

Межотраслевой научно-технический журнал

1 (299)
январь • март
2025

ISSN 0202-1633

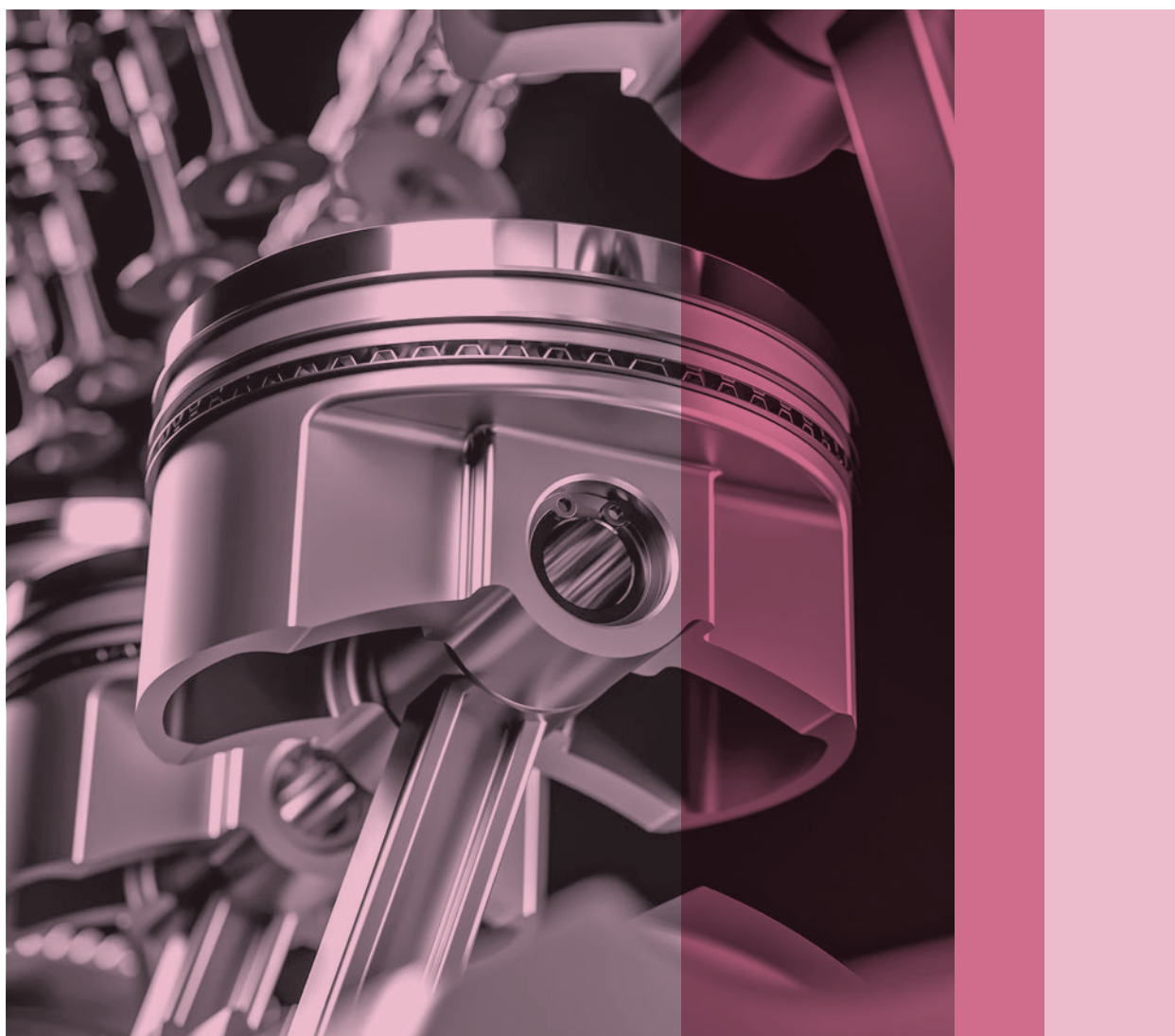
1

ДВИГАТЕЛЕ • СТРОЕНИЕ



rdiesel.ru

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



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

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

Главный редактор:

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

Редакционная коллегия:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Editor-in-Chief

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

The Editorial Board

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Председатель редколлегии:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Mahkamov Khamid, Professor Northumbria University, Newcastle, UK

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

Sun Baigang, Professor Beijing Institute of Technology, China

Han Wu, Professor Beijing Institute of Technology, China

Wang Yichuan, Professor Beijing Institute of Technology, China

Jianhui Zhao, Professor Harbin Engineering University, China

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

The Chairman of Editorial Board

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Двигателестроение

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

Учредитель: МГТУ им. Н.Э. Баумана**Издатель:**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, г. Москва, улица 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1
+7 (499) 263-69-50, 263-60-45
press@bmstu.ru, <https://press.bmstu.ru>**Редакция:**МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
dvs@bmstu.ru
<http://www.rdiessel.ru>**Главный редактор:** М.В. Гордин, канд. техн. наук,
ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана**Председатель редколлегии:**В.А. Марков, д-р техн. наук, профессор,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, заместитель председателя экспертного совета ВАК РФ
по энергетике, академик Академии военных наук РФ**Ответственный секретарь:** А.Б. Сорокина**Редактор:** С.А. Серебрякова**Компьютерная верстка:** Г.Ю. Молоткова**Дизайнер:** Я.М. Асинкритова

Издается с 1979 г. Выходит ежеквартально

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

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

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

Подписано в печать 31.03.2025. Формат 60 × 90 1/8. Усл. печ. л. 13,00.

Содержание

Общие проблемы двигателестроения**Рыжов В.А., Ионин В.Е.**

Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей 3

Егоров К.С., Степанова Л.В.

Модифицированный однопоточный нестационарный метод получения тепловых характеристик высококомпактных поверхностей теплообмена 14

Расчеты, конструирование, исследования поршневых двигателей**Гумеров И.Ф.**

Повышение степени сжатия в автомобильных дизелях: анализ взаимного влияния эффективных показателей рабочего процесса и прочностных характеристик 22

Расчеты, конструирование, исследования газотурбинных двигателей**Хорошавцев Д.Р., Ушаков Р.Е., Арбеков А.Н.**

Исследование характеристики рабочего колеса центробежного компрессора замкнутой газотурбинной установки с загнутыми вперед лопатками при выходе 34

Горячев П.А., Бурцев С.А.

Влияние обледенения на аэродинамические характеристики элементов авиационной техники при полетах в атмосферных облаках, состоящих из ледяных кристаллов и смеси фаз 44

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

Расчетное исследование процессов регулирования температуры в климатической камере для испытаний тепловых двигателей 61

Альтернативные топлива**Гордин М.В., Марков В.А., Шлёнов М.И., Юй Ч., Чжао Ц., Хан Д.**

Влияние добавок водорода на параметры двигателя, работающего на аммиаке 72

Engines Construction

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

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

Published Since 1979, Published Quarterly

Journal is included into the list of periodicals approved by RF Higher Attestation Commission for publication of competitors works for scientific degrees

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

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

Contents

General Problems of Engine Building

Ryzhov V.A., Ionin V.E.

Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines 3

Egorov K.S., Stepanova L.V.

Modified single-flow nonstationary method to obtain thermal characteristics of the highly compact heat exchange surfaces 14

Calculations, Design, Research of Piston Engines

Gumerov I.F.

Increasing compression ratio in the automobile diesel engines: analyzing mutual influence of the efficient performance indicators and the strength characteristics 22

Calculations, Design, Research of Gas Turbine Engines

Khoroshavtsev D.R., Ushakov R.E., Arbekov A.N.

Study of the centrifugal compressor impeller characteristics in a closed gas turbine plant with the forward-bent blades at the outlet 34

Goryachev P.A., Burtsev S.A.

Icing effects on the aerodynamic characteristics of the aircraft components flying in the atmospheric clouds consisting of ice crystals and mixed phase conditions 44

Automatic Control and Regulation Systems, Automation and Diagnostics

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Krotov A.S.

Computational study of the temperature control processes in a climatic chamber to test the heat engines 61

Alternative Fuel

Gordin M.V., Markov V.A., Shlenov M.I., Yu Z., Zhao J., Han D.

Hydrogen additives effect on the ammonia-powered engine parameters 72

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 621.436

Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей

В.А. Рыжов¹, В.Е. Ионин^{2,3,4}

¹ АО «Коломенский завод», Московская обл., Коломна, Российская Федерация

² Коломенский институт (филиал) Московского политехнического университета, Московская обл., Коломна, Российская Федерация

³ Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Российская Федерация

⁴ ООО «ИЦД ТМХ», Московская обл., Коломна, Российская Федерация

Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines

V.A. Ryzhov¹, V.E. Ionin^{2,3,4}

¹ JSC "Kolomensky Zavod", Moscow region, Kolomna, Russian Federation

² Kolomna Institute (Branch), Moscow Polytechnic University, Moscow region, Kolomna, Russian Federation

³ Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow, Russian Federation

⁴ LLC "ICD TMH", Moscow region, Kolomna, Russian Federation

Оптимизация рабочего процесса с целью одновременного улучшения экономических и экологических показателей форсированного среднеоборотного двигателя представляет собой сложную научно-техническую задачу, поскольку мероприятия, улучшающие эти показатели, в ряде случаев приводят к противоположным результатам. В статье проанализированы направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей двойного назначения. Эти направления рассмотрены в комплексе с оценкой их влияния друг на друга. Итогом предлагаемой оптимизации рабочего процесса с целью снижения эмиссии оксидов азота (NO_x) и удельного эффективного расхода топлива является представленная траектория пошагового изменения параметров рабочего процесса среднеоборотного дизель-генератора 12ЛДГ500 (12ЧН 26,5/31) производства АО «Коломенский завод», которая дает представление о комбинации возможных способов его доводки, обеспечивающих улучшение указанных показателей.

Ключевые слова: среднеоборотный дизель, рабочий процесс, расход топлива, вредные выбросы, турбокомпрессор, угол опережения впрыскивания, цикл Миллера, угол перекрытия клапанов

Work process optimization aimed at simultaneous improving the economic and ecological indicators of a forced medium-speed diesel engine is a complex scientific and technical task, since certain measures improving these indicators in some cases lead to the opposite results. The paper analyzes approaches to improving the work process of a dual-purpose medium-speed diesel engine. It considers these approaches in combination with an assessment of their influence on each other. The proposed work process optimization to reduce the nitrogen oxide (NO_x) emissions and specific effective fuel consumption results in the presented trajectory of step-by-step alteration in the work process parameters of the medium-speed diesel generator 12LDG500 (12ChN 26.5/31) manufactured at the JSC Kolomensky Zavod. It provides an idea of the possible methods combination for the diesel generator refinement, ensuring improvement of the specified indicators.

Keywords: medium-speed diesel, working process, fuel consumption, harmful emissions, turbocharger, injection advance angle, Miller cycle, valve overlap angle

Введение

Согласно поставленной Правительством Российской Федерации задаче по активизации развития гражданского и военного судостроения, производство среднеоборотных дизелей и главных силовых установок на их базе является одним из важнейших направлений повышения экономической и военной мощи страны.

Наиболее эффективный подход к разработке и постановке на производство среднеоборотных дизелей (СОД) — создание модификаций двигателей в рамках типоразмерных рядов двойного назначения.

Двигатель двойного назначения представляет собой силовой агрегат, который в зависимости от требуемых характеристик изготавливается из набора унифицированных узлов по унифицированным технологиям и в разных вариантах удовлетворяет требованиям военных или гражданских объектов [1].

Структура такого двигателя представляет собой модульную конструкцию (рис. 1), состоящую из унифицированных узлов и систем в зависимости от требований потребителя [2]. В этом случае силовые, базовые элементы конструкции остаются постоянными, а необхо-

димые характеристики обеспечиваются путем комбинации внешних узлов, агрегатов и систем подачи топлива и воздуха, пуска, смазывания и охлаждения, что благодаря синтезу унифицированных модулей на одной силовой базе позволяет существенно сократить сроки их изготовления и затраты на производство.

Такой подход существенно повышает требования к комплектующим узлам и системам, поскольку при этом необходимо учитывать широкий диапазон их применения и спектр форсирования по мощности.

Прогнозирование развития среднеоборотных двигателей двойного назначения

Путем анализа отечественного и международного рынков продукции СОД двойного назначения, согласно новым задачам правительства, на АО «Коломенский завод» были спрогнозированы показатели СОД, представленные в таблице [1].

В таблице представлены обобщенные показатели в наиболее востребованном диапазоне мощностей для таких стратегических отраслей, как железнодорожный транспорт, военно-морской флот и атомная энергетика.

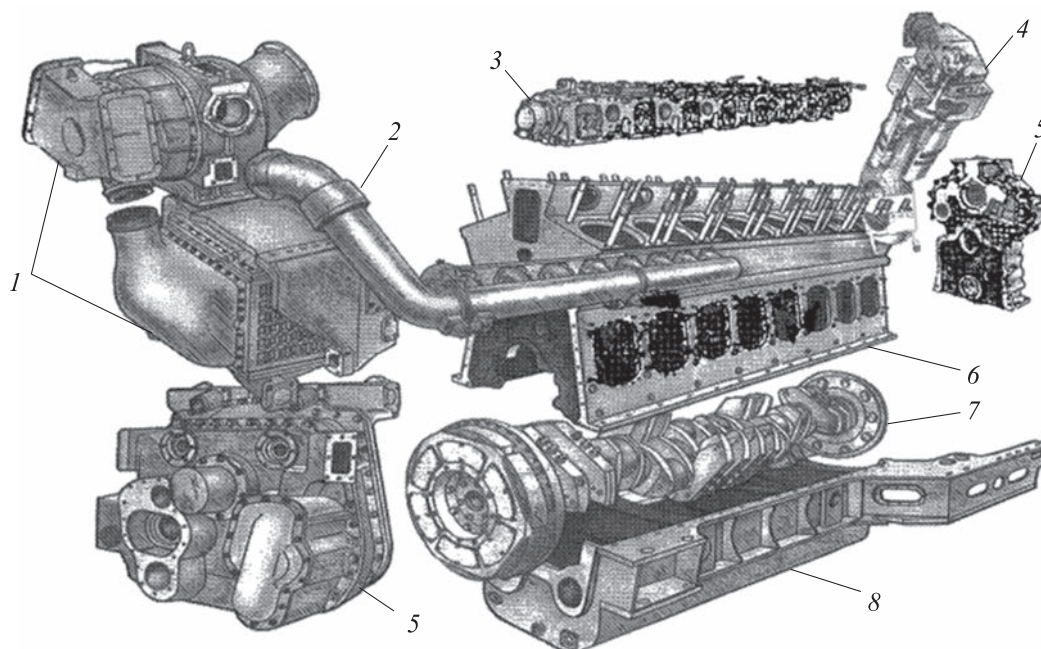


Рис. 1. Модульная конструкция дизеля 16ЧН 26/26:

- 1 — агрегаты воздухообеспечения; 2 — выпускной коллектор; 3 — лоток с распределительным валом; 4 — цилиндровый комплект; 5 — приводы механизмов газораспределения и насосов; 6 — блок цилиндров; 7 — коленчатый вал с демпфером; 8 — поддизельная рама

Прогнозные показатели развития среднеоборотных дизелей

Показатель	Современные конструкции*	Опытные двигатели ряда Д500 ЧН 26,5/31**	Прогнозируемые показатели к 2025–2030 гг.
Номинальная мощность СОД, кВт (л. с.): для ж/д транспорта для военно-морского флота для атомной энергетики	4 412 (6 000) 7 200 (9 792) 6 200 (8 432)	4 412 (6 000) 7 352 (10 000) 6 200 (8 432)	4 412 (6 000) 10 000 (13 600) 6 200 (8 432)
Частота вращения, мин ⁻¹	650–1 000	900–1 000	900–1 000
Степень форсирования по рабочему процессу, МПа	2,08–2,65	2,58	2,70–3,00
Удельный расход топлива по ISO 3046-1, г/(кВт · ч)	185–191	184–185	184–185
	195–198 ⁽¹⁾	–	–
	200–203 ⁽²⁾	199–202 ⁽²⁾	199–202 ⁽²⁾
Удельный расход масла на угар, г/(кВт · ч)	0,45–0,60	0,35–0,40	0,35–0,40
Удельная масса, г/кВт	5,20–5,95	5,00–5,50	5,00–5,50
Ресурс до капитального ремонта, тыс. часов	24–50	50–60	50–80
* Средние показатели по фирмам GE, GM, MAN, Wartsila, Deutz, MTU. (1) — экологические показатели по UIC 624 II. (2) — экологические показатели по директиве ЕС 2004/26/EG. ** АО «Коломенский завод».			

Мощностной диапазон серийного типоразмерного ряда дизелей Д49 (ЧН 26/26) производства АО «Коломенский завод», а также планируемое увеличение диапазона мощности двигателей в результате развития СОД новых мощностных диапазонов типа Д300 (ЧН 26/28) и Д500 (ЧН 26,5/31) представлены на рис. 2.

Также отметим, что новые проекты перспективных кораблей требуют увеличения агрегатной мощности до 12 000...14 000 кВт, что,

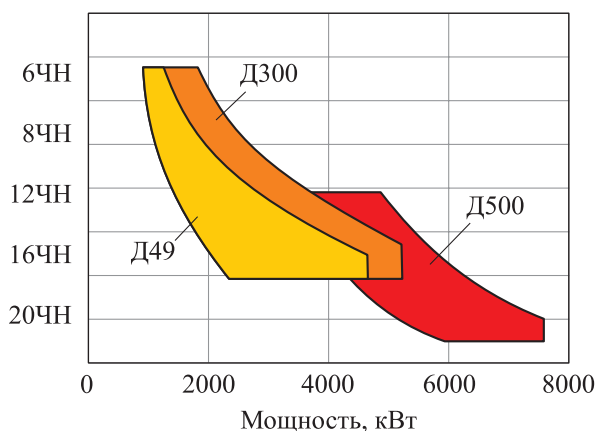


Рис. 2. Мощностной диапазон дизелей производства АО «Коломенский завод»

в свою очередь, подразумевает разработку двух новых типоразмерных рядов ориентировочных размерностей ЧН 35/46 и ЧН 40/48.

Основные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей

Одной из наиболее сложных научно-технических задач в области двигателестроения является поиск компромиссного решения в организации рабочего процесса, обеспечивающего наилучшую экономичность при одновременном снижении эмиссии вредных выбросов с отработавшими газами (ОГ), так как мероприятия по достижению необходимых энергетических, экономических и экологических показателей зачастую противоречат друг другу [3].

Мероприятия по снижению расхода топлива и выбросов вредных веществ представлены на рис. 3 и 4.

Решение задачи по поиску указанного выше компромисса представляет собой комплексную многофакторную параметрическую оптимизацию рабочего процесса с последовательно-параллельной манипуляцией главными определяющими факторами, такими как: форма камеры



Рис. 3. Мероприятия по снижению расхода топлива

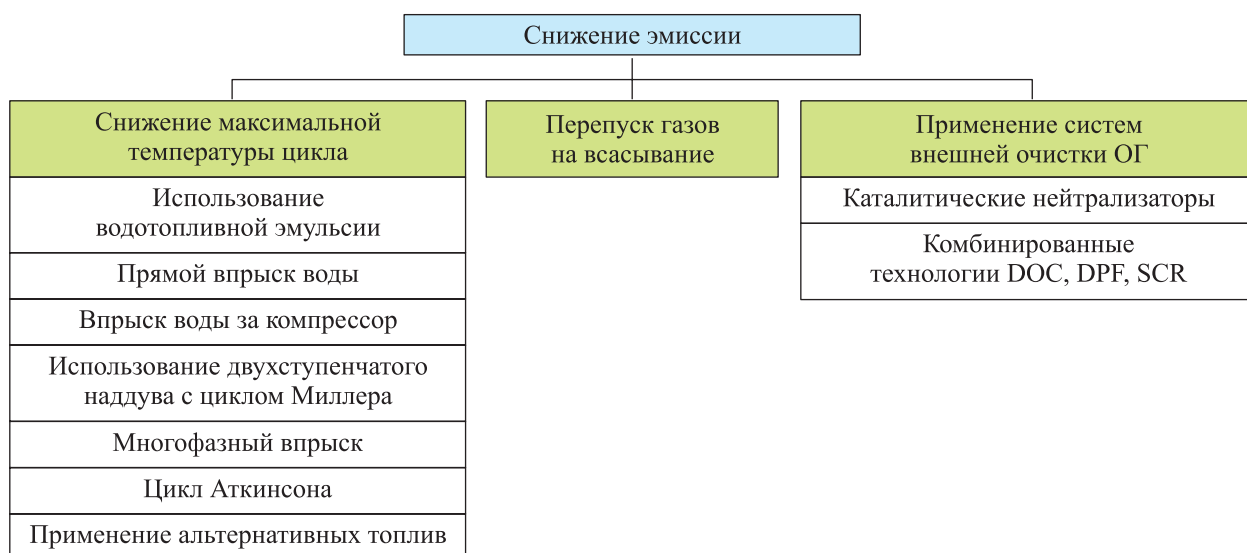


Рис. 4. Мероприятия по снижению выбросов вредных веществ

сгорания, максимальное давление цикла, степень сжатия, давление и угол опережения впрыскивания, фазы газораспределения, давление наддува, вихревое число воздушного заряда, количество и диаметр распыливающих отверстий соплового наконечника распылителя форсунки.

Путем экспериментальных и аналитических исследований был выявлен комплекс мероприятий, позволяющих уменьшить вредные выбросы при относительно небольшом увеличении расхода топлива (а в ряде случаев даже его снижении), который представляет собой следующие технические решения [1]:

- 1) увеличение давления впрыскивания до 180...200 МПа;
- 2) уменьшение угла опережения впрыскивания (УОВ) на 5...10 град. поворота коленчатого вала (ПКВ);
- 3) смещение настройки турбокомпрессора (ТК) в область 80...90 % от номинального режима с одновременным введением перепуска газов за турбину и воздуха в турбину;
- 4) увеличение максимального давления цикла до 20...25 МПа;
- 5) применение многостадийной подачи топлива в цилиндр.

Данные мероприятия наиболее эффективны при нагрузках более 60 % от номинальной. При работе дизеля в диапазоне 35...50 % от нагрузки при номинальном режиме больший эффект на формирование рабочего процесса оказывают угол опережения впрыскивания топлива и давление наддува. Это связано с тем, что на частичных режимах работы двигателя плотность воздушного заряда существенно падает и повышенное давление впрыскивания приводит к удару топливного факела о периферию камеры сгорания, частично исключая объемное смесеобразование.

Топливные системы импульсного действия с электронным управлением имеют возможность гибкого управления УОВ [4], что позволяет оптимизировать фазу процесса тепловыделения в цилиндре. Такие системы обеспечивают требуемый диапазон регулирования УОВ для рассматриваемого класса дизелей (8...10 град. ПКВ), который был определен путем экспериментальных исследований, проведенных с использованием аккумуляторной системы топливоподачи. Структурная схема системы питания импульсного действия с электронным управлением представлена на рис. 5.

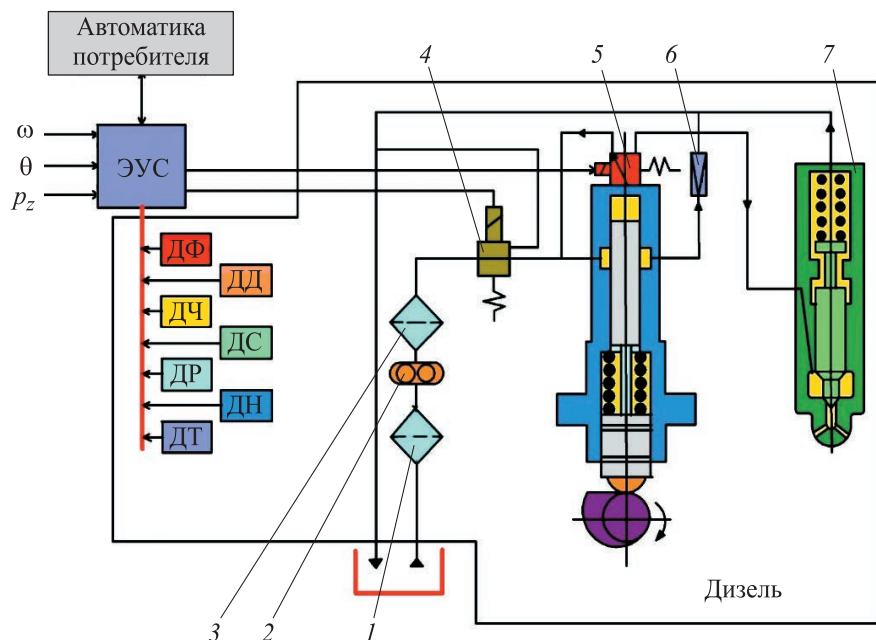


Рис. 5. Схема топливной системы импульсного действия с электронным управлением:

ω — частота вращения кулачкового вала; θ — действительный угол опережения подачи топлива; p_z — максимальное давление цикла; ЭУС — электронная управляющая система; ДФ — датчик фазы коленчатого вала; ДЧ — датчик частоты вращения; ДР — датчик фазы распределительного вала; ДТ — датчик температуры в цилиндре; ДН — датчик нагрузки; ДС — датчик состава выхлопных газов; 1 — фильтр грубой очистки топлива; 2 — топливоподкачивающий насос; 3 — фильтр тонкой очистки топлива; 4 — клапан аварийного отключения подачи; 5 — электромагнитный клапан; 6 — подпорный клапан; 7 — гидромеханическая форсунка

Система турбонаддува со свободным турбокомпрессором в широком диапазоне оборотов и нагрузок не может обеспечить необходимые параметры по наддуву. Для устранения этого принципиального недостатка необходимы специальные мероприятия по ее совершенствованию, обеспечивающие возможное расширение диапазона приемлемых параметров воздушного наддува с помощью следующих решений:

- 1) применение ТК с управляемым сопловым аппаратом [5];
- 2) использование регистровой системы турбонаддува [6, 7];
- 3) применение управляемого инверторного привода ротора ТК.

Проведенные на АО «Коломенский завод» экспериментальные исследования показали, что наиболее перспективным из указанных выше способов управления турбонаддувом является применение ТК с инверторным электроприводом ротора ТК [8], однако сложность внедрения такого технического решения связана с отсутствием в Российской Федерации производства высокооборотных малогабаритных обратимых электрических машин с требуемой мощностью 50...100 кВт.

Мероприятия по повышению КПД ТК и уменьшению механических потерь двигателя также позволяют снизить удельный эффективный расход топлива за счет увеличения термодинамического КПД рабочего цикла и механического КПД без существенного влияния на экологические показатели дизеля [9]. Первый вариант достигается оптимизацией проточных частей ТК, второй — внедрением азотированных втулок цилиндров, обработанных плосковершинным хонингованием рабочей поверхности и одновременным применением овально-бочкообразных поршней с антифрикционным покрытием, а также выбором энергосберегающих моторных масел повышенных классов с высоким температурным индексом.

Также исключение из конструкции дизель-генератора вспомогательных электрических машин с приводом от коленчатого вала (такое решение использовано на АО «Коломенский завод» в конструкции двигателей Д500 (ЧН 26,5/31) нового поколения) обеспечивает снижение механических потерь на привод возбуждателя генератора и стартер-генератора, что благоприятно влияет на экономические показатели СОД.

Ниже приведены результаты экспериментальных исследований ряда мероприятий, позволяющих улучшить экологические показатели СОД без значительных ухудшений расхода топлива, а в ряде случаев — и с его снижением. Так, применение водотопливной эмульсии (ВТЭ) с содержанием до 20 % воды, согласно проведенным на АО «Коломенский завод» экспериментам, снижает выбросы NO_x на 62 % и монооксида углерода (СО) на 40 % при одновременном снижении расхода топлива в диапазоне нагрузок в 30...100 % от номинального режима вплоть до 5 %, а также уменьшает дымность на 38 %. Это объяснялось тем, что при испарении воды наблюдается эффект вторичного распыливания: микровзрыв капли эмульсии обеспечивает разрывы капель нефтяного дизельного топлива и доступ кислорода к углеводородам нефтепродукта [10].

Другим эффективным мероприятием по улучшению экологических показателей является многостадийная подача топлива в цилиндр [11, 12], которая, согласно экспериментальным данным, при работе СОД на номинальном и близких к нему режимах позволяет существенно снизить вредные выбросы. Так, при трехстадийной подаче впрыскивание пилотной порции топлива при условии соответствующей оптимизации УОВ приводит к снижению максимальной температуры цикла, что позволяет уменьшить концентрацию выбросов NO_x в ОГ на 30 %, а третья стадия впрыскивания, благодаря активизации процессов окисления в конечной фазе сгорания, в свою очередь, сокращает выбросы СО на 70 %, углеводородов (СН) на 40 % и дымность на 10 %. Однако при использовании такого варианта подачи наблюдается незначительное увеличение расхода топлива до 1,5 % из-за снижения термодинамического КПД [3].

Значительный эффект по снижению эмиссии вредных веществ достигается за счет применения систем внешней нейтрализации ОГ с использованием следующих комбинированных технологий:

- 1) дизельный катализатор окисления DOC (Diesel Oxidation Catalyst);
- 2) дизельный сажевый фильтр DPF (Diesel Particulate Filter);
- 3) система селективного каталитического восстановления SCR (Selective Catalyst Reduction) [13].

Согласно проведенным экспериментам, применение указанных технологий позволяет снизить суммарную эмиссию вредных веществ в ОГ на 75...80 %. Однако установка таких систем приводит к увеличению противодавления на выпуске, что неизбежно влечет за собой некоторое увеличение расхода топлива. Кроме того, расчеты показывают, что системы внешней нейтрализации для СОД могут занимать объем более 0,4 м³, следовательно, возникает проблема их размещения на объектах эксплуатации.

Также отметим такой способ улучшения экологических показателей двигателя, как перепуск ОГ из турбины в компрессор — процесс EGR (Exhaust Gas Recirculation) [14], что позволяет существенно снизить выбросы NO_x. Однако при этом несколько снижается и коэффициент наполнения η_v , в результате чего увеличивается расход топлива.

Снижение выброса вредных веществ в разных вариантах можно добиться применением альтернативных видов топлива [15]. Однако приведенные результаты зачастую противоречивы из-за отличия характеристик этих топлив и особенностей конструкции двигателей.

В последние годы все чаще проявляют интерес к специальным методам организации рабочего процесса, таким как циклы Миллера и Аткинсона [16], которые в связи с заметным улучшением конструкции агрегатов и систем наддува в настоящее время уже применяются в некоторых экспериментальных образцах зарубежных фирм (например, судовой СОД WARTSILA WAASA31). Аналитические исследования, проведенные на АО «Коломенский завод» для СОД 12ЛДГ500 (12ЧН 26,5/31) [17], показали, что наибольшие возможности по достижению компромиссного решения, удовлетворяющего как требованиям по снижению вредных выбросов, так и улучшению экономических показателей, обеспечивает двухступенчатая система турбонаддува (рис. 6) с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха и работой по циклу Миллера [18, 19]. Результаты этих исследований использовали в виртуальной модели перспективных двигателей нового поколения.

Результаты аналитических исследований СОД 12ЛДГ500 (12ЧН 26,5/31) мощностью 4 412 кВт с частотой вращения 1 000 мин⁻¹ представлены на рис. 7 в виде траектории с последо-

вательным пошаговым изменением параметров, влияющих на рабочий процесс СОД, которая показывает, возможности существенного улучшения параметров двигателя с использованием цикла Миллера [9].

