Топливные элементы*. URL: <http://www.powerinfo.ru/fuel-cell.php> (дата обращения 07.10.2023).
- [9] *Space nuclear propulsion for human mars exploration. Space nuclear propulsion for human Mars exploration*. Committee Report. National Academies Press, 2021, pp. 1–80. <https://doi.org/10.17226/25977>
- [10] *Stirling convertor sets 14-year continuous operation milestone*. URL: <https://www.nasa.gov/feature/glenn/2020/stirling-convertor-sets-14-year-continuous-operation-milestone> (accessed January 20, 2022).
- [11] *Archival content: Advanced Stirling Radioisotope Generator (ASRG)*. URL: <https://rps.nasa.gov/resources/65/archival-content-advanced-stirling-radioisotope-generator-asrg/> (accessed October 07, 2023).
- [12] *NASA Selects Zeno to Lead Team to Develop Radioisotope Power System for Lunar Applications*. URL: <https://spaceref.com/newspace-and-tech/nasa-selects-zeno-to-lead-team-to-develop-radioisotope-power-system-for-lunar-applications/> (accessed October 07, 2023).
- [13] *Nuclear reactors and radioisotopes for space*. URL: <https://world-nuclear.org/information-library/non-power-nuclear-applications/transport/nuclear-reactors-for-space.aspx> (accessed October 10, 2023).
- [14] *Nuclear technology set to propel and power future space missions, IAEA panel says*. URL: <https://www.iaea.org/newscenter/news/nuclear-technology-set-to-propel-and-power-future-space-missions-iaea-panel-says> (accessed October 07, 2023).
- [15] Gibson M.A., Oleson S.R., Poston D. et al. NASA's Kilopower reactor development and the path to higher power missions. *IEEE Aerospace Conference Proceedings. IEEE Computer Society*, 2017, vol. 2017-June, pp. 1–14. <https://doi.org/10.1109/AERO.2017.7943946>
- [16] *Kilopower*. URL: <https://www.nasa.gov/directorates/spacetech/kilopower> (accessed June 12, 2021).
- [17] Palac D., Gibson M., Mason L. et al. *Nuclear Systems Kilopower Overview*. URL: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20160012354/downloads/20160012354.pdf> (accessed June 12, 2021).
- [18] *Zeno Power*. URL: <https://www.zenopower.com/> (accessed October 07, 2023).
- [19] *First time in our country! China's space station has achieved gratifying results in aerospace technology testing*. URL: https://www.cmse.gov.cn/xwzx/202303/t20230331_53192.html (accessed October 07, 2023).
- [20] *China tests heat-to-electrical power converter on Tiangong space station*. URL: <https://www.space.com/china-stirling-converters-tiangong-space-station> (accessed October 07, 2023).
- [21] *Evogress — Innovative power generation technologies*. URL: <http://www.evogress.com/en/> (accessed February 05, 2022).
- [22] *Microgen Engine Corporation*. URL: <https://www.microgen-engine.com/> (accessed February 05, 2022).
- [23] Lane N.W., Beale W.T. Free-Piston Stirling design features. *8th International Stirling Engine Conference*. Ancona, Italy, 1997.
- [24] Климов В. и др. Автономные системы электропитания на основе синхронных генераторов возвратно-поступательного движения. *Силовая электроника*, 2016, т. 4, с. 49–54.
- [25] Царьков И.А., Фунин С.В., Выжлов А.В. В России создан инновационный источник питания ЭВО-ГРЕСС, предназначенный для замены ПЭ ОРМАТ и прочих низкоэффективных автономных источников энергообеспечения. *Газовая промышленность*, 2021, № S1 (814), с. 112–117.
- [26] Lane N.W., Beale W.T. A Biomass Fired 1 kWe Stirling Engine Generator and Its Applications in South Africa. *9th International Stirling Engine Conference*. Capetwon, South Africa, 1999.

- [27] Kanzaka M., Iwabuchi M. Study on heat transfer of heat exchangers in the stirling engine: performance of heat exchangers in the test Stirling engine. *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, 1992, vol. 35, no. 4, pp. 647–652. https://doi.org/10.1299/jsmeb1988.35.4_647
- [28] Kuosa M., Saari K., Kankkunen A. et al. Oscillating flow in a Stirling engine heat exchanger. *Appl Therm Eng. Pergamon*, 2012, vol. 45–46, pp. 15–23. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.03.023>
- [29] De Monte F. Thermal analysis of the heat exchangers and regenerator in Stirling cycle machines. *Journal of Propulsion and Power*, 2012, vol. 13, no. 3, pp. 404–411. <https://doi.org/10.2514/2.5178>
- [30] Kuosa M., Kaikko J., Koskelainen L. The impact of heat exchanger fouling on the optimum operation and maintenance of the Stirling engine. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, no. 10, pp. 1671–1676.
- [31] Hasanovich L. *Effect of heat exchanger volume and geometry on power output of a low temperature difference Stirling engine*. University of Alberta, 2022, 365 p.
- [32] Kim D.J. et al. Design Optimization of Tubular Heat Exchangers for a Free-Piston Stirling Engine Based on Improved Quasi-Steady Flow Thermodynamic Model Predictions. *Energies*, 2022, vol. 15, art. 3326. <https://doi.org/10.3390/en15093326>
- [33] Антипов Ю.А., Смирнов С.В., Шкарин К.В. и др. Охладитель свободнопоршневого двигателя Стирлинга с линейным генератором. Патент РФ № RU 2754571 C1 USA, 2021.
- [34] Смирнов С.В., Меркулов В.И., Халифе Хассан. Экспериментальное исследование охладителя с новой концепцией движения потока для свободнопоршневых двигателей Стирлинга СПДС. *Перспективы развития двигателестроения. Сб. матер. конф.* Самара, Самарский университет, 2023, т. 2, с. 312–313.

References

- [1] *Russia and China team up to build a moon base*. Available at: <https://www.theguardian.com/science/2021/jun/25/russia-china-team-up-build-moon-base> (accessed January 20, 2022).
- [2] *NASA's Artemis Base Camp on the Moon Will Need Light, Water, Elevation*. Available at: <https://www.nasa.gov/feature/goddard/2021/nasa-s-artemis-base-camp-on-the-moon-will-need-light-water-elevation> (accessed January 20, 2022).
- [3] *ESA — future moon base*. Available at: https://www.esa.int/ESA_Multimedia/Images/2018/11/Future_Moon_base (accessed January 20, 2022).
- [4] Smirnov S., Sinkevich M., Antipov Y. et al. An enhanced calculation method of the heat rejection system of a free-piston Stirling engine (FPSE) operating on the moon. *Symmetry*, 2022, vol. 14, art. 1168 p. <https://doi.org/10.3390/sym14061168>
- [5] Smirnov S.V., Sinkevich M., Antipov Y. et al. A calculation method of a heat rejection system in a lunar power plant consisting of a free-piston Stirling engine (FPSE). *Acta Astronaut.*, Elsevier Ltd., 2021, vol. 180, no. June 2020, pp. 46–57. <https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2020.12.008>
- [6] Antipov Y.A., Smirnov S., Oshchepkov P.P. et al. Design features of a power plant based on a stirling engine working on the moon. *Advances in the Astronautical Sciences*, 2021, vol. 174, pp. 833–847.
- [7] *NASA. State-of-the-Art: Power generation*. Available at: https://www.nasa.gov/wp-content/uploads/2021/10/3.soa_power_2021.pdf (accessed October 07, 2023).
- [8] *Топливные элементы* [Fuel cells]. Available at: <http://www.powerinfo.ru/fuel-cell.php> (accessed October 07, 2023).
- [9] *Space nuclear propulsion for human mars exploration. Space nuclear propulsion for human Mars exploration*. Committee Report. National Academies Press, 2021, pp. 1–80. <https://doi.org/10.17226/25977>
- [10] *Stirling convertor sets 14-year continuous operation milestone*. Available at: <https://www.nasa.gov/feature/glenn/2020/stirling-convertor-sets-14-year-continuous-operation-milestone> (accessed January 20, 2022).
- [11] *Archival content: Advanced Stirling Radioisotope Generator (ASRG)*. Available at: <https://rps.nasa.gov/resources/65/archival-content-advanced-stirling-radioisotope-generator-asrg/> (accessed October 07, 2023).
- [12] *NASA Selects Zeno to Lead Team to Develop Radioisotope Power System for Lunar Applications*. Available at: <https://spaceref.com/newspace-and-tech/nasa-selects-zeno-to-lead-team-to-develop-radioisotope-power-system-for-lunar-applications/> (accessed October 07, 2023).
- [13] *Nuclear reactors and radioisotopes for space*. Available at: <https://world-nuclear.org/information-library/non-power-nuclear-applications/transport/nuclear-reactors-for-space.aspx> (accessed October 10, 2023).
- [14] *Nuclear technology set to propel and power future space missions, IAEA panel says*. Available at: <https://www.iaea.org/newscenter/news/nuclear-technology-set-to-propel-and-power-future-space-missions-iaea-panel-says> (accessed October 07, 2023).