Представленная траектория проходит по семи характерным точкам, каждая из которых

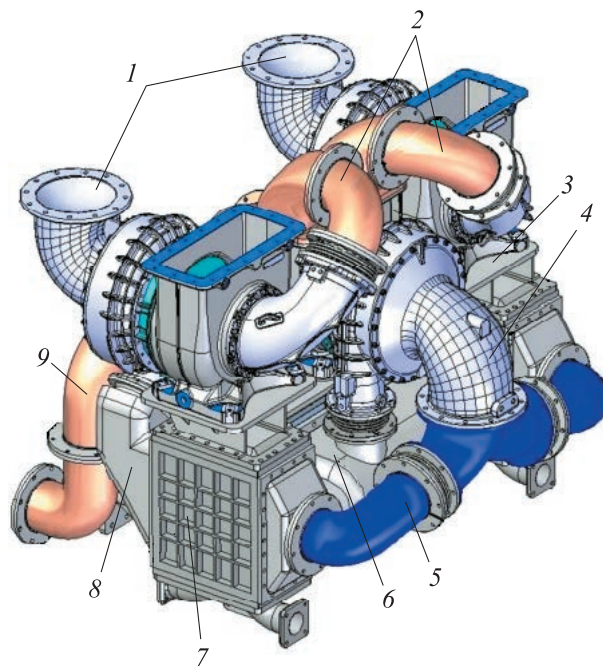


Рис. 6. Пример двухступенчатой системы турбонаддува для СОД типа Д300 (ЧН 26/28):

1 — компрессоры низкого давления; 2 — газовые трубопроводы ступени низкого давления; 3 — кронштейн; 4 — входной патрубок ТК высокого давления; 5 — патрубки ТК высокого давления; 6 — охладитель наддувочного воздуха (ОНВ) ступени высокого давления; 7 — промежуточный ОНВ; 8 — патрубки ТК низкого давления; 9 — газовые трубопроводы ступени высокого давления

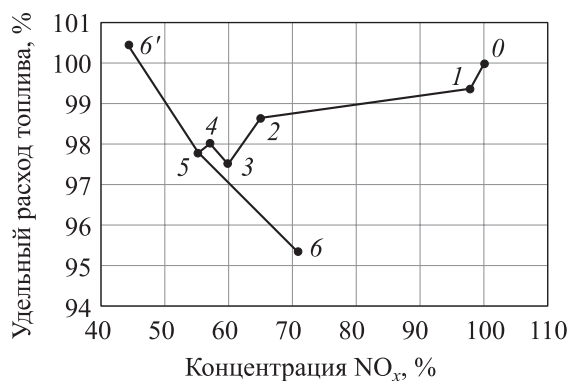


Рис. 7. Траектория с последовательным изменением параметров для СОДГ 12ЛДГ500 (12ЧН 26,5/31)

получена определенной манипуляцией наиболее сильно влияющих на рабочий процесс факторов. Ниже приведены характеристики данных точек:

- точка 0 — исходный вариант дизеля со степенью повышения давления в компрессоре $\pi_k = 3,8$;

- точка 1 получена применением двухступенчатого турбонаддува, благодаря которому КПД ТК возрастает с 65 до 67 % ($\pi_k = 4,2$), что, в свою очередь, незначительно улучшает показатели по экономичности дизеля и снижению выбросов NO_x ;

- точка 2 получена применением первого варианта цикла Миллера, при котором закрытие впускных клапанов задано за 40 град. ПКВ до нижней мертвой точки (НМТ) — π_k повышено до 6,5, а КПД ТК до 70 %. Благодаря этому происходит некоторое снижение удельного расхода топлива, а также понижение максимальной температуры цикла на 60 °С в сравнении с исходным вариантом, что, в свою очередь, приводит к снижению выбросов NO_x на 35 %;

- точка 3 получена уменьшением времени перекрытия клапанов на 26 град. ПКВ, в результате чего из-за увеличения количества ОГ несколько увеличивается их температура, что приводит к незначительному улучшению экономических и экологических показателей дизеля;

- точка 4 получена применением второго варианта цикла Миллера, при котором закрытие впускных клапанов задано за 50 град. ПКВ до НМТ. Эта величина представляет собой границу, ниже которой потери от применения цикла Миллера существенно возрастают. При таком варианте выбросы NO_x снижаются еще на 4 %, но при этом немного повышается удельный расход топлива;

- точка 5 получена уменьшением времени перекрытия клапанов до предельного значения, равного 54° ПКВ для исследуемого СОД. Температура ОГ повышается еще на 20 °С, в результате чего из-за увеличения содержания остаточных газов в цилиндре уровень выбросов NO_x продолжает снижаться. КПД двигателя возрастает на 1,4 %, и достигается оптимальное соотношение между удельным расходом топлива и уровнем эмиссии NO_x ;

- точка 6 получена увеличением УОВ, благодаря которому КПД двигателя можно увеличить на 3 %, что приведет к заметному снижению

расхода топлива, но при этом, в связи с увеличением максимального давления сгорания, а следовательно, и максимальной температуры в цилиндре, неизбежно возрастут выбросы NO_x . Такой вариант представляет интерес в тех случаях, где планируется использование технологий с внешней обработкой ОГ;

- точка 6' получена уменьшением УОВ, при котором можно достичь существенного снижения выбросов NO_x в ущерб экономичности дизеля. В таком случае фазы газораспределения и коэффициент избытка воздуха также требуют некоторых изменений.

Исходя из результатов данных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Использование двухступенчатой системы турбонаддува исследуемого двигателя при π_k до 4,5 дает незначительный эффект по улучшению его экономических и экологических показателей, несмотря на то что КПД такой системы несколько выше чем одноступенчатой.

2. Цикл Миллера при одновременном изменении ряда параметров (особенно давления наддува) дает заметное снижение выбросов NO_x , а в ряде вариантов — и снижение расхода топлива.

3. Уменьшение перекрытия клапанов дает, как и при переходе к двухступенчатому турбонаддуву, некоторое улучшение по экономичности несмотря на небольшое повышение температуры ОГ.

Таким образом, анализ приведенной траектории изменения параметров двигателя показывает, что для оптимизации рабочего процесса форсированного СОД целесообразно применение цикла Миллера с увеличением давления воздуха на впуске путем использования двухступенчатого наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха с одновременной корректировкой фаз газораспределения и УОВ.

Заключение

Рассмотренные экспериментальные и аналитические исследования показывают, что последовательная и групповая манипуляция факторами, наиболее сильно влияющими на рабочий процесс форсированного среднеоборотного двигателя, могут привести к синергетическому эффекту, который в итоге способствует одновременному улучшению экономических и экологических показателей рабочего процесса. Ре-

зультаты данных исследований рекомендованы к внедрению на перспективных моделях двигателей производства АО «Коломенский завод».

Для оценки прогнозируемого эффекта от применяемых модификаций СОД следует воздерживаться от простого сложения частных результатов от изменения параметров, получен-

ных при использовании каждого из них отдельно, поскольку влияние изменения одного из них накладывается на характер изменения других. Таким образом, требуется решение комплексной задачи по нахождению оптимального пакета настроек взаимовлияющих на параметры дизеля.

Литература

- [1] Рыжов В.А. *Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздухообеспечения*. Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2018, 325 с.
- [2] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. *Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV-14. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, 2013, 784 с.
- [3] Рыжов В.А., Шатров М.Г., Ионин В.Е., Варшавский А.А. Улучшение экологических показателей среднеоборотного дизельного двигателя путем применения трехфазной подачи топлива. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 3 (768), с. 66–76.
- [4] Рыжов В.А. Топливная система импульсного действия для среднеоборотного дизеля. *Локомотив*, 1999, № 8 (512), с. 30–31.
- [5] Сан Гарольд Хуэйминь, Чжао Бень, Ху Леон, И Джеймс Джеймс, Кертис Эрик Уоррен, Чжан Цзичжун. *Сопловой аппарат турбины с изменяемой геометрией и способ его работы*. Патент № 2709901 С2 РФ, МПК F01D 17/16, 2019, Форд Глобал Текнолоджиз, ЛЛК (US).
- [6] Пунда А.С., Гурьев Ю.Г. Использование регулируемого турбонаддува для оптимизации рабочих процессов главных судовых двигателей при длительной работе на малых мощностях. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2017, т. 9, № 6, с. 1291–1299. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-6-1291-1299>
- [7] Рыжов В.А., Печенин В.В. Совершенствование дизелей 16Д49 дизель-дизельных агрегатов 1ДДА12000 кораблей корвет проекта 20380. *Двигателестроение*, 2014, № 1 (255), с. 12–19.
- [8] Поварков И.Л., Рыжов В.А., Калугин М.Е., Журавлев А.Н. Совершенствование системы воздухообеспечения тепловозных дизелей. *Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта*, 2023, т. 82, № 1, с. 25–35. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-25-35>
- [9] Рыжов В.А., Кнелыц В.Ф. и др. Оптимизация системы турбонаддува для новой платформы двигателей Д500 Коломенского завода. *Конгресс СИМАС: сб. докл. Хельсинки*, 2016, докл. № 290, 30 с.
- [10] Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Марков В.А. и др. Использование водотопливных эмульсий в автомобильных и судовых дизелях. *АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо*, 2018, т. 17, № 10, с. 440–448.
- [11] Варшавский А.А., Ионин В.Е. Топливные системы среднеоборотных дизелей и их особенности. *160 лет Коломенскому заводу и 120 лет дизелестроению в Коломне. Матер. науч.-практ. конф., посв. 160-летию образования АО «Коломенский завод» ТМХ*. Москва, МПУ, 2023, с. 61–73.
- [12] Ryzhov V.A. Multi-stage fuel injection as a method to reduce toxic emissions of uprated medium-speed diesel engine. *International Journal of Pharmaceutical Research*, 2020, vol. 12, no. 3, pp. 1476–1478. <https://doi.org/10.31838/ijpr/2020.12.03.215>
- [13] Живлюк Г.Е., Петров А.П. Техническое обеспечение для соответствия судовых энергетических установок новым требованиям 2021 г. по выбросам оксидов азота. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 2020, т. 12, № 1, с. 122–138. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2020-12-1-122-138>
- [14] Чуб Т.В. *Рециркуляция отработавших газов судового дизель-генератора как средство снижения выбросов оксидов азота*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2000, 21 с.
- [15] Альтернативные топлива (материалы конгресса СИМАС-2016). *Двигателестроение*, 2019, № 4 (278), с. 38–57.
- [16] Основные тенденции и приоритеты развития мирового двигателестроения (материалы конгресса СИМАС-2016). *Двигателестроение*, 2016, № 4 (266), с. 35–60.
- [17] Рыжов В.А., Исянов В.Р. Разработка и создание двигателя нового типоразмерного ряда 12ЛДГ500 (12ЧН26,5/31) для магистрального тепловоза. *Вестник института проблем естественных монополий: техника железных дорог*, 2016, № 1 (33), с. 50–55.

- [18] Кнелъц В.Ф., Матисен А.Б. Принципы и особенности построения систем воздухообеспечения на двигателях производства АО «Коломенский завод». *Машиностроение: сетевой электронный научный журнал*, 2022, т. 9, № 4, с. 3–9. <https://doi.org/10.24892/RIJIE/20220401>
- [19] Романов А.В., Скоморовский С.А. (сост.) Эволюция показателей работы современных среднеоборотных дизелей. *Неделя науки Санкт-Петербургского государственного морского технического университета: сб. матер. конф.* 2022, № 3–2.

References

- [1] Ryzhov V.A. *Sovershenstvovanie kharakteristik forsirovannykh sredneoborotnykh dvigateley dvoynogo naznacheniya sredstvami toplivopodachi i vozdukhosnabzheniya* [Improving the characteristics of forced medium-speed dual-purpose engines by means of fuel supply and air supply]. Diss. Dr. Moscow, 2018, 325 p. (In Russ.).
- [2] Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. et al. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV-14. Dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Mechanical engineering. Encyclopedia. Vol. IV-14. Internal combustion engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013, 784 p. (In Russ.).
- [3] Ryzhov V.A., Shatrov M.G., Ionin V.E., Varshavsky A.A. Improving ecological performance of a medium-speed diesel engine by introducing the three-phase fuel supply. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 3, pp. 66–76. (In Russ.).
- [4] Ryzhov V.A. Pulse fuel system for medium-speed diesel. *Lokomotiv*, 1999, no. 8 (512), pp. 30–31. (In Russ.).
- [5] San Garold Khueymyn', Chzhao Ben', Khu Leon, I Dzheyms Dzheyms, Kertis Erik Uorren, Chzhan Tszichzhun. *Soplovoyy apparat turbiny s izmenyaemoy geometriey i sposob ego raboty* [The turbine nozzle unit with variable geometry and the way it works]. Patent no. 2709901 C2 RF, MPK F01D 17/16, 2019, Ford Global Teknolodzhiz, LLK (US). (In Russ.).
- [6] Punda A.S., Gur'ev Yu.G. The use of controlled turbocharging to optimize the work processes of the main marine engines during long-term operation at low power. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2017, vol. 9, no. 6, pp. 1291–1299. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2017-9-6-1291-1299>
- [7] Ryzhov V.A., Pechenin V.V. Improvements in type 16Д49 diesel engines powering type 1ДДА12000 two-engine propulsion unit used in series 20380 corvette. *Engines Construction*, 2014, no. 1 (255), pp. 12–19. (In Russ.).
- [8] Povarkov I.L., Ryzhov V.A., Kalugin M.E., Zhuravlev A.N. Improvement of the air supply system for diesel locomotives. *Russian railway science journal*, 2023, vol. 82, no. 1, pp. 25–35. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-25-35>
- [9] Ryzhov V.A., Knelts V.F. et al. Optimization of the turbocharging system for the Kolomna Plant's new D500 engine platform. *CIMAC Congress: collection of documents*. Helsinki, 2016, dokl. no. 290, 30 p.
- [10] Savastenko A.A., Savastenko E.A., Markov V.A. et al. Using water-fuel emulsions in automobile and ship diesel engines. *Autogas filling complex+alternative fuel*, 2018, vol. 17, no. 10, pp. 440–448. (In Russ.).
- [11] Varshavskiy A.A., Ionin V.E. Fuel systems of medium-speed diesels and their features. *160 let Kolomenskomu zavodu i 120 let dizelestroeniyu v Kolomne. Mater. nauch.-prakt. konf., posv. 160-letiyu obrazovaniya AO "Kolomenskiy zavod" TMKh* [The Kolomna Plant is 160 years old and the diesel industry in Kolomna is 120 years old. Materials Scientific and practical conference dedicated to the 160th anniversary of the formation of JSC Kolomenskoye Zavod TMH]. Moscow, MPU Publ., 2023, pp. 61–73. (In Russ.).
- [12] Ryzhov V.A. Multi-stage fuel injection as a method to reduce toxic emissions of uprated medium-speed diesel engine. *International Journal of Pharmaceutical Research*, 2020, vol. 12, no. 3, pp. 1476–1478. <https://doi.org/10.31838/ijpr/2020.12.03.215>
- [13] Zhivlyuk G.E., Petrov A.P. Technical support for ship power plants compliance with the new requirements for nitrogen oxide emissions in 2021. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*, 2020, vol. 12, no. 1, pp. 122–138. (In Russ.). <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2020-12-1-122-138>
- [14] Chub T.V. *Retsirkulyatsiya otrabotavshikh gazov sudovogo dizel' — generatora kak sredstvo snizheniya vybrosov oksidov azota* [Recirculation of exhaust gases from a marine diesel generator as a means of reducing nitrogen oxide emissions]. Abs. Diss. Ph. D. Moscow, 2000, 21 p. (In Russ.).
- [15] Methanol as engine fuel (based on CIMAC papers). *Engines Construction*, 2019, no. 4 (278), pp. 38–57. (In Russ.).
- [16] Main trends and priorities in the development of the global engine industry (proceedings of the CIMAC-2016 Congress). *Engines Construction*, 2016, no. 4 (266), pp. 35–60. (In Russ.).

- [17] Ryzhov V.A., Isyanov V.R. Development and creation of the new series 4-stroke engine 12LDG500 (26.5/31) for the main diesel locomotive. *Railway equipment*, 2016, no. 1 (33), pp. 50–55. (In Russ.).
- [18] Knel'ts V.F., Matisen A.B. Design principles and specifics of air supply systems used in the engines produced by JSC Kolomensky zavod. *Russian Internet Journal of Industrial Engineering*, 2022, vol. 9, no. 4, pp. 3–9. (In Russ.). <https://doi.org/10.24892/RIJIE/20220401>
- [19] Romanov A.V., Skomorovsky S.A. (eds.) Evolution of performance indicators of modern medium-speed diesels. *Nedelya nauki Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnicheskogo universiteta: sb. mater. konf.* [Science Week of St. Petersburg State Maritime Technical University: collection of conference materials]. 2022, no. 3–2. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 31.01.2025

Сведения об авторах

Рыжов Валерий Александрович — доктор технических наук, заслуженный конструктор РФ, руководитель направления по развитию дизелестроения АО «Коломенский завод», Московская обл., Коломна, Российская Федерация. E-mail: vaierijkornneev587@gmail.com

Ионин Владимир Евгеньевич — аспирант кафедры «Теплотехника и автотракторные двигатели» Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ); старший преподаватель кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», Коломенского института (филиала) Московского политехнического университета; инженер-конструктор ООО «ИЦД ТМХ», Московская обл., Коломна, Российская Федерация. E-mail: vladimirionin777@gmail.com

Information about the authors

Ryzhov Valery Alexandrovich — Dr. Sci. (Eng.), Honored Designer of the Russian Federation, Head of the Department of Development of Diesel Engineering, JSC “Kolomensky Zavod”, Moscow region, Kolomna, Russian Federation. E-mail: vaierijkornneev587@gmail.com

Ionin Vladimir Evgenievich — Postgraduate, Department of Thermal Engineering and Automotive Engines, Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI); Senior Lecturer, Department of Internal Combustion Engines, Kolomna Institute (Branch), Moscow Polytechnic University; Design Engineer, LLC “ICD TMH”, Moscow region, Kolomna, Russian Federation. E-mail: vladimirionin777@gmail.com

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Рыжов В.А., Ионин В.Е. Перспективные направления по совершенствованию рабочего процесса среднеоборотных дизелей. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 3–13.

Citation:

Ryzhov V.A., Ionin V.E. Promising approaches to improving the working process of the medium-speed diesel engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 3–13. (In Russ.).

УДК 536.7

Модифицированный однопоточный нестационарный метод получения тепловых характеристик высококомпактных поверхностей теплообмена

К.С. Егоров, Л.В. Степанова

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

Modified single-flow nonstationary method to obtain thermal characteristics of the highly compact heat exchange surfaces

K.S. Egorov, L.V. Stepanova

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Однопоточный нестационарный метод может быть применен для получения тепловых характеристик различных высококомпактных поверхностей теплообмена в рамках импортозамещения. Такие поверхности широко могут быть использованы в транспорте (маслоохладители, воздухоохладители) и энергетике. В работе представлен модифицированный однопоточный нестационарный метод, в котором для получения достоверных результатов используются два способа обработки эксперимента — непосредственного наложения кривых и способом Локка по максимальному наклону кривой температуры. Также показано небольшое влияние на точность теплового эксперимента «неидеальности» ступеньки входной температуры потока газа. Для исследования поверхностей теплообмена однопоточным нестационарным методом применен экспериментальный стенд МГТУ им. Н.Э. Баумана, работающий по замкнутому контуру с малоинерционным нихромовым нагревателем и медным термометром сопротивления. Для пластинчато-ребристой поверхности МВТУ № 10 с шахматным расположением ребер получены экспериментальные зависимости в виде $Nu = f(Re)$ и $Eu = f(Re)$ в диапазоне чисел Рейнольдса от 300 до 600.

Ключевые слова: однопоточный нестационарный метод, высококомпактная поверхность теплообмена, воздухоохладитель, маслоохладитель, коэффициент теплоотдачи, гидравлическое сопротивление, теплообменный аппарат, теплогидравлическая характеристика

The single-flow nonstationary method could be introduced to obtain thermal characteristics of various highly compact heat exchange surfaces within the framework of import substitution. Such surfaces could be widely used in transport (oil coolers and air coolers) and power engineering. The paper presents a modified single-flow nonstationary method, which applies two techniques of the experiment processing to obtain the reliable results: direct superposition of the curves and the Locke method for the maximum slope of a temperature curve. Besides, it shows a slight effect of “non-ideality” in the gas flow inlet temperature step on the thermal experiment accuracy. To study the heat exchange surfaces by the single-flow nonstationary method, the study used the experimental bench at the Bauman Moscow State Technical University operating in a closed loop with low-inertia nichrome heater and copper resistance thermometer. For the MVTU No. 10 plate-finned surface with the staggered arrangement of fins, experimental dependences were obtained in the form of $Nu = f(Re)$ and $Eu = f(Re)$ in the Reynolds number range from 300 to 600.

Keywords: single-flow nonstationary method, highly compact heat exchange surface, air cooler, oil cooler, heat transfer coefficient, hydraulic resistance, heat exchanger, thermal-hydraulic characteristic

Введение

Однопоточный нестационарный метод [1–7] можно применять для получения тепловых характеристик различных, в том числе высококомпактных (коэффициент компактности лежит в пределах от 2000 до 5000 м⁻¹) поверхностей теплообмена. Эти пластинчатые и пластинчато-ребристые поверхности теплообмена применяют в различных отраслях энергетики и транспорта в теплообменниках для охлаждения масла [8], газов [9] и т. д. Это является актуальной задачей, так как позволяет импортозаместить такие поверхности и теплообменные аппараты различного назначения. Преимущество данного однопоточного метода — отсутствие другой (паровой или водяной среды [10]), что позволяет серьезно упростить экспериментальное исследование таких поверхностей. Однако этот косвенный метод требует тщательного и аккуратного проведения эксперимента и серьезного теоретического обоснования и подготовки исследований. В этой работе рассмотрены основные особенности получения тепловых характеристик поверхностей теплообмена с применением однопоточного нестационарного метода и даны практические рекомендации проведению экспериментов.

Описание экспериментального стенда

Схема экспериментального стенда представлена на рис. 1. Стенд имеет замкнутый контур. Он состоит из теплообменника для отвода теплоты 6, нагревателя 1 для моделирова-

ния «ступеньки» температуры, расходомерной стандартной диафрагмы 8 для измерения расхода¹, испытываемой модели теплообменной поверхности 3, вентилятора 5. В процессе эксперимента измеряются следующие параметры: температуры перед моделью 2 и расходомерной диафрагмой 7 термодарами типа хромель-капель, температура за моделью измеряется медным термометром сопротивления 4, выполненной из проволоки типа ПЭВ-2 диаметром 0,06 мм. Термометр сопротивления подключен по двухпроводной схеме к мосту МО-62. Статические давления перед моделью теплообменной поверхности и диафрагмой, перепад давлений на расходомерной диафрагме измеряют с помощью датчиков фирмы Honeywell. Нагреватель выполнен из нихромовой проволоки диаметром 0,1 мм. Снятие данных осуществляли с помощью аналого-цифрового преобразователя “National Instruments” М-6259. Перепад давлений на теплообменной поверхности измеряли микроманометром МКВ-250-0,02.

Фотография теплообменной поверхности МВТУ № 10 представлена на рис. 2. Для испытаний была выбрана теплообменная поверхность пластинчато-ребристого типа с шахматным расположением ребра. На рис. 3, а представлена фотография пластины теплообменной поверхности без разделительной стенки и на рис. 3, б даны ее геометрические размеры.

¹ ГОСТ 8.586.1–2005 (ИСО 5167–1:2003). Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Часть 1. Принцип метода измерений и общие требования.

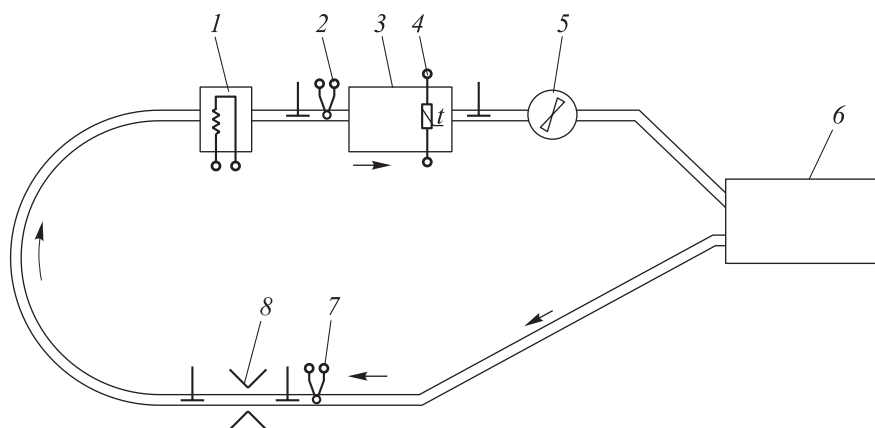
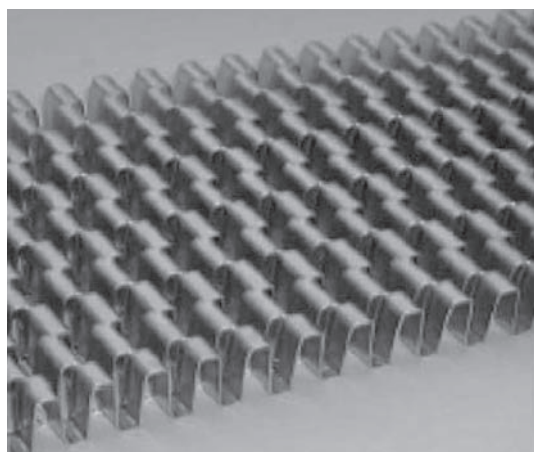


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:

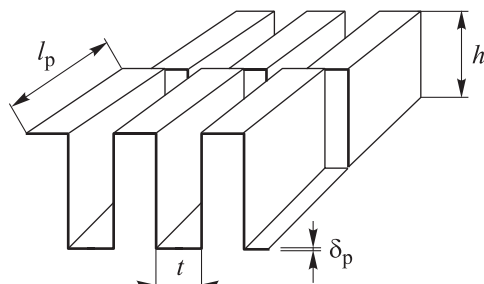
1 — нагреватель; 2 — термодар; 3 — модель теплообменной поверхности; 4 — термометр сопротивления; 5 — вентилятор; 6 — теплообменник; 7 — термодар; 8 — расходомерная диафрагма; ⊥ — отбор давления



Рис. 2. Фотография исследуемой теплообменной поверхности



a



б

Рис. 3. Фотография пластины теплообменной поверхности (*a*) и ее геометрические размеры (*б*):
 l_p — длина ребра в направлении потока; t — шаг ребер; h — высота теплообменной поверхности;
 δ_p — толщина листа теплообменной поверхности

Характеристики исследуемой теплообменной поверхности представлены ниже.

Характеристики теплообменной поверхности

Материал	12ХН10Т
Масса, кг	0,427
Габариты (длина×ширина×высота), м	0,0615×0,0862×0,083
Площадь фронта сечения матрицы $F_{фр}$, м ²	$7,155 \cdot 10^{-3}$
Площадь проходного сечения матрицы $F_{ж}$, м ²	$6,128 \cdot 10^{-3}$
Площадь поперечного сечения матрицы F_m , м ²	$1,027 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент компактности, м ⁻¹	1926
Шаг ребер t , м	$2,008 \cdot 10^{-3}$
Высота поверхности h , м	$2,008 \cdot 10^{-3}$
Толщина листа δ_p , м	$1,03 \cdot 10^{-4}$
Длина ребра в направлении потока l_p , м	$5,0 \cdot 10^{-3}$
Площадь поверхности F , м ²	0,8476
Гидравлический диаметр d_p , м	$1,778 \cdot 10^{-3}$
Объем матрицы V , м ³	$4,4 \cdot 10^{-4}$

Результаты экспериментов и их обработка

На экспериментальном стенде были проведены эксперименты в диапазоне числе Рейнольдса от 300 до 600. Изменение расхода осуществлялось изменением частоты вращения вентилятора с помощью статистического преобразователя частоты APATOR AMD-S00N223.

По результатам экспериментов находятся зависимости чисел Эйлера (Eu) и Нуссельта (Nu) в зависимости от числа Рейнольдса.

Число Рейнольдса вычисляется следующим образом:

$$Re = \frac{G \rho_b d_r}{\mu_b},$$

где G — массовый расход, кг/с; ρ_b — плотность воздуха в испытываемой матрице, кг/м³; d_r — гидравлический диаметр, м; μ_b — динамическая вязкость воздуха, Па·с.

Число Эйлера:

$$Eu = \frac{\Delta p l_p}{\rho_b c^2},$$

где Δp — перепад давлений на испытываемой матрице, Па; l_p — длина ребра в направлении потока, м; c — скорость воздуха в живом сечении матрицы, м/с.

Обработка теплового эксперимента заключается в получении коэффициента теплоотдачи по изменению температуры за матрицей, которая измеряется с использованием малоинерционного термометра сопротивления. В этом случае определяют безразмерное число переноса теплоты N_{tu} :

$$N_{tu} = \frac{\alpha F}{G C_p},$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °C); F — площадь поверхности теплообмена, м²; C_p — массовая теплоемкость воздуха, Дж/(кг · °C).

В общем случае температура на выходе из испытываемой матрицы теплообменной поверхности является функцией не только N_{tu} , но и зависит от параметра безразмерной продольной теплопроводности:

$$\lambda = \frac{\lambda_m F_m}{L G C_p},$$

где λ_m — теплопроводность модели, Вт/(м · °C); F_m — площадь поперечного сечения матрицы, м²; L — длина модели, м.

Число переноса теплоты N_{tu} можно найти двумя способами — по непосредственному наложению кривых [11] или способом Локка по максимальному углу наклона [12].

В этой статье рассмотрены оба метода. Важным является вопрос о «неидеальности» ступеньки температуры [11, 13–18]. Как показано в работе [13], различие максимального угла наклона при «идеальной» ступеньке и при экспоненциальной функции температуры зависит от конкретных значений числа переноса теплоты N_{tu} и безразмерного параметра продольной теплопроводности λ . Различие уменьшается с уменьшением λ и с увеличением N_{tu} . В экспериментах, проведенных в данной работе, диапазон изменения λ составляет от 0,005 до 0,02, что соответствует различию менее 0,1 %. Это позволяет не учитывать инерционность нагревателя и использовать решение для «идеальной» ступеньки.

График обработки эксперимента методом наложения кривых представлен на рис. 4.

По оси абсцисс отложено безразмерное время:

$$\Psi = \frac{\alpha F \tau}{m C},$$

где τ — время, с; m — масса матрицы теплообменной поверхности, кг; C — массовая теплоемкость материала теплообменной поверхности, Дж/(кг · °C).

По оси ординат — относительная температура:

$$\theta = \frac{t - t_n}{t_k - t_n},$$

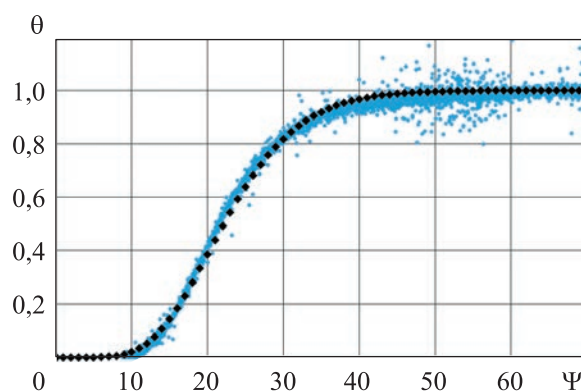


Рис. 4. Получение безразмерного числа переноса теплоты N_{tu} методом наложения кривых: • экспериментальные данные; ♦ теоретическая кривая температуры при $N_{tu} = 23$

где t — текущая температура воздуха на выходе из теплообменной поверхности, °C; t_n — начальная температура (до включения нагревателя), °C; t_k — конечная температура (после включения нагревателя, когда температура воздуха не изменяется с течением времени), °C.

Расход воздуха составлял $G = 0,013$ кг/с, значение числа Рейнольдса $Re = 292,5$. Кривая с точностью до 4,3 % совпадает экспериментальными данными.

Вариант обработки по максимальному углу наклона кривой представлен на рис. 5.

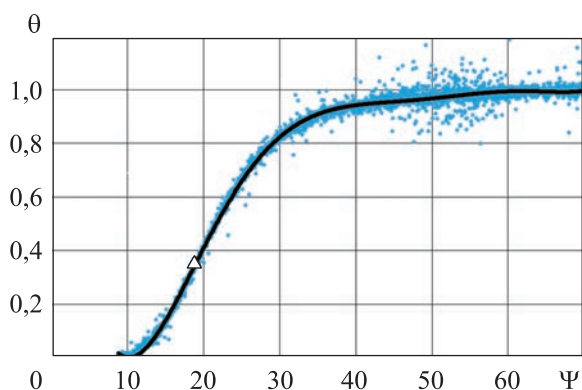


Рис. 5. Получение безразмерного числа переноса теплоты N_{tu} методом максимального наклона:
• экспериментальные данные; — аппроксимирующая кривая — полином 6-й степени, полученный методом наименьших квадратов; Δ точка перегиба (максимального угла наклона), $\Psi_{\max} = 18,5$, максимальный наклон $N_{\max} = 1,291$

В этом случае экспериментальная кривая аппроксимируется полиномом 6-й степени по методу наименьших квадратов:

$$\theta = a_1 + a_2\Psi + a_3\Psi^2 + a_4\Psi^3 + a_5\Psi^4 + a_6\Psi^5 + a_7\Psi^6,$$

где $a_1 = 1,56$; $a_2 = -1,27 \cdot 10^{-3}$; $a_3 = 3,45 \cdot 10^{-2}$; $a_4 = -3,96 \cdot 10^{-1}$; $a_5 = 2,37 \cdot 10^{-5}$; $a_6 = -2,20 \cdot 10^{-7}$; $a_7 = 8,11 \cdot 10^{-10}$.

Точка максимума определяется по точке перегиба функции θ , т. е. точке, в которой 2-я производная равна нулю:

$$\theta'' = 2a_3 + 6a_4\Psi + 12a_5\Psi^2 + 20a_6\Psi^3 + 30a_7\Psi^4 = 0.$$

Решение этого уравнения осуществлялось методом Ньютона [19]. В результате было получено $\Psi_{\max} = 18,5$.

Максимальный угол наклона находят подстановкой $\Psi_{\max}$ в выражение для первой производной θ' :

$$\theta' = N_{\max} = a_2 + 2a_3\Psi + 3a_4\Psi^2 + 4a_5\Psi^3 + 5a_6\Psi^4 + 6a_7\Psi^5 = 1,291.$$

Расчеты по компьютерной программе, написанной на языке Fortran [4, 11, 13], позволили определить $N_{tu} = 25,5$ по максимальному углу наклона $N_{\max} = 1,291$ и коэффициенту продольной теплопроводности $\lambda = 0,018$. Видно, что значения N_{tu} , определенные согласно двум методам обработки эксперимента, получились достаточно близкими. Окончательное значение N_{tu} находят по среднему значению двух методов обработки теплового эксперимента.

Коэффициент теплоотдачи вычисляют по формуле

$$\alpha = \frac{N_{tu}GC_p}{F}.$$

Число Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha d_r}{\lambda_b},$$

где λ_b — теплопроводность воздуха, Вт/(м · °C).

Результаты экспериментов в виде зависимостей $Nu = f(Re)$ и $Eu = f(Re)$ представлены на рис. 6 и 7. Зависимости получены в хорошо известном виде [10, 20]: $Eu = A Re^{-n}$, $Nu = B Re^m$, где $A = 427,6$; $m = -1,22$; $B = 1,32$; $n = 0,56$.

Характерным размером для расчета числа Рейнольдса принят гидравлический диаметр теплообменной поверхности $d_r = 0,008$ м. Для вычисления критерия Эйлера Eu используется не гидравлический диаметр d_r , а длина ребра в направлении потока l_p . Оценка неопределен-

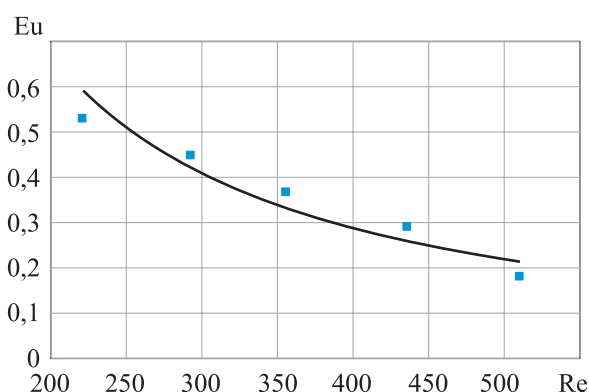


Рис. 6. Зависимость $Eu = f(Re)$ для поверхности МВТУ № 10:

■ экспериментальные данные; — зависимость $Eu = 427,6 Re^{-1,22}$

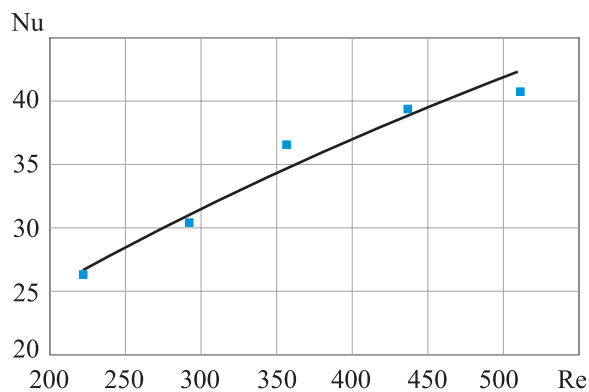


Рис. 7. Зависимость $Nu = f(Re)$ для поверхности МВТУ № 10:

■ экспериментальные данные; — зависимость $Nu = 1,32Re^{0,56}$

ности для числа Eu составила 6,8 %, а для числа Нуссельта Nu — 11,4 %².

Заключение. В работе получены критерийные зависимости в виде $Eu = f(Re)$ и $Nu = f(Re)$ для пластинчато-ребристой поверхнос-

² ГОСТ 34100.3–2017/ISO/IEC Guide 98–3:2008. Неопределенность измерения. Часть 3. Руководство по выражению неопределенности измерения.

ти МВТУ № 10. Для получения коэффициента теплоотдачи использовали однопоточный нестационарный метод. Важным результатом является получение тепловых характеристик поверхности с помощью двух разных методов обработки — методом непосредственного наложения кривых и методом максимального наклона, результаты в двух случаях являются достаточно близкими. Это позволяет использовать в дальнейшем только один из методов, если другой окажется неприменим. Например, известно, что метод максимального наклона сложно использовать при значениях Nu в пределах от 2 до 3 из-за излома теоретического решения [4, 11].

Также важным результатом является то, что была учтена продольная теплопроводность и отклонения входной температуры от идеальной «ступеньки».

Таким образом, в статье показана возможность в дальнейшем с помощью модифицированного однопоточного нестационарного метода надежно получать тепловые характеристики высококомпактных теплообменных поверхностей, которые могут быть использованы в энергетике и транспорте.

Литература

- [1] Łapiński A., Śmierciew K., Zou H., Butrymowicz D. Measurement of Heat Transfer and Flow Resistance for a Packed Bed of Horticultural Products with the Implementation of a Single Blow Technique. *Processes*, 2021, no. 9 (12), art. 2151, pp. 1–19. <https://doi.org/10.3390/pr9122151>
- [2] Sim Yoon S., Wen-Jei Yang. New performance-evaluation analyses on heat transfer surfaces by single-blow technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1987, no. 30 (8), pp. 1587–1594. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90303-6](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(87)90303-6)
- [3] Kohlmayr G.F. Synthesis of the step-change single-blow transient temperature response. *Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)*, 1971, no. 22, pp. 724–736. <https://doi.org/10.1007/BF01587768>
- [4] Howard C.P. The Single Blow Problem Including the Effects of Longitudinal Conduction. *ASME Paper*, 1964, no. 64-GT2-11, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1115/64-GTP-11>
- [5] Schumann T.E.W. Heat transfer. A liquid flowing through a porous prism. *Journal of Franklin Institute*, 1929, no. 208, pp. 405–416. [https://doi.org/10.1016/S0016-0032\(29\)91186-8](https://doi.org/10.1016/S0016-0032(29)91186-8)
- [6] Пуччи Р.Ф., Хоуард К.-П., Пирсолл К.Х. Однопоточный нестационарный метод исследования компактных теплообменных поверхностей. *Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. А: Энергетические машины и установки*. Москва, Мир, 1967, № 1, с. 38–50.
- [7] Luo X., Roetzel W. The single-blow transient testing technique for plate-fin heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, no. 44 (19), pp. 3745–3753. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00019-9](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00019-9)
- [8] Гиззатуллина А.Ф., Байметова Е.С., Хвалько М.Е., Армянин А.Ю. Параметрические исследования вынужденного конвективного теплообмена системы охлаждения. *Химическая физика и мезоскопия*, 2021, т. 23, № 4, с. 393–402. <https://doi.org/10.15350/17270529.2021.4.35>
- [9] Арбеков А.Н., Леонтьев А.И. Развитие космических газотурбинных установок в работах В.Л. Самсонова. *Труды МАИ*, 2011, № 43, с. 1–12. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=24713> (дата обращения 15.12.2024).
- [10] Kays W.M., London A.L. *Compact Heat Exchangers*. New York, Krieger Pub Co., 1997, 335 p.

- [11] Egorov K.S., Krylov V.I., Stepanova L.V., Fedorenko A.E. Calculation of the Maximum Slope Angles of the Temperature Curve for the Single-Flow Non-Stationary Method of Deriving the Thermal Characteristics of Heat Transfer Surfaces. *Measurement Techniques*, 2017, no. 60, pp. 1–6. <https://doi.org/10.1007/s11018-017-1293-1>
- [12] Locke G.L. *Heat transfer and flow friction characteristics of porous solids*. Stanford University, Department of mechanical engineering, 1950, TR no. 10, 424 p.
- [13] Егоров К.С., Степанова Л.В. Аналитическое решение для оценки инерционности нагревателя однопоточного нестационарного стенда теплообмена. *Будущее машиностроения России. XV Всерос. конф. молодых ученых и специалистов (с международным участием): сб. тез.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023, т. 2, с. 10–12.
- [14] Liang C., Yang Wen-Jei. Modified Single-Blow Technique for Performance Evaluation on Heat Transfer Surfaces. *Journal of Heat Transfer*, 1975, vol. 97, no. 1, pp. 16–21. <https://doi.org/10.1115/1.3450280>
- [15] Luo X., Roetzel W. Theoretical study on the single-blow testing technique considering lateral heat resistance of fins in plate-fin heat exchangers. *Heat Transfer Science and Technology*. Beijing, Higher Education Press, 2000, pp. 691–696.
- [16] Kohlmayr G.F. Exact maximum slopes for transient matrix heat-transfer testing. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1966, no. 9 (7), pp. 671–680.
- [17] Kohlmayr G.F. Extension of the maximum slope method to arbitrary upstream fluid temperature changes. *Journal of Heat Transfer*, 1967, no. 90 (1), pp. 130–134.
- [18] Kohlmayr G.F. An indirect curve matching method for transient matrix heat-transfer testing in the low NTU-range. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1968, no. 11 (3), pp. 567–581.
- [19] Калиткин Н.Н. Численные методы. Санкт-Петербург, БХВ-Петербург, 2011, 592 с.
- [20] Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. *Пластинчатые и спиральные теплообменники*. Москва, Машиностроение, 1973, 288 с.

References

- [1] Łapiński A., Śmierciew K., Zou H., Butrymowicz D. Measurement of Heat Transfer and Flow Resistance for a Packed Bed of Horticultural Products with the Implementation of a Single Blow Technique. *Processes*, 2021, no. 9 (12), art. 2151, pp. 1–19. <https://doi.org/10.3390/pr9122151>
- [2] Sim Yoon S., Wen-Jei Yang. New performance-evaluation analyses on heat transfer surfaces by single-blow technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1987, no. 30 (8), pp. 1587–1594. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90303-6](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(87)90303-6)
- [3] Kohlmayr G.F. Synthesis of the step-change single-blow transient temperature response. *Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)*, 1971, no. 22, pp. 724–736. <https://doi.org/10.1007/BF01587768>
- [4] Howard C.P. The Single Blow Problem Including the Effects of Longitudinal Conduction. *ASME Paper*, 1964, no. 64-GT2-11, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1115/64-GTP-11>
- [5] Schumann T.E.W. Heat transfer. A liquid flowing through a porous prism. *Journal of Franklin Institute*, 1929, no. 208, pp. 405–416. [https://doi.org/10.1016/s0016-0032\(29\)91186-8](https://doi.org/10.1016/s0016-0032(29)91186-8)
- [6] Puchchi R.F., Khouard K-P., Pirsoll K.X. A single-flow non-stationary method for studying compact heat exchange surfaces. *Trudy amerikanskogo obshchestva inzhenerov-mekhanikov. Ser. A: Energeticheskie mashiny i ustanovki* [Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers. Ser. A: Energy machines and Installations]. Moscow, Mir Publ., 1967, no. 1, pp. 38–50. (In Russ.).
- [7] Luo X., Roetzel W. The single-blow transient testing technique for plate-fin heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, no. 44 (19), pp. 3745–3753. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00019-9](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00019-9)
- [8] Gizzatullina A.F., Baymetova E.S., Khval'ko M.E., Armanyan A.Yu. Parametric study of convective heat exchange in cooling system. *Chemical physics and mesoscopy*, 2021, vol. 23, no. 4, pp. 393–402. (In Russ.). <https://doi.org/10.15350/17270529.2021.4.35>
- [9] Arbekov A.N., Leont'ev A.I. The development of space gas turbine installations in the works of V.L. Samsonov. *Trudy MAI*, 2011, no. 43, pp. 1–12. (In Russ.). Available at: <https://trudymai.ru/published.php?ID=24713> (accessed December 15, 2024).
- [10] Kays W.M., London A.L. *Compact Heat Exchangers*. New York, Krieger Pub Co., 1997, 335 p.
- [11] Egorov K.S., Krylov V.I., Stepanova L.V., Fedorenko A.E. Calculation of the Maximum Slope Angles of the Temperature Curve for the Single-Flow Non-Stationary Method of Deriving the Thermal Characteristics of Heat Transfer Surfaces. *Measurement Techniques*, 2017, no. 60, pp. 1–6. <https://doi.org/10.1007/s11018-017-1293-1>

- [12] Locke G.L. *Heat transfer and flow friction characteristics of porous solids*. Stanford University, Department of mechanical engineering, 1950, TR no. 10, 424 p.
- [13] Egorov K.S., Stepanova L.V. An analytical solution for evaluating the inertia of a heater in a single-flow non-stationary heat exchange stand. *Budushchee mashinostroeniya Rossii. XV Vseros. konf. molodykh uchenykh i spetsialistov (s mezhdunarodnym uchastiem): sb. tez.* [Future of Russian engineering. XV All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (with international participation): collection of theses]. Moscow, BMSTU Press, 2023, vol. 2, pp. 10–12. (In Russ.).
- [14] Liang C., Yang Wen-Jei. Modified Single-Blow Technique for Performance Evaluation on Heat Transfer Surfaces. *Journal of Heat Transfer*, 1975, vol. 97, no. 1, pp. 16–21. <https://doi.org/10.1115/1.3450280>
- [15] Luo X., Roetzel W. Theoretical study on the single-blow testing technique considering lateral heat resistance of fins in plate-fin heat exchangers. *Heat Transfer Science and Technology*. Beijing, Higher Education Press, 2000, pp. 691–696.
- [16] Kohlmayr G.F. Exact maximum slopes for transient matrix heat-transfer testing. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1966, no. 9 (7), pp. 671–680.
- [17] Kohlmayr G.F. Extension of the maximum slope method to arbitrary upstream fluid temperature changes. *Journal of Heat Transfer*, 1967, no. 90 (1), pp. 130–134.
- [18] Kohlmayr G.F. An indirect curve matching method for transient matrix heat-transfer testing in the low NTU-range. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1968, no. 11 (3), pp. 567–581.
- [19] Kalitkin N.N. *Numerical methods*. St. Petersburg, BHV-Petersburg Publ., 2011, 592 p.
- [20] Baranovskiy N.V., Kovalenko L.M., Yastrebenetskiy A.R. *Plastinchatye i spiral'nye teploobmenniki* [Plate and spiral heat exchangers]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973, 288 p. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 08.02.2025

Сведения об авторах

Егоров Кирилл Сергеевич — кандидат технических наук, доцент, кафедры «Теплофизика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. SPIN-код: 5503-4995, ORCID: 0000-0002-1240-8738. E-mail: egorovks@bmstu.ru

Степанова Лариса Валерьевна — кандидат биологических наук, доцент, кафедры «Английский язык для машиностроительных специальностей», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. SPIN-код: 8565-6610, ORCID: 0000-0001-8162-7793. E-mail: stepanovalv@bmstu.ru

Information about the authors

Egorov Kirill Sergeevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Thermal Physics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. SPIN-code: 5503-4995, ORCID: 0000-0002-1240-8738. E-mail: egorovks@bmstu.ru

Stepanova Larisa Valerievna — Ph. D. (Biology), Associate Professor, Department of English for Mechanical Engineering Specialties, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. SPIN-code: 8565-6610, ORCID: 0000-0001-8162-7793. E-mail: stepanovalv@bmstu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Егоров К.С., Степанова Л.В. Модифицированный однопоточный нестационарный метод получения тепловых характеристик высококомпактных поверхностей теплообмена. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 14–21.

Citation:

Egorov K.S., Stepanova L.V. Modified single-flow nonstationary method to obtain thermal characteristics of the highly compact heat exchange surfaces. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 14–21. (In Russ.).

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.436

Повышение степени сжатия в автомобильных дизелях: анализ взаимного влияния эффективных показателей рабочего процесса и прочностных характеристик

И.Ф. Гумеров

Научно-технический центр ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны,
Республика Татарстан, Российская Федерация

Increasing compression ratio in the automobile diesel engines: analyzing mutual influence of the efficient performance indicators and the strength characteristics

I.F. Gumerov

R&D Center, PJSC KAMAZ, Naberezhnye Chelny,
Republic of Tatarstan, Russian Federation

Исследовано влияние изменения степени сжатия на эффективные показатели двигателя внутреннего сгорания, включая показатели процессов сгорания и теплопередачи. Особое внимание уделено прочностным свойствам материалов, из которых изготовлены компоненты двигателя, а также их способности выдерживать повышенные механические и тепловые нагрузки. Предложена методология повышения энергоэффективности двигателя с алгоритмом ступенчатого подбора степени сжатия и оценкой прочностных характеристик двигателя. Апробация методологии проведена в рядном шестицилиндровом двигателе КАМАЗ-910. В рамках проведенных исследовательских работ определены оптимальные значения степени сжатия, которые обеспечивают высокую эффективность и экономичность двигателя в эксплуатации, а также надежную работу двигателя на протяжении всего ресурса автомобиля.

Ключевые слова: дизельный двигатель, цилиндропоршневая группа, рабочий процесс, степень сжатия, давление сгорания, эффективный КПД, удельный расход топлива, надежность и ресурс

The paper studies the compression ratio alteration influence on the efficiency indicators of an internal combustion engine, including those of the combustion and heat transfer processes. It pays particular attention to the strength properties of materials used in the engine components manufacture, as well as to their ability to withstand the increased mechanical and temperature loads. The paper proposes a methodology of increasing the engine power efficiency using an algorithm of the compression rate stepwise selection and assessment of the engine strength characteristics. The methodology was tested using the KAMAZ-910 in-line six-cylinder engine. Within the frames of the research work, optimal values of the compression ratio were determined. They ensured high efficiency and economy of the engine in operation, as well as the engine reliable operation throughout the entire vehicle service life.

Keywords: diesel engine, cylinder-piston group, working process, compression ratio, combustion pressure, effective efficiency, specific fuel consumption, reliability and service life

Введение

Двигатели с воспламенением от сжатия (дизели) служат неотъемлемой частью многих отраслей промышленности и транспорта. Они обеспечивают высокие эффективность и экономичность в эксплуатации автотранспорта. Одно из основных направлений достижения высокоэффективного КПД дизеля (особо актуальная на сегодня задача в двигателестроении) — оптимизация рабочего процесса, и в частности подбор степени сжатия. Эффективное сгорание достигается при высоких степенях сжатия, что способствует уменьшению расхода топлива, но требует баланса между эффективными показателями и прочностными характеристиками двигателя. В данной статье приведены результаты подбора степени сжатия для современного дизеля с анализом влияния на эффективные показатели и показатели надежности, а также представлен разработанный алгоритм подбора степени сжатия.

Понятие степени сжатия и эффективности показателей рабочего процесса

Эффективные показатели двигателя (мощность, крутящий момент, КПД и минимальный удельный расход топлива) в значительной степени зависят от степени совершенства рабочего процесса. Повышение эффективности преобразования топлива за счет оптимизации рабочего процесса двигателя является актуальной задачей двигателестроения. Степень сжатия — важный структурный параметр, который существенно влияет на тепловую эффективность. Степень сжатия в дизелях определяется отношением полного объема цилиндра в нижней мертвой точке к объему камеры сгорания поршня:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c},$$

где $V_a = V_h + V_c$; V_h — рабочий объем цилиндра; V_c — объем камеры сгорания.

Степень сжатия влияет на эффективные показатели двигателя, такие как мощность M_e , крутящий момент N_e , расход топлива g_e ,

$$g_e = \frac{3600}{H_u \eta_m \eta_i} \quad (*)$$

(H_u — низшая теплота сгорания топлива; η_m — механический КПД; η_i — индикаторный КПД) и максимальное давление цикла

$$p_z = \lambda p_c,$$

где p_z — максимальное давление цикла; λ — степень повышения давления; p_c — давление в конце сжатия.

Отмечается, что уменьшение степени сжатия позволяет снизить механическую и тепловую нагрузку двигателя, в том числе за счет снижения максимального давления рабочего тела в камере сгорания. Однако данное решение отрицательно влияет на эффективный удельный расход топлива.

Приоритетным направлением развития мирового автопрома является повышение эффективности грузоперевозок. Одна из самых наукоемких технологий в реализации данной цели — увеличение эффективности двигателя и, как следствие, увеличение эффективного КПД η_e двигателя. Оптимизация рабочего процесса двигателя, в том числе благодаря подбору степени сжатия ε , позволяет повысить эффективные показатели. Однако существует и предельное значение степени сжатия, начиная с которого дальнейшее повышение эффективных показателей невозможно без изменения других параметров рабочего процесса.

Теоретическую зависимость эффективного КПД можно выразить через индикаторный КПД. Поскольку η_i зависит от степени сжатия,

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n'-1}};$$

формулу для η_e можно преобразовать в зависимость от индикаторного КПД η_i и механического КПД η_m :

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n'-1}}\right) \eta_m,$$

где n' — опытная константа, зависящая от типа двигателя и режима его работы, $n' < k = \frac{C_p}{C_v}$

(k — показатель адиабаты; C_p — теплоемкость при постоянном давлении; C_v — теплоемкость при постоянном объеме).

Также, учитывая тенденции по ужесточению норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами коммерческих автомобилей, можно утверждать, что увеличение степени сжатия в конечном счете играет только положительную роль в разрезе перспективных требований

по сокращению выбросов CO_2 . Эффективное горение дизельного топлива зависит от давления и температуры сжатого воздуха в камере сгорания, а также от испаряемости топлива [1]. Но повышение степени сжатия приводит к увеличению максимального давления и жесткости сгорания топлива, что может повлечь за собой сокращение срока службы комплектующих двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Соответственно, требуется переработка конструкции деталей с точки зрения обеспечения прочностных характеристик. Особо стоит отметить наиболее нагруженные узлы двигателя, цилиндропоршневую и кривошипно-шатунную группы, на которые повышение показателей давления и температуры сгорания оказывают наибольшее влияние.

Обзор ранее проведенных исследований

Оценке влияния степени сжатия на эффективные показатели посвящено множество работ как отечественных, так и зарубежных ученых. Так, в работе М.Д. Гарипова, Г.Р. Назмутдинова и Р.Ю. Сакулина «Расчетное исследование влияния степени сжатия на эффективные показатели дизельного двигателя» [2] в качестве объекта исследования был выбран четырехтактный дизельный двигатель Д-65Н со степенью сжатия 17,3. Расчеты осуществлялись в системе имитационного моделирования ДВС «Альбея», результаты были сопоставлены и представлены в виде графиков, показывающих зависимость эффективного КПД от степени сжатия.

На основе графиков авторами были сделаны выводы, что с уменьшением объема камеры сгорания (и, следовательно, с увеличением степени сжатия) индикаторный КПД будет расти с незначительным падением при $\varepsilon = 20$. Рекомендуется снизить степень сжатия до значений 12,5...15,0, поскольку это уменьшит нагрузки на конструкцию двигателя и увеличит ресурс деталей без улучшения показателей топливной экономичности.

В работе А.В. Наумова, А.А. Малоземова, В.С. Кукис и Р.Р. Гимазетдинова «Снижение механической и тепловой напряженности первичного конвертированного тракторного дизеля в составе многофункционального энерготехнологического комплекса» [3] была поставлена цель подтвердить целесообразность снижения степени сжатия для уменьшения механической

и тепловой напряженности без ухудшения показателей топливной экономичности, что противоречит формуле для определения эффективного удельного расхода топлива (*).

Согласно теории ДВС, степень сжатия служит очень мощным и эффективным средством воздействия на экономические и энергетические параметры двигателя. Однако реализация автоматического управления ε остается задачей сложной как с конструкторской, так и с технологической точек зрения [4].

Из всего вышесказанного следует, что степень сжатия двигателя должна быть подобрана оптимально с точки зрения как максимальной эффективности ДВС, так и допустимого уровня теплонагруженности деталей ДВС (для обеспечения заданного ресурса) [5]. Такое решение можно реализовать ступенчатым подходом к повышению степени сжатия с сохранением минимально достаточных прочностных свойств комплектующих ДВС.

Методология ступенчатого подхода к повышению степени сжатия с оценкой прочностных характеристик комплектующих двигателей внутреннего сгорания

Для реализации ступенчатого подхода разработана поэтапная методология повышения степени сжатия, представленная в виде блок-схемы (рис. 1).

В начальной фазе процесса моделирования с опорой на глобальные тенденции и результаты исследования аналогичных двигателей по удельным мощностным показателям и применяемости определяются начальные входные параметры, включающие степень сжатия и максимальное давление сгорания в цилиндре, с целью достижения заданного уровня удельного расхода топлива [6]. Эти два ключевых параметра играют критическую роль в оценке термодинамической эффективности (КПД) ДВС и его надежности (долговечности). Первоначальные установки, основанные на этих показателях, позволяют создать качественную математическую модель для прогнозирования топливной экономичности двигателя, его поведения в различных эксплуатационных условиях, а также оптимизации его характеристик с целью повышения общей производительности и устойчивости к износу и повреждениям в процессе работы.

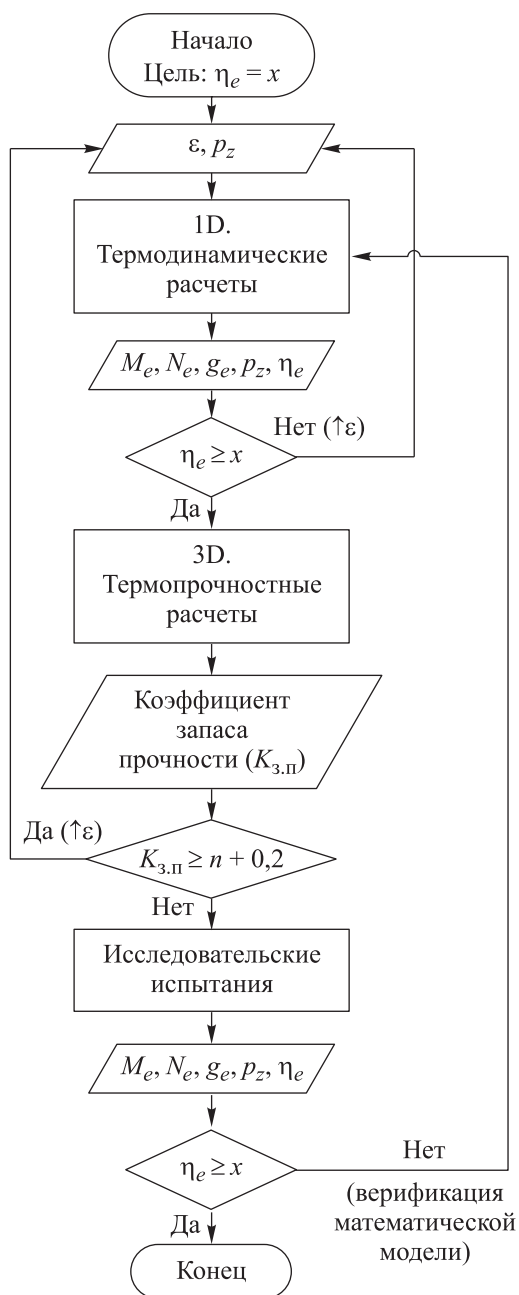


Рис. 1. Блок-схема методологии оптимизации степени сжатия:

$K_{з.п}$ — коэффициент запаса прочности; n — заданный коэффициент запаса прочности

Тепловой (или термодинамический) расчет двигателя, проводимый на первом этапе, осуществляется с использованием специализированного прикладного программного обеспечения AVL, предназначенного для численного анализа процессов в рамках одномерной постановки задачи. Моделирование системы, в данном случае рабочего процесса ДВС, представляется в виде образной схемы (рис. 2), состоя-

щей из различных функциональных моделей. Эти модели предварительно проходят верификацию на основании результатов натурных исследовательских испытаний, что гарантирует их соответствие реальным условиям и позволяет повысить точность расчетов и выводов.

Основными результатами термодинамического расчета двигателя будут такие ключевые параметры, как мощность, крутящий момент, удельный расход топлива и эффективный КПД, которые рассчитываются для заранее установленных режимов работы при частичной нагрузке, а также по внешней скоростной характеристике. Эти данные критически важны для анализа производительности двигателя и позволяют проводить всестороннюю оценку его характеристик [7–9]. На основе полученных значений можно сделать выводы о достигнутых показателях, таких как экономичность, мощность и эффективность работы, и их соответствии заданным целям.

Выходные показатели, такие как максимальная температура и давление, возникающее в процессе сгорания, играют ключевую роль в оценке механических и тепловых нагрузок, действующих на критические механизмы, системы и агрегаты ДВС. Эти параметры служат показателями рабочих условий, которые непосредственно влияют на надежность и долговечность конструкции. Анализ этих величин позволяет выявить потенциальные риски перегрева и механического износа, что, в свою очередь, способствует оптимизации проектирования двигателей, повышению их эффективности и снижению вероятности поломок в процессе эксплуатации. Именно эти выходные данные будут использоваться в дальнейших термопрочностных расчетных исследованиях.

На основе результатов расчетных исследований, касающихся соответствия количественных показателей выходных термодинамических расчетов заданным целевым параметрам, включая крутящий момент, мощность, удельный расход топлива и эффективный КПД, принимают решение относительно дальнейших действий. Эти действия могут включать в себя проведение дополнительных термопрочностных расчетных исследований для более глубокого анализа эксплуатационной надежности и долговечности системы или рассмотрение возможности дальнейшего повышения степени сжатия, что может способство-

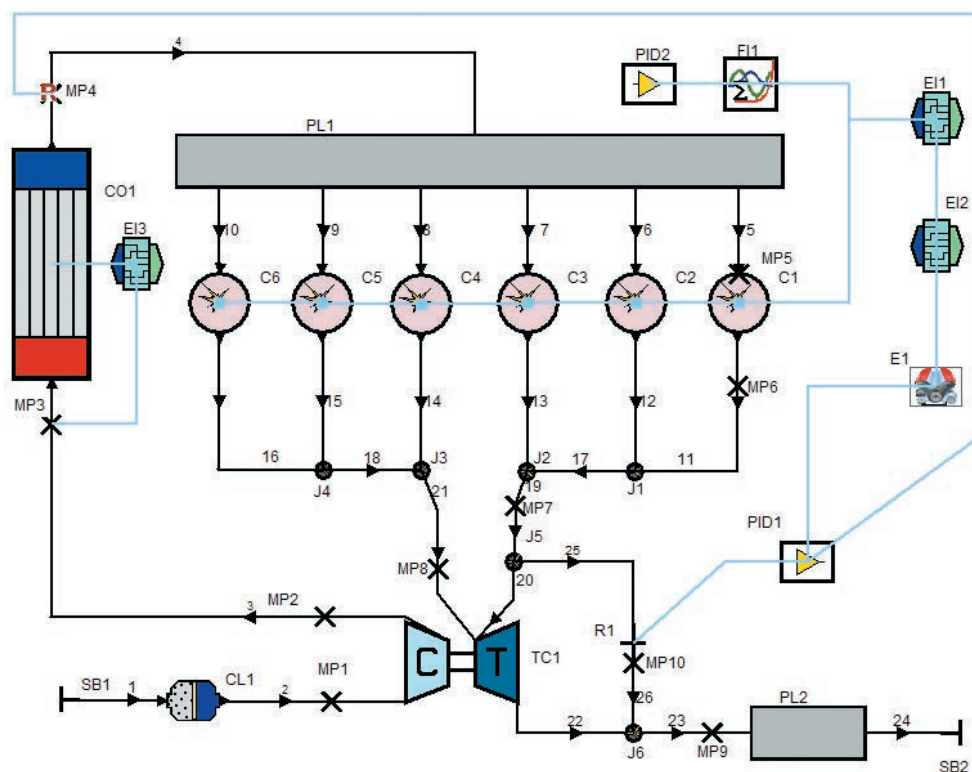


Рис. 2. Расчетная модель двигателя, выполненная с помощью прикладного программного обеспечения AVL

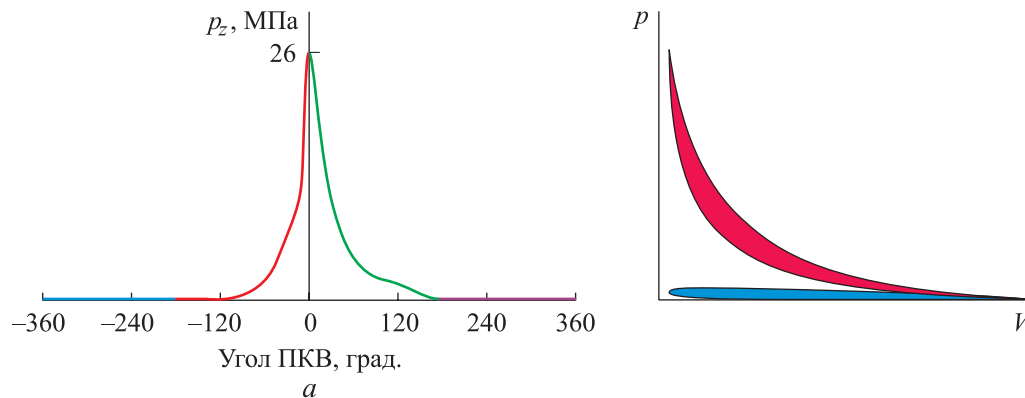


Рис. 3. Определение среднего индикаторного давления:

a — калибровка индикаторной диаграммы (— впуск (–360...–180 °); — сжатие (–180...0 °); — рабочий ход (0...180 °); — выпуск (180...360 °)) от угла ПКВ; *б* — построение pV -диаграммы (■ индикаторная работа (зона высокого давления); ■ индикаторная работа (зона низкого давления))

вать улучшению энергетической эффективности и достижению поставленных целей.