- [15] Gibson M.A., Oleson S.R., Poston D. et al. NASA's Kilopower reactor development and the path to higher power missions. *IEEE Aerospace Conference Proceedings. IEEE Computer Society*, 2017, vol. 2017-June, pp. 1–14. <https://doi.org/10.1109/AERO.2017.7943946>
- [16] Kilopower. Available at: <https://www.nasa.gov/directorates/spacetech/kilopower> (accessed June 12, 2021).
- [17] Palac D., Gibson M., Mason L. et al. *Nuclear Systems Kilopower Overview*. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20160012354/downloads/20160012354.pdf> (accessed June 12, 2021).
- [18] Zeno Power. Available at: <https://www.zenopower.com/> (accessed October 07, 2023).
- [19] *First time in our country! China's space station has achieved gratifying results in aerospace technology testing*. Available at: https://www.cmse.gov.cn/xwzx/202303/t20230331_53192.html (accessed October 07, 2023).
- [20] *China tests heat-to-electrical power converter on Tiangong space station*. Available at: <https://www.space.com/china-stirling-converters-tiangong-space-station> (accessed October 07, 2023).
- [21] Evogress — *Innovative power generation technologies*. Available at: <http://www.evogress.com/en/> (accessed February 05, 2022).
- [22] Microgen Engine Corporation. Available at: <https://www.microgen-engine.com/> (accessed February 05, 2022).
- [23] Lane N.W., Beale W.T. Free-Piston Stirling design features. *8th International Stirling Engine Conference*. Ancona, Italy, 1997.
- [24] Klimov V. et al. Autonomous power supply systems based on synchronous reciprocating generators. *Silovaya elektronika*, 2016, vol. 4, pp. 49–54. (In Russ.).
- [25] Tsar'kov I.A., Funin S.V., Vyzhlov A.V. An innovative power supply named EVOGRESS is created in RUSSIA to replace ORMAT energy converters and other low-efficiency autonomous energy sources. *Gazovaya promyshlennost'*, 2021, no. S1 (814), pp. 112–117. (In Russ.).
- [26] Lane N.W., Beale W.T. A Biomass Fired 1 kWe Stirling Engine Generator and Its Applications in South Africa. *9th International Stirling Engine Conference*. Capetwon, South Africa, 1999.
- [27] Kanzaka M., Iwabuchi M. Study on heat transfer of heat exchangers in the stirling engine: performance of heat exchangers in the test Stirling engine. *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, 1992, vol. 35, no. 4, pp. 647–652. https://doi.org/10.1299/jsmeb1988.35.4_647
- [28] Kuosa M., Saari K., Kankkunen A. et al. Oscillating flow in a Stirling engine heat exchanger. *Appl Therm Eng. Pergamon*, 2012, vol. 45–46, pp. 15–23. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.03.023>
- [29] De Monte F. Thermal analysis of the heat exchangers and regenerator in Stirling cycle machines. *Journal of Propulsion and Power*, 2012, vol. 13, no. 3, pp. 404–411. <https://doi.org/10.2514/2.5178>
- [30] Kuosa M., Kaikko J., Koskelainen L. The impact of heat exchanger fouling on the optimum operation and maintenance of the Stirling engine. *Appl. Therm. Eng.*, 2007, vol. 27, no. 10, pp. 1671–1676.
- [31] Hasanovich L. *Effect of heat exchanger volume and geometry on power output of a low temperature difference Stirling engine*. University of Alberta, 2022, 365 p.
- [32] Kim D.J. et al. Design Optimization of Tubular Heat Exchangers for a Free-Piston Stirling Engine Based on Improved Quasi-Steady Flow Thermodynamic Model Predictions. *Energies*, 2022, vol. 15, art. 3326. <https://doi.org/10.3390/en15093326>
- [33] Antipov Yu.A., Smirnov S.V., Shkarin K.V. et al. *Okhladitel' svobodnoporshnevoogo dvigatelya Stirlinga s lineynym generatorom* [Free piston Stirling engine cooler with linear generator]. Patent RF no. RU 2754571 C1 USA, 2021. (In Russ.).
- [34] Smirnov S.V., Merkulov V.I., Khalife Khassan et al. Experimental study of a cooler with a new concept of flow movement for free piston Stirling engines FPSE. *Perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya. Sb. mater. konf.* Samara, Samarskiy universitet Publ., 2023, vol. 2, pp. 312–313. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 13.04.2024

Сведения об авторах

Халифе Хассан — ассистент, Российский университет дружбы народов имени Патриса Лумумбы; генеральный директор, ООО «Наука-Аэрокосмические технологии», Москва, Российская Федерация. E-mail: hs.khalife@evogress.com

Смирнов Сергей Владимирович — кандидат технических наук, доцент, Российский университет дружбы народов имени Патриса Лумумбы, Москва, Российская Федерация. E-mail: Smirnof61@mail.ru

Меркулов Владислав Иванович — доктор технических наук, профессор, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: merkulov@bmstu.ru

Борисов Юрий Александрович — кандидат технических наук, старший научный сотрудник, Объединенный институт высоких температур РАН; доцент, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: boricovyu@gmail.com

Information about the authors

Khalife Hassan — Assistant, Peoples' Friendship University of Russia (RUDN); General Director, Nauka-Aerospace Technologies LLC, Moscow, Russian Federation. E-mail: hs.khalife@evogress.com

Smirnov Sergey Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Peoples' Friendship University of Russia (RUDN), Moscow, Russian Federation. E-mail: Smirnof61@mail.ru

Merkulov Vladislav Ivanovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: merku-lov@bmstu.ru

Borisov Yuri Aleksandrovich — Ph. D. (Eng.), Senior Researcher, Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences; Associate Professor, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: boricovyu@gmail.com

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Халифе Х., Смирнов С.В., Меркулов В.И., Борисов Ю.А. Перспективы использования свободно-поршневого двигателя Стирлинга для генерации электроэнергии в космосе. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 56–68

Citation:

Khalife H., Smirnov S.V., Merkulov V.I., Borisov Yu.A. The potential of free-piston Stirling engines in space power generation. *Engines Construction*, 2024, no. 2 (296), pp. 56–68. (In Russ.).

УДК 621.4

Базовое уравнение математической модели элемента внутреннего контура двигателя Стирлинга с учетом процесса теплообмена

С.П. Столяров, Ёе Маунг, А.С. Столяров

СПбГМТУ

Basic equation for a mathematical model of the Stirling engine main duct element taking into account the heat transfer process

S.P. Stolyarov, Ye Maung, A.S. Stolyarov

St. Petersburg State Marine Technical University

Разработано базовое уравнение математической модели элемента внутреннего контура двигателя Стирлинга с учетом изменения массы рабочего тела в элементе, а также термодинамических и теплообменных процессов. Уравнение приведено в дифференциальном виде и в виде соотношений между приращениями параметров на расчетном интервале. Предложенные соотношения, увязывающие изменения параметров на интервале, получены путем интегрирования линеаризованного базового дифференциального уравнения. По опыту применения алгоритма расчета рабочего цикла двигателя Стирлинга, основанного на подобной математической модели с линеаризацией параметров на расчетном интервале, но без учета теплообмена в горячей и холодной полостях, предложенный метод позволил без потери точности счета в пределах вычислительной чувствительности выполнять расчеты рабочего цикла с шагом счета порядка 1° . Ввиду алгебраической сложности применение разработанного расчетного соотношения в расчетных методиках возможно при использовании итерационного алгоритма.

Ключевые слова: двигатель Стирлинга, математическая модель, теплообмен, рабочий процесс двигателя, закон сохранения энергии, цикл Стирлинга, линеаризация дифференциального уравнения, численное решение

The paper presents a developed basic equation for the Stirling engine main duct circuit mathematical model taking into account alteration in the working fluid mass in the element, as well as the thermodynamic and heat transfer processes. Equation appears in a differential form and in the form of relationship between the parameter increments on the design interval. The proposed relations are linking alteration in parameters over the interval and are obtained by integrating the linearized basic differential equation. The proposed method uses the experience of the algorithm for calculating the Stirling engine operation cycle based on a similar mathematical model with parameter linearization on the calculated interval. However, the proposed method without taking into account heat exchange in the hot and cold cavities makes it possible to compute the operation cycle with the counting steps of the order of 1° without losing computation accuracy within the computation sensitivity. Due to algebraic complexity, introduction of the developed calculation relationship in calculation methods becomes possible when using the iterative algorithm.

Keywords: Stirling engine, mathematical model, heat transfer, engine operation process, energy conservation law, Stirling cycle, differential equation linearization, numerical solution

Более чем 200-летняя история развития двигателей Стирлинга демонстрирует своеобразный результат: многообразие конструктивных типов, основные направления совершенствования рабочего процесса, высокий уровень эффективности по отношению к современным двигателям других типов были достигнуты уже в XIX веке, в период, когда термодинамика еще не обрела формы самостоятельной науки [1, 2]. Интуитивное осмысление и совершенствование двигателей Стирлинга — самых экономичных двигателей конца XIX века — стали стимулом и обеспечили фактический материал для развития термодинамики и теплопередачи, что, в свою очередь, дало толчок к развитию тепловых двигателей разных типов [3].

В 1930-е годы специалисты фирмы Philips начали работы над машинами Стирлинга на новом уровне, применяя расчетные методики инженерного уровня сложности на базе балансовых уравнений. Эти методики позволяли учитывать теплообмен условно, принимая процессы в полостях внутреннего контура либо изотермическими, либо адиабатическими [4, 5]. В двигателях с открытым рабочим циклом теплофизические процессы осуществляются последовательно с известными параметрами в начальной точке, что значительно упрощает расчетные методики и делает возможным оценку интенсивности отдельных процессов с высокой степенью достоверности. В двигателях с замкнутым рабочим циклом начальную точку цикла назначают априорно, с необходимостью корректировать эти параметры итерационным методом [6]. В машинах, работающих по циклу Стирлинга, дополнительные сложности представляют происходящие одновременно в разных элементах процессы расширения-сжатия, возвратного движения рабочего тела, охлаждения и нагревания рабочего тела и элементов внутреннего контура.