При соответствии эффективных показателей заданным целевым значениям переходят ко второму этапу, на котором исследуются прочностные характеристики корпусных деталей и механизмов ДВС. Это критически важный

этап при проведении инженерного анализа и разработке. Одним из наиболее прогрессивных методов в этой области являются трехмерные (3D) расчетные исследования, выполняемые на основе индикаторных диаграмм, полученных при одномерном моделировании рабочего процесса двигателя и по результатам исследова-

тельских стендовых испытаний (рис. 3). Индикаторные диаграммы служат графическим отображением изменений давления в цилиндре ДВС в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ), что позволяет детально анализировать рабочие процессы внутри двигателя.

Использование индикаторных диаграмм обеспечивает адекватное представление о переменных нагрузках, действующих на корпусные элементы и механизмы двигателя. В рамках 3D-моделирования проводят расчеты, учитывающие как статические [10–12], так и динамические воздействия, что позволяет глубже понять напряженно-деформированное состояние (НДС) конструктивных элементов.

Эти исследования включают детальный анализ напряжений, деформаций, а также оценку усталостной долговечности материалов корпусных деталей и механизмов двигателей с использованием метода конечных элементов. Преимущество 3D-расчетов заключается в возможности создания высокоточных моделей корпусных деталей, отражающих их реальную геометрию и материал. Эти модели подвергаются детализированным нагрузочным тестам, имитирующим эксплуатационные условия, что способствует выявлению зон концентрации напряжений и потенциальных участков износа и структурного разрушения. В результате данных расчетов можно оптимизировать конструктивные решения, улучшая прочностные характеристики и продлевая срок службы основных узлов двигателя, а также определить количественные показатели по ресурсу.

Расчетное моделирование НДС в трехмерной постановке на основе входных данных в виде индикаторных диаграмм позволяет выполнить комплексный анализ поведения материалов и конструкций в реальных эксплуатационных условиях [13]. Это становится особенно важным в современных условиях производства, где требования к надежности и долговечности техники постоянно ужесточаются. Оптимизация конструкции путем адаптации результатов расчетов к реальным условиям эксплуатации ведет к увеличению эффективности и долговечности двигателей, а также к росту точности и адекватности интерпретации полученных результатов.

Основные результаты прочностных исследований корпусных деталей двигателей могут

предоставить обширную и детализированную информацию, необходимую для оценки ресурса и надежности двигателя [14, 15]. Основные выходные данные включают следующие параметры: напряжения и деформации, усталостные характеристики, температурные поля и тепловое распределение, контактные напряжения, трение и его распределение.

Для оценки выполнения требований к запасу прочности в инженерных конструкциях используют коэффициент запаса прочности, который должен находиться в определенном диапазоне с учетом запаса. Отметим, что избыток запаса прочности не только экономически нецелесообразен, но и может негативно сказываться на общей эффективности работы системы. В соответствии с разработанной методологией, целесообразно продолжать ужесточение рабочих процессов с целью оптимизации и повышения производительности двигателей. Коэффициент запаса прочности представляет собой важный параметр, который учитывает возможные отклонения в условиях эксплуатации, обеспечивая функциональную надежность и долговечность конструкций. Отсутствие адекватного запаса прочности может привести к увеличению риска отказов, в то время как его избыточное значение может свидетельствовать о неэффективном использовании ресурсов и потенциала. Таким образом, задача повышения эффективных показателей двигателей требует комплексного подхода, направленного на оптимизацию конструкции и материалов, что, в свою очередь, позволит достичь максимальной производительности без излишних затрат. Эта стратегия обеспечит соответствие современным требованиям к безопасности и экономичности, необходимым в условиях конкурентного рынка.

Увеличение степени сжатия приводит к более высокой температуре в конце такта сжатия, что, в свою очередь, увеличивает температуру газов в момент сгорания. Температура в конце такта сжатия может быть выражена следующим образом:

$$T_c = \frac{T_a}{\varepsilon^{k-1}},$$

где T_a — начальная температура; ε — степень сжатия; k — показатель адиабаты.

Высокая температура сгорания влияет на термическое состояние многих компонен-

тов двигателя, но в первую очередь на состояние поршней. Также с ростом степени сжатия увеличивается максимальное давление сгорания, что создает дополнительные механические и динамические нагрузки на компоненты ДВС. Согласно традиционной топологии кинематики цилиндропоршневой группы, первыми элементами, реагирующими на возросшее давление сгорания, являются поршень и поршневые кольца.

Максимальное давление сгорания может быть выражено следующим образом:

$$p_z = \frac{p_a}{\varepsilon^k},$$

где p_a — начальное давление; ε — степень сжатия; k — показатель адиабаты.

После проведения ряда итераций термодинамических и термпрочностных исследований наступает этап стендовых испытаний исследовательских двигателей. На данном этапе проводят всесторонние испытания, в рамках которых снимаются основные характеристики двигателя, а также ряд параметров, необходимых для детального анализа работы и эксплуатационных характеристик двигателя.

В ходе стендовых испытаний также измеряют давление внутри различных частей двигателя, такие как давление в цилиндрах, давление в системах впуска и выпуска, давление масла и охлаждающей жидкости. Температуру в различных точках двигателя, включая температуру сгорания, отработавших газов, охлаждающей жидкости и масла, отслеживают для оценки термомеханических процессов. Важным аспектом исследований является измерение расхода топлива и масел, что позволяет оценить экономичность и ресурс двигателя. Для анализа рабочего процесса двигателя снимают индикаторные диаграммы, представляющие зависимости давления от объема или от угла поворота коленчатого вала. Кроме того, анализируют выбросы вредных веществ, таких как CO , CO_2 , NO_x и CH . Этот анализ необходим для оценки экологической безопасности двигателя и его соответствия нормативным требованиям по выбросам. В совокупности такие исчерпывающие испытания позволяют получить детальную картину работы двигателя, выявить его сильные стороны и области, требующие дальнейших улучшений.

Результаты исследований

Цель исследования — определение зависимости эффективных показателей от повышения степени сжатия. Исследования включали в себя расчетные исследования и натурные испытания.

В качестве объекта исследования выбран рядный шестицилиндровый дизельный двигатель с рабочим объемом 13 л, номинальной мощностью 460 л. с. при $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$ с максимальным крутящим моментом $2400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и базовой степенью сжатия 17,5.

В рамках проведенных расчетных исследований была выполнена оценка характеристик поршней ДВС со степенью сжатия 19 и 21 с учетом различных уровней максимального давления сгорания. Целью исследования было детальное определение и анализ таких ключевых параметров, как температура во всех областях поршня, а также усталостные напряжения.

В ходе натурных экспериментов определяли эффективную мощность N_e , удельный расход g_e и эффективный КПД η_e при различных степенях сжатия ($\varepsilon = 17,5; 19$ и 21).

Экспериментальная зависимость мощности от частоты вращения представлена на рис. 4, на котором видно, что с увеличением степени сжатия от 17,5 до 19 при номинальной частоте вращения 1400 мин^{-1} мощность возросла на 24 кВт. При степенях сжатия 19 и 21 показатели мощности практически не различаются. Анализ результатов испытаний дизеля подтверждает, что при увеличении степени сжатия с 17,5 до 21 удельный эффективный расход топлива уменьшается (рис. 5).

В процессе анализа зависимости эффективного крутящего момента от мощности при различных степенях сжатия выявлено, что при увеличении ε от 17,5 до 19 эффективный крутящий момент возрастает. При сравнении степеней сжатия 19 и 21 наблюдаются небольшие различия в показателях, при этом, чем меньше степень сжатия, тем меньше нагрузка на детали.

При повышении частоты вращения (от 950 мин^{-1}) КПД достигает значений 48,2...48,75 % при $\varepsilon = 19...21$ соответственно.

На основе полученных выводов выполнен подбор оптимальной степени сжатия в зависимости от эффективного КПД η_e и удельного расхода топлива g_e (рис. 6, 7). Графики построены по полученным значениям после испытаний двигателей со степенью сжатия 17,5; 19 и 21.

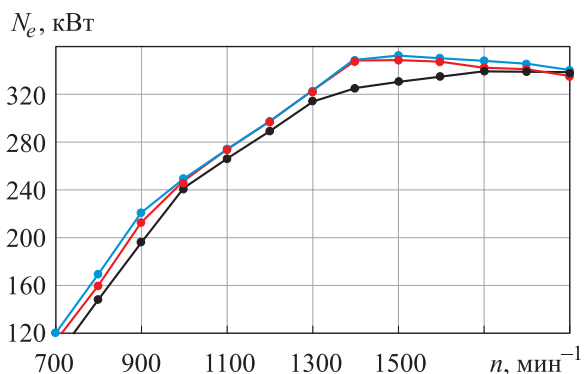


Рис. 4. Зависимость мощности от частоты вращения коленчатого вала и степени сжатия:
— $\epsilon = 17,5$; — $\epsilon = 19$; — $\epsilon = 21$

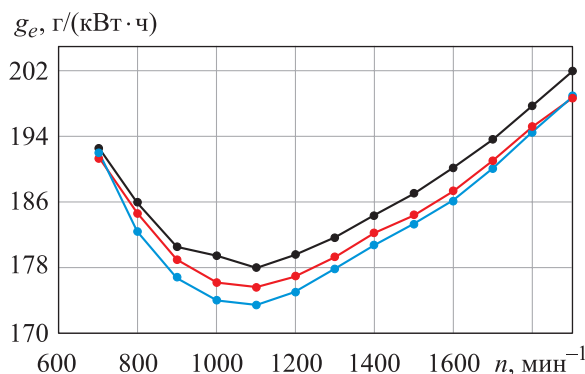


Рис. 5. Зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала и степени сжатия:
— $\epsilon = 17,5$; — $\epsilon = 19$; — $\epsilon = 21$

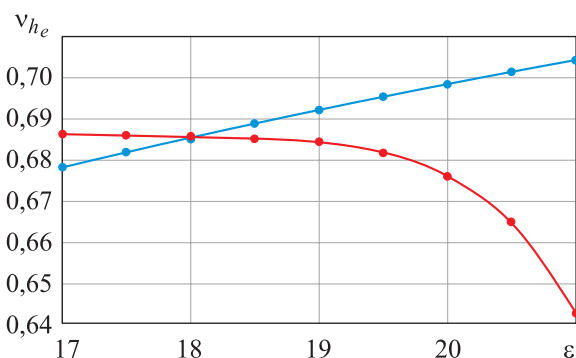


Рис. 6. Зависимость индикаторного и механического КПД от степени сжатия:
— η_i ; — η_m

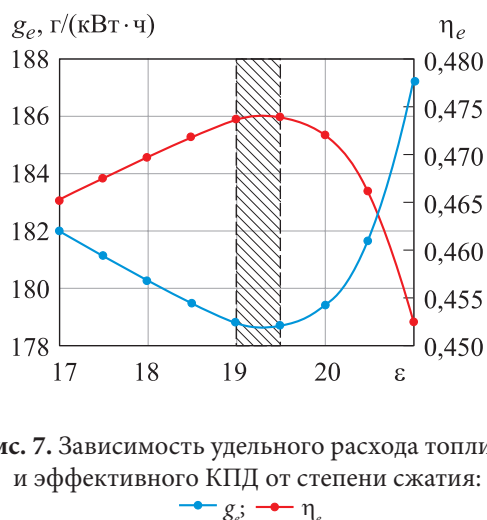


Рис. 7. Зависимость удельного расхода топлива и эффективного КПД от степени сжатия:
— g_e ; — η_e

На рис. 7 отмечена зона, в которой, согласно расчетным данным, находятся оптимальные значения степени сжатия для исследованного двигателя при ограниченных значениях максимального давления сгорания и параметров топливной аппаратуры.

С целью подтверждения надежности и работоспособности двигателя, его основных узлов и механизмов при заданных нагрузках проводят комплекс прочностных расчетных исследований с использованием как одномерного, так и трехмерного моделирования. Особое внимание уделяют расчетным исследованиям поршня, который подвергается повышенным тепловым и механическим нагрузкам, особенно при увеличении максимального давления сгорания. Для определения прочностных характеристик комплектующих деталей ДВС было проведено расчетное исследование поршня степенями сжатия 19 и 21 по оценке температуры и долговеч-

ности поршня в заданных термомеханических условиях. Температура поршня служит критическим параметром, который напрямую влияет на эффективность и долговечность поршня.

В ходе расчетных исследований была выполнена оценка температурного режима поршня, что позволило оценить конструкцию и используемые материалы, которые обеспечивают допустимый уровень температуры и способствуют более равномерному тепловому режиму (рис. 8, 9). Это, в свою очередь, значительно снижает риск возникновения дефектов. Полученные данные свидетельствуют о том, что коэффициенты усталости, определенные в ходе анализа, не только соответствуют предельным значениям, но и в большинстве случаев их превышают. Это положительный результат, поскольку превышение предельных значений усталости свидетельствует о высокой надежности и долговечности конструкции.

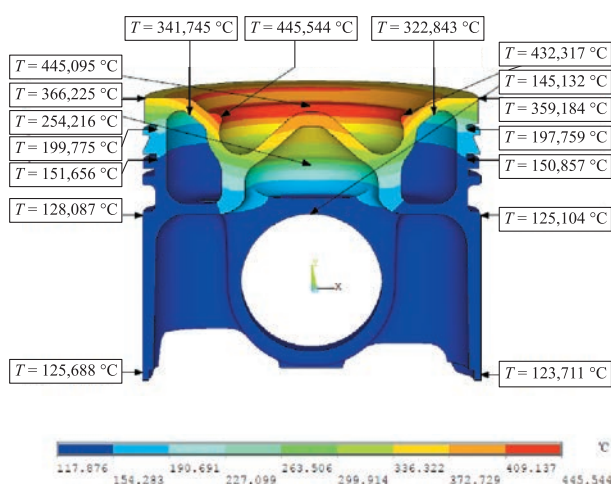


Рис. 8. Распределение температуры в поршне со степенью сжатия 19, полученное с помощью прикладного программного обеспечения Ansys

Коэффициент усталости для двигателя со степенью сжатия 19*

Камера сгорания	2,38
Первая кольцевая канавка	3,13
Галерея охлаждения	1,85
Днище поршня	1,70
Отверстие под поршневой палец	2,38
Переход юбки	2,38
Юбка	5,00

* Предельное значение коэффициента 1,3.

Коэффициент усталости для двигателя со степенью сжатия 21*

Камера сгорания	1,36
Первая кольцевая канавка	1,41
Галерея охлаждения	1,13
Днище поршня	1,41
Отверстие под поршневой палец	1,28

* Предельное значение коэффициента 1,0.

По результатам анализа полученных в ходе исследования данных можно сделать следующие выводы.

1. При увеличении степени сжатия эффективные показатели растут, в том числе и топливная экономичность. Исходя из анализа расчетных и экспериментальных данных одна единица степени сжатия в среднем снижает значение минимального удельного расхода топлива на 0,5...1,0 г/(кВт · ч), с ростом степени сжатия влияние уменьшается.

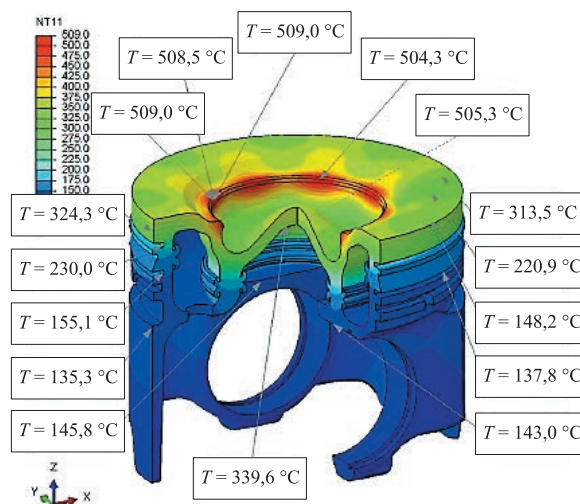


Рис. 9. Распределение температуры в поршне со степенью сжатия 21, полученное с помощью прикладного программного обеспечения Ansys

2. Дизельный двигатель со степенью сжатия 21 демонстрирует худшие прочностные характеристики по сравнению с двигателем, обладающим степенью сжатия 19. Это негативное влияние обусловлено увеличением максимального давления сгорания в первом случае при прочих равных условиях. Повышенное давление сгорания, возникающее вследствие более высокой степени сжатия, приводит к усилению механических и термических нагрузок на конструктивные элементы двигателя. В результате такие нагрузки могут превышать прочностные пределы материалов, из которых изготовлены эти элементы, что, в свою очередь, может привести к снижению надежности и долговечности эксплуатации двигателя. Поэтому важными аспектами проектирования являлись тщательный анализ прочностных свойств и выбор оптимальных параметров двигателя для обеспечения баланса эффективности и прочности. Результаты представлены в таблице.

По результатам исследовательских испытаний и расчетных исследований сформулирована экспертная зависимость: при увеличении степени сжатия на одну единицу удельный расход топлива снижается на 0,5...1,0 г/(кВт · ч), а максимальное давление сгорания увеличивается на 1,0...1,5 МПа.

Заключение

Степень сжатия является одним из ключевых параметров, значительно влияющих на эффек-

Влияние степени сжатия на показатели удельного расхода топлива и максимальное давление сгорания

Степень сжатия	Примерное снижение удельного расхода топлива, % (относительно предыдущего значения)	Примерное увеличение максимального давления сгорания, % (относительно предыдущего значения)
17,5	Базовое значение	Базовое значение
18,5	0,56	4,35
19	0,57	8,3
21	1,15	7,7

тивность работы дизельного двигателя. Определение оптимального значения этого параметра имеет критическое значение, поскольку оно непосредственно сказывается на таких критически важных характеристиках, как мощность, крутящий момент, топливная экономичность и экологические показатели работы двигателя.

Увеличение степени сжатия может привести к повышению топливной экономичности двигателя. При прочих равных условиях увеличение степени сжатия приводит к росту максимального давления сгорания. Также следует учитывать и потенциальные риски, связанные с увеличением термонагруженности, что может негативно сказаться на долговечности элементов двигателя. Таким образом, выбор степени сжатия должен основываться на детальном термодинамическом анализе, а также на оценке прочностных характеристик материала компонентов двигателя.

В рамках выполненных исследований предложена методика повышения энергоэффектив-

ности двигателя с алгоритмом подбора оптимальной степени сжатия на основе результатов расчетных исследований и натурных испытаний с учетом прочностных ограничений. Методика позволяет достичь целевых эксплуатационных показателей (топливная экономичность) и обеспечить надежность функционирования дизельного двигателя на протяжении всего времени ресурса, что является важным аспектом с учетом современных требований к колесным транспортным средствам.

Апробация методики была осуществлена в рамках исследовательских работ по развитию двигателей КАМАЗ-910, которые устанавливаются на автомобили КАМАЗ нового поколения К5. На текущий момент успешно завершено освоение серийного производства данных двигателей с улучшенными эффективными характеристиками. Особое внимание было уделено показателям расхода топлива, что позволило значительно повысить конкурентоспособность данной линейки двигателей на рынке.

Литература

- [1] Дергачев А.В., Калинин А.С. Способы повышения эффективности использования дизелей, работающих по специальным циклам. *Известия СПбГАУ*, 2019, № 4 (57). <https://doi.org/10.24411/2078-1318-2019-14116>
- [2] Гарипов М.Д., Назмутдинова Г.Р., Сакулин Р.Ю. Расчетное исследование влияния степени сжатия на эффективные показатели дизельного двигателя. *Вестник УГАТУ*, 2012, т. 16, № 2, с. 138–141. URL: <http://journal.ugatu.su/index.php/Vestnik/article/view/680/542> (дата обращения 15.11.2024).
- [3] Наумов А.В., Малоземов А.А., Кукис В.С., Гимазетдинов Р.Р. Снижение механической и тепловой напряженности первичного конвертированного тракторного дизеля в составе многофункционального энерготехнологического комплекса. *Вестник УГАТУ*, 2018, № 2 (80). URL: <http://journal.ugatu.su/index.php/Vestnik/article/view/298/156> (дата обращения 15.11.2024).
- [4] Хуциев А.И. *Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия*. Москва, Машиностроение, 1986, 104 с.
- [5] Гарипов М.Д., Сакулин Р.Ю. Влияние степени сжатия и способа регулирования нагрузки на эффективные показатели поршневых ДВС. *Ползуновский вестник*, 2006, № 4, с. 54–57.
- [6] Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. *Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов*. Челябинск, Изд-во ЮУрГУ, 2005, 403 с.
- [7] Семернин Н.А., Нармаганбетов С.А., Куралбек Г.У., Семернин А.Н. Влияние степени сжатия на основные показатели двигателя. *Механика и технологии*, 2013, № 3, с. 79–85.

- [8] Мищенко Н.И., Супрун В.Л., Юрченко Ю.В., Король В.С., Гребенюк О.В. Влияние степени сжатия на показатели двигателей. *Научно-технические аспекты развития автотранспортного комплекса. V Междунар. науч.-практ. конф.: сб. тр.* Горловка, АДИ ДОННТУ, 2019, с. 57–60.
- [9] Ханнанов М.Д., Алимгулов Э.Р., Андриянов С.М., Фардеев Л.И., Куликов А.С. Энергоэффективный двигатель для современного большегрузного автомобиля. *Союз машиностроителей России. X Нац. науч.-техн. конф.: сб. науч. тр.* Москва, Камертон, 2021, с. 5–8.
<https://doi.org/10.24412/CL-35807-2021-1-5-8>
- [10] Кузнецов А.Г., Харитонов С.В. Формирование статических характеристик дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 1 (718), с. 43–50.
<https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-1-43-50>
- [11] Milojević S., Pesic R., Davinić A., Pavlović R., Veinovic S. Influence of the compression ratio on combustion and emissions parameters of the diesel engine. *Congress Motor Vehicles V & Motors*, University of Kragujevac, Faculty of Mechanical Engineering, 2006.
- [12] Pesic R., Milojevic S. Efficiency and ecological characteristics of a VCR diesel engine. *International journal of automotive technology*, 2013, vol. 14, pp. 675–681. <https://doi.org/10.1007/s12239-013-0073-4>
- [13] Фадеев Д.Ю., Омельченко Е.А., Субботин О.В. Расчетная оценка пределов форсирования дизелей с учетом требований к выбросам вредных веществ с отработавшими газами. *Вестник СибАДИ*, 2014, № 6 (40), с. 39–44.
- [14] Мягков Л.Л., Маластовский Н.С., Дьякова Л.Н., Блинов А.С. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра высокофорсированного дизеля. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2015, № 2 (659), с. 42–52.
- [15] Ганин Н.Б., Седунов И.П. Влияние степени сжатия на политропу сжатия быстроходного дизеля. *Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова*, 2013, № 5 (21), с. 27–34.

References

- [1] Dergachev A.V., Kalinin A.S. Ways to increase the efficiency of diesel engines operating on special cycles. *Izvestiya SPbGAU*, 2019, no. 4 (57). (In Russ.). <https://doi.org/10.24411/2078-1318-2019-14116>
- [2] Garipov M.D., Nazmutdinova G.R., Sakulin R.Yu. Numerical study of compression ratio influence on effective parameters of diesel engine. *Vestnik UGATU*, 2012, vol. 16, no. 2, pp. 138–141. (In Russ.). Available at: <http://journal.ugatu.su/index.php/Vestnik/article/view/680/542> (accessed November 15, 2024).
- [3] Naumov A.V., Malozemov A.A., Kukis V.S., Gimazetdinov R.R. Decrease of primary converted tractor diesel mechanical and thermal stress in multifunctional energy-technological complex. *Vestnik UGATU*, 2018, no. 2 (80). (In Russ.). Available at: <http://journal.ugatu.su/index.php/Vestnik/article/view/298/156> (accessed November 15, 2024).
- [4] Khutsiev A.I. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya s reguliruemym protsessom szhatiya* [Internal combustion engines with a controlled compression process]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986, 104 p. (In Russ.).
- [5] Garipov M.D., Sakulin R.Yu. The influence of the compression ratio and the method of load regulation on the effective performance of reciprocating internal combustion engines. *Polzunovskiy vestnik*, 2006, no. 4, pp. 54–57. (In Russ.).
- [6] Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klement'ev V.V. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: teoriya, modelirovanie i raschet protsessov* [Internal combustion engines: theory, modeling and calculation of processes]. Chelyabinsk, YuUrGU Publ., 2005, 403 p. (In Russ.).
- [7] Semernin N.A., Narmaganbetov S.A., Kuralbek G.U., Semernin A.N. Impact degree of compression for major engine indicators. *Mekhanika i tekhnologii*, 2013, no. 3, pp. 79–85. (In Russ.).
- [8] Mishchenko N.I., Suprun V.L., Yurchenko Yu.V., Korol' V.S., Grebenyuk O.V. Methodology optimization phases of distribution gases in combustion engine. *Nauchno-tekhnicheskie aspekty razvitiya avtotransportnogo kompleksa. V Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: sb. tr.* [Scientific and technical aspects of the development of the motor transport complex. V International Scientific and Practical Conference]. Gorlovka, ADI DONNTU Publ., 2019, pp. 57–60. (In Russ.).
- [9] Khannanov M.D., Alimgulov E.R., Andriyanov S.M., Fardeev L.I., Kulikov A.S. Energy-efficient engine for a modern heavy-duty vehicle. *Soyuz mashinostroiteley Rossii. Nats. nauch.-tekhn. konf.* [Union of Machine Builders of Russia. National Scientific and Technical Conference]. Moscow, Kamerton Publ., 2021, pp. 5–8. (In Russ.). <https://doi.org/10.24412/CL-35807-2021-1-5-8>
- [10] Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V. Formation of static characteristics of a diesel engine. *BMSTU journal of mechanical engineering*, 2020, no. 1 (718), pp. 43–50. (In Russ.).
<https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-1-43-50>

- [11] Milojević S., Pesic R., Davinić A., Pavlović R., Veinovic S. Influence of the compression ratio on combustion and emissions parameters of the diesel engine. *Congress Motor Vehicles V & Motors*, University of Kragujevac, Faculty of Mechanical Engineering, 2006.
- [12] Pesic R., Milojevic S. Efficiency and ecological characteristics of a VCR diesel engine. *International journal of automotive technology*, 2013, vol. 14, pp. 675–681. <https://doi.org/10.1007/s12239-013-0073-4>
- [13] Fadeev D.Yu., Omel'chenko E.A., Subbotin O.V. Accounting estimate of limits of forcing diesel engines considering requirements to emissions of harmful substances with the burnt gases. *Vestnik SibADI*, 2014, no. 6 (40), pp. 39–44. (In Russ.).
- [14] Myagkov L.L., Malastovskiy N.S., D'yakova L.N., Blinov A.S. Thermal stress analysis of a high performance diesel engine cylinder head. *BMSTU journal of mechanical engineering*, 2015, no. 2 (659), pp. 42–52. (In Russ.).
- [15] Ganin N.B., Sedunov I.P. Influence of extent of compression on the polytrope of compression of the high-speed diesel. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. admirala S.O. Makarova*, 2013, no. 5 (21), pp. 27–34. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 31.01.2025

Сведения об авторе

Гумеров Ирек Флорович — первый заместитель генерального директора, исполнительный директор ПАО «КАМАЗ», Набережные Челны, Республика Татарстан, Российская Федерация.

E-mail: gumerov@kamaz.org

Information about the author

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

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гумеров И.Ф. Повышение степени сжатия в автомобильных дизелях: анализ взаимного влияния эффективных показателей рабочего процесса и прочностных характеристик. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 22–33.

Citation:

Gumerov I.F. Increasing compression ratio in the automobile diesel engines: analyzing mutual influence of the efficient performance indicators and the strength characteristics. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 22–33. (In Russ.).

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

УДК 621.438

Исследование характеристики рабочего колеса центробежного компрессора замкнутой газотурбинной установки с загнутыми вперед лопатками при выходе

Д.Р. Хорошавцев, Р.Е. Ушаков, А.Н. Арбеков

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

Study of the centrifugal compressor impeller characteristics in a closed gas turbine plant with the forward-bent blades at the outlet

D.R. Khoroshavtsev, R.E. Ushakov, A.N. Arbekov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Описан способ сохранения требуемой степени повышения давления в центробежном компрессоре автономной малоразмерной замкнутой газотурбинной установки при переходе на более легкие рабочие тела посредством изменения геометрии лопатки рабочего колеса с сохранением меридионального обвода и основных размеров. Использование легких рабочих тел, имеющих большие значения газовой постоянной, приводит к ограничению частоты вращения рабочего колеса турбины, что в одновальной замкнутой газотурбинной установке создает проблемы в получении требуемого напора центробежного компрессора. Проведен анализ влияния конструктивного угла при выходе $\beta_{2л}$ на характеристики рабочего колеса и ступени в целом путем сопоставления характеристик, полученных математическим моделированием. Представлена методика перепрофилирования существующих рабочих колес с лопатками, загнутыми против вращения при выходе, в рабочие колеса с лопатками, загнутыми по вращению. В результате анализа нескольких рабочих колес с лопаточным углом выхода $\beta_{2л} = 105^\circ$ определена оптимальная геометрия колес и построена ее характеристика. Выполнено сравнение течения в рабочих колесах центробежной ступени, полученных расчетным методом контрольных объемов. Представлены результаты экспериментальных и расчетных исследований течения в ступени, состоящей из рабочего колеса с углом выхода $\beta_{2л} = 65^\circ$, безлопаточного диффузора и выходной системы. Приведена расчетная ветвь характеристики рабочего колеса с $\beta_{2л} = 105^\circ$. Проанализировано влияние конструктивного угла при выходе на характеристики рабочего колеса и ступени в целом.

Ключевые слова: центробежный компрессор, загнутые по вращению лопатки, замкнутая газотурбинная установка, верификация расчетной модели, характеристика рабочего колеса, степень повышения давления, изоэнтропический КПД, коэффициент напора

The article describes a method for maintaining the required degree of an increase in pressure in the centrifugal compressor of an autonomous small-sized closed gas turbine plant when transferring to the lighter working fluids by changing the impeller blade geometry and ensuring the meridional bypass and main dimensions. Using the light working fluids with high values of the gas constant leads to a limitation in the turbine impeller rotation frequency creating problems in a single-shaft closed gas turbine plant in obtaining the centrifugal compressor required pressure. The article analyzes the effect of the design angle at the $\beta_{2л}$ outlet on characteristics of the impeller and the stage as a whole by comparing characteristics obtained in mathematical simulation. It presents a technique for re-profiling the existing impellers with blades bent against rotation at the outlet into impellers with the blades bent along rotation. As a result of analyzing several impellers with the blade outlet angle $\beta_{2л} = 105^\circ$, optimal geometry of the wheels is determined and its characteristic is constructed. Flow results are compared in the centrifugal stage impeller obtained by the finite element computation method. The article presents results of experimental and computation studies of the flow in a stage consisting of the impeller with the $\beta_{2л} = 65^\circ$ outlet

angle, vaneless diffuser and the outlet system. The computed branch of the impeller characteristic with $\beta_{2n} = 105^\circ$ is provided. The influence of the design angle at the outlet on the impeller and the stage characteristics as a whole is analyzed.

Keywords: centrifugal compressor, rotation bent blades, closed gas turbine plant, computation model verification, impeller characteristic, pressure increase ratio, isentropic efficiency, pressure coefficient

Введение

Актуальность темы исследования обусловлена тем, что зачастую при преобразовании малоразмерных замкнутых газотурбинных установок в ко- и тригенерационные приходится переходить на более легкие рабочие тела (аргон, неон), имеющие требуемые (низкие) температуры кипения [1]. Достижение длительного ресурса автономной работы (до 10^5 ч) приводит к необходимости ограничить частоту вращения ротора замкнутой газотурбинной установки, что негативно сказывается на получении требуемого напора компрессора [2–4]. Один из наименее затратных подходов к модернизации рабочего колеса (РК) для достижения приемлемой напорности компрессорной ступени при ограниченной частоте вращения — переход к рабочему колесу с лопатками, загнутыми по вращению при выходе. Такой подход был реализован А.Ф. Куфтовым и В.Л. Самсоновым. Представленная работа является продолжением и развитием данного подхода.

Конструктивный угол лопаток при выходе из РК во многом определяет характеристики центробежного компрессора [5–8]. Согласно уравнению Эйлера, при наличии осевого входа в РК максимальный напор при одинаковой окружной скорости при выходе будет с закруткой лопаток по вращению ($\beta_{2n} > 90^\circ$), так как

проекция абсолютной скорости в окружном направлении имеет наибольшее значение [9]. Однако в РК с лопатками, загнутыми по вращению при выходе, меньше степень реактивности и, следовательно, меньше доля работы, идущей на увеличение статического давления в РК [10, 11]. Большая часть подведенной в РК работы идет на увеличение кинетической энергии потока, преобразование которой в давление происходит в безлопаточном и лопаточном диффузорах с повышенными потерями. Это подтверждается опытом создания и эксплуатации высоконапорных центробежных насосов и вентиляторов [12, 13]. Результатом является уменьшение коэффициента полезного действия ступени и сужение диапазона устойчивой работы компрессора [14]. Данное исследование заключается в изучении влияния закрутки лопатки при выходе из РК на увеличение напорности ступени и снижение ее эффективности, что в теории может повысить эффективность всей установки в целом.

Проектирование рабочего колеса

Для сравнительного анализа было выбрано исходное РК, спроектированное для работы на криптоне, у которого лопатки загнуты против вращения при выходе и конструктивный угол составляет $\beta_{2n} = 65^\circ$. Геометрические параметры РК приведены ниже.

Геометрические параметры рабочего колеса центробежного компрессора

Наружный диаметр колеса, мм	133,5
Высота лопатки при выходе, мм	6,7
Диаметр колеса при входе, мм	28,8
Высота лопатки при входе, мм	20,15
Конструктивный угол при входе втулочный, град.	66
Конструктивный угол при входе периферийный, град.	28,75
Число лопаток РК	16
Число усеченных лопаток	8
Угол входа потока в абсолютном движении, град.	90
Угол лопатки при выходе в относительном движении, град.	65
Конструктивный угол при входе средний, град.	42,5
Угол установки лопатки при выходе, град.	45

В результате трехмерного сканирования геометрии имеющегося колеса с помощью CAD-системы SolidWorks была воссоздана его трехмерная цифровая модель. Затем в программном комплексе Design Modeler Ansys получены координаты точек лопаток РК в необходимых сечениях, которые впоследствии были экспортированы в программу BladeGen для создания параметрической модели. В последней осуществлялось варьирование конструктивных углов при выходе с сохранением формы меридионального обвода, толщины лопаток, геометрии при входе. Полученные трехмерные модели РК с различными конструктивными углами при выходе представлены на рис. 1.

В качестве объекта дальнейших исследований выбрано РК с углом при выходе $\beta_{2л} = 105^\circ$.

Расчетная оптимизация его геометрии выполнена методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS CFX. Проводилось варьирование угла установки лопатки при выходе θ_2 . Графическое изображение угла θ показано на рис. 2.

Оптимальный по напорности угол равен $\theta_2 = 52,5^\circ$, а по КПД — $\theta_2 = 55^\circ$ (рис. 3). Исследование влияния расположения усеченной (сплиттерной) лопатки в межлопаточном канале относительно основных лопаток (рис. 4) показало, что максимальные значения степени повышения полного давления и изэнтропического КПД достигаются при смещении усеченной лопатки к области повышенного давления основной лопатки на 0,020...0,025 шага основных лопаток от среднего положения.

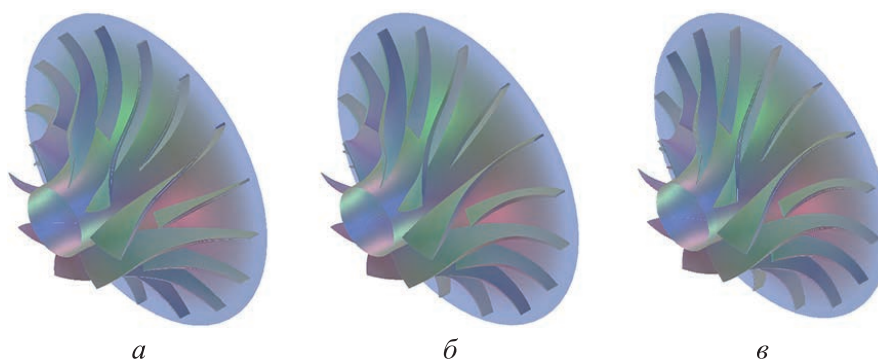


Рис. 1. Трехмерные модели РК с некоторыми конструктивными углами при выходе:

а — $\beta_{2л} = 65^\circ$; б — $\beta_{2л} = 90^\circ$; в — $\beta_{2л} = 105^\circ$

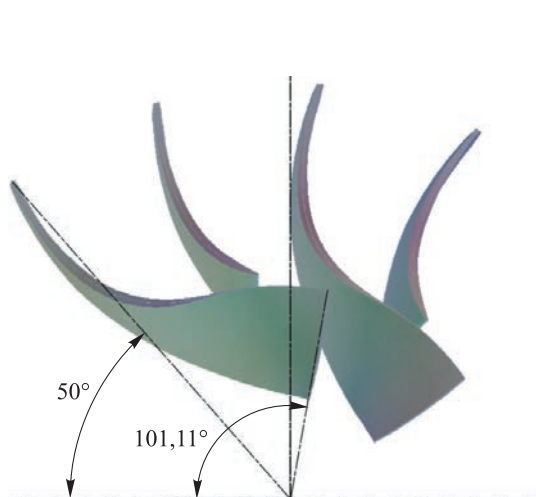


Рис. 2. Графическое изображение углов θ при входе и выходе из РК

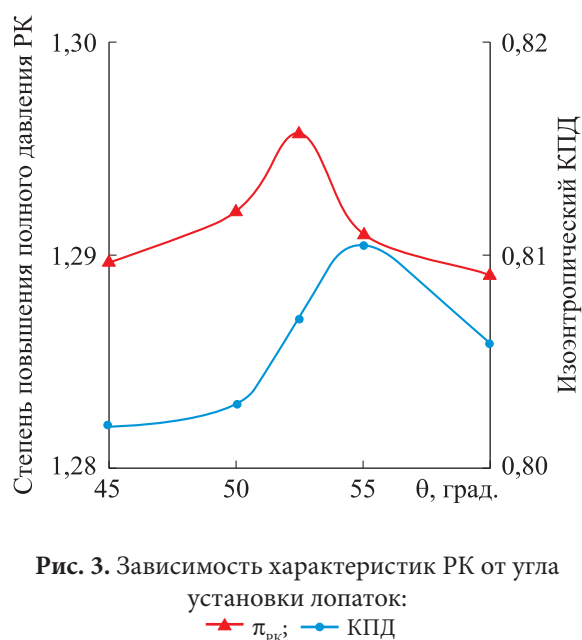


Рис. 3. Зависимость характеристик РК от угла установки лопаток:

— $\pi_{РК}$; — КПД

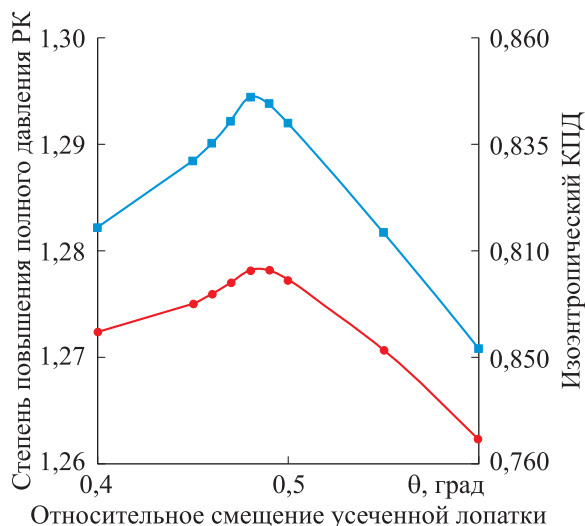


Рис. 4. Зависимость характеристик РК от относительного смещения усеченных лопаток:
— $\pi_{\text{РК}}$; — КПД

Отметим, что расчетная скорость вращения исходного РК составляет примерно $30\,000\text{ мин}^{-1}$. Однако получить экспериментальные данные для дальнейшей верификации математической модели при такой частоте вращения затруднительно из-за особенностей привода. Поэтому оптимизация проводилась на предельных для экспериментального оборудования $23\,500\text{ мин}^{-1}$.

Характеристики рабочих колес с различными углами β_2

Расчетным методом была получена напорная ветвь характеристики для РК с различными углами $\beta_{2\text{л}}$. Характеристики построены в безразмерных величинах [13], т. е. в виде зависимостей коэффициента изэнтропического напора и изэнтропического КПД от коэффициента расхода (рис. 5).

При бесконечном числе лопаток по струйной теории Эйлера:

$$H_{\text{т}}^{\infty} = U_2 C_{U2} - U_1 C_{U1},$$

где $H_{\text{т}}^{\infty}$ — теоретический коэффициент напора при бесконечном числе лопаток; U_2 — окружная скорость при выходе из РК; C_{U2} — проекция окружной скорости на окружное направление при выходе из РК; U_1 — окружная скорость при входе в РК; C_{U1} — проекция окружной скорости на окружное направление при входе в РК.

Коэффициент теоретического напора

$$\bar{H}_{\text{т}} = \frac{H_{\text{т}}}{U_2^2} \approx \frac{L_{\text{к}}}{U_2^2} \approx \frac{C_p(T_2^* - T_1^*)}{U_2^2},$$

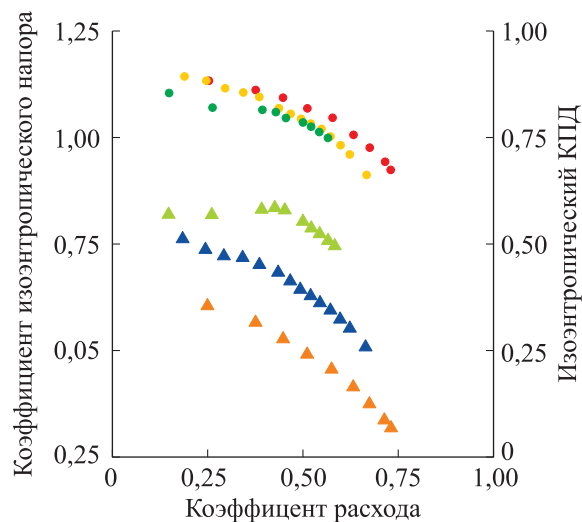


Рис. 5. Характеристика РК с различными углами β_2 :
▲ коэффициент напора при $\beta_2 = 65^\circ$; ▲ коэффициент напора при $\beta_2 = 90^\circ$; ▲ коэффициент напора при $\beta_2 = 105^\circ$;
• изэнтропический КПД при $\beta_2 = 65^\circ$; • изэнтропический КПД при $\beta_2 = 90^\circ$; • изэнтропический КПД при $\beta_2 = 105^\circ$

где $H_{\text{т}}$ — теоретический напор; $L_{\text{к}}$ — работа компрессора; C_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении; T_2^* — полная температура при выходе из РК; T_1^* — полная температура при входе в РК.

Коэффициент изэнтропического напора

$$\bar{H}^* = \frac{H^*}{U_2^2} = \frac{C_p T_1^* (\pi_{\text{РК}}^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{U_2^2},$$

где H^* — изэнтропический напор; $\pi_{\text{РК}}^*$ — степень повышения полного давления в РК; k — показатель адиабаты.

Коэффициент расхода

$$\bar{C}_{a2} = \frac{C_{a2}}{U_2} = \frac{G R T_2^*}{p_2^* F_2 U_2},$$

где C_{a2} — проекция абсолютной скорости на осевое направление при выходе из РК; G — массовый расход воздуха; R — газовая постоянная воздуха; p_2^* — полное давление при выходе из РК; F_2 — кольцевая площадь канала при выходе из РК.

КПД изэнтропический

$$\eta^* = \frac{H^*}{H_{\text{т}}}.$$

Отметим, что при коэффициенте расхода равном 0,25 коэффициент напора увеличивает-

ся на 26 %, а изоэнтропический КПД снижается на 2,5 % при увеличении угла $\beta_{2л}$ с 65° до 105°.

Методика верификации результатов численных и экспериментальных исследований

Получение характеристик РК замкнутых газотурбинных установок при задачах перепрофилирования РК с помощью прямых испытаний на экспериментальных стендах является сложной научно-технической задачей, прежде всего из-за необходимости обеспечения герметичности контура и сопоставимости размеров трехканального пневмометрического зонда с высотой рабочей лопатки при выходе из РК (2...7 мм).

Существенно упростить решение подобной задачи на этапе проектирования позволяет математическое моделирование течения в РК, реализуемое методом контрольных объемов, например, в программном обеспечении ANSYS [15, 16]. Применение прямого численного моделирования (DNS, CFD-расчетов) требует значительных вычислительных мощностей, что по затратам ресурсов и финансов сопоставимо с проведением физического эксперимента. В большинстве случаев применение методов расчета с использованием осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса (RANS CFD) наиболее предпочтительно. Однако введение в расчетные модели осреднений, влияние методов построения геометрии, расчетной сетки и, прежде всего, замыкающих систему уравнений движения потока моделей турбулентности, основанных на различных допущениях и упрощениях, и выбор граничных условий ограничивают точность решения [17, 18]. Как и для математического моделирования других задач, достижение надежных и применимых в последующем для проектирования результатов требует обязательной верификации построенной модели путем сопоставления с результатами физического эксперимента [19, 20]. В рассматриваемом случае в задаче о расчете характеристики РК одним из важнейших факторов при построении математической модели служит число включенных в расчет областей течения элементов центробежного компрессора.

Так, одним из наиболее простых вариантов является расчет характеристики собственно РК с дополнением расчетного объема области межлопаточного канала рабочего колеса и зоны успокоения потока (радиального канала) для

улучшения сходимости приводящихся расчетов. Это позволяет значительно сократить объем применяемых вычислительных мощностей или же увеличить число элементов и узлов в расчетной сетке. Данный метод показывает хорошие результаты, когда геометрия всей ступени центробежного компрессора в целом не известна до конца, не определены параметры диффузоров и выходной системы, а задача заключается в профилировании РК с заданной степенью повышения давления и наибольшим изоэнтропическим КПД колеса. Однако такой подход достаточно трудоемок при прямой экспериментальной верификации по причинам, описанным выше.

Одним из возможных вариантов формирования расчетной области при решении задачи перепрофилирования РК для существующей системы является расчет ступени в целом, при включении в нее безлопаточного и лопаточного диффузоров, радиально-осевого поворота (при наличии) и выходной системы. Очевидно, что такой подход более трудоемок на каждом из этапов подготовки и проведения расчетов. Данный метод напрямую связан с увеличенным объемом геометрических областей, большим объемом расчетной сетки, трудоемкостью при построении математической модели и задании граничных условий, а также значительных расчетных мощностей и временных затрат. Однако важнейшим достоинством данного подхода является возможность прямого сравнения результатов расчета и проведенного эксперимента, что упрощает верификацию, доводку математической модели и приводит к большей точности расчетов в целом [21–23].

Отметим при этом, что помимо описанных выше недостатков такого подхода его применение может вносить дополнительные искажения в расчет характеристики РК ввиду того факта, что при проведении физического эксперимента на интегральные характеристики ступени влияют характеристики как РК и выходной системы, так и лопаточных венцов статора, находящихся между ними, что необходимо учесть при расчете. Также необходимо иметь в виду, что характеристика лопаточного диффузора должна быть согласована с условиями выхода из РК (скорость и направление потока в абсолютном движении), в противном случае нерасчетное обтекание лопаток диффузора заметно скажется на характеристике компрессора в целом.

Во избежание необходимости согласования РК с лопаточным диффузором при перепрофилировании колеса моделирование (как математическое, так и физическое) предполагается выполнить в отсутствие лопаточного диффузора при увеличенной протяженности безлопаточного диффузора. В данной постановке в расчетные области включают РК, безлопаточный диффузор и выходную систему, что сопоставимо по объему вычислений с предыдущей постановкой и позволяет провести верификацию с помощью прямого эксперимента.

Анализ экспериментальных и расчетных данных ступени

Экспериментальные данные были получены на натурном стенде кафедры «Газотурбинные двигатели и комбинированные установки» (рис. 6). Стенд позволяет получить интегральную характеристику компрессорной ступени, т. е. предоставляет возможность измерить полное давление и полную температуру при входе, расход рабочего тела, а также полную температуру, полное и статическое давление при выходе [24]. Методика оценки погрешности экспериментальных данных описана в работе [25]. По результатам расчетов относительная погрешность измерений составила менее 1 % по напорной характеристике, 3 % по расходу и 4 % по КПД.

Была получена напорная ветвь характеристики (рис. 7). Максимальное расхождение по степени повышения полного давления составило менее 8 %, по КПД — менее 7 %.

Получена расчетная ветвь характеристики для модернизированного РК (рис. 8). Приведен

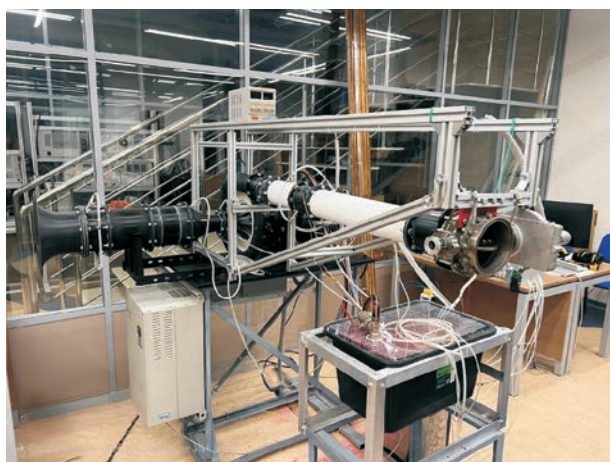


Рис. 6. Общий вид экспериментального стенда электрокомпрессора

сравнительный анализ расчетных веток для исходного и модернизированного колеса. Повышение избыточного давления составило 18,4 %, а изоэнтальпический КПД снизился на 11 %, что свидетельствует о необходимости дальнейшей оптимизации проточной части.

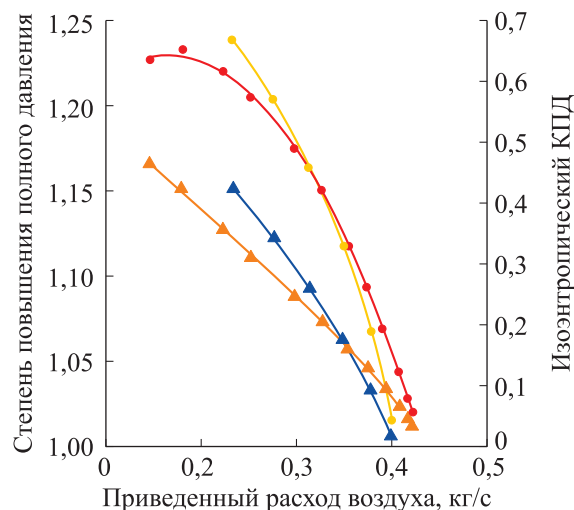


Рис. 7. Расчетная и экспериментальная напорная ветвь характеристики ступени с исходным РК и безлопаточным диффузором:

- степень повышения полного давления (расчет);
- степень повышения полного давления (эксперимент);
- изоэнтальпический КПД (расчет); — изоэнтальпический КПД (эксперимент)

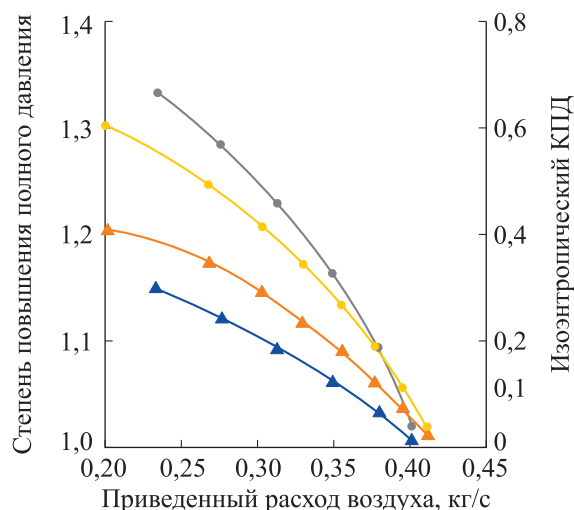


Рис. 8. Расчетная напорная ветвь характеристики ступени с исходным и модернизированным РК в компоненте с безлопаточным диффузором при частоте вращения 23 500 мин⁻¹:

- степень повышения полного давления в исходном РК,
- степень повышения полного давления модернизированного РК; — изоэнтальпический КПД для исходного РК;
- изоэнтальпический КПД для модернизированного РК

В дальнейшем планируется провести сравнительный анализ характеристик исходного и модернизированного РК на других частотах вращения. Полученные результаты дают возможность продолжить исследования РК с загнутыми по вращению лопатками при выходе в составе компрессорной ступени.

Заключение

В результате выполненной работы воссоздана трехмерная цифровая параметрическая модель РК с $\beta_{2л} = 65^\circ$, на основе которой путем оптимизации РК по углу установки лопатки при выходе и относительному смещению усеченной лопатки получена геометрия РК с $\beta_{2л} = 105^\circ$. Проведен сравнительный анализ характеристик РК с различным конструктивным углом при выхо-

де. Удалось достичь увеличения коэффициента теоретического напора на 26 % при снижении изоэнтропического КПД на 2,5 %. Выполнены расчетные и экспериментальные исследования характеристики ступени с исходным РК с безлопаточным диффузором и улиткой. Расхождение по напорности составило менее 20 %, по КПД — менее 8 %. Получена расчетная характеристика модернизированного РК. Сравнительный анализ расчета модернизированного и исходного РК демонстрирует увеличение напорности на 18,4 % и снижение изоэнтропического КПД на 11 %.

Следующим этапом данной работы будет проведение экспериментальной работы с модернизированным РК и верификация расчетной методики в области больших напорностей.

Литература

- [1] Куфтов А.Ф., Сыровкашо А.В. Профилирование проточной части рабочих колес осерадиальных компрессоров. *Известия высших учебных заведений. Авиационная техника*, 2010, № 4, с. 35–38.
- [2] Голубев С.В. и др. Испытания опытного образца модуля ЗГТЭУ $N_e = 1...3$ кВт, работающей на природном газе. *Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели. XI Всерос. межвуз. науч.-техн. конф.: тез. докл.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 119 с.
- [3] Елисеев Ю.С. и др. Перспективная ЗГТЭУ $N_e = 1...4$ кВт, работающая на органическом топливе: тезисы докладов. *Газотурбинные и комбинированные установки и двигатели. XI Всерос. межвуз. науч.-техн. конф.: тез. докл.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, с. 17–18.
- [4] Novitskiy B.B., Arbekov A.N. Calculation characteristics of centrifugal compressor operates on a mixture of gases. *ICMAR 2016: Proceedings of the 18th International Conference on the Methods of Aerophysical Research*, Russia, Perm, 2016, pp. 156–159. <https://doi.org/10.1063/1.4964031>
- [5] Бекнев В.С., Куфтов А.Ф., Тумашев Р.З. *Расчет и проектирование центробежных компрессоров ГТД*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996, 44 с.
- [6] Галеркин Ю.Б. *Турбокомпрессоры: рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части*. Москва, КХТ, 2010, 581 с.
- [7] Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. *Теория турбомашин. Основы теории турбокомпрессоров*. Санкт-Петербург, Изд-во Политехнического университета, 2013, 246 с.
- [8] Эккерт Б. *Осевые и центробежные компрессоры: применение, теория, расчет*. Москва, Машгиз, 1959, 679 с.
- [9] Абдуллах Б.Н., Варсегов В.Л., Лиманский А.С. Напорная характеристика центробежного компрессора малоразмерного турбореактивного двигателя на основе численного моделирования. *Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника*, 2020, № 62, с. 5–11. <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2020.62.01>
- [10] Соловьева О.А. и др. Математическая модель для расчета напорной характеристики рабочего колеса промышленного центробежного компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2021, № 4, с. 27–34.
- [11] Соловьева О.А., Маренина Л.Н., Дроздов А.А., Рекстин А.Ф. Разработка математической модели расчета напорной характеристики центробежного рабочего колеса. *Интеграция науки, образования, общества, производства и экономики. IX Междунар. науч.-практ. конф.: сб. ст.* Уфа, НИЦ Вестник науки, 2022, с. 20–28.
- [12] Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A. et al. An alternative method for centrifugal compressor loading factor modelling. *IOP Conference series: Materials Science and Engineering*. Institute of Physics Publishing, 2017, vol. 232, art. 012039. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/232/1/012039>
- [13] Блохина А.А., Суханов А.И., Лапшин К.Л. Исследование влияния конструктивного угла лопаток на выходе из рабочего колеса одноступенчатого центробежного компрессора на его прочност-

- ные характеристики. *Развивая энергетическую повестку будущего. Междунар. науч.-практ. конф. для представителей сообщества молодых инженеров ТЭК: сб. докл.* Санкт-Петербург, СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2021, с. 158–162.
- [14] Григорьев Л.И., Асирян А.В., Беккер А.С. Синергетические методы анализа помпажных явлений в работе центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата. *Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности*, 2019, № 9 (554), с. 36–45. [https://doi.org/10.33285/0132-2222-2019-9\(554\)-36-45](https://doi.org/10.33285/0132-2222-2019-9(554)-36-45)
- [15] Ша М., Агульник А.Б., Яковлев А.А. Влияние расчетной сетки при математическом моделировании натекания дозвукового потока на профиль перспективной лопатки с отклоняемой задней кромкой в трехмерной постановке. *Вестник Московского авиационного института*, 2017, т. 24, № 4, с. 110–121. URL: <https://mai.ru/publications/index.php?ID=86421> (дата обращения 15.12.2024).
- [16] Милешин В.И., Семенкин В.Г. Расчетное исследование влияния числа Рейнольдса на характеристики первой типовой ступени компрессора высокого давления. *Вестник Московского авиационного института*, 2018, т. 25, № 2, с. 86–98. <https://mai.ru/publications/index.php?ID=93019> (дата обращения 15.12.2024).
- [17] Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Яблоков А.М. Исследование малорасходного рабочего колеса модельной ступени 028 центробежного компрессора в программном комплексе Ansys CFX. *XLI неделя науки СПбГПУ. Науч.-практ. конф. с международным участием: сб. ст.* Санкт-Петербург, Изд-во Политехнического университета, 2012, ч. V, с. 99–100.
- [18] Яблоков А.М., Кожухов Ю.В., Лебедев А.А. Численное моделирование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора. *Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета*, 2015, № 4 (231), с. 59–69. <https://doi.org/10.5862/JEST.231.7>
- [19] Syka T., Matas R., Luňáček O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1745, art. 020059. <https://doi.org/10.1063/1.4953753>
- [20] Ivanov V. et al. Verification and Validation of CFD Modeling for Low-Flow-Coefficient Centrifugal Compressor Stages. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 181. <https://doi.org/10.3390/en15010181>
- [21] Matas R., Syka T., Hurda L. et al. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. *EPJ Web of Conferences*, 2018, vol. 180, art. 02060. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060EFM2017>
- [22] Xi G., Wang Z., Li X., Wang S. Aerodynamic design and experimental validation of centrifugal compressor impellers with small flow rate. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009*, Orlando, Florida, USA, 2009. <https://doi.org/10.1115/GT2009-59785>
- [23] Elfert M., Weber A., Wittrock D. et al. Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016*, Seoul, South Korea, 2016. <https://doi.org/10.1115/GT2016-56546>
- [24] Хорошавцев Д.Р., Ушаков Р.Е., Арбеков А.Н. Экспериментальное исследование характеристики ступени малоразмерного центробежного компрессора. *Насосы. Турбины. Системы*, 2024, № 3 (520), с. 51–58.
- [25] Новицкий Б.Б. *Разработка уточненной методики расчета характеристик центробежного компрессора на смесях газов*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2015.

References

- [1] Kuftov A.F., Syrokvasho A.V. Profiling of flow passage in axial radial-flow compressor impellers. *Russian Aeronautics*, 2010, vol. 53, no. 4, pp. 421–426. (In Russ.).
- [2] Golubev S.V. et al. Tests of the prototype of the ZGTEU $N_e = 1...3$ kW module powered by natural gas. *Gazoturbinnye i kombinirovannye ustanovki i dvigateli. XI Vseros. mezhvuz. nauch.-tekhn. konf.: tez. dokl.* [Gas turbine and combined installations and engines. XI All-Russian Interuniversity Scientific and Technical Conference abstracts]. Moscow, BMSTU Press, 2000, 119 p. (In Russ.).
- [3] Eliseev Yu.S. et al. Perspektivnaya ZGTEU $N_e = 1...4$ kVt, rabotayushchaya na organicheskom toplive: tezis dokladov. *Gazoturbinnye i kombinirovannye ustanovki i dvigateli. XI Vseros. mezhvuz. nauch.-tekhn. konf.: tez. dokl.* [Gas turbine and combined installations and engines. XI All-Russian Interuniversity Scientific and Technical Conference abstracts]. Moscow, BMSTU Press, 2000, pp. 17–18. (In Russ.).
- [4] Novitskiy B.B., Arbekov A.N. Calculation characteristics of centrifugal compressor operates on a mixture of gases. *ICMAR 2016: Proceedings of the 18th International Conference on the Methods of Aerophysical Research*, Russia, Perm, 2016, pp. 156–159. (In Russ.). <https://doi.org/10.1063/1.4964031>

- [5] Beknev V.S., Kuftov A.F., Tumashev R.Z. *Raschet i proektirovanie tsentrobezhnykh kompressorov GTD* [Calculation and design of GTD centrifugal compressors]. Moscow, BMSTU Press, 1996, 44 p. (In Russ.).
- [6] Galerkin Yu.B. *Turbokompressor: rabochiy protsess, raschet i proektirovanie protochnoy chasti* [Turbochargers: workflow, calculation and design of the flow part]. Moscow, KKhT Publ., 2010, 581 p. (In Russ.).
- [7] Galerkin Yu.B., Kozhukhov Yu.V. *Teoriya turbomashin. Osnovy teorii turbokompressorov* [Theory of turbomachines. Fundamentals of turbocharger theory]. Sankt-Petersburg, Politekhnikeskii universitet Publ., 2013, 246 p. (In Russ.).
- [8] Ekkert B. *Osevye i tsentrobezhnye kompressor: primeneniye, teoriya, raschet* [Axial and centrifugal compressors: application, theory, calculation]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959, 679 p. (In Russ.).
- [9] Abdullakh B.N., Varsegov V.L., Limanskiy A.S. Centrifugal compressor head characteristic of a micro turbojet engine based on numerical simulation. *Perm National Research Polytechnic University Aerospace Engineering*, 2020, no. 62, pp. 5–11. (In Russ.). <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2020.62.01>
- [10] Solov'eva O.A. et al. The mathematical of the loading factor characteristic of an industrial centrifugal compressor impeller. *Kompressorovaya tekhnika i pnevmatika*, 2021, no. 4, pp. 27–34. (In Russ.).
- [11] Solov'eva O.A., Marenina L.N., Drozdov A.A., Rekstin A.F. Development of a mathematical model for calculation of the loading characteristics of a centrifugal impeller. *Integratsiya nauki, obrazovaniya, obshchestva, proizvodstva i ekonomiki. IX Mezhdunar. nauch.-prakt. konf.: sb. st.* [Integration of science, education, society, production and economy. IX International Scientific and Practical Conference: collection of articles]. Ufa, NITs Vestnik nauki Publ., 2022, pp. 20–28. (In Russ.).
- [12] Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A. et al. An alternative method for centrifugal compressor loading factor modelling. *IOP Conference series: Materials Science and Engineering*. Institute of Physics Publishing, 2017, vol. 232, art. 012039. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/232/1/012039>
- [13] Blokhina A.A., Sukhanov A.I., Lapshin K.L. Investigation of the effect of the design angle of the blades at the outlet of the impeller of a single-stage centrifugal compressor on its strength characteristics. *Razvivaya energeticheskuyu povestku budushchego. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. dlya predstaviteley soobshchestva molodykh inzhenerov TEK: sb. dokl.* [Developing the energy agenda of the future. International scientific and practical conference for representatives of the community of young fuel and energy engineers: collection of reports]. Sankt-Peterburg, SPbGETU "LETT" Publ., 2021, pp. 158–162. (In Russ.).
- [14] Grigor'ev L.I., Asiryanyan A.V., Bekker A.S. Synergetic methods of surge phenomena analysis in the operation of a centrifugal compressor of a gas pumping unit. *Automation, telemechanization and communication in oil industry*, 2019, no. 9 (554), pp. 36–45. (In Russ.). [https://doi.org/10.33285/0132-2222-2019-9\(554\)-36-45](https://doi.org/10.33285/0132-2222-2019-9(554)-36-45)
- [15] Sha M., Agul'nik A.B., Yakovlev A.A. The effect of the computational mesh while mathematical modeling of the inflow of a subsonic flow onto the profile of a perspective blade with a deflectable trailing edge in a three-dimensional setup. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2017, vol. 24, no. 4, pp. 110–121. (In Russ.). Available at: <https://mai.ru/publications/index.php?ID=86421> (accessed December 15, 2024).
- [16] Mileshekin V.I., Semenkin V.G. Computational study of Reynolds number effect on the typical first stage of a high-pressure compressor. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 86–98. (In Russ.). <https://mai.ru/publications/index.php?ID=93019> (accessed December 15, 2024).
- [17] Galerkin Yu.B., Kozhukhov Yu.V., Yablokov A.M. Investigation of the low-flow impeller of the model stage 028 of a centrifugal compressor in the Ansys CFX software package. *XLI nedelya nauki SPbGPU. Nauch.-prakt. konf. s mezhdunarodnym uchastiem: sb. st.* [XLI Science Week of St. Petersburg State University. Scientific and practical conference with international participation: collection of articles.]. Sankt-Petersburg, Politekhnikeskii universitet Publ., 2012, pt. V, pp. 99–100. (In Russ.).
- [18] Yablokov A.M., Kozhukhov Yu.V., Lebedev A.A. An Ansys CFX numerical study of a low-flow stages centrifugal compressor. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*, 2015, no. 4 (231), pp. 59–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.5862/JEST.231.7>
- [19] Syka T., Matas R., Luňáček O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1745, art. 020059. <https://doi.org/10.1063/1.4953753>
- [20] Ivanov V. et al. Verification and Validation of CFD Modeling for Low-Flow-Coefficient Centrifugal Compressor Stages. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 181. <https://doi.org/10.3390/en15010181>
- [21] Matas R., Syka T., Hurda L. et al. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. *EPJ Web of Conferences*, 2018, vol. 180, art. 02060. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060EFM2017>
- [22] Xi G., Wang Z., Li X., Wang S. Aerodynamic design and experimental validation of centrifugal compressor impellers with small flow rate. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air GT2009*, Orlando, Florida, USA, 2009. <https://doi.org/10.1115/GT2009-59785>

- [23] Elfert M., Weber A., Wittrock D. et al. Experimental and numerical verification of an optimization of a fast rotating high performance radial compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016*, Seoul, South Korea, 2016. <https://doi.org/10.1115/GT2016-56546>
- [24] Khoroshavtsev D.R., Ushakov R.E., Arbekov A.N. Experimental investigation of compressor map of small-sized centrifugal compressor stage. *Nasosy. Turbiny. Sistemy*, 2024, no. 3 (520), pp. 51–58. (In Russ.).
- [25] Novitskiy B.B. *Razrabotka utochnennoy metodiki rascheta kharakteristik tsentrobezhnogo kompressora na smesyakh gazov* [Development of a refined methodology for calculating the characteristics of a centrifugal compressor on mixtures of gases]. Ph. D. Diss. Moscow, 2015. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 31.01.2025

Сведения об авторах

Хорошавцев Даниил Романович — старший преподаватель кафедры «Газотурбинные двигатели и комбинированные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. SPIN-код: 8991-5126, Scopus Author ID: 1060372. E-mail: khoroshavtsev@bmstu.ru

Ушаков Роман Евгеньевич — ассистент кафедры «Газотурбинные двигатели и комбинированные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. SPIN-код: 6200-2489, Scopus Author ID: 1119612, ORCID ID: 0000-0002-0649-2363, Web of Science Researcher ID: LWK-8403-202. E-mail: ushakovre@bmstu.ru

Арбеков Александр Николаевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Газотурбинные двигатели и комбинированные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. SPIN-код: 7189-9397, Scopus Author ID: 34075. E-mail: arbekov@bmstu.ru

Information about the authors

Khoroshavtsev Daniil Romanovich — Senior Lecturer, Department of Gas Turbine Engines and Combined Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. SPIN-code: 8991-5126, Scopus Author ID: 1060372. E-mail: khoroshavtsev@bmstu.ru

Ushakov Roman Evgenievich — Assistant, Department of Gas Turbine Engines and Combined Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. SPIN-code: 6200-2489, Scopus Author ID: 1119612, ORCID ID: 0000-0002-0649-2363, Web of Science Researcher ID: LWK-8403-202. E-mail: ushakovre@bmstu.ru

Arbekov Aleksandr Nikolaevich — Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of Gas Turbine Engines and Combined Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. SPIN-code: 7189-9397, Scopus Author ID: 34075. E-mail: arbekov@bmstu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Хорошавцев Д.Р., Ушаков Р.Е., Арбеков А.Н. Исследование характеристики рабочего колеса центробежного компрессора замкнутой газотурбинной установки с загнутыми вперед лопатками при выходе. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 34–43.