В 1970-е годы были предложены многочисленные математические модели для расчета цикла машин Стирлинга, созданные на базе законов сохранения и эмпирических зависимостей для процессов теплопередачи и гидравлических сопротивлений [5]. Точность счета таких математических моделей определяется реализованным математическим методом решения системы дифференциальных уравнений и шагом интегрирования [4]. В связи с изложенным разра-

ботка алгоритмов моделирования процессов во внутреннем контуре машин Стирлинга, обеспечивающих заданную точность счета при высокой вычислительной производительности, остается актуальной задачей и в настоящее время.

На основании закона сохранения энергии для открытого объема, пренебрегая величиной кинетической энергии входящего и уходящего рабочего тела, балансовое уравнение можно записать в следующем виде [7]:

$$dQ + i_{\text{вх}} dM_{\text{вх}} = dU + dL + i_{\text{ух}} dM_{\text{ух}},$$

где dQ — количество теплоты, подводимой или отводимой от рабочего тела в расчетном элементе вследствие теплообмена со стенками; $i_{\text{вх}} dM_{\text{вх}}$, $i_{\text{ух}} dM_{\text{ух}}$ — удельная энтальпия и масса входящего и уходящего рабочего тела; dU — изменение внутренней энергии рабочего тела; dL — совершенная работа.

Количество теплоты, подводимой или отводимой от рабочего тела в расчетном элементе вследствие теплообмена со стенками элементов внутреннего контура на интервале времени $d\tau$ [8]:

$$dQ = \alpha F_{\text{тп}} (T - T_w) d\tau, \quad (1)$$

где α — средний коэффициент теплоотдачи; $F_{\text{тп}}$ — площадь поверхности теплообмена; T — температура рабочего тела; T_w — средняя стенок элемента внутреннего контура.

Уравнение (1) преобразуем, представив интервал времени через частоту вращения вала n , мин^{-1} , и фазу рабочего процесса ϕ , град.:

$$dQ = \alpha F_{\text{тп}} \frac{1}{6n} (T - T_w) d\phi. \quad (2)$$

Допуская, что рабочее тело является идеальным газом, в частности, учитывая, что

$$c_p - c_v = R; \quad \frac{c_p}{c_v} = k; \quad M = \frac{pV}{RT}$$

(где c_p , c_v — средние удельные изобарная и изохорная теплоемкости рабочего тела соответственно; R — газовая постоянная рабочего тела, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; k — показатель адиабаты (коэффициент Пуассона); M , V — масса и объем рабочего тела соответственно; p — давление газа), уравнение изменения внутренней энергии рабочего тела

$$dU = d(c_v T M)$$

преобразуем к виду

$$dU = d\left(\frac{pV}{k-1}\right) = \frac{pdV}{k-1} + \frac{Vdp}{k-1}. \quad (3)$$

Работа, совершаемая рабочим телом

$$dL = pdV. \quad (4)$$

Количество энергии, поступающее в полость с входящим рабочим телом, с учетом преобразований

$$\begin{aligned} i_{\text{вх}} dM_{\text{вх}} &= c_p T_{\text{вх}} d\left(\frac{pV}{RT}\right) = \\ &= \frac{1}{k-1} \frac{T_{\text{вх}}}{T} pV \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Аналогично, количество энергии с уходящим рабочим телом

$$\begin{aligned} i_{\text{yx}} dM_{\text{yx}} &= c_p T d\left(\frac{pV}{RT}\right) = \\ &= \frac{1}{k-1} pV \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

При этом величина выражения $\left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T}\right)$

является индикатором направления движения рабочего тела: если она положительная — масса увеличивается, и рабочее тело входит в полость, если отрицательная — рабочее тело выходит из полости.

Если температуру $T_{\text{вх}}$ назначить с учетом знака изменения массы рабочего тела ($T_{\text{вх}} = T_{\text{вх}}$ при $dM > 0$ и $T_{\text{вх}} = T$ при $dM < 0$), выражения (5) и (6) можно объединить в одно слагаемое:

$$\frac{1}{k-1} \frac{T_{\text{вх}}}{T} pV \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} \right). \quad (7)$$

После подстановки уравнений (2), (3), (4) и (7) в уравнение (1) основное уравнение приобретает вид

$$\begin{aligned} \alpha F_{\text{тп}} \frac{1}{6n} (T - T_w) d\varphi + \frac{1}{k-1} \frac{T_{\text{вх}}}{T} pV \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} \right) = \\ = \frac{pdV}{k-1} + \frac{Vdp}{k-1} + pdV. \end{aligned}$$

После преобразования к виду закона обращенных воздействий получим

$$\begin{aligned} \frac{dT}{T} &= \frac{dp}{p} \left[1 - \frac{1}{k} \frac{T}{T_{\text{вх}}} \right] + \frac{dV}{V} \left[1 - \frac{T}{T_{\text{вх}}} \right] - \\ &- \frac{\alpha F_{\text{тп}} \Delta\varphi}{6n pV} (T - T_w) \frac{k-1}{k} \frac{T}{T_{\text{вх}}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Для того чтобы преобразовать дифференциальное уравнение (8) в расчетное уравнение математической модели, предположим, что на расчетном интервале $\Delta\varphi$ (начальная точка — индекс 1, конечная — индекс 2) изменяющиеся термодинамические и геометрические параметры могут быть линеаризованы. Введем обозначение x — безразмерная фаза на интервале $x \in [0, 1]$, тогда переменные в пределах интервала можно выразить через фазу x и начальную точку при $x = 0$:

$$d\varphi = \Delta\varphi dx;$$

$$dV = \Delta V dx, \quad V = V_1 + \Delta V x;$$

$$dp = \Delta p dx, \quad p = p_1 + \Delta p x;$$

$$dT = \Delta T dx, \quad T = T_1 + \Delta T x.$$

Теперь проинтегрируем слагаемые уравнения (8) на интервале $x \in [0, 1]$.

Левая часть на интервале $[T_1; T_2]$

$$\begin{aligned} \int_1^2 \frac{dT}{T} &= \int_0^1 \frac{\Delta T dx}{T_1 + \Delta T x} = \int_0^1 \frac{d(T_1 + \Delta T x)}{T_1 + \Delta T x} = \\ &= \ln \left(1 + \frac{\Delta T}{T_1} \right). \end{aligned} \quad (9)$$

Учитывая, что при $\Delta T/T_1 \ll 1$ допустимо применить приближение $\ln \left(1 + \frac{\Delta T}{T_1} \right) \approx \frac{2\Delta T/T_1}{2 + \Delta T/T_1} =$

$\frac{\Delta T}{T_1 + \Delta T/2}$, в результате получаем

$$\int_1^2 \frac{dT}{T} = \frac{\Delta T}{T_1 + \Delta T/2}. \quad (10)$$

Аналогично выполнены преобразования для составляющих уравнения (8) правой части. Слагаемое, выражающее влияние изменения давления для случая втекания рабочего тела в полость, имеет вид

$$\int_1^2 \frac{dp}{p} \left[1 - \frac{1}{k} \frac{T}{T_{\text{вх}}} \right] = \int_1^2 \left[1 - \frac{1}{k} \frac{T_1 + \Delta T x}{T_{\text{вх}}} \right] \frac{\Delta p dx}{p_1 + \Delta p x} =$$

$$= \frac{\Delta p}{p_1 + \Delta p/2} \left(1 - \frac{1}{k} \frac{T_1 + \Delta T/2}{T_{\text{BX}}} \right); \quad (11)$$

для случая вытекания из полости, когда $T_{\text{BX}} = T$, выражение упрощается:

$$\int_1^2 \frac{dp}{p} \left[1 - \frac{1}{k} \frac{T}{T_{\text{BX}}} \right] = \frac{\Delta p}{p_1 + \Delta p/2} \left(1 - \frac{1}{k} \right). \quad (12)$$

В математической модели целесообразно использовать уравнение (11), при этом случае вытекания рабочего тела соответствуют условия $T_{\text{BX}} = T_1$; $\Delta T = 0$, при которых уравнение (11) вырождается в уравнение (12).

Слагаемое, выражающее влияние изменения объема, преобразуем к виду

$$\begin{aligned} \int_1^2 \frac{dV}{V} \left[1 - \frac{T}{T_{\text{BX}}} \right] &= \int_0^1 \frac{\Delta V dx}{V_1 + \Delta V x} \left[1 - \frac{T_1 + \Delta T x}{T_{\text{BX}}} \right] = \\ &= \frac{XV}{V_1 + \Delta V/2} \left(\frac{T_{\text{BX}} - T_1 - \Delta T/2}{T_{\text{BX}}} \right). \end{aligned} \quad (13)$$

Соответственно, при вытекании рабочего тела принимается $T_{\text{BX}} = T_1$, $\Delta T = 0$.