Citation:

Khoroshavtsev D.R., Ushakov R.E., Arbekov A.N. Study of the centrifugal compressor impeller characteristics in a closed gas turbine plant with the forward-bent blades at the outlet. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 34–43. (In Russ.).

УДК 629.7.067.5

Влияние обледенения на аэродинамические характеристики элементов авиационной техники при полетах в атмосферных облаках, состоящих из ледяных кристаллов и смеси фаз

П.А. Горячев^{1,2}, С.А. Бурцев²¹ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Российская Федерация²МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Icing effects on the aerodynamic characteristics of the aircraft components flying in the atmospheric clouds consisting of ice crystals and mixed phase conditions

P.A. Goryachev^{1,2}, S.A. Burtsev²¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation²Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation

Предложены усовершенствования модели обледенения, позволяющие повысить точность расчета форм и размеров ледяных наростов, формирующихся на элементах проточного тракта компрессора авиационного двигателя при полетах в атмосфере облаков, состоящих из ледяных кристаллов и смеси фаз. Выполнено сравнение результатов расчета по усовершенствованной модели с результатами расчетов по программе IGLOO2D и с экспериментальными данными. Продемонстрирована определяющая роль эффекта эрозии при описании тепломассообменных процессов, протекающих при формировании ледяных наростов в атмосфере облаков, состоящих из ледяных кристаллов и смеси фаз. Предложен метод сокращения продолжительности вычислений путем использования времяподобных расчетных шагов в промежутках между основными последовательными временными шагами. Метод позволяет скорректировать эффективность улавливания капель и кристаллов, эффективность прилипания кристаллов, а также коэффициент эрозии льда. На примере расчета формы льда на модельном цилиндре и крыльевом профиле показаны преимущества усовершенствованной модели для вычисления форм конусообразных ледяных наростов, возникающих в реальных условиях при наличии ледяных кристаллов и смеси фаз. Предложенные усовершенствования модели позволяют повысить точность расчета изменения аэродинамических характеристик элементов авиационной техники и массы образующегося льда, что способствует повышению безопасности выполнения полетов в атмосфере облаков, состоящих из ледяных кристаллов и смеси фаз. Продемонстрировано преимущество предлагаемой модели на примере расчета аэродинамических характеристик профиля NASA0012 в условиях существования ледяных кристаллов и смеси фаз. Рекомендовано использовать предложенную модель при расчете изменения аэродинамических характеристик компрессора авиационного двигателя при наличии ледяных кристаллов и смеси фаз.

Ключевые слова: авиационная техника, авиационный двигатель, летательный аппарат, атмосферные условия, обледенение, ледяные кристаллы, смесь фаз, математическое моделирование

The paper proposes modernization of the icing model making it possible to improve accuracy in computing the ice build-up shapes and sizes formed on the elements of the aircraft engine compressor flow path during a flight in the atmosphere of clouds consisting of the ice crystals and a mixture of phases. It compares computation results of improving the model with the IGLOO2D software computation results and with the experimental data. The paper demonstrates the decisive role of the erosion effect in describing the heat and mass transfer processes during the ice build-up formation in the atmosphere of clouds consisting of the ice crystals and a mixture of phases. It proposes a method for reducing the computation time by using the time-like computation steps in the intervals between the main successive time steps. The method makes it possible to adjust efficiency in capturing the droplets and crystals, the crystal adhesion efficiency, and the ice erosion coefficient. Advantages of the improved model for

computing shapes of the conical ice build-ups that occur in real conditions in presence of the ice crystals and a mixture of phases are shown using the example of computing the ice shape on a model cylinder and the wing profile. The proposed model improvements allow increasing the accuracy in computing alterations in the aerodynamic characteristics of the aviation equipment elements and the formed ice mass, which contributes to increasing the safety of flights in the atmosphere of clouds consisting of the ice crystals and a mixture of phases. The paper demonstrates advantage of the proposed model using the example of computing aerodynamic characteristics of the NACA0012 profile with the ice crystals and mixture of phases present. It recommends using the proposed model in computing an alteration in the aircraft engine compressor aerodynamic characteristics with the ice crystals and mixture of phases present.

Keywords: aviation technology, aviation engine, aircraft, atmospheric conditions, icing, ice crystals, mixed phase, mathematical simulation

Введение

Обледенение летательных аппаратов представляет серьезную проблему для авиации, поскольку непосредственно влияет на безопасность полетов. Для оценки рисков, возникающих при выполнении полетов в условиях обледенения, и для обеспечения процесса сертификации самолетов и двигателей авиационная промышленность нуждается в надежных расчетных инструментах, базирующихся на понимании физических процессов и способных моделировать процесс формирования ледяных наростов во всей возможной области атмосферных условий обледенения. Атмосферные облака могут содержать как жидкие переохлажденные капли, так и кристаллы льда. Взаимодействие кристаллов льда с охлажденными поверхностями планера ранее рассматривали преимущественно как упругое. Количество льда, остающееся после удара кристалла, значительно меньше, чем количество воды, которое может быть уловлено поверхностью при наличии облаков, состоящих из жидких переохлажденных капель. В силу этого вплоть до конца прошлого века атмосферные облака, содержащие переохлажденные капли воды, рассматривали в качестве наиболее опасной области с точки зрения обледенения.

Однако с начала 1990-х годов известны случаи падения мощности двигателей гражданских самолетов, что связано с попаданием авиационной техники в атмосферные области с высокой концентраций ледяных кристаллов [1], наличие которых может привести к обледенению неподвижных элементов проточной части двигателя, лопаток направляющих аппаратов, а также элементов перепуска воздуха из компрессора во внешний контур двигателя [2]. Ледяные наросты, возникающие при таком виде обледе-

нения, могут срываться в проточную часть и приводить к загибам лопаток компрессоров, их соприкосновению с неподвижными элементами и последующему разрушению, что негативно влияет на характеристики двигателя. Нарастание льда на внутренних элементах компрессора, даже если оно не сопровождается значительным загромождением проходного сечения, может вызвать существенные изменения аэродинамических характеристик компрессорных ступеней и привести к недопустимым нарушениям работы двигателя [3].

Из анализа летных происшествий [4] следует, что при полетах в атмосферных облаках, содержащих большую концентрацию кристаллов льда (ice water content — IWC) может возникнуть потеря тяги, помпаж, срыв пламени в камере сгорания и выход двигателя из строя. В этих облаках могут формироваться локальные области с очень высокой концентрацией кристаллов льда, причем частицы льда могут находиться в смеси с жидкими переохлажденными каплями (условия смеси фаз). Подобные специфические условия сильно отличаются от условий обычного обледенения жидкими переохлажденными каплями, и для начала формирования льда необходимо наличие жидкой воды в потоке либо наличие теплой поверхности (с температурой выше точки замерзания).

При наличии смеси фаз формирование льда может происходить как на холодных, так и на теплых поверхностях, поэтому обледенение можно наблюдать не только внутри двигателя, но и на его входных элементах. Процесс нарастания льда на элементах компрессора может сопровождаться частичной блокировкой проточной части, искажением потока и изменением характеристик компрессора и всего двигателя [5]. При

срыве накопившегося льда возможно появление недопустимых повреждений лопаток компрессора [3]. Любой из рассмотренных сценариев может привести к недопустимым изменениям в работе двигателя.

Подтвердить эффективность защиты двигателя от воздействия атмосферных условий при наличии ледяных кристаллов и смеси фаз можно экспериментальным путем на специализированных стендах [6], однако в настоящее время отсутствуют установки, пригодные для проведения подобных испытаний, особенно для турбореактивного двухконтурного двигателя большой тяги. В сложившихся условиях наиболее предпочтителен расчетный путь, при котором требуется определить форму, массу и место образования ледяных наростов внутри проточной части двигателя во всей области огибающей в условиях обледенения.

Изменения аэродинамических элементов компрессора и двигателя в целом могут быть рассчитаны с использованием специализированных пакетов программ [7] для всех полученных вариантов льдообразований. На основании результатов этих расчетов убеждаются в отсутствии негативного влияния этих изменений на характеристики двигателя. Для рассчитанных массогабаритных характеристик образовавшегося льда анализируют вероятность срыва ледяных наростов и возникновения недопустимых повреждений элементов проточной части компрессора. При анализе вероятности повреждений компрессора можно использовать методы, применяемые для расчета повреждения двигателя шквальным градом [8].

При отсутствии угрозы недопустимого изменения характеристик и опасных повреждений защиту двигателя от воздействия обледенения считают эффективной. В противном случае разрабатывают дополнительные аэродинамические, конструктивные и иные мероприятия, включая установку противообледенительной системы. Тип и конструкцию этой системы выбирают с учетом минимизации энергопотребления при достижении приемлемого изменения характеристик двигателя. Для выполнения указанных выше работ необходим расчетный инструмент, позволяющий получить информацию о возможности образования в проточной части компрессора льда, его массогабаритных характеристиках и местах локализации.

Существующий программный комплекс Ansys Fensap-Ice [9] не обладает достаточной точностью расчета ледяных наростов при наличии ледяных кристаллов и смеси фаз, кроме того, он разработан за рубежом и требует импортозамещения. Отечественные программные комплексы, такие как, например, FlowVision [10], не обладают возможностью расчета обледенения в подобных условиях.

Для обеспечения безопасности полетов необходимо разработать математическую модель и программу расчета, позволяющую рассчитывать процесс формирования льда в специфических условиях при наличии атмосферных облаков, содержащих ледяные кристаллы и смесь фаз.

Математическая модель процесса роста льда в условиях существования ледяных кристаллов

Процесс формирования ледяных наростов в атмосфере при наличии атмосферных облаков, содержащих ледяные кристаллы и смесь фаз, имеет ряд особенностей по сравнению с условиями обледенения жидкими переохлажденными каплями, которые были рассмотрены в работе [11]. Отличия проявляются в протекании тепломассообмена на обледеневающей поверхности, в процессах улавливания кристаллов поверхностью, а также в существенном влиянии эрозии. Математическая модель, позволяющая рассчитывать процесс обледенения в условиях существования ледяных кристаллов и смеси фаз, будет подробно описана в следующей публикации. Здесь приведем общий вид этой термодинамической модели, которая представляет собой систему дифференциальных уравнений сохранения массы

$$\rho_w \left[\frac{\partial h_w}{\partial t} + \text{div}(\bar{u}h_w) \right] = \dot{m}_{imp_drops} + \dot{m}_{imp_ic} - \dot{m}_{ice} - \dot{m}_{es} - \dot{m}_{er} - \dot{m}_{film\ shed} \quad (1)$$

и энергии

$$\begin{aligned} & \rho_w(\bar{T}) \frac{\partial h_w C_{p,w}(\bar{T}) \cdot \bar{T}}{\partial t} + \\ & + \rho_w(\bar{T}) \cdot \text{div}(\bar{u}h_w C_{p,w}(\bar{T}) \cdot \bar{T}) = \\ & = \dot{Q}_{kin} + \dot{Q}_f + \dot{Q}_{ice} - \dot{Q}_{imp_drops} - \dot{Q}_{imp_ic} - \\ & - \dot{Q}_{conv} - \dot{Q}_{es} - \dot{Q}_{er} - \dot{Q}_{rad} - \dot{Q}_{film\ shed} + \dot{Q}_{heat} \end{aligned} \quad (2)$$

в контрольном объеме (КО). Левые части уравнений (1) и (2) представляют собой соответственно потоки массы и энергии, втекающие в КО, вытекающие из него и накапливающиеся в нем.

Указанные массовые потоки уравнeshиваются в правой части уравнения (1) суммой следующих потоков: $\dot{m}_{imp_drops}$ — выпадающих на поверхность капель; $\dot{m}_{imp_ic}$ — выпадающих и остающихся в КО замерзших ледяных кристаллов; $\dot{m}_{ice}$ — замерзающей воды; $\dot{m}_{es}$ — воды, покидающей КО в результате испарения или сублимации; $\dot{m}_{er}$ — льда, покидающего КО в результате эрозии; $\dot{m}_{film_shed}$ — воды, срывающейся с поверхности пленки.

Левая часть уравнения (2) уравнeshивается в правой части суммой следующих потоков: $\dot{Q}_{kin}$ — кинетической энергии выпадающих капель и ледяных кристаллов; $\dot{Q}_f$ — аэродинамического нагрева поверхности; $\dot{Q}_{ice}$ — фазового перехода и охлаждения льда; $\dot{Q}_{imp_drops}$ — теплоты, приносимой выпадающими каплями воды; $\dot{Q}_{conv}$ — конвекции; $\dot{Q}_{es}$ — испарения и сублимации; $\dot{Q}_{er}$ — эрозии; $\dot{Q}_{rad}$ — излучения; $\dot{Q}_{film_shed}$ — охлаждения в результате срыва капель с поверхности пленки; $\dot{Q}_{heat}$ — нагрева поверхности от внутренних источников.

В следующей публикации будет представлен метод решения системы уравнений (1), (2) и рассмотрены вопросы, касающиеся эрозии льда, а также зависимости коэффициента улавливания от параметров атмосферного облака и состояния поверхности. С применением указанной модели получены улучшенные результаты расчета форм льдообразований по сравнению с результатами других авторов [12], однако отмечены некоторые отклонения от конусообразной формы льда, полученной в экспери-

менте. Указанные отклонения связаны с недостаточным учетом влияния изменяющейся формы льда на процессы улавливания и эрозии, а также с алгоритмами перестроения сетки на поверхности льда.

Обледенение в условиях существования ледяных кристаллов и смеси фаз значительно отличается от формирования льда в условиях жидких переохлажденных капель, для которых характерно в основном прилипание к обледеневшей поверхности или частичное разбрызгивание. В условиях существования ледяных кристаллов и смеси фаз на процесс формирования льда сильно влияет эрозия. Воздействие эрозии в указанных условиях выражается в ее существенном влиянии на составляющие массового баланса (1), играющие решающую роль в процессе накопления льда $\dot{m}_{ice}$: массового расхода льда в результате эрозии $\dot{m}_{er}$, массового расхода выпадающих капель $\dot{m}_{imp_drops}$ и массового расхода уловленных ледяных кристаллов $\dot{m}_{imp_ic}$. Увеличение угла падения кристаллов способствует уменьшению скорости роста льда, поскольку, во-первых, повышает объем режущей деформации, вносящей максимальный вклад в процесс эрозии (интенсивность которой зависит от тангенциальной составляющей скорости кристаллов при взаимодействии с поверхностью), и, во-вторых, снижает коэффициенты улавливания капель и кристаллов β . Совместное воздействие указанных факторов приводит к образованию остроконечных форм льда. Эксперименты [13] подтвердили решающее влияние эрозии на льдообразование и то, что эрозия приводит к образованию слоя льда без шероховатостей в виде перьев или рогов. Примеры полученных ледяных наростов показаны на рис. 1.

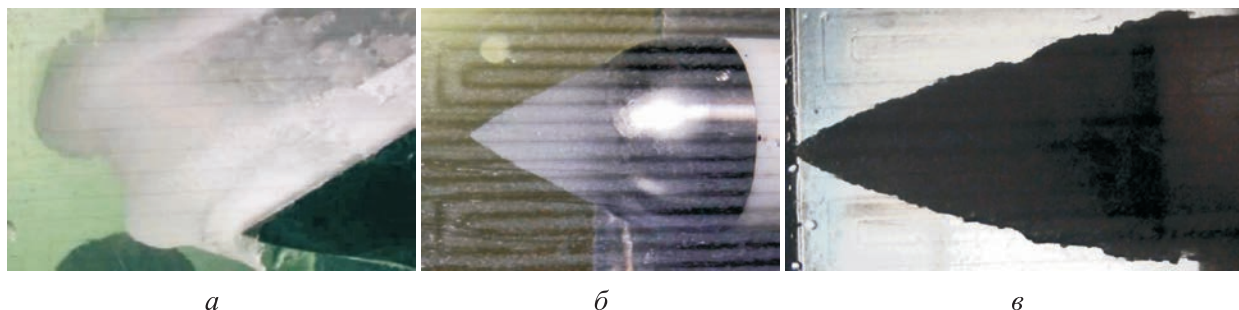


Рис. 1. Ледяные наросты, формирующиеся на модельных элементах в условиях смеси фаз:
 а — клиновидная модель [14], степень подплавления кристаллов $\eta_m = 13,8\%$, статическое давление в потоке $p_0 = 44,8$ кПа, число Маха $M = 0,25$; б — полусферическая модель [15], $\eta_m = 16\%$, $p_0 = 69$ кПа, $M = 0,25$; в — полуцилиндрическая модель [16], $\eta_m = 17\%$, $p_0 = 34,5$ кПа, $M = 0,25$

Из анализа результатов испытаний [14] следует, что эрозия ледяных наростов в основном зависит от тангенциальной скорости падающих ледяных кристаллов. В экспериментах [15, 16] наблюдалось возрастание скорости роста льда с увеличением полной водности потока TWC (total water content — TWC) при постоянной степени подплавления кристаллов (melt ratio)

$$\eta_m = \frac{\text{LWC}}{\text{TWC}}.$$

где LWC — водность потока (liquid water content).

Исследования, выполненные в работах [17, 18], показали, что эрозия поверхности ледяного нароста увеличивается с ростом размера ледяных кристаллов. Кроме того, было выявлено, что на интенсивность эрозии влияет отношение размера частицы к толщине пленки жидкости на поверхности ледяного нароста. Мелкие ледяные кристаллы, захваченные жидкой пленкой, могут способствовать уменьшению эрозии и увеличению скорости роста льда, однако с увеличением размера частиц данный эффект становится менее выраженным.

На основании обобщения экспериментальных данных в работе [19] была предложена корреляционная модель для расчета процесса эрозии, учитывающая влияние размера, скорости, концентрации и степени подплавления частиц, а также локальной кривизны поверхности льда. Корреляция построена на основании обработки небольшого количества экспериментальных данных и, несмотря на хорошее согласие с использованными калибровочными данными, сложно предположить хорошее предсказание размеров и форм наростов для всего нормативного диапазона условий обледенения, встречающихся на практике. Модель обеспечивает удовлетворительное согласование с экспериментальными данными при умеренной степени подплавления кристаллов, имеет тенденцию к занижению скорости эрозии при высокой степени подплавления кристаллов и плохо предсказывает влияние размера кристаллов льда на эрозию. Преимуществом данной модели является выражение для вычисления изменения кривизны поверхности, позволяющей учитывать зависимость эрозии от угла падения кристаллов.

В отличие от корреляционной зависимости [19], в работе [20] предложена модель, основанная на физических принципах эрозионного про-

цесса: деформационного и режущего износа. Деформационный износ характерен для хрупких тел, он является следствием поглощения нормальной составляющей кинетической энергии частицы поверхностью материала во время удара и определяется нормальной составляющей скорости. Износ при резании обусловлен касательной составляющей скорости и более характерен для пластичных материалов. В работе [21] данная модель усовершенствована и предложены формулы для расчета эродируемых объемов для каждого вида износа.

Поток массы льда в результате эрозии $\dot{m}_{er}$ вычисляют по формуле

$$\dot{m}_{er} = \eta_{ic}^{er} \cdot \dot{m}_{imp_ic},$$

где суммарный коэффициент эрозии η_{ic}^{er} можно представить в виде суммы коэффициентов эрозии в результате $\eta_{er,crys,ice}^D$ и режущей $\eta_{er,crys,ice}^C$ деформаций:

$$\eta_{er,crys,ice} = F_s \rho \frac{Vol_C + Vol_D}{\dot{m}_{imp_ic}} = \eta_{er,crys,ice}^D + \eta_{er,crys,ice}^C.$$

Составляющие коэффициента эрозии рассчитываются по следующим формулам:

$$\eta_{er,crys,ice}^C = F_s \rho \frac{Vol_C}{\dot{m}_{imp_ic}} \text{ — коэффициент эрозии при пластической деформации;}$$

$$\eta_{er,crys,ice}^D = F_s \rho \frac{Vol_D}{\dot{m}_{imp_ic} \dot{m}_{imp_ic}} \text{ — коэффициент эрозии при режущей деформации.}$$

эрозии при режущей деформации.

В силу особенностей физических процессов льдообразования в условиях жидких переохлажденных капель образование наростов остrokонечной формы, как правило, не происходит, поэтому существующие алгоритмы перестроения сетки на поверхности льда предусматривают сглаживание остrokонечных форм на поверхности льда [22]. Характерная физическая особенность формирования льда в условиях ледяных кристаллов — образование остrokонечных конусообразных форм. Это связано с влиянием эрозии, интенсивность которой определяется углом падения кристаллов на поверхность льда. В этих условиях применение указанных алгоритмов перестроения сеток приводит к получению сглаженных расчетных форм, не соответствующих экспериментальным данным [16]. Постепенное отклонение формы

льда от реальной (полученной в эксперименте) постепенно накапливается с течением времени (по временным шагам), что влияет на значение угла падения — угла между нормалью к поверхности КО и вектором скорости кристалла в точке выпадения. Для обеспечения соответствия экспериментальным данным функция сглаживания углов, заложенная в алгоритм перестроения сетки, должна быть скорректирована при сохранении устойчивости работы всего алгоритма.

Существенной особенностью расчетного моделирования процесса льдообразования в условиях жидких переохлажденных капель является применение метода квазистационарного приближения. Данный метод заключается в разделении всего процесса нарастания льда на отдельные временные промежутки, в течение каждого из которых аэродинамические условия потока и параметры выпадающих частиц предполагают неизменными. Такое приближение возможно, если изменением указанных величин за рассматриваемый промежуток времени можно пренебречь.

При моделировании обледенения в условиях наличия ледяных кристаллов применение квазистационарного приближения возможно, но требует внесения корректировок в расчетные алгоритмы. Под влиянием эрозии образуются остrokонечные формы льда, что сопровождается увеличением угла падения кристаллов и объема режущей деформации, а также снижением коэффициентов улавливания капель и кристаллов β и скорости роста льда. Совместное воздействие указанных факторов приводит к повышению скорости изменения формы льда по сравнению со скоростью обледенения в условиях жидких переохлажденных капель. Соответственно, быстрее происходит изменение параметров воздушного и дисперсного потоков, коэффициентов улавливания, касательных составляющих скоростей частиц. При использовании методов расчетов, характерных для условий жидких переохлажденных капель, за один временной шаг могут происходить такие изменения параметров внешнего потока, которые не позволяют считать данное приближение квазистационарным в случае моделирования условий наличия ледяных кристаллов и смеси фаз. При этом расчет дает более массивные и более округлые формы ледяных наростов, не соответствующие экспериментальным данным.

Для устранения данного недостатка следует использовать мелкие временные шаги при сохранении существующих расчетных схем квазистационарного приближения. Такой подход требует многократного перестроения сетки на поверхности постоянно меняющейся формы льда и выполнения обновленного расчета полей трехфазного потока воздуха, капель и кристаллов при каждом изменении формы ледяного нароста. Для этого понадобится большой объем расчетов полей аэродинамического и дисперсного обтекания объекта. Необходимое количество расчетов должно определяться в ходе их выполнения и зависит от параметров внешнего потока и скорости изменения формы ледяного нароста. Для подтверждения схождения решения потребуется несколько расчетов, выполненных с различными временными шагами. Данный подход крайне затратный как по времени, так и по использованию расчетных ресурсов. Для сокращения продолжительности расчетов требуется модернизировать существующий алгоритм вычислений.

Более эффективным представляется применение метода нормалей, который позволяет использовать ограниченное число временных шагов, характерных для расчетов в условиях существования жидких переохлажденных капель. Внутри каждого временного шага параметры воздушного и дисперсного потоков предполагают неизменными (характерное значение около $10^1 \dots 10^2$ с), а при расчете внутренних временподобных шагов (характерное значение около 10^{-3} с) используют метод коррекции нормалей. Применение такого подхода позволяет получить форму ледяных наростов, соответствующую экспериментальным данным. При этом время расчета и используемые ресурсы существенно не изменяются относительно аналогичных параметров для случая применения методов расчета, характерных для жидких переохлажденных капель.

Таким образом, для корректного расчета процесса обледенения в условиях существования ледяных кристаллов и смеси фаз необходимо моделировать изменение угла наклона поверхности КО по отношению к направлению скорости падения ледяных кристаллов без пересчета аэродинамических параметров двухфазного внешнего потока. Для решения указанной задачи предложена расчетная модель, в которой применены принципы, изложенные в рабо-

те [23] и предусматривающие коррекцию угла наклона поверхности льда в соответствии с градиентом толщины льда, рассчитанной для данного временного шага.

Используется исходная расчетная сеточная модель, на основе которой выполнен расчет толщины льда на n -м шаге по времени (рис. 2). Каждому КО на поверхности соответствуют свои значения нормальной и касательной составляющих скорости ледяного кристалла к поверхности, а также значения коэффициента улавливания капель и кристаллов β . В процессе обледенения формируется градиент скорости роста льда между соседними КО. Изменяется ориентация КО относительно направления течения кристаллов и капель (рис. 2). Для каждого шага по времени n корректируют ориентацию внешней границы КО по отношению к скорости падающих капель и кристаллов.

В общем случае угол выпадения α — это угол между вектором скорости ледяного кристалла (или капли) в точке взаимодействия с обледеневающей поверхностью и нормалью к расчетной ячейке данной поверхности. На рис. 2 показан случай, когда вектор скорости ледяных кристаллов $\mathbf{v}_{ic}$ направлен по нормали к чистой поверхности и исходный угол $\alpha = 0^\circ$.

При расчете корректировки угла $\Delta\alpha^n$ вычисляются на основании градиента скорости роста льда на текущем временном шаге $\frac{\Delta h}{\Delta \tau} = \frac{\partial h_{i+1}^n}{\partial \tau} - \frac{\partial h_i^n}{\partial \tau}$:

$$\operatorname{tg}(\Delta\alpha^n) = \frac{\Delta h}{\Delta S}.$$

В результате корректировки угла $\Delta\alpha^n$ определяют значения нормальной и тангенциальной составляющей скорости капель и кристаллов к поверхности КО.

Скорректированные значения коэффициентов улавливания капель и кристаллов β находят путем линейной интерполяции с использованием трех граничных условий:

- при исходной ориентации КО коэффициенты улавливания капель и кристаллов имеют исходные значения,
- при достижении ориентации ячейки к направлению набегающего потока критического угла $\alpha_{critical} = 85^\circ$ коэффициенты улавливания капель и кристаллов равны нулю: $\beta = 0$;
- при уменьшении угла значение β также снижается, и при $\alpha = 0^\circ$ $\beta = 0,9$.

Расчет прироста льда на следующем временном шаге выполняется с учетом коэффициентов улавливания и эрозии, полученных на предыдущем шаге. Далее осуществляется построение актуальной формы ледяного нароста.

Описанная модель встроена в программный модуль «Кристалл» [24], и все описанные далее расчеты выполнены с его помощью. Расчет аэродинамики двухфазного потока проведен с использованием программного модуля «Лазурит-RANS» [25].

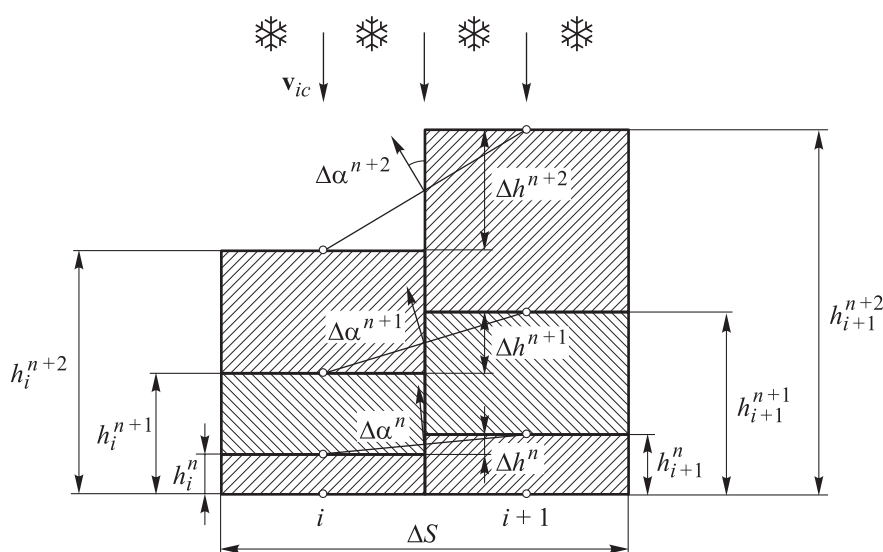


Рис. 2. Изменение во времени угла между нормалью к поверхности КО и вектором скорости кристалла в точке выпадения

Верификация и валидация расчетной модели

В предыдущем разделе представлена математическая модель, учитывающая наиболее важные характеристики физических процессов, сопровождающих рост льда в условиях ледяных кристаллов. При этом ледяные кристаллы могут быть полностью замороженными или частично растаявшими, а поверхность, на которую падает частица, может быть сухой или влажной, а также холодной или нагретой. Ледяные облака могут состоять только из ледяных кристаллов или из комбинации ледяных кристаллов и жидких капель воды. Формирование льда в указанных условиях является сложным процессом, включающим в себя много различных аспектов: удар частиц о поверхность, отскок и дробление ледяных кристаллов, эрозия льда, эффективность прилипания кристаллов к сухой или влажной стенке. На сегодняшний день не существует надежных экспериментальных данных, характеризующих каждый из указанных аспектов, поэтому, как указано в [19], при верификации и валидации модели общепринятой практикой является использование расчетных и экспериментальных данных обледенения модельных объектов.

В соответствии с представленной моделью выполнен расчет нарастания льда на режимах 1 и 2 (см. таблицу).

На рис. 3 представлено распределение массовых потоков (см. уравнение (1)) по поверхности льда на режиме 1 (см. таблицу). Из анализа рисунка следует, что поток массы $\dot{m}_{er}$, образующейся в результате эрозии, вносит значительный вклад в уравнение массового баланса (1), что влияет на изменение формы льда. Влияние процесса эрозии на форму образующегося ледяного нароста приводит к изменению массовых потоков капель $\dot{m}_{imp_drops}$ и ледяных кристаллов $\dot{m}_{imp_ic}$.

Различие значений указанных массовых потоков до и после коррекции нормалей (см. рис. 3) способствует существенному изменению формы ледяного нароста, что ведет к увеличению угла падения частиц α , который определяет как значения коэффициентов улавливания кристаллов и капель, так и массовые потоки при эрозии.

На рис. 4, а, б показано изменение суммарного коэффициента эрозии $\eta_{er,crys,ice}$, вычисленного по формуле (1), и отдельно приведены его составляющие, полученные в результате пластической $\eta_{er,crys,ice}^D$ и режущей $\eta_{er,crys,ice}^C$ деформаций. Здесь заметно отличие в распределении

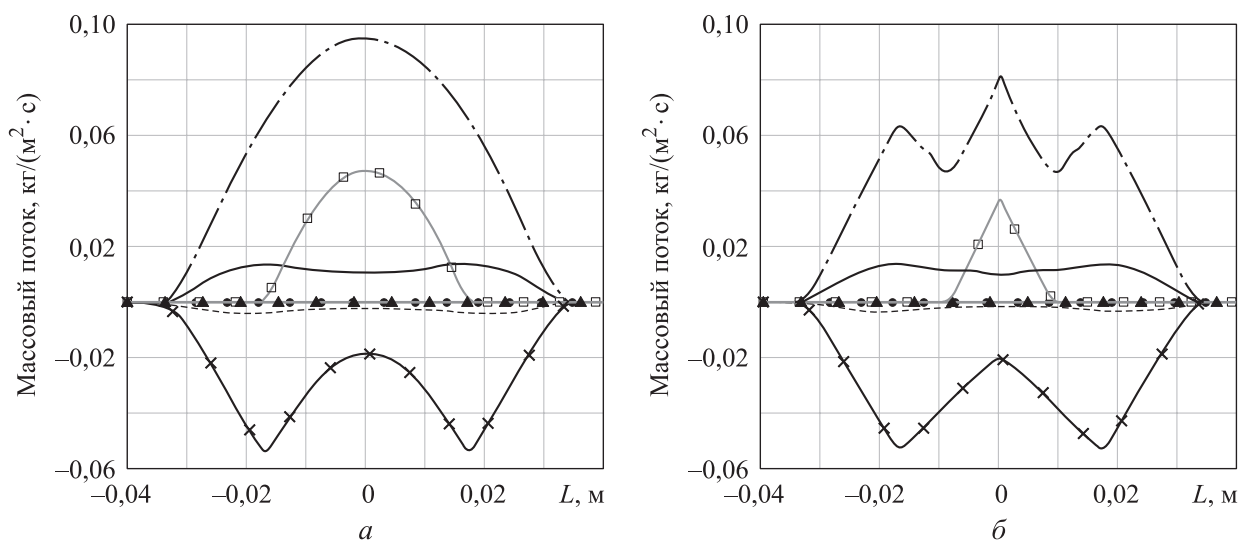


Рис. 3. Распределение массовых потоков уравнения (1) по поверхности льда на режиме 1 (см. таблицу): а — до коррекции, б — после коррекции; массовые потоки: — льда, покидающего контрольный объем в результате эрозии $\dot{m}_{er}$; —·— воды и кристаллов, выпадающих на поверхность $\dot{m}_{imp_drops} + \dot{m}_{imp_ic}$; ---- воды, покидающей контрольный объем в результате испарения и сублимации $\dot{m}_{es}$; —●— воды, накапливающейся в КО $\rho_w \frac{\partial h_w}{\partial t}$; —□— замерзающей воды и замерзших кристаллов $\dot{m}_{ice}$; —×— воды, втекающей в контрольный объем и вытекающей из него $\rho_w \operatorname{div}(\vec{u}h_w)$; —▲— воды, срывающейся с поверхности пленки $\dot{m}_{film\ shed}$

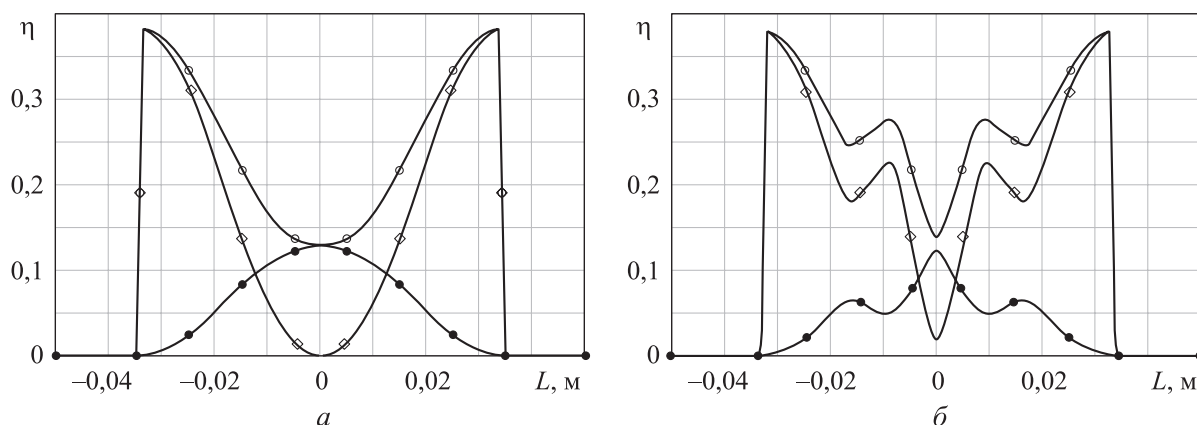


Рис. 4. Местные коэффициенты эрозии на поверхности льда на режиме 1 (см. таблицу):
 а — до коррекции; б — после коррекции; —○— коэффициент эрозии общий $\eta_{er,crys,ice}$; —●— коэффициент эрозии при пластической деформации $\eta_{er,crys,ice}^D$; -○- коэффициент эрозии при режущей деформации $\eta_{er,crys,ice}^C$

коэффициентов эрозии по поверхности льда до и после коррекции нормалей. За исключением области вблизи передней критической точки, пластическая деформация $\eta_{er,crys,ice}^D$ значительно меньше по сравнению с режущей. В передней критической точке воздействие эрозии определяется только пластической деформацией $\eta_{er,crys,ice}^D$, поскольку значение режущей деформации, определяемой тангенциальной составляющей скорости в этой области, близко к нулю. Здесь значение суммарного коэффициента эрозии минимально и после корректировки углов значения коэффициентов эрозии вблизи передней критической точки практически не изменились, поскольку здесь угол выпадения частиц в процессе роста льда практически не изменяется. В этой области скорость роста льда максимальна при минимальной касательной составляющей скорости взаимодействия частицы с поверхностью и минимальной скорости эрозии.

В областях по обе стороны от передней критической точки значение коэффициента эрозии после коррекции угла выпадения заметно больше (см. рис. 4, б) по сравнению со значениями до корректировки (см. рис. 4, а). В этих областях преобладает режущая деформация $\eta_{er,crys,ice}^C$, которая определяется касательной составляющей скорости частицы относительно поверхности и превосходит пластическую. В областях, примыкающих к передней критической точке, наблюдается существенное увеличение суммарного коэффициента эрозии и активизация эрозионных процессов, что приводит к формированию характерного заостренного ледяного

конуса. Ближе к периферии ледяного нароста коэффициент эрозии снижается и постепенно приближается к значениям, характерным для необледенелой поверхности объекта.

Деформация формы ледяного нароста сопровождается изменением коэффициента улавливания кристаллов β по поверхности льда. В соответствии с полученными корректировками углов выпадения кристаллов были скорректированы коэффициенты улавливания капель и кристаллов β , результаты представлены на рис. 5, а. График распределения β в передней части приобретает заостренную форму, и значение β снижается. На расстоянии от 10 мм от передней критической точки и до границы ледяного нароста (около 20 мм) происходит постепенное увеличение β вплоть до значений, соответствующих кривой β без коррекции нормалей. Описанное поведение графика распределения β приводит к существенному изменению массовых потоков воды $\dot{m}_{imp_drops} = U_{\infty} \cdot LWC \cdot \beta$ и кристаллов $\dot{m}_{imp_ic} = U_{ic} \cdot IWC \cdot \beta \cdot P_D$, выпадающих на поверхность (здесь U_{∞} — скорость потока воздуха, P_D — эффективный коэффициент улавливания кристаллов). Вблизи передней критической точки коэффициенты выпадения остаются практически неизменными, а на остальной поверхности ледяного нароста уменьшаются, что способствует образованию заостренного конуса ледяного нароста.

Из анализа рис. 5, б следует, что в случае применения метода коррекции нормалей совместное воздействие обоих факторов (изменение коэффициента эрозии и коэффициента

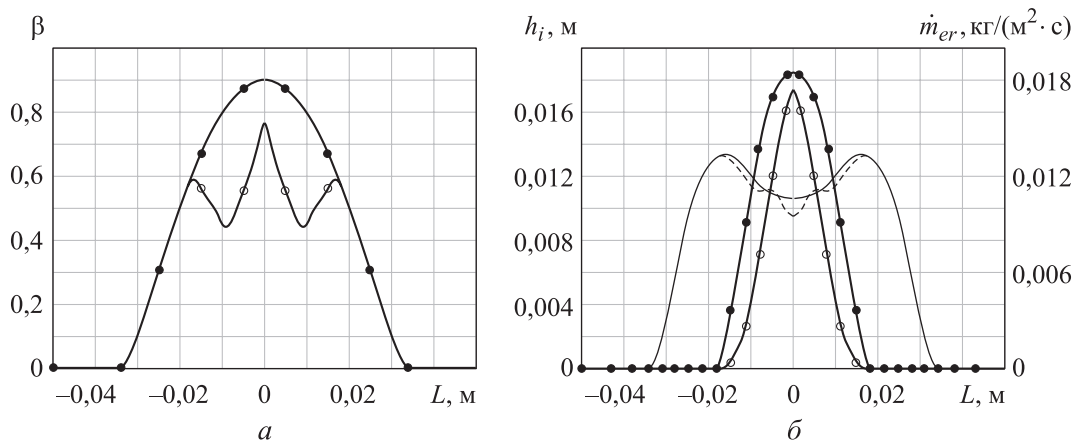


Рис. 5. Распределение параметров по поверхности ледяного нароста на режиме 1 (см. таблицу): a — коэффициент улавливания β ; b — высота льда h_i и поток массы эродируемого льда $\dot{m}_{er}$; —○— β и h_i после коррекции, —●— β и h_i до коррекции, ---- $\dot{m}_{er}$ после коррекции, — $\dot{m}_{er}$ до коррекции

улавливания) приводит к деформации распределения потока массы эродируемого льда $\dot{m}_{er}$. Происходит некоторое уменьшение массового потока эрозии $\dot{m}_{er}$ в области передней критической точки (относительно модели без коррекции нормалей). При удалении от передней критической точки увеличение режущей составляющей эрозии $\eta_{er,crys,ice}^C$ и уменьшение коэффициента улавливания β (см. рис. 5, a) приводят к росту массового потока эрозии $\dot{m}_{er}$ (см. рис. 5, b). Увеличение происходит вплоть до границ образования ледяного нароста на расстоянии $L = 20$ мм от передней критической точки. График $\dot{m}_{er}$ имеет перегиб, который соответствует перегибу на графике формы льда. Отметим, что границы образования льда остаются неизменными как при отсутствии, так и при наличии коррекции нормалей (см. рис. 5, b).

За границами ледяного нароста ($L > 20$ мм) происходит эрозия не льда, а пленки воды, стекающей по поверхности объекта. В этой области не образуется лед и отсутствует процесс коррекции нормалей, форма поверхности соответствует форме объекта, и происходит постепенное уменьшение массового потока эрозии $\dot{m}_{er}$ (см. рис. 5, b).

Таким образом, на всей поверхности льда, за исключением передней критической точки, растет угол выпадения α , что способствует уменьшению коэффициента улавливания капель и кристаллов обледеневающей поверхностью, а также активизации эрозии льда. Указанные процессы способствуют сокращению толщины

ледяного нароста и формированию конусообразной формы ледяного нароста.

С использованием предлагаемой расчетной модели выполнены расчеты форм льда на поверхности модельного цилиндра для режимов 1 и 2 (см. таблицу), результаты представлены на рис. 6 a , b .

Результаты хорошо соответствуют экспериментальным данным [16] по толщине образующегося льда и имеют характерную конусообразную форму. Ледяные наросты, полученные с использованием расчетной модели без коррекции нормалей, характеризуются большей толщиной льда и имеют более округлую форму. Вблизи лобовой точки разность между значениями, определенными обоими методами, минимальна, а при удалении от лобовой точки разность в толщине льда увеличивается. Это объясняется тем, что вблизи лобовой точки выпадение кристаллов происходит под углом, близким к 90° , при этом коэффициент улавливания кристаллов максимален (см. рис. 5, a), а эрозия минимальна (см. рис. 4). В указанной области эрозия определяется в основном пластической составляющей $\eta_{er,crys,ice}^D$, а режущая составляющая $\eta_{er,crys,ice}^C$ минимальна. Поэтому вне зависимости от применения метода коррекции нормалей расчетная толщина льда получается примерно одинаковой.

При удалении от лобовой точки возрастает тангенциальная составляющая скорости, определяющая режущую эрозию $\eta_{er,crys,ice}^C$, а пластическая составляющая $\eta_{er,crys,ice}^D$ уменьшается.

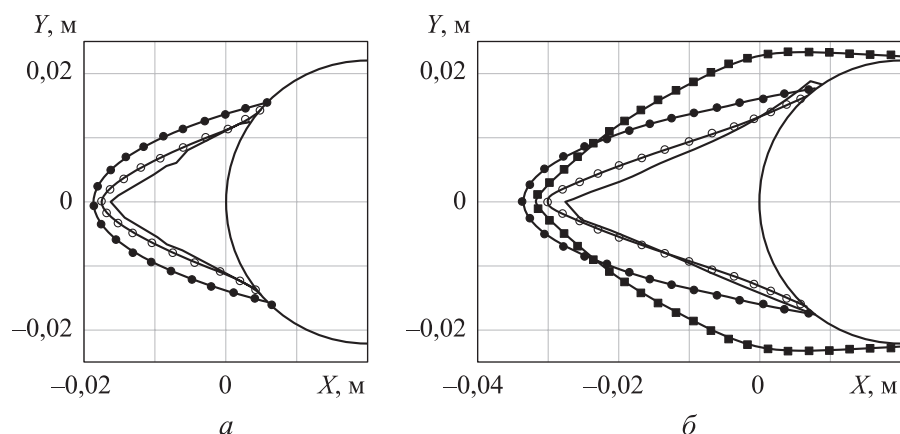


Рис. 6. Форма ледяного нароста на режимах 1, 2 (см. таблицу):
 а — режим 1; б — режим 2; — эксперимент [16], —○— настоящая расчетная модель,
 —●— расчетная модель без коррекции нормалей, —■— IGLOO2D [23]

Режимы обледенения модельного цилиндра

Номер режима	p_0 , Па	T , °C	v , м/с	MMD, мкм	TWC, г/м ³	$\frac{LWC}{TWC}$, %	Продолжительность обледенения, с
1	33 054	11,4	84,55	130	4	0,14	360
2	34 500	11,4	84,55	130	6	0,14	375
3	117 747	-5	98,5	130	4	0,20	200

Примечание. p_0 — статическое давление в потоке; T — статическая температура в потоке; v — скорость в потоке; MMD (medium mass diameter) — среднемассовый диаметр; TWC (total water content) — полная водность потока; LWC (liquid water content) — водность потока.

Предлагаемая модель обеспечивает воспроизведение совместного действия указанных факторов, что приводит к росту эрозии в данной области и образованию заостренной конусообразной формы нароста. При использовании модели без коррекции нормалей расчетные формы льда получаются более округлыми, что не соответствует экспериментальным данным.

Результаты расчета по программе IGLOO2D (см. рис. 6, б), приведенные в статье [23], дают больший размер зоны обледенения, льдом покрыта вся фронтальная зона цилиндра. В периферийных зонах наблюдается большая толщина льда, что свидетельствует о пониженной режущей эрозии, моделируемой программой IGLOO2D. Ледяной нарост имеет значительно большую толщину и более округлую форму как по сравнению с результатами, полученными по предлагаемой методике, так и по сравнению с экспериментальными данными.

Формы льда, рассчитанные с помощью предлагаемой методики на режимах 1 и 2

(см. таблицу и рис. 6 а, б), хорошо соответствует экспериментальным данным как по форме, так и по толщине образующегося льда.

Таким образом, применение предлагаемой модели, учитывающей коррекцию нормалей, позволяет более точно моделировать процесс эрозии поверхности льда. Получаемые при этом результаты расчета процесса обледенения корректно отражают как толщину, так и форму ледяных наростов. Хорошее соответствие результатов расчета экспериментальным данным свидетельствует о том, что предлагаемая модель правильно отражает физические явления, протекающие на поверхности формирующегося льда при воздействии атмосферных условий и существования ледяных кристаллов и смеси фаз.

Предложенный метод перестроения формы льда в промежутке между последовательными шагами по времени позволяет скорректировать коэффициент улавливания капель и кристаллов, эффективность прилипания кристаллов, а также коэффициент эрозии льда.

Влияние обледенения на аэродинамические характеристики профиля NASA0012

На рис. 7 представлены формы ледяных наростов, полученные с использованием предлагаемой расчетной модели на поверхности профиля NASA0012 с хордой 210 мм на режиме 3, описанном в таблице выше. Результаты представлены в сравнении с формами, рассчитанными без применения метода коррекции нормалей. Расчет по предлагаемой модели дает более заостренные формы льда по сравнению с результатами, полученными без учета коррекции нормалей. Это объясняется тем, что предлагаемый метод расчета позволяет более корректно моделировать воздействие эрозии на процесс формирования льда.

Точность определения формы льда имеет важное практическое значение, поскольку существенно влияет на изменение аэродинамических характеристик профиля с ледяным наросом. Аэродинамические характеристики профилей NASA0012, рассчитанные с учетом образовавшихся форм ледяных наростов, представлены на рис. 8. Результаты, полученные с использо-

ванием предлагаемой расчетной модели, представлены в сравнении с результатами расчета без применения метода коррекции нормалей.

Рассматриваемый профиль NASA0012 симметричен, поэтому при малых углах атаки $\pm 2^\circ$ образующийся лед симметричной формы практически не влияет на аэродинамические характеристики. В указанном диапазоне углов атаки образование льда не вызывает существенного изменения коэффициента подъемной силы относительно значений, полученных для профиля без льда. Коэффициент сопротивления остается практически постоянным на уровне 0,023.

При увеличении угла атаки обтекание профиля перестает быть симметричным и образовавшийся лед начинает оказывать существенное влияние на поле течения вблизи профиля. При угле атаки профиля 12° расчет формы льда с использованием предлагаемой модели дает увеличение коэффициента сопротивления на 0,01 и уменьшение коэффициента подъемной силы на 0,21 (по сравнению с профилем без льда). При определении формы льда с использованием модели без коррекции нормалей происходит снижение коэффициента сопротивления

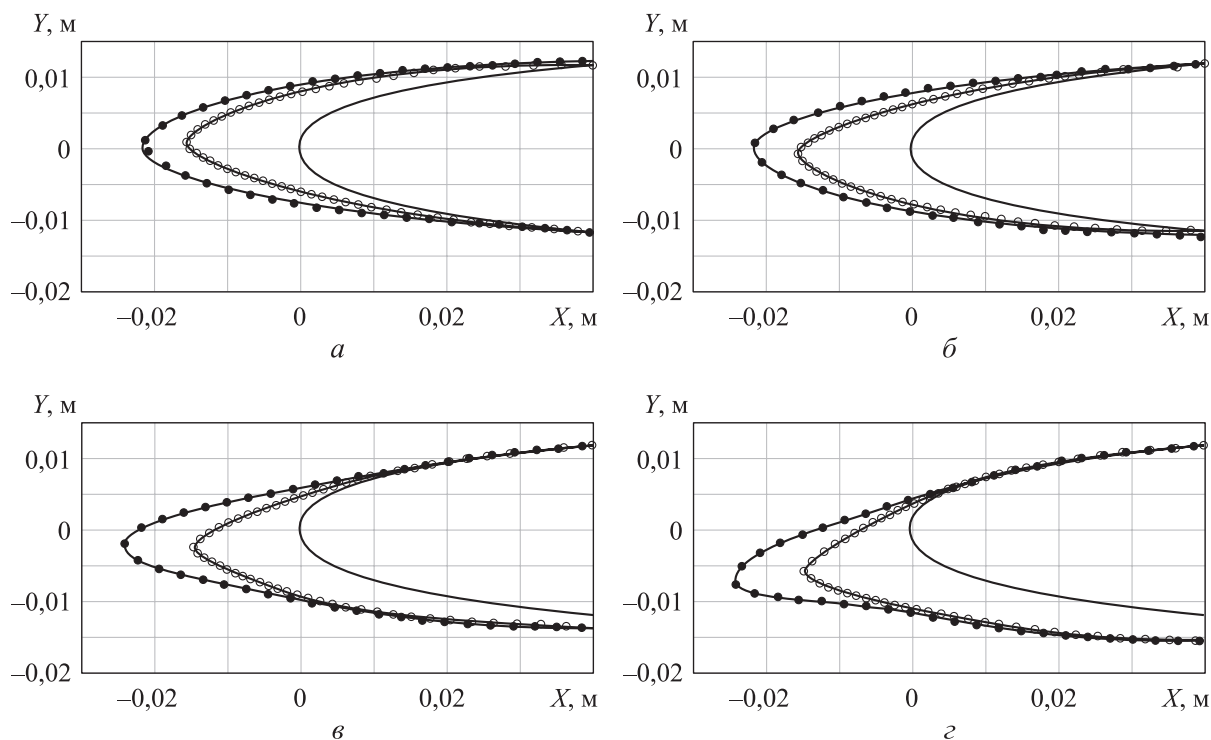


Рис. 7. Форма ледяного нароста на режиме 3 (см. таблицу) при углах атаки профиля: а — -2° , б — 2° , в — 6° , г — 12° ; — профиль без обледенения, —○— настоящая расчетная модель, —●— расчетная модель без коррекции нормалей

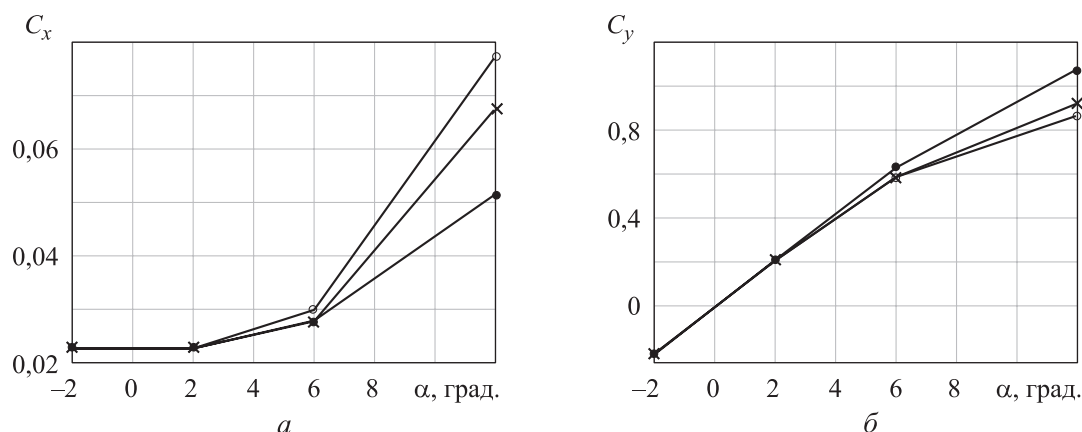


Рис. 8. Изменение коэффициентов сопротивления C_x и подъемной силы C_y аэродинамического профиля в условиях нарастания льда на режиме 3 (см. таблицу):
 $a - C_x, б - C_y$; $\times$ — профиль без обледенения, $\circ$ — настоящая расчетная модель, $\bullet$ — расчетная модель без коррекции нормалей

на 0,0157 и увеличение коэффициента подъемной силы на 0,155. Таким образом, от правильности расчета форм ледяных наростов зависит не только значение изменения аэродинамических характеристик обледенелого профиля, но и направление этого изменения. Для профиля $NACA0012$ с углом атаки $+12^\circ$ использование предлагаемой модели позволяет скорректировать C_x и C_y соответственно на 0,0257 (+49,9 %) и 0,365 (–33,5 %) относительно их значений, полученных без учета коррекции нормалей. Предлагаемая расчетная модель обладает преимуществом в точности расчета форм образующегося льда по сравнению с моделью, не учитывающей коррекцию нормалей.

Подобные расчеты рекомендуется проводить при определении изменения аэродинамических характеристик лопаточной ступени компрессора и характеристик всего авиационного двигателя в процессе воздействия на него атмосферных условий обледенения.

Заключение

Для моделирования обледенения в атмосферных условиях ледяных кристаллов и смеси фаз предложены математические модели, позволяющие повысить точность расчета форм и размеров ледяных наростов, формирующихся на элементах авиационной техники, включая проточную часть компрессора двигателя. Показано, что при формировании льда в условиях существования ледяных кристаллов и смеси фаз существенное влияние на форму ледяного нароста

оказывает эффект эрозии. Поток массы в результате эрозии $\dot{m}_{er}$ вносит значительный вклад в уравнение массового баланса (1), что влияет на изменение формы льда, приводящее к увеличению угла выпадения частиц, уменьшаются коэффициенты улавливания капель и кристаллов β , а также массовые потоки капель и ледяных кристаллов. Совместное воздействие указанных факторов приводит к образованию остроконечных форм льда.

Показано, что области передней критической точки воздействие эрозии определяется только пластической составляющей деформации, а в областях по обе стороны от передней критической точки превалирует режущая составляющая деформации, которая по значению превосходит пластическую. Наибольшая активизация эрозионных процессов наблюдается в областях, примыкающих к передней критической точке, что приводит к формированию характерного заостренного ледяного конуса. Ближе к периферии ледяного нароста значение коэффициента эрозии снижается и постепенно приближается к значениям, характерным для необледенелой поверхности объекта. Предлагаемая модель коррекции нормалей позволяет смоделировать указанные физические процессы, которые не воспроизводятся в исходной модели обледенения жидкими переохлажденными каплями.

Предложено выполнять расчет процесса обледенения в квазистационарном приближении с числом временных шагов, характерным

для моделирования в условиях жидких переохлажденных капель, а при расчете внутренних времяподобных шагов (характерное значение около 10^{-3} с) применять метод корректировки нормалей. При использовании предлагаемого подхода время расчета и используемые ресурсы существенно не изменяются относительно аналогичных характеристик для методов расчета, характерных для жидких переохлажденных капель.

В результате применения предложенного подхода найдены расчетные формы ледяных наростов, согласующиеся с экспериментальными данными [16]. Формы льда, полученные с использованием программы IGLOO2D [23], имеют больший размер зоны обледенения, большую толщину и более округлую форму льда как по сравнению с полученными по предлагаемой методике, так и по сравнению с экспериментальными данными.

Продемонстрированы возможности предлагаемой модели на примере расчета обледенения профиля NASA0012 в условиях ледяных кристаллов и смеси фаз в двух постановках: с использованием метода корректировки нормалей и без него. Лед, образующийся при малых углах атаки $\pm 2^\circ$, имеет симметричную форму и не оказывает существенного влияния на аэродинамические характеристики. Для профиля NASA0012 с углом атаки $+12^\circ$ использование предлагаемой модели позволяет скорректировать C_x и C_y соответственно на 0,0257 (+49,9 %) и 0,365 (–33,5 %) относительно их значений, полученных без учета коррекции нормалей.

Предложенную модель корректировки нормалей рекомендуется применять при расчете изменения аэродинамических характеристик компрессора авиационного двигателя в условиях ледяных кристаллов и смеси фаз.

Литература

- [1] Lawson R.P., Angus L.J., Heymsfield A. J. Cloud Particle Measurements in Thunderstorm Anvils and Possible Weather Threat to Aviation. *J. of Aircraft.*, 1998, vol. 35, no. 1, pp. 113–121.
- [2] Priority In-service Engine Icing Considerations. Rolls-Royce plc. SNECMA. *EASA Annual Safety Conference*. European Aviation Safety Agency, 2013.
- [3] Bravin M., Strapp M., Mason J.W. An Investigation into Location and Convective Lifecycle Trends in an Ice Crystal Icing Engine Event Database. *SAE International Conference on Icing of Aircraft, Engines, and Structures*. 2015. <https://doi.org/10.4271/2015-01-2130>
- [4] Mason J.G., Strapp J.W., Chow P. The Ice Particle Threat to Engines in Flight. *44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. Reno, Nevada, 2006, 2006-206.
- [5] Tetteh E., Loth E., Neuteboom M.O., Fisher J. In-Flight Gas Turbine Engine Icing: Review. *AIAA Journal*, 2022, vol. 60, no. 10. <https://doi.org/10.2514/1.J061523>
- [6] Goriachev A., Zhulin V., Goriachev P., Grebenkov S., Savenkov V. Experimental Processing of Methodical Questions of Modeling the Atmospheric Cloud Containing Ice Crystals and Mixed Phase. *SAE Technical Papers*, 2019-June, no. 2019-01-1922. <https://doi.org/10.4271/2019-01-1922>
- [7] Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Пакет прикладных программ ALLBEA для моделирования и оптимизации процессов энергетических установок. *Двигателестроение*, 2023, № 4 (294), с. 3–15. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.3-15>
- [8] Горячев А.В., Горячев П.А., Жулин В.Г., Гребеньков С.А. Расчетно-аналитическое исследование в обеспечение подтверждения эффективности защиты авиационного двигателя от воздействий дождя и шквального града. *Авиационные двигатели*, 2019, № 4 (5), с. 19–30. https://doi.org/10.54349/26586061_2019_4_19
- [9] Программный комплекс Ansys FENSAP-ICE: Ice Accretion Simulation Software. URL: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fensap-ice> (accessed December 15, 2024).
- [10] Программный комплекс FlowVision компании ООО «ТЕСИС». URL: <https://flowvision.ru/ru/> (дата обращения 15.12.2024).
- [11] Бендерский Л.А., Горячев А.В., Горячев П.А., Горячев Д.А., Любимов Д.А., Студенников Е.С. Особенности моделирования тепломассообменных процессов при формировании льда в условиях атмосферного облака, состоящего из переохлажденных капель. *TBT*, 2024, т. 62, № 2, с. 250–263. <https://doi.org/10.31857/S0040364424020137>
- [12] Baumert A., Trontine P., Bansmer S., Villedieu P. Experimental and numerical investigations on aircraft icing at mixed phase icing conditions. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2018, no. 123, pp. 957–978. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.02.008>

- [13] Al-Khalil K., Irani E., Miller D. Mixed-phase icing simulation and testing at the Cox icing wind tunnel. *In 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, NV, USA, 2003, paper AIAA2003-0903.
- [14] Currie T.C., Struk P.M., Tsao J.-C., Fuleki D.M., Knezevici D.C. Fundamental study of mixed-phase icing with application to ice crystal accretion in aircraft jet engines. *4th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. New Orleans, LA, USA, 2012, paper AIAA2012-3035. <https://doi.org/10.2514/6.2012-3035>
- [15] Currie T.C., Fuleki D.M., Knezevici D.C., MacLeod J.D. Altitude scaling of ice crystal accretion. *5th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. San Diego, CA, USA, 2013, paper AIAA2013-2677. <https://doi.org/10.2514/6.2013-2677>
- [16] Currie T.C., Fuleki D.M., Mahallati A. Experimental studies of mixed-phase sticking efficiency for ice crystal accretion in jet engines. *6th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. Atlanta, Georgia, USA, 2014, paper AIAA2014-3049. <https://doi.org/10.2514/6.2014-3049>
- [17] Knezevici D.C., Fuleki D.M., Currie T.C., MacLeod J.D. Particle size effects on ice crystal accretion. *4th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. New Orleans, LA, USA, 2012, paper AIAA2012-3039. <https://doi.org/10.2514/6.2012-3039>
- [18] Knezevici D.C., Fuleki D.M., Currie T.C., Galeote B., Chalmers J., MacLeod J.D. Particle size effects on ice crystal accretion — part II. *5th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. San Diego, CA, USA, 2013, paper AIAA2013-2676. <https://doi.org/10.2514/6.2013-2676>
- [19] Norde E. *Eulerian Method for Ice Crystal Icing in Turbofan Engines*. Ph. D. University of Twente, Enschede, Netherlands, 2017. <https://doi.org/10.3990/1.9789036543392>
- [20] Charton V., Trontin P., Aouizerate G., Villedieu P. Semi-Empirical Modelling of Erosion Phenomena for Ice Crystal Icing Numerical Simulation. *SAE International*, 2019, 2019-01-1967, 10 p. <https://doi.org/10.4271/2019-01-1967>
- [21] Charton V., Senoner J.-M., Trontin P., Villedieu P. Semi-empirical Erosion Model with Particle Size and Liquid Water Content Effects for Ice Crystal Icing Simulations. *AIAA Aviation 2020 Forum*. Virtual Event, USA, 2020, art. 2827, 13 p. <https://doi.org/10.2514/6.2020-2827>
- [22] Tong X., Thompson D., Arnoldus Q., Collins E., Luke E. Three-Dimensional Surface Evolution and Mesh Deformation for Aircraft Icing Applications. *J. of Aircraft.*, 2017, vol. 54, no. 3, art. 1047. <https://doi.org/10.2514/1.C033949>
- [23] Laurent C., Bouyges M., Charton V., Bennani L., Senoner J.-M. Ice crystals accretion capabilities of ONERA's 3D icing suite. *AIAA Aviation 2022 Forum*. Chicago, USA, 2022. <https://doi.org/10.2514/6.2022-3537>
- [24] Горячев А.В., Горячев П.А., Рыбаков А.А. Программный модуль компьютерного моделирования процесса обледенения элементов авиационных силовых установок («КРИСТАЛЛ 2023»). Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023666962, 2023.
- [25] Любимов Д.А., Бендерский Л.А. Программный модуль компьютерного моделирования на основе уравнений RANS/URANS («Лазурит-RANS»). Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019661604, 2019.