Слагаемое, выражающее влияние теплообмена рабочего тела со стенками полости,

$$\begin{aligned} \int_1^2 \frac{\alpha F_{\text{тп}} d\phi}{6npV} (T - T_w) \frac{k-1}{k} \frac{T}{T_{\text{BX}}} &= \\ = \frac{\alpha F_{\text{тп}} \Delta \phi}{6nT_{\text{BX}}} \frac{k-1}{k} \int_0^1 \frac{T_1(T_1 - T_w) + (2T_1 - T_w)\Delta T x + \Delta T^2 x^2}{p_1 V_1 + (\Delta p V_1 + \Delta V p_1)x + \Delta p \Delta V x^2} dx. \end{aligned}$$

Пренебрегая малыми второго порядка, в результате преобразований сводим уравнение к виду

$$\begin{aligned} \int_1^2 \frac{\alpha F_{\text{тп}} \Delta \phi}{6npV} (T - T_w) \frac{k-1}{k} \frac{T}{T_{\text{BX}}} &= \\ = \frac{\alpha F_{\text{тп}} \Delta \phi}{6nT_{\text{BX}}} \frac{k-1}{k} \left[\frac{(T_1 + \Delta T/2)(T_1 + \Delta T/2 - T_w) - \Delta T^2/4}{p_1 V_1 + \Delta p V_1/2 + \Delta V \Delta p_1/2} \right]. \end{aligned} \quad (15)$$

Путем подстановки выражений (10), (11), (13) и (8) в основное уравнение (6) получено уравнение взаимосвязи приращений переменных параметров на расчетном интервале

$$\frac{\Delta T}{T_1 + \Delta T/2} = A = \frac{\Delta p}{p_1 + \Delta p/2} \left(1 - \frac{1}{k} \frac{T_1 + \Delta T/2}{T_{\text{BX}}} \right) +$$

$$+ \frac{\Delta V}{V_1 + \Delta V/2} \left(\frac{T_{\text{BX}} - T_1 - \Delta T/2}{T_{\text{BX}}} \right) - \frac{\alpha F_{\text{тп}} \Delta \phi}{6nT_{\text{BX}}} \frac{k-1}{k} \left[\frac{(T_1 + \Delta T/2)(T_1 + \Delta T/2 - T_w) - \Delta T^2/4}{p_1 V_1 + \Delta p V_1/2 + \Delta V \Delta p_1/2} \right].$$

Полученное уравнение является базовым для математической модели элемента внутреннего контура двигателя Стирлинга с учетом изменения массы рабочего тела в элементе, а также термодинамических и теплообменных процессов. Ввиду алгебраической сложности его применение в расчетных методиках возможно при использовании итерационного алгоритма, в котором целесообразно начальное приближение приращений параметров задавать величинами, равными таковым на предыдущем интервале, а сам итерационный алгоритм относительно изменения температуры в полости выстраивать по схеме

$$\begin{aligned} A &= \frac{\Delta p}{p_1 + \Delta p/2} \left(1 - \frac{1}{k} \frac{T_1 + \Delta T/2}{T_{\text{BX}}} \right) + \\ &+ \frac{\Delta V}{V_1 + \Delta V/2} \left(\frac{T_{\text{BX}} - T_1 - \Delta T/2}{T_{\text{BX}}} \right) - \\ &- \frac{\alpha F_{\text{тп}} \Delta \phi}{6nT_{\text{BX}}} \frac{k-1}{k} \left[\frac{(T_1 + \Delta T/2)(T_1 + \Delta T/2 - T_w) - \Delta T^2/4}{p_1 V_1 + \Delta p V_1/2 + \Delta V \Delta p_1/2} \right]; \\ \Delta T &= \frac{2A}{2-A}. \end{aligned}$$

Практическое применение разработанного итерационного алгоритма требует дополнения математической модели эмпирическими зависимостями для расчета теплофизических свойств, а также параметров интенсивности газодинамических и теплофизических процессов, например, с использованием рекомендаций [9–11].

По опыту применения алгоритма расчета рабочего цикла двигателя Стирлинга, основанного на подобной математической модели с линеаризацией параметров на расчетном интервале, но без учета теплообмена в горячей и холодной полостях [12], предложенный метод увязки параметров на интервале с интегрированием линеаризованного базового дифференциального уравнения позволил без потери точности счета в пределах вычислительной чувствительности выполнять расчеты с шагом счета порядка 1° .

Литература

- [1] Çengel Y.A. *Heat transfer: a practical approach*. New York, McGraw-Hill, 2002, 227 p.
- [2] Serway R.A., Jewett J.W. *Physics for scientists and engineers*. Brooks Cole, 2003, 1382 p.
- [3] Organ A.J. *Stirling cycle engines: inner workings and design*. Cambridge, John Wiley & Sons Ltd., 2014, 296 p.
- [4] Martini W.R. *Stirling engine design manual*. Washington, 1983, 409 p.
- [5] Chen N.C.J., Griffin F. P. *A review of Stirling engine mathematical models*. Springfield, Virginia, Department of Energy, 1983.
- [6] Finkelstein T., Organ A.J. *Air engines*. New York, ASME Press, 2001.
- [7] Даниличев В.Н., Ефимов С.И., Звонов В.А. и др. *Двигатели Стирлинга*. Москва, Машиностроение, 1977, 151 с.
- [8] Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи*. Москва, Энергия, 1977, 345 с.
- [9] Çengel Y.A., Cimbala J.M. *Fluid mechanics, fundamentals and applications*. New York, McGraw-Hill, 2014.
- [10] Емцев Б.Т. *Техническая гидромеханика*. Москва, Машиностроение, 1987, 439 с.
- [11] *Stirling Cycle Machine Analysis by Israel Urieli*. URL: <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/simple/simple.html#:~:text=Forced%20convection%20heat%20transfer%20is,sink%20in%20the%20cooler%20section> (дата обращения 05.12.2022).
- [12] Столяров С.П. *Расчет рабочего цикла ДВПТ*. Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 1996, 32 с.

References

- [1] Çengel Y.A. *Heat transfer: a practical approach*. New York, McGraw-Hill, 2002, 227 p.
- [2] Serway R.A., Jewett J.W. *Physics for scientists and engineers*. Brooks Cole, 2003, 1382 p.
- [3] Organ A.J. *Stirling cycle engines: inner workings and design*. Cambridge, John Wiley & Sons Ltd., 2014, 296 p.
- [4] Martini W.R. *Stirling engine design manual*. Washington, 1983, 409 p.
- [5] Chen N.C.J., Griffin F.P. *A review of Stirling engine mathematical models*. Springfield, Virginia, Department of Energy, 1983.
- [6] Finkelstein T., Organ A.J. *Air engines*. New York, ASME Press, 2001.
- [7] Danilichev V.N., Efimov S.I., Zvonov V.A. et al. *Dvigateli Stirlinga* [Stirling engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 151 p. (In Russ.).
- [8] Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Basics of Heat Transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977, 345 p. (In Russ.).
- [9] Çengel Y.A., Cimbala J.M. *Fluid mechanics, fundamentals and applications*. New York, McGraw-Hill, 2014.
- [10] Emtsev B.T. *Tekhnicheskaya gidromekhanika* [Technical hydromechanics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987, 439 p. (In Russ.).
- [11] *Stirling Cycle Machine Analysis by Israel Urieli*. Available at: <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/simple/simple.html#:~:text=Forced%20convection%20heat%20transfer%20is,sink%20in%20the%20cooler%20section> (accessed December 05, 2022).
- [12] Stolyarov S.P. *Raschet rabocheho tsikla DVPT* [Calculation of the operating cycle of DVPT]. Sankt-Petersburg, SPbGMTU Publ., 1996, 32 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 13.04.2024

Сведения об авторах

Столяров Сергей Павлович — кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой СДВСиДУ СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: stsp56@yandex.ru

Йе Маунг — аспирант кафедры СДВСиДУ СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: ie.maung@yandex.ru

Столяров Андрей Сергеевич — старший преподаватель кафедры СДВСиДУ СПбГМТУ, Санкт-Петербург, Российская Федерация. E-mail: tkr14@yandex.ru

Information about authors

Stolyarov Sergey Pavlovich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Head of the Faculty of Ship Power Engineering and Automation, Department of Ship Internal Combustion Engines and Diesel Propulsion Plants, St. Petersburg State Marine Technical University, Saint Petersburg, Russian Federation. E-mail: stsp56@yandex.ru

Maung Ye — Postgraduate, Faculty of Ship Power Engineering and Automation, Department of Ship Internal Combustion Engines and Diesel Propulsion Plants, St. Petersburg State Marine Technical University, Saint Petersburg, Russian Federation. E-mail: maung@yandex.ru

Stolyarov Andrey Sergeevich — Senior Lecturer, Faculty of Ship Power Engineering and Automation, Department of Ship Internal Combustion Engines and Diesel Propulsion Plants, St. Petersburg State Marine Technical University, Saint Petersburg, Russian Federation. E-mail: tkr14@yandex.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Столяров С.П., Маунг Йе, Столяров А.С. Базовое уравнение математической модели элемента внутреннего контура двигателя Стирлинга с учетом процесса теплообмена. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 69–74.

Citation:

Stolyarov S.P., Maung Ye, Stolyarov A.S. Basic equation for a mathematical model of the Stirling engine main duct element taking into account the heat transfer process. *Engines Construction*, 2024, no. 2 (296), pp. 69–74. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

Исследование скоростных режимов рабочего процесса дизельного двигателя на биотопливе

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин

Вятский государственный агротехнологический университет

High-speed operation modes of a biofuel diesel engine

V.A. Likhanov, O.P. Lopatin

Vyatka State Agrotechnological University

Представлены исследования скоростных режимов рабочего процесса дизельного двигателя на этаноле и рапсовом масле. На основании лабораторно-стендовых исследований рабочего процесса дизельного двигателя с раздельной подачей этанола и запального рапсового масла получены важные сведения о динамике давления газов в цилиндре, цикловой подаче, коэффициенте избытка воздуха, удельном эффективном расходе топлива, эффективном коэффициенте полезного действия, эффективной мощности, максимальной осредненной температуре газов в цилиндре и установлены их зависимости от изменения частоты вращения коленчатого вала с определением числовых значений. Показано, что применение этанола и рапсового масла приводит к увеличению максимальной осредненной температуры цикла, на низких частотах растет максимальное давление газов, увеличивается период задержки воспламенения. Изменение скоростного режима работы двигателя существенно сказывается на показателях процесса сгорания и требует корректировки регулировочных параметров. Доказано, что использование этанола и рапсового масла с раздельной топливоподачей в дизельном двигателе позволяет сделать его многотопливным и при необходимости полностью отказаться от использования традиционного невозобновляемого нефтяного топлива.

Ключевые слова: дизельный двигатель, этанол, рапсовое масло, процесс сгорания, давление, температура, частота вращения коленчатого вала

The paper presents results of studying the speed operation modes of a diesel engine running on the ethanol and rapeseed oil. Based on the laboratory bench study of the diesel engine operation process with separate supply of the ethanol and ignition rapeseed oil, it provides important information. It includes gas pressure dynamics in the cylinder, cyclic supply, excessive air coefficient, specific effective fuel consumption, effective efficiency coefficient, effective power, and maximum averaged gas temperature in the cylinder. Their dependence on alteration in the crankshaft rotation speed is established determining the numerical values. The paper shows that introduction of ethanol and rapeseed oil leads to an increase in the cycle maximum average temperature. At the low frequencies, the maximum gas pressure increases, as well as the ignition delay period. Changing the engine operation speed mode significantly affects the combustion process performance and requires adjustment of the control parameters. It is proven that using ethanol and rapeseed oil with separate fuel supply in the diesel engine makes it possible to ensure its multi-fuel capacity and, if necessary, to completely abandon the use of the traditional non-renewable petroleum fuel.

Keywords: diesel engine, ethanol, rapeseed oil, combustion process, pressure, temperature, crankshaft rotation speed

На сегодняшний день, да и на будущую краткосрочную перспективу дизельный двигатель нашел широкое применение как в транспортном, так и в сельскохозяйственном промышленном производстве и занимает серьезную позицию среди главных потребителей топлива нефтяного происхождения. Нельзя не отметить и актуальность мировой проблемы по истощению топлив нефтяного происхождения [1–4]. Рост потребления традиционного невозобновляемого нефтяного топлива, сокращение нефтяных запасов, бесспорно, требуют новых решений в освоении технологий на возобновляемых источниках энергии. Разумеется, ведутся поиски альтернативных источников энергии для силовых установок, где одним из основных потребителей нефтяных топлив также является двигатель внутреннего сгорания. Внедрение же технологий на альтернативной энергетике требует значительного объема инженерных и научно-исследовательских работ [5–7].

В качестве альтернативного сырья среди других рассматривают спиртовые топлива. Спирты можно применять в качестве добавок в виде эмульсий или с помощью карбюрации воздуха во впускном коллекторе двигателя [8–10]. Для организации непосредственного впрыска спиртового топлива в камеру сгорания необходимы дополнительные конструктивные решения. Тем не менее такой способ организации системы питания дизельного двигателя позволяет существенно повысить долю замещаемого топлива. Низкое цетановое число спиртов (цетановое число этанола составляет лишь 8 единиц) не позволяет использовать его самостоятельно в дизельных двигателях без воспламенения запальным топливом [11–15].

Применение альтернативных возобновляемых источников должно по возможности сохранять эффективность процесса сгорания в двигателе и сокращать объем вредных выбросов с отработавшими газами. Таким требованиям достойно отвечает этиловый спирт, который в сочетании с запальным топливом может использоваться без существенной дорогостоящей модернизации двигателя. Кроме того, объемом и законом подачи запального топлива можно регулировать общий процесс сгорания и тепловыделения в цилиндре двигателя, тем самым повышая эффективность его работы [16–21].

Таким образом, двухтопливный дизельный двигатель имеет более широкий диапазон режимов работы за счет увеличения возможности регулирования скорости тепловыделения, кроме того, двигатель сохраняет возможность работы на дизельном топливе и на альтернативных топливах. В качестве запального возобновляемого топлива может быть использовано рапсовое масло, которое в условиях камеры сгорания дизельного двигателя может инициировать процесс сгорания [22–27].

Методы и принципы исследования

В качестве опытного двигателя был выбран тракторный дизельный двигатель 2Ч 10,5/12,0 воздушного охлаждения с полусферической камерой сгорания в поршне. Основные его характеристики приведены ниже.

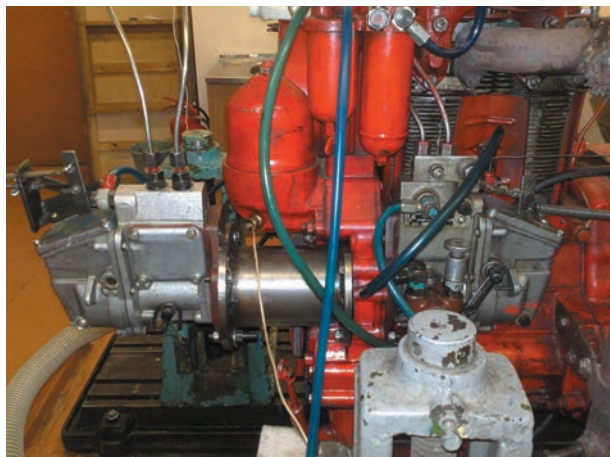
Технические характеристики дизельного двигателя 2Ч 10,5/12,0

Количество цилиндров, шт.	2
Диаметр поршня, мм	105
Ход поршня, мм	120
Степень сжатия, ед.	16,5
Номинальная эффективная мощность, кВт	18,3
Рабочий объем, л	2,08

Для организации отдельной подачи рапсового масла и этанола на посадочное место маслозаливной горловины был установлен дополнительный топливный насос высокого давления (ТНВД) (рис. 1, а). Двигатель был помещен на тормозной стенд для исследований (рис. 1, б). Лабораторию оборудовали измерительной аппаратурой для исследования расхода топлива и воздуха, проведения индицирования [27–29].

Дизельный двигатель на заданных режимах работы испытывали дважды. Испытания проводили на традиционном топливе, после чего монтировали систему подачи запального топлива, а в штатный топливный бак заливали этанол. Это позволяло сравнивать работу серийного двигателя на различных видах топлива, исключая систематические погрешности опыта.

Индицирование рабочего процесса осуществляли пьезокварцевым датчиком давления. Результаты обрабатывали с помощью специального алгоритма, в результате были получены осредненная индикаторная диаграмма (рис. 2), а также дифференциальная и интегральная характеристики тепловыделения.



а



б

Рис. 1. Опытный модернизированный для работы с раздельной подачи топлива дизельный двигатель, установленный на нагрузочный стенд:

а — вид на дополнительно установленный ТНВД для раздельной подачи топлива;
б — общий вид дизельного двигателя, установленного на нагрузочном стенде

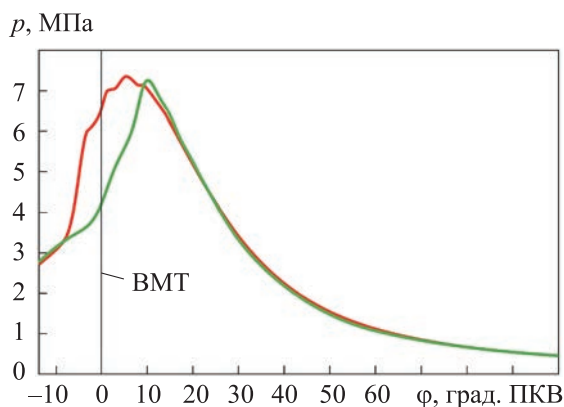


Рис. 2. Индикаторные диаграммы двигателя на номинальном режиме работы:
— дизельное топливо; — этанол и рапсовое масло

Установочные углы j опережения впрыскивания этанола и рапсового масла составляли 34 градуса поворота коленчатого вала (град. ПКВ) дизеля до верхней мертвой точки (ВМТ). Для дизельного процесса оптимальный установочный угол опережения впрыскивания составляет 30 град. ПКВ до ВМТ. Особенность работы двигателя — отсутствие возможности динамического регулирования углов опережения топливоподачи. При проведении испытания был намеренно исключен из работы всережимный регулятор ТНВД. Это позволяло фиксировать подачу топлива, соответствующую номинальному режиму (при частоте вращения коленчатого вала

дизеля 1800 мин^{-1} , среднем эффективном давлении в цилиндре $0,588 \text{ МПа}$) и расширить диапазон проведения испытаний, увеличив частоту вращения коленчатого вала дизеля до 2000 мин^{-1} .

Основные результаты

Теплотворная способность этанола ниже, чем дизельного топлива, это компенсируется увеличенной цикловой подачей топлива $q_{ц}$ (рис. 3). Рапсовое масло впрыскивалось массой 13 мг за цикл, тогда порция этанола на номинальном режиме работы составляла 52 мг/цикл. Для работы двигателя на дизельном топливе на номинальном режиме требуется подача 43 мг/цикл.

Снижение массы впрыскиваемого в камеру сгорания топлива с ростом частоты враще-

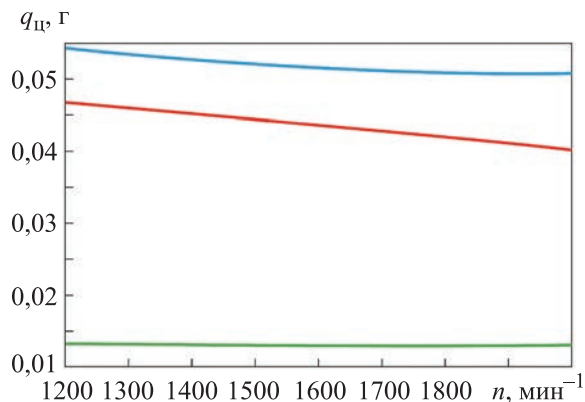


Рис. 3. Цикловая подача топлива:
— дизельное топливо; — этанол; — рапсовое масло

ния коленчатого вала может быть обусловлено ухудшением наполнения надплунжерного пространства ТНВД. При этом на малых частотах снижение мощности может достигать 9 %, что необходимо компенсировать увеличенным потреблением топлива. Рост потребления топлива снижает эффективный КПД процесса сгорания, пиковые значения которого находятся на режимах номинальной частоты вращения (рис. 4).

Мощность двигателя при работе на этаноле и рапсовом масле на частоте выше номинальной превосходит серийный дизель [27–29]. Это объясняется особенностью протекания процесса сгорания в цилиндре (рис. 5).

При работе дизельного двигателя на этаноле и рапсовом масле на небольших частотах вращения коленчатого вала максимальное давление газов в цилиндре достигает 8,2 МПа. С ростом частоты вращения коленчатого вала максималь-

ное давление газов в цилиндре уменьшается до 6,5 МПа. При этом максимальная осредненная температура газов также снижается, но на всех режимах работы дизеля на этаноле и рапсовом масле она выше в среднем на 100...200 К выше, чем при дизельном процессе. Это увеличение вызвано ростом периода задержки воспламенения при работе двигателя на этаноле и рапсовом масле. В индукционный период большее количество топлива испаряется и смешивается с воздухом, увеличивается интенсивность тепловыделения в кинетической фазе сгорания. Это вызывает рост максимальной температуры газов в цилиндре, время достижения которой смещается на более поздние углы ПКВ. Процесс сгорания при работе двигателя на этаноле и рапсовом масле инициализируется на 4...7 град. ПКВ позднее, чем при работе на дизельном топливе, при этом продолжительность сгорания не увеличивается.

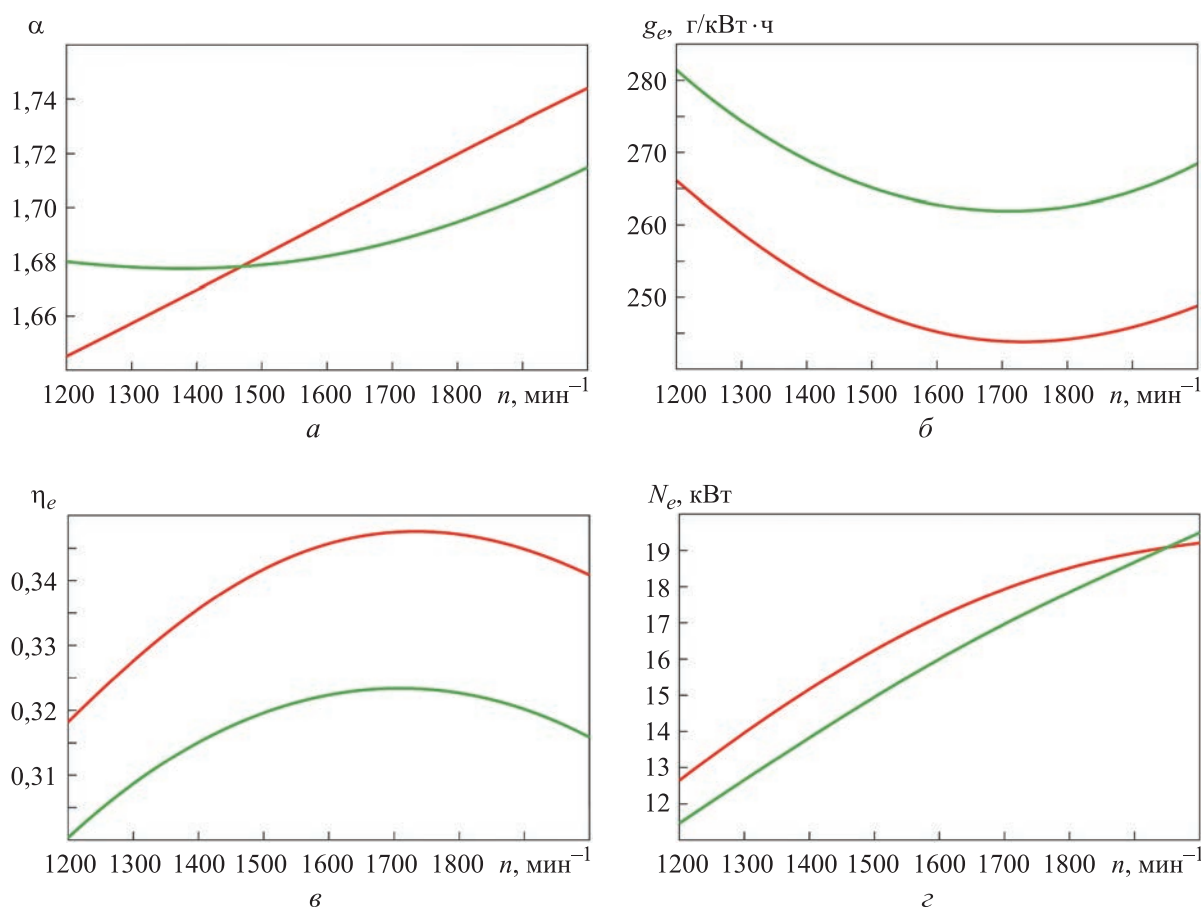


Рис. 4. Эффективные показатели работы дизельного двигателя на дизельном топливе (—) и этаноле и рапсовом масле (—):
 a — коэффициент избытка воздуха α ; $б$ — удельный эффективный расход топлива g_e ; $в$ — эффективный КПД η_e ; $г$ — эффективная мощность N_e

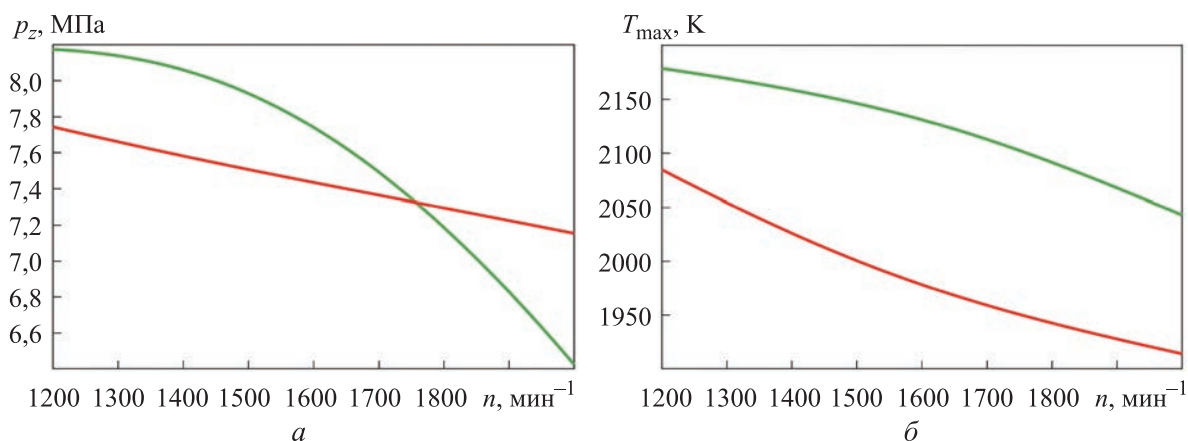


Рис. 5. Показатели процесса сгорания при работе дизеля на дизельном топливе (—) и этаноле и рапсовом масле (—) с раздельной подачей топлива:
 а — максимальное давление газов p_z ; б — максимальная осредненная температура $T_{\max}$

Обсуждение

Применение этанола и рапсового масла, как ожидалось, существенно влияет на процесс сгорания и эффективность работы дизельного двигателя. Во многих исследованиях отмечается быстрое сгорание этанола в цилиндре, что сопровождается высокой «жесткостью» процесса сгорания и повышением максимального давления в цилиндре [28, 29]. Это служит сдерживающим фактором в применении этанола с непосредственным впрыском. Однако использование запального топлива позволяет управлять процессом сгорания. При увеличении подачи запального топлива уменьшается период задержки воспламенения и модифицируется процесс сгорания [29]. Сохранение постоянной цикловой подачи рапсового масла обусловлено удобством управления дизелем, для увеличения нагрузки достаточно управлять только подачей этанола. Но постоянная цикловая подача запального рапсового масла не позволяет добиться эффективного сгорания на всем диапазоне скоростных характеристик. Кроме того, очевидно, что нестабильность характеристик тепловыделения требует динамического корректирования угла опережения впрыскивания как основного, так и запального топлива.

Точное измерение продолжительности сгорания является трудной задачей, однако в результате проведенных испытаний можно заключить, что общее время процесса сгорания этанола и рапсового масла ниже, чем дизельного топлива, если не принимать во внима-

ние период задержки воспламенения, который в случае применения альтернативных топлив существенно возрастает. Следовательно, процесс сгорания смещается ближе к ВМТ. Это может способствовать повышению эффективности использования раздельной подачи при оптимизации регулировочных параметров, что требует проведения дополнительных экспериментальных исследований.

Заключение

В результате проведенных испытаний дизеля с раздельной подачей этанола и запального рапсового масла отмечается незначительное ухудшение эффективных показателей работы двигателя, особенно на малых частотах. При этом растет максимальная осредненная температура газов в цилиндре, на низких частотах увеличиваются максимальное давление газов и период задержки воспламенения. Изменение скоростного режима работы двигателя существенно сказывается на показателях процесса сгорания и требует корректировки регулировочных параметров. Для определения оптимальных установочных углов и динамической величины запальной порции в зависимости от скоростных и нагрузочных режимов работы дизеля потребуются дополнительные экспериментальные и теоретические обоснования. Использование этанола и рапсового масла с раздельной топливоподачей позволяет сделать двигатель много-топливным и при необходимости полностью отказаться от использования традиционного невозобновляемого топлива.

Литература

- [1] Longanesi L., Pereira A.P., Chuck C.J., Johnston N. Oxidative stability of biodiesel: recent insights. *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*, 2022, vol. 16, no. 1, pp. 265–289. <https://doi.org/10.1002/bbb.2306>
- [2] Meng K., Li L., Zhang X., Huang Z., Wang F., Li R., Lin Q. Comparison of combustion and micro-explosion characteristics of droplet group of biodiesel/ethanol and biodiesel/RP-3/ethanol. *Physics of Fluids*, 2022, vol. 34, no. 6, art. 061903. <https://doi.org/10.1063/5.0096240>
- [3] Raja S., Sunil Kumar M., Eshwar D., Alphin M.S., Natarajan S. Energy and energy analysis and multi-objective optimization of a biodiesel fueled direct ignition engine. *Results in Chemistry*, 2022, vol. 4, art. 100284. <https://doi.org/10.1016/j.rechem.2022.100284>
- [4] Palani Y., Devarajan C., Manickam D., Thanikodi S. Performance and emission characteristics of biodiesel-blend in diesel engine: A review. *Environmental Engineering Research*, 2022, vol. 27, no. 1, art. 200338. <https://doi.org/10.4491/eer.2020.338>
- [5] Brahma S., Nath B., Basumatary B., Basumatary S., Das B., Saikia P., Patir K. Biodiesel production from mixed oils: a sustainable approach towards industrial biofuel production. *Chemical Engineering Journal Advances*, 2022, vol. 10, art. 100284. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2022.100284>
- [6] Zhang X., Yang R., Xia C., Anburajan P., Le Q.V., Alsehli M., Brindhadevi K. Assessment of hydrogen and nanoparticles blended biodiesel on the diesel engine performance and emission characteristics. *Fuel*, 2022, vol. 307, art. 121780. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121780>
- [7] Kolodnytska R., Kravchenko O., Gerlici J., Kravchenko K. The effects of biodiesel on NO_x emissions for automotive transport. *Komunikacie*, 2022, vol. 24, no. 1, art. B59-B66. <https://doi.org/10.26552/com.C.2022.1.B59-B66>
- [8] Mahmud S., Haider A.S.M.R., Shahriar S.T., Salehin S., Hasan A.S.M.M., Johansson M.T. Bioethanol and biodiesel blended fuels — feasibility analysis of biofuel feedstocks in Bangladesh. *Energy Reports*, 2022, vol. 8, pp. 1741–1756. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.01.001>
- [9] Bitire S.O., Jen T. Performance and emission analysis of a ci engine fueled with parsley biodiesel–diesel blend. *Materials for Renewable and Sustainable Energy*, 2022, vol. 11, no. 2, pp. 143–153. <https://doi.org/10.1007/s40243-022-00213-4>
- [10] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование показателей рабочего процесса быстроходного мало-размерного дизеля при работе на этаноле и рапсовом масле. *Двигателестроение*, 2022, № 2 (288), с. 61–71. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.61-71>
- [11] Oni B.A., Sanni S.E., Alaba P.A., Hessien M.M., El-bahy Z.M. Investigating the performance of acetylated diethyl ether-camelina sativa biodiesel as fuel in compression ignition engine. *Energy, Ecology and Environment*, 2022, vol. 7, no. 3, pp. 281–295. <https://doi.org/10.1007/s40974-021-00230-5>
- [12] Nadykto V., Kyurchev V., Orel O., Findura P. Influence of biodiesel on performance of machine-tractor units. *Acta Technologica Agriculturae*, 2022, vol. 25, no. 1, pp. 7–12. <https://doi.org/10.2478/ata-2022-0002>
- [13] Lopatin O.P. Calculation of the process of nitrogen oxides formation during combustion of methanol in the engine. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, no. 919, art. 062011. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/919/6/062011>
- [14] Devaraj A., Nagappan M., Yogaraj D., Prakash O., Rao Y.A., Sharma A. Influence of nano-additives on engine behaviour using diesel-biodiesel blend. *Materials Today: Proceedings*, 2022, vol. 62, pp. 2266–2270. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.03.598>
- [15] Zhong W., Mahmoud N.M., Wang Q. Numerical study of spray combustion and soot emission of gasoline–biodiesel fuel under gasoline compression ignition-relevant conditions. *Fuel*, 2022, vol. 310, art. 122293. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122293>
- [16] Uyaroğlu A., Gürü M., Uyumaz A., Kocakulak T. Experimental research of the effects of organic manganese-added biodiesel produced from crambe orientalis oil on engine performance, combustion, and emissions. *Environmental Progress and Sustainable Energy*, 2022, vol. 41, no. 5, art. e13848. <https://doi.org/10.1002/ep.13848>
- [17] Dewangan A., Mallick A. Multi-objective optimization of performance and emission characteristics of diesel engine fueled with Bauhinia variegata biodiesel using hybrid approach. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 2022, vol. 19, no. 12, pp. 12395–12410. <https://doi.org/10.1007/s13762-022-03974-7>
- [18] Lopatin O.P. The effect of operational modes of diesel engines to emissions of nitrogen oxides. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, no. 862, art. 062087. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/862/6/062087>

- [19] Devaraj Naik B., Meivelu U., Sivasankaralingam V., Thangarasu V., Annamalai S. Experimental and empirical analysis of a diesel engine fuelled with ternary blends of diesel, waste cooking sunflower oil biodiesel and diethyl ether. *Fuel*, 2022, vol. 320, art. 123961. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123961>
- [20] Freitas E.S.C., Guarieiro L.L.N., Amparo K.K.S., Machado B.A.S., Guerreiro E.T.A., da Silva M.V.I., de Jesus J.F.C., Torres E.A. Emission and performance evaluation of a diesel engine using addition of ethanol to diesel/biodiesel fuel blend. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 9, art. 2988. <https://doi.org/10.3390/en15092988>
- [21] Mukhtar N.A. M., Hagos F.Y., Aziz A.R.A., Abdulah A.A., Karim Z.A.A. Combustion characteristics of tri-fuel (diesel-ethanol-biodiesel) emulsion fuels in ci engine with micro-explosion phenomenon attributes. *Fuel*, 2022, vol. 312, art. 122933. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122933>
- [22] Ma X., Wang S., Li F., Zhang H., Jiang S., Sui M. Effect of air flow rate and temperature on the atomization characteristics of biodiesel in internal and external flow fields of the pressure swirl nozzle. *Energy*, 2022, vol. 253, art. 124112. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124112>
- [23] Khan M.M., Sharma R.P., Kadian A.K., Hasnain S.M.M. An assessment of alcohol inclusion in various combinations of biodiesel-diesel on the performance and exhaust emission of modern-day compression ignition engines — a review. *Materials Science for Energy Technologies*, 2021, vol. 5, pp. 81–98. <https://doi.org/10.1016/j.mset.2021.12.004>
- [24] Attia A.M.A., Nour M., El-Seesy A.I., Nada S.A., Kulchitskiy A.R. The influence of castor biodiesel blending ratio on engine performance including the determined diesel particulate matters composition. *Energy*, 2022, vol. 239, art. 121951. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121951>
- [25] Nayak S.K., Nizetić S., Pham V.V., Huang Z., Ölçer A.I., Bui V.G., Wattanavichien K., Hoang A.T. Influence of injection timing on performance and combustion characteristics of compression ignition engine working on quaternary blends of diesel fuel, mixed biodiesel, and t-butyl peroxide. *Journal of Cleaner Production*, 2021, vol. 333, art. 130160. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.130160>
- [26] Bukkarapu K.R., Krishnasamy A. Predicting engine fuel properties of biodiesel and biodiesel-diesel blends using spectroscopy based approach. *Fuel Processing Technology*, 2022, vol. 230, art. 107227. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2022.107227>
- [27] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование токсичности дизельного двигателя при работе на различных альтернативных топливах. *Двигателестроение*, 2023, № 2 (292), с. 54–61. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.54-61>
- [28] Lopatin O.P. Chemistry of the process of formation of nitrogen oxides in the combustion chamber of gas-diesel. *Journal of Physics: Conf. Series*, 2020, no. 1515, art. 052004. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/052004>
- [29] Лиханов В.А., Лопатин О.П. Применение рапсового масла и этанола в дизельном двигателе. *Инженерные технологии и системы*, 2022, т. 32, № 3, с. 373–389. <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202203.373-389>

References

- [1] Longanesi L., Pereira A.P., Chuck C.J., Johnston N. Oxidative stability of biodiesel: recent insights. *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*, 2022, vol. 16, no. 1, pp. 265–289. <https://doi.org/10.1002/bbb.2306>
- [2] Meng K., Li L., Zhang X., Huang Z., Wang F., Li R., Lin Q. Comparison of combustion and micro-explosion characteristics of droplet group of biodiesel/ethanol and biodiesel/RP-3/ethanol. *Physics of Fluids*, 2022, vol. 34, no. 6, art. 061903. <https://doi.org/10.1063/5.0096240>
- [3] Raja S., Sunil Kumar M., Eshwar D., Alphin M.S., Natarajan S. Energy and energy analysis and multi-objective optimization of a biodiesel fueled direct ignition engine. *Results in Chemistry*, 2022, vol. 4, art. 100284. <https://doi.org/10.1016/j.rechem.2022.100284>
- [4] Palani Y., Devarajan C., Manickam D., Thanikodi S. Performance and emission characteristics of biodiesel-blend in diesel engine: a review. *Environmental Engineering Research*, 2022, vol. 27, no. 1, art. 200338. <https://doi.org/10.4491/eer.2020.338>
- [5] Brahma S., Nath B., Basumatary B., Basumatary S., Das B., Saikia P., Patir K. Biodiesel production from mixed oils: a sustainable approach towards industrial biofuel production. *Chemical Engineering Journal Advances*, 2022, vol. 10, art. 100284. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2022.100284>
- [6] Zhang X., Yang R., Xia C., Anburajan P., Le Q.V., Alsehli M., Brindhadevi K. Assessment of hydrogen and nanoparticles blended biodiesel on the diesel engine performance and emission characteristics. *Fuel*, 2022, vol. 307, art. 121780. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121780>
- [7] Kolodnytska R., Kravchenko O., Gerlici J., Kravchenko K. The effects of biodiesel on NOx emissions for automotive transport. *Komunikacie*, 2022, vol. 24, no. 1, art. B59-B66. <https://doi.org/10.26552/com.C.2022.1.B59-B66>

- [8] Mahmud S., Haider A.S.M.R., Shahriar S.T., Salehin S., Hasan A.S.M.M., Johansson M.T. Bioethanol and biodiesel blended fuels — feasibility analysis of biofuel feedstocks in Bangladesh. *Energy Reports*, 2022, vol. 8, pp. 1741–1756. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.01.001>
- [9] Bitire S.O., Jen T. Performance and emission analysis of a ci engine fueled with parsley biodiesel-diesel blend. *Materials for Renewable and Sustainable Energy*, 2022, vol. 11, no. 2, pp. 143–153. <https://doi.org/10.1007/s40243-022-00213-4>
- [10] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Investigation of the working process indicators of a high-speed small-sized diesel engine when running on ethanol and rapeseed oil. *Engine Construction*, 2022, no. 2 (288), pp. 61–71. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.61-71>
- [11] Oni B.A., Sanni S.E., Alaba P.A., Hessien M.M., El-bahy Z.M. Investigating the performance of acetylated diethyl ether-camelina sativa biodiesel as fuel in compression ignition engine. *Energy, Ecology and Environment*, 2022, vol. 7, no. 3, pp. 281–295. <https://doi.org/10.1007/s40974-021-00230-5>
- [12] Nadykto V., Kyurchev V., Orel O., Findura P. Influence of biodiesel on performance of machine-tractor units. *Acta Technologica Agriculturae*, 2022, vol. 25, no. 1, pp. 7–12. <https://doi.org/10.2478/ata-2022-0002>
- [13] Lopatin O.P. Calculation of the process of nitrogen oxides formation during combustion of methanol in the engine. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, no. 919, art. 062011. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/919/6/062011>
- [14] Devaraj A., Nagappan M., Yogaraj D., Prakash O., Rao Y.A., Sharma A. Influence of nano-additives on engine behaviour using diesel-biodiesel blend. *Materials Today: Proceedings*, 2022, vol. 62, pp. 2266–2270. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.03.598>
- [15] Zhong W., Mahmoud N.M., Wang Q. Numerical study of spray combustion and soot emission of gasoline-biodiesel fuel under gasoline compression ignition-relevant conditions. *Fuel*, 2022, vol. 310, art. 122293. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122293>
- [16] Uyaroglu A., Guri M., Uyumaz A., Kocakulak T. Experimental research of the effects of organic manganese-added biodiesel produced from crambe orientalis oil on engine performance, combustion, and emissions. *Environmental Progress and Sustainable Energy*, 2022, vol. 41, no. 5, art. e13848. <https://doi.org/10.1002/ep.13848>
- [17] Dewangan A., Mallick A. Multi-objective optimization of performance and emission characteristics of diesel engine fueled with bauhinia variegata biodiesel using hybrid approach. *International Journal of Environmental Science and Technology*, 2022, vol. 19, no. 12, pp. 12395–12410. <https://doi.org/10.1007/s13762-022-03974-7>
- [18] Lopatin O.P. The effect of operational modes of diesel engines to emissions of nitrogen oxides. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, no. 862, art. 062087. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/862/6/062087>
- [19] Devaraj Naik B., Meivelu U., Sivasankaralingam V., Thangarasu V., Annamalai S. Experimental and empirical analysis of a diesel engine fuelled with ternary blends of diesel, waste cooking sunflower oil biodiesel and diethyl ether. *Fuel*, 2022, vol. 320, art. 123961. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.123961>
- [20] Freitas E.S.C., Guarieiro L.L.N., Amparo K.K.S., Machado B.A.S., Guerreiro E.T.A., da Silva M.V.I., de Jesus J.F.C., Torres E.A. Emission and performance evaluation of a diesel engine using addition of ethanol to diesel/biodiesel fuel blend. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 9, art. 2988. <https://doi.org/10.3390/en15092988>
- [21] Mukhtar N.A. M., Hagos F.Y., Aziz A.R.A., Abdulah A.A., Karim Z.A.A. Combustion characteristics of tri-fuel (diesel-ethanol-biodiesel) emulsion fuels in ci engine with micro-explosion phenomenon attributes. *Fuel*, 2022, vol. 312, art. 122933. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.122933>
- [22] Ma X., Wang S., Li F., Zhang H., Jiang S., Sui M. Effect of air flow rate and temperature on the atomization characteristics of biodiesel in internal and external flow fields of the pressure swirl nozzle. *Energy*, 2022, vol. 253, art. 124112. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124112>
- [23] Khan M.M., Sharma R.P., Kadian A.K., Hasnain S.M.M. An assessment of alcohol inclusion in various combinations of biodiesel-diesel on the performance and exhaust emission of modern-day compression ignition engines — a review. *Materials Science for Energy Technologies*, 2021, vol. 5, pp. 81–98. <https://doi.org/10.1016/j.mset.2021.12.004>
- [24] Attia A.M.A., Nour M., El-Seesy A.I., Nada S.A., Kulchitskiy A.R. The influence of castor biodiesel blending ratio on engine performance including the determined diesel particulate matters composition. *Energy*, 2022, vol. 239, art. 121951. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.121951>
- [25] Nayak S.K., Nizetić S., Pham V.V., Huang Z., Ölçer A.I., Bui V.G., Wattanavichien K., Hoang A.T. Influence of injection timing on performance and combustion characteristics of compression ignition engine working on quaternary blends of diesel fuel, mixed biodiesel, and t-butyl peroxide. *Journal of Cleaner Production*, 2021, vol. 333, art. 130160. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.130160>

- [26] Bukkarapu K.R., Krishnasamy A. Predicting engine fuel properties of biodiesel and biodiesel-diesel blends using spectroscopy based approach. *Fuel Processing Technology*, 2022, vol. 230, art. 107227. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2022.107227>
- [27] Likhanov V.A., Lopatin O.P. Investigation of the toxicity of a diesel engine when running on various alternative fuels. *Engine Construction*, 2023, no. 2 (292), pp. 54–61. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.54-61>
- [28] Lopatin O.P. Chemistry of the process of formation of nitrogen oxides in the combustion chamber of gas-diesel. *Journal of Physics: Conf. Series*, 2020, no. 1515, art. 052004. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1515/4/052004>
- [29] Likhanov V.A., Lopatin O.P. The use of rapeseed oil and ethanol in a diesel engine. *Engineering Technologies and Systems*, 2022, vol. 32, no. 3, pp. 373–389. (In Russ.). <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202203.373-389>

Материалы получены редакцией 13.04.2024

Сведения об авторах

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

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

Information about the authors

Likhanov Vitaly Anatolyevich — Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of Vyatka State Technical University, Kirov, Russian Federation. E-mail: lihanov.va@mail.ru

Lopatin Oleg Petrovich — Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Heat Engines, Automobiles and Tractors of Vyatka State Technical University, Kirov, Russian Federation. E-mail: nirs_vsaa@mail.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Лиханов В.А., Лопатин О.П. Исследование скоростных режимов рабочего процесса дизельного двигателя на биотопливе. *Двигателестроение*, 2024, № 2 (296), с. 75–83.

Citation:

Likhanov V.A., Lopatin O.P. High-speed operation modes of a biofuel diesel engine. *Engines Construction*, 2024, no. 2 (296), pp. 75–83. (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.