References

- [1] Lawson R.P., Angus L.J., Heymsfield A. J. Cloud Particle Measurements in Thunderstorm Anvils and Possible Weather Threat to Aviation. *J. of Aircraft.*, 1998, vol. 35, no. 1, pp. 113–121.
- [2] *Priority In-service Engine Icing Considerations*. Rolls-Royce plc. SNECMA. EASA Annual Safety Conference. European Aviation Safety Agency, 2013.
- [3] Bravin M., Strapp M., Mason J.W. An Investigation into Location and Convective Lifecycle Trends in an Ice Crystal Icing Engine Event Database. *SAE International Conference on Icing of Aircraft, Engines, and Structures*. 2015. <https://doi.org/10.4271/2015-01-2130>
- [4] Mason J.G., Strapp J.W., Chow P. The Ice Particle Threat to Engines in Flight. *44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. Reno, Nevada, 2006, no. 2006-206.
- [5] Tetteh E., Loth E., Neuteboom M.O., Fisher J. In-Flight Gas Turbine Engine Icing: Review. *AIAA Journal*, 2022, vol. 60, no. 10. <https://doi.org/10.2514/1.J061523>
- [6] Goriachev A., Zhulin V., Goriachev P., Grebenkov S., Savenkov V. Experimental Processing of Methodical Questions of Modeling the Atmospheric Cloud Containing Ice Crystals and Mixed Phase. *SAE Technical Papers*, 2019-June, no. 2019-01-1922. <https://doi.org/10.4271/2019-01-1922>
- [7] Enikeev R.D., Chernousov A.A. ALLBEA Application Software Package to Simulate and Optimize Processes in the Energy Systems. *Engines Construction*, 2023, no. 4 (294), pp. 3–15. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.3-15>

- [8] Goryachev A.V., Goryachev P.A., Zhulin V.G., Greben'kov S.A. Computational and analytical study to confirm effectiveness of an aircraft engine's protection from effects of rain and hail. *Aviation Engines*, 2019, no. 4 (5), pp. 19–30. (In Russ.). https://doi.org/10.54349/26586061_2019_4_19
- [9] *Programmnyy kompleks Ansys FENSAP-ICE: Ice Accretion Simulation Software* [Ansys FENSAP-ICE software package: Ice Accretion Simulation Software]. Available at: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fensap-ice> (accessed December 15, 2024).
- [10] *Programmnyy kompleks FlowVision kompanii OOO "TESIS"* [FlowVision software package from TESIS LLC]. Available at: <https://flowvision.ru/ru/> (accessed December 15, 2024).
- [11] Bendersky L.A., Goryachev A.V., Goryachev P.A. et al. Features of modeling heat and mass transfer processes during ice formation in conditions of an atmospheric cloud consisting of supercooled droplets. *High Temp.*, 2024, vol. 62, no. 2, pp. 212–223. <https://doi.org/10.1134/S0018151X24700251>
- [12] Baumert A., Trontine P., Bansmer S., Villedieu P. Experimental and numerical investigations on aircraft icing at mixed phase icing conditions. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2018, no. 123, pp. 957–978. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.02.008>
- [13] Al-Khalil K., Irani E., Miller D. Mixed-phase icing simulation and testing at the Cox icing wind tunnel. *In 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, NV, USA, 2003, paper AIAA2003-0903.
- [14] Currie T.C., Struk P.M., Tsao J.-C., Fuleki D.M., Knezevici D.C. Fundamental study of mixed-phase icing with application to ice crystal accretion in aircraft jet engines. *4th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. New Orleans, LA, USA, 2012, paper AIAA2012-3035. <https://doi.org/10.2514/6.2012-3035>
- [15] Currie T.C., Fuleki D.M., Knezevici D.C., MacLeod J.D. Altitude scaling of ice crystal accretion. *5th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. San Diego, CA, USA, 2013, paper AIAA2013-2677. <https://doi.org/10.2514/6.2013-2677>
- [16] Currie T.C., Fuleki D.M., Mahallati A. Experimental studies of mixed-phase sticking efficiency for ice crystal accretion in jet engines. *6th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. Atlanta, Georgia, USA, 2014, paper AIAA2014-3049. <https://doi.org/10.2514/6.2014-3049>
- [17] Knezevici D.C., Fuleki D.M., Currie T.C., MacLeod J.D. Particle size effects on ice crystal accretion. *4th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. New Orleans, LA, USA, 2012, paper AIAA2012-3039. <https://doi.org/10.2514/6.2012-3039>
- [18] Knezevici D.C., Fuleki D.M., Currie T.C., Galeote B., Chalmers J., MacLeod J.D. Particle size effects on ice crystal accretion — part II. *5th AIAA Atmospheric and Space Environments Conference*. San Diego, CA, USA, 2013, paper AIAA2013-2676. <https://doi.org/10.2514/6.2013-2676>
- [19] Norde E. *Eulerian Method for Ice Crystal Icing in Turbofan Engines*. Ph. D. University of Twente, Enschede, Netherlands, 2017. <https://doi.org/10.3990/1.9789036543392>
- [20] Charton V., Trontin P., Aouizerate G., Villedieu P. Semi-Empirical Modelling of Erosion Phenomena for Ice Crystal Icing Numerical Simulation. *SAE International*, 2019, 2019-01-1967, 10 p. <https://doi.org/10.4271/2019-01-1967>
- [21] Charton V., Senoner J.-M., Trontin P., Villedieu P. Semi-empirical Erosion Model with Particle Size and Liquid Water Content Effects for Ice Crystal Icing Simulations. *AIAA Aviation 2020 Forum*. Virtual Event, USA, 2020, art. 2827, 13 p. <https://doi.org/10.2514/6.2020-2827>
- [22] Tong X., Thompson D., Arnoldus Q., Collins E., Luke E. Three-Dimensional Surface Evolution and Mesh Deformation for Aircraft Icing Applications. *J. of Aircraft.*, 2017, vol. 54, no. 3, art. 1047. <https://doi.org/10.2514/1.C033949>
- [23] Laurent C., Bouyges M., Charton V., Bennani L., Senoner J.-M. Ice crystals accretion capabilities of ONERA's 3D icing suite. *AIAA Aviation 2022 Forum*. Chicago, USA, 2022. <https://doi.org/10.2514/6.2022-3537>
- [24] Goryachev A.V., Goryachev P.A., Rybakov A.A. *Programmnyy modul' komp'yuternogo modelirovaniya protsessa obledeneniya elementov aviatsionnykh silovykh ustanovok ("CRYSTAL 2023")* [A software module for computer modeling of the icing process of elements of aircraft power plants (CRYSTAL 2023)]. Certificate of state registration of the computer program no. 2023666962, 2023. (In Russ.).
- [25] Lyubimov D.A., Benderskiy L.A. *Programmnyy modul' komp'yuternogo modelirovaniya na osnove uravneniy RANS/URANS ("Lazurit-RANS")* [Computer simulation software module based on RANS/URANS equations (Lapis Lazuli-RANS)]. Certificate of state registration of a computer program no. 2019661604, 2019. (In Russ.).

Материалы получены редакцией 08.02.2025

Сведения об авторах

Горячев Павел Алексеевич — начальник сектора «Компьютерное моделирование» ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова»; выпускник кафедры «Холодильная, криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

E-mail: pagoryachev@ciam.ru

Бурцев Сергей Алексеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Газотурбинные двигатели и комбинированные установки», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

E-mail: burtsev@bmstu.ru

Information about the authors

Goryachev Pavel Alekseevich — Head of the Computer Simulation Sector, Central Institute of Aviation Motors; Graduate, Department of Refrigeration, Cryogenic Technology, Air Conditioning and Life Support Systems, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

E-mail: pagoryachev@ciam.ru

Burtsev Sergey Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Gasturbine Engines and Combined Power Plants, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: burtsev@bmstu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Горячев П.А., Бурцев С.А. Влияние обледенения на аэродинамические характеристики элементов авиационной техники при полетах в условиях ледяных кристаллов и смеси фаз. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 44–60.

Citation:

Goryachev P.A., Burtsev S.A. Icing effect on the aerodynamic characteristics of the aircraft components flying in the atmospheric clouds that consist of the ice crystals and the mixed phase. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 44–60. (In Russ.).

СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

УДК 621.436

Расчетное исследование процессов регулирования температуры в климатической камере для испытаний тепловых двигателей

А.Г. Кузнецов, С.В. Харитонов, А.С. Кротов

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

Computational study of the temperature control processes in a climatic chamber to test the heat engines

A.G. Kuznetsov, S.V. Kharitonov, A.S. Krotov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

При разработке источников энергии для освоения Крайнего Севера Российской Федерации необходимы исследования особенностей работы тепловых двигателей в условиях низких температур в холодильных камерах. Цель исследования — создание системы автоматического регулирования температуры воздуха в камере. Разработана система автоматического регулирования температуры воздуха в климатической камере с каскадной холодильной установкой для испытаний тепловых двигателей малой и средней мощности в условиях низких температур до -60°C . Составлена математическая модель климатической камеры, содержащая модели испытываемого двигателя и воздуха в камере. Для исследования выбран дизель ЯМЗ-5340 номинальной мощностью 140 кВт. На компьютерной модели проведено моделирование процессов охлаждения воздуха в климатической камере.

Ключевые слова: тепловой двигатель, климатическая камера, система автоматического регулирования, релейный регулятор температуры, математическая модель, моделирование, переходный процесс

Design and development of the power sources for utilization of the Far North of the Russian Federation requires studying features of the heat engines operation under low temperature in the refrigeration chambers. The study objective lies in creating the air temperature automatic control system in the chamber. The system for air temperature automatic control in the climatic chamber is developed with a cascade refrigeration unit for testing the low- and medium-power heat engines under low temperature conditions down to -60°C . A mathematical model of the climatic chamber is compiled, containing models of the tested engine and air in the chamber. The YaMZ-5340 diesel engine with the rated power of 140 kW is selected for the study. The computer model makes it possible to simulate the air cooling processes in the climatic chamber.

Keywords: heat engine, climatic chamber, automatic control system, relay temperature controller, mathematical model, simulation, transient process

Постановка задачи исследования

В настоящее время высок интерес к разработкам оборудования для освоения Крайнего Севера Российской Федерации. Используемые здесь источники энергии должны бесперебойно работать при низких температурах. Для получения информации об особенностях работы тепловых двигателей в регионах Крайнего Севера необходимо изучить влияние низких температур на параметры рабочего процесса тепловых двигателей и свойства рабочих жидкостей: масел и топлив.

Исследования двигателей при различной температуре окружающей среды проводят в специальных климатических камерах (термокамерах), в которых обеспечиваются необходимые значения температуры воздуха. Термокамеры используются для испытания объектов в различных отраслях промышленности и отличаются большим разнообразием по таким характеристикам, как объем камеры, температурный диапазон работы, тип и мощность холодильной установки, скорость нагрева и охлаждения воздуха, степень герметизации объема камеры [1]. Большинство термокамер имеют вид прямоугольного блока, в котором расположены сама камера, холодильное оборудование, пульт управления и сигнализации. Изоляцию корпуса выполняют из теплоизоляционного материала — стекловаты, пенополиуретана, толщина которого определяется согласно рекомендованной плотности теплового потока 16...20 Вт/м².

В различных странах, в том числе в Российской Федерации, существует опыт создания климатических камер для испытания двигателей [2–7]. Так, во ФГУП «НАМИ» была разработана климатическая камера с габаритами 12,7×4,0×4,5 м, предназначенная для температурных испытаний различной автомобильной техники. Система управления обеспечивает автоматическое поддержание и изменение температуры воздуха в камере по заранее заданной программе в диапазоне от +40 до –50 °С с точностью ±0,5 °С. Температурная камера «Волга-холод» (г. Тольятти) с каскадной холодильной установкой объемом 16 м³ предназначена для испытаний работы автомобильных двигателей внутреннего сгорания при температуре до –50 °С. Климатическая камера «Теплохолод» (г. Самара) с каскадной холодильной установкой предназначена для испытаний авто-

мобильного оборудования массой до 1200 кг в диапазоне температур от +60 °С до –60 °С, точность регулирования температуры ±1 °С.

Универсальные климатические камеры позволяют проводить испытания автомобильного оборудования различного типа и массогабаритных параметров в условиях как низких, так и высоких температур, поэтому достаточно дорогостоящи и характеризуются высоким потреблением энергии. Возрастающая потребность в получении оперативной информации о работе двигателей внутреннего сгорания в условиях природы Арктики и Крайнего Севера РФ ставит задачу разработки не только универсальных климатических, а именно холодильных камер для испытаний двигателей различной мощности, способных создавать необходимые низкие температуры воздуха. Существует тенденция разработки холодильных камер для испытаний двигателей определенной мощности для конкретных потребителей, что снижает стоимость и энергопотребление таких камер. Примером камеры данного типа является камера для изучения свойств масел и топлив, которые могут быть получены в результате испытаний двигателя малой или средней мощности.

Объект исследования

В данном исследовании рассматривается разработка системы автоматического регулирования (САР) климатической камеры для испытаний двигателей внутреннего сгорания малой и средней мощности, предназначенных для применения на установках транспортного назначения, строительной и дорожной техники, специального назначения, дизель-генераторах, а также для изучения свойств масел и топлив в условиях низких температур.

Основные параметры климатической камеры следующие: размеры внутреннего полезного пространства 3×5×3 м; максимальные габаритные размеры двигателя 1×1,5×1,2 м; температуры нагрева внешних поверхностей двигателя до 100 °С; диапазон изменения температуры воздуха в камере –60... +20 °С. С учетом опыта проектирования климатических камер [8] основным материалом теплоизоляции стен, пола и потолка камеры выбран пенополиуретан. Толщина теплоизоляции составляет 150 мм [9]. Охлаждение и подготовка воздуха, поступающего в климатическую камеру, осуществляется в каскадной холодильной установке [10].

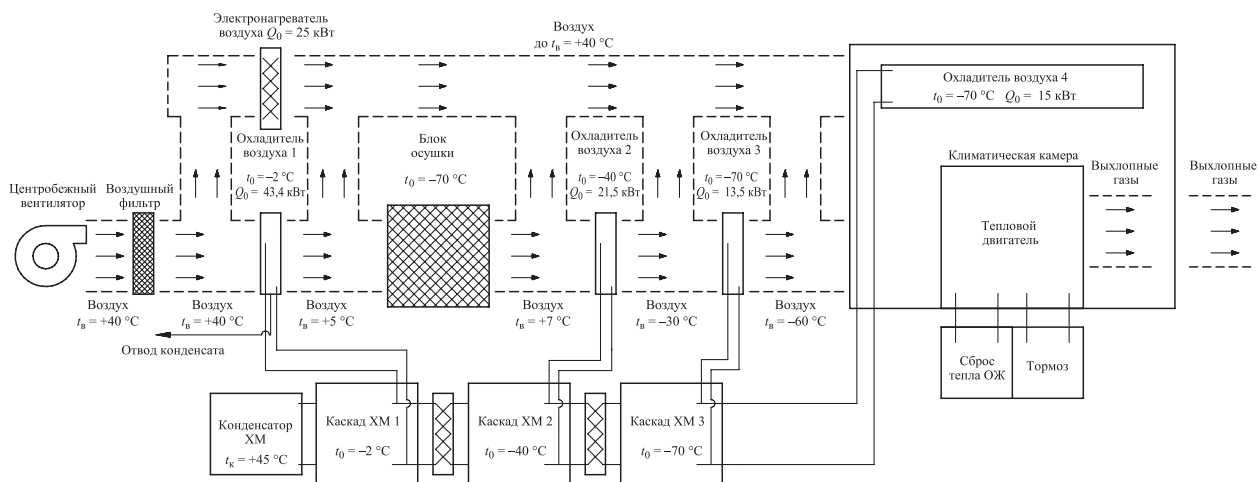


Рис. 1. Схема системы охлаждения, подготовки и подачи воздуха в камеру

Схема системы охлаждения, подготовки и подачи воздуха в холодильную камеру представлена на рис. 1.

Наружный воздух подается центробежным вентилятором в фильтр, после которого проходит по основному воздухопроводу через три теплообменных аппарата охлаждения. После первого аппарата происходит отвод конденсата, а затем его последующая дополнительная осушка до температуры точки росы. После второго и третьего теплообменных аппаратов воздух охлаждается до требуемой минимальной температуры $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ и поступает в камеру. Перед первым теплообменным аппаратом и после каждого последующего предусмотрен отвод воздуха во второй параллельный воздухопровод, в котором установлен электрический нагреватель. Данный воздухопровод позволяет осуществлять байпас теплообменных аппаратов охлаждения воздуха. Внутри холодильной камеры установлен четвертый аппарат охлаждения воздуха, предназначенный для охлаждения камеры и компенсации теплопритоков от двигателя.

Принципиальная схема САР климатической камеры приведена на рис. 2. Цель работы САР — поддержание (стабилизация) заданной температуры воздуха в камере. Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) является источником теплоты q , которая повышает температуру воздуха в камере. Теплота из воздуха камеры отводится в заполненный хладагентом (Ха) испаритель (И) системы охлаждения. Хладагент поступает в испаритель через клапан терморегулирующего вентиля (ТРВ). Пар хладагента

откачивается из испарителя компрессором (Км). Компрессор приводится в действие электродвигателем (ЭдК). Для интенсификации теплообмена за счет организации искусственной конвекции воздуха (Воз) в камере применяется вентилятор (В), который приводится в действие электродвигателем (ЭдВ).

Система автоматического регулирования климатической камеры является двухконтурной и содержит контур стабилизации температуры воздуха в камере и контур стабилизации уровня заполнения испарителя. Контур стабилизации температуры воздуха в камере построен по принципу регулирования по отклонению. Контроль заполнения испарителя осуществляется по давлению перегретого пара в трубопроводе между испарителем и компрессором. Контур САР взаимосвязаны и влияют

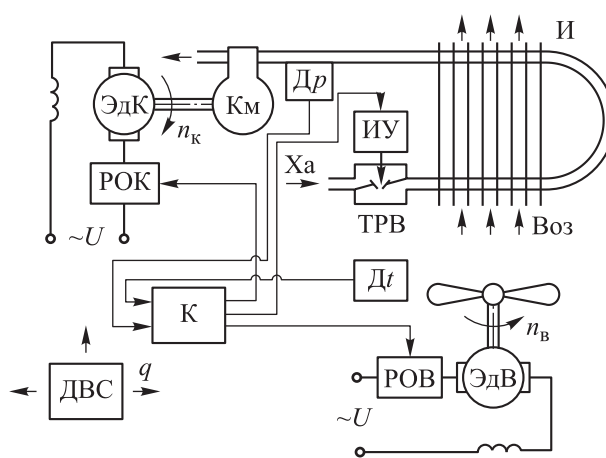


Рис. 2. Принципиальная схема САР климатической камеры

друг на друга через общий рабочий процесс климатической камеры.

Базовым элементом автоматической системы является контроллер (К). Контроллер обслуживает оба контура системы регулирования и, наряду с операциями регулирования, выполняет и другие функции автоматизации климатической камеры. На вход контроллера поступают сигналы с датчиков температуры воздуха ($Дт$) и давления перегретого пара хладагента ($Др$). В контроллере сигналы датчиков сравниваются с требуемыми значениями температуры воздуха и перегретого пара. Если возникают отклонения температуры и давления от требуемых значений, контроллер формирует регулирующие воздействия, которые поступают на исполнительное устройство (ИУ) терморегулирующего вентиля в контуре стабилизации уровня заполнения испарителя и регулирующие органы компрессора (РОК) и вентилятора (РОВ) в контуре стабилизации температуры воздуха.

Для рассматриваемой САР выбраны дискретные регулирующие воздействия, осуществляющие пуск и остановку электродвигателей компрессора и вентилятора, роторы которых вращаются с постоянными частотами вращения n_k и n_v . Для стабилизации температуры воздуха в камере также используется релейный регулятор.

Функциональная схема САР климатической камеры показана на рис. 3.

Объектом регулирования по температуре воздуха (ОР) являются объем климатической камеры (КК), заполненный воздухом, объектом регулирования по уровню заполнения (ОРН) —

испаритель (И), причем испаритель входит как элемент в состав климатической камеры. Другими элементами климатической камеры являются компрессор (Км) и вентилятор (В). Основное внешнее возмущающее воздействие имеет вид потока теплоты q от двигателя (ДВС) в воздух камеры. Регулируемые параметры — температура воздуха в камере t_v и давление перегретого пара в выходном трубопроводе испарителя p .

В комплексной системе автоматического регулирования климатической камеры два взаимосвязанных контура (две отдельные системы автоматического регулирования): контур регулирования уровня H заполнения хладагентом испарителя и контур регулирования температуры воздуха t_v в камере. Стабилизацию уровня заполнения испарителя обеспечивает регулятор уровня (РН), стабилизацию температуры воздуха обеспечивает регулятор температуры (РТ).

В состав регулятора уровня заполнения испарителя входят: датчик давления перегретого пара ($Др$), сравнивающий элемент давления ($СЭр$), преобразователь отклонения давления ($Пр\epsilon_p$), исполнительное устройство (ИУ) в виде электромагнита с возвратной пружиной. На сравнивающем элементе давления определяется отклонение выходного сигнала датчика давления i_p , соответствующего реальному давлению перегретого пара, от требуемого значения u_p в виде разности $\epsilon_p = u_p - i_p$. Вычисленное отклонение, обработанное в преобразователе отклонения давления, передается на исполнительное устройство, которое формирует регулирующее воздействие h_r , поступающее на терморегулирующий вентиль (ТРВ). Терморегулирующий вен-

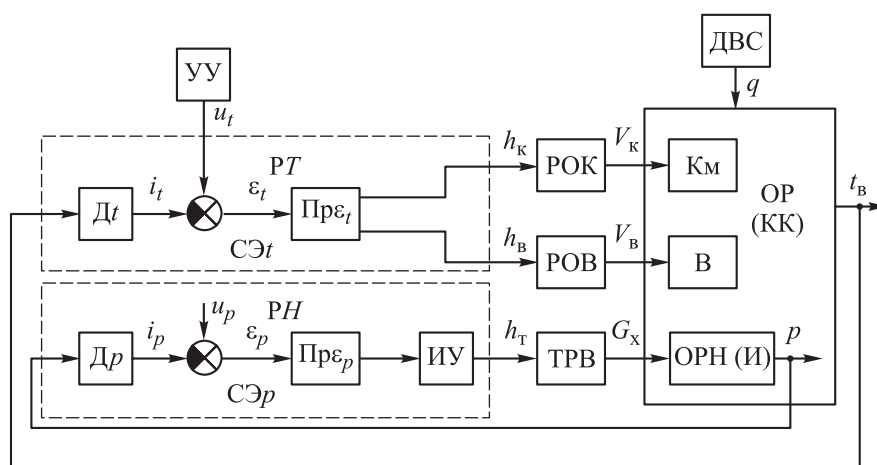


Рис. 3. Функциональная схема САР климатической камеры

тель определяет расход хладагента G_x , поступающий в испаритель.

В состав регулятора температуры воздуха камеры входят: датчик температуры воздуха (Dt), сравнивающий элемент температуры ($CЭt$), преобразователь отклонения температуры ($Пр\epsilon_t$). На сравнивающем элементе температуры определяется отклонение выходного сигнала датчика температуры i_t , соответствующего реальной температуре воздуха в камере, от требуемого значения u_t в виде разности $\epsilon_t = u_t - i_t$. Требуемое значение температуры задается устройством управления (УУ). Из отклонения, обработанного в преобразователе отклонения температуры, формируются регулирующие воздействия на регулирующий орган электродвигателя компрессора (РОК) h_k и регулирующий орган электродвигателя вентилятора (РОВ) h_v . Регулирующие органы электродвигателей задают сигналы U_k и U_v на включение или отключение электродвигателей приводов компрессора и вентилятора. Сравнивающие элементы, а также преобразователи отклонений давления и температуры реализованы программно в контроллере (К).

В качестве объекта испытаний в холодильной камере выбран дизель ЯМЗ-5340 номинальной мощностью 140 кВт [11]. Дизели ЯМЗ имеют широкое применение в качестве источников энергии на транспортных установках различного типа, которые используются в регионах Крайнего Севера РФ.

Математическая модель климатической камеры

Цель составления математической модели климатической камеры — ее использование для исследования переходных процессов изменения температур двигателя и воздуха и процессов регулирования в процессе охлаждения камеры (понижения температуры воздуха до минимального значения -60°C). Анализ информационных источников по моделям климатических камер для испытаний тепловых двигателей [12–16] показал, что необходима разработка динамической математической модели камеры с двигателем в составе САР температуры.

Климатическая камера состоит из двух основных элементов: самой камеры как теплоизолированной емкости с воздухом, в которой установлен испаритель, и испытываемого двига-

теля. Все элементы камеры функционируют совместно во взаимодействии с регулятором температуры воздуха.

Базовыми физическими уравнениями, описывающими неустановившиеся режимы работы элементов климатической камеры, являются уравнения динамического баланса потоков тепловой энергии через рассматриваемый элемент, записанные в малых отклонениях (дифференциалах). Составляющими уравнений служат удельные (в единицу времени) тепловые потоки. Способность элементов камеры аккумулировать тепловую энергию характеризуются их инерционными свойствами в виде полных теплоемкостей. В динамических моделях элементы климатической камеры рассматриваются как сосредоточенные.

Математическая модель двигателя

В процессе охлаждения камеры двигатель не работает, поэтому теплота от сгорания топлива не выделяется. Элементарное изменение тепловой энергии для двигателя dQ_d за элементарный интервал времени dt , записанное в форме уравнения динамического баланса:

$$dQ_d = -q_d dt, \quad (1)$$

где q_d — удельный тепловой поток с поверхности двигателя в воздух камеры;

Левую часть уравнения (1) представим в виде

$$dQ_d = c_d m_d dt_d, \quad (2)$$

где c_d — удельная массовая теплоемкость материала двигателя (серый чугун); m_d — масса двигателя; t_d — температура двигателя.

Удельный тепловой поток

$$q_d = \alpha_d S_d (t_d - t_v), \quad (3)$$

где α_d — коэффициент теплоотдачи от поверхности двигателя в воздух камеры; S_d — поверхность теплообмена; t_v — температура воздуха в холодильной камере.

С учетом выражений (2) и (3) тепловой динамический баланс (1) можно записать в виде дифференциального уравнения

$$c_d m_d \frac{dt_d}{dt} = \alpha_d S_d (t_v - t_d). \quad (4)$$

Выполним преобразования для представления уравнения двигателя (4) в стандартной форме.

Температуры в отклонениях

$$t_d = t_{d0} + \Delta t_d; \quad t_b = t_{b0} + \Delta t_b, \quad (5)$$

где t_{d0} и t_{b0} — температура двигателя и воздуха на исходном установившемся режиме.

После подстановки выражений (5) в уравнение (4) получим

$$c_d m_d \frac{d\Delta t_d}{dt} = \alpha_d S_d (t_{b0} - t_{d0}) - \alpha_d S_d \Delta t_d + \alpha_d S_d \Delta t_b.$$

Если на исходном установившемся режиме $t_{d0} = t_{b0}$, то уравнение приобретает вид

$$c_d m_d \frac{d\Delta t_d}{dt} + \alpha_d S_d \Delta t_d = \alpha_d S_d \Delta t_b.$$

В результате введения безразмерных относительных координат

$$y_d = \frac{\Delta t_d}{t_{d0}}; \quad y_b = \frac{\Delta t_b}{t_{b0}}$$

получаем

$$c_d m_d t_{d0} \frac{dy_d}{dt} + \alpha_d S_d t_{d0} y_d = \alpha_d S_d t_{b0} y_b.$$

Уравнение двигателя в стандартной форме

$$T_d \frac{dy_d}{dt} + y_d = k_d y_b,$$

где T_d — постоянная времени двигателя, $T_d = \frac{c_d m_d}{\alpha_d S_d}$, c ; k_d — коэффициент передачи двигателя,

ля, $k_d = \frac{t_b}{t_{b0}}$.

Математическая модель воздуха в климатической камере

Элементарное изменение тепловой энергии воздуха климатической камеры dQ_b за элементарный интервал времени dt , записанное в форме уравнения динамического баланса,

$$dQ_b = q_d dt - q_x dt, \quad (6)$$

где q_x — удельный тепловой поток от воздуха камеры в испаритель.

Левую часть уравнения (6) представим в виде

$$dQ_b = c_{pb} m_b dt_b, \quad (7)$$

где c_{pb} — удельная массовая теплоемкость воздуха при постоянном давлении; m_b — масса воздуха в камере.

Удельный тепловой поток от воздуха камеры в хладагент испарителя определяется в соответствии с уравнением теплопередачи

$$q_x = k_x S_x (t_b - t_x), \quad (8)$$

где k_x — коэффициент теплопередачи испарителя; S_x — площадь теплообмена испарителя; t_x — температура хладагента.

При неработающем двигателе тепловой поток с поверхности двигателя в воздух камеры определяется выражением (3). Тогда с учетом выражений (3), (7) и (8) тепловой динамический баланс для воздуха климатической камеры (6) запишется в виде дифференциального уравнения

$$c_{pb} m_b \frac{dt_b}{dt} = \alpha_d S_d (t_d - t_b) - k_x S_x (t_b - t_x). \quad (9)$$

Выполним преобразования для представления уравнения климатической камеры (9) в стандартной форме.

Температуры в отклонениях

$$t_d = t_{d0} + \Delta t_d; \quad t_b = t_{b0} + \Delta t_b; \quad t_x = t_{x0} + \Delta t_x, \quad (10)$$

где t_{d0} , t_{b0} и t_{x0} — температуры двигателя, воздуха и хладагента на исходном установившемся режиме.

После подстановки выражений (10) в уравнение (9) получаем

$$c_{pb} m_b \frac{d\Delta t_b}{dt} = \alpha_d S_d (t_{d0} - t_{b0}) - k_x S_x (t_{b0} - t_{x0}) - (\alpha_d S_d + k_x S_x) \Delta t_b + \alpha_d S_d \Delta t_d + k_x S_x \Delta t_x.$$

С учетом статического баланса на исходном установившемся режиме

$$\alpha_d S_d (t_{d0} - t_{b0}) = k_x S_x (t_{b0} - t_{x0})$$

уравнение приобретает вид

$$c_{pb} m_b \frac{d\Delta t_b}{dt} + (\alpha_d S_d + k_x S_x) \Delta t_b = \alpha_d S_d \Delta t_d + k_x S_x \Delta t_x.$$

В результате введения безразмерных относительных координат

$$y_d = \frac{\Delta t_d}{t_{d0}}; \quad y_b = \frac{\Delta t_b}{t_{b0}}; \quad y_x = \frac{\Delta t_x}{t_{x0}}$$

получаем

$$c_{pb} m_b t_{b0} \frac{d\Delta t_b}{dt} + (\alpha_d S_d + k_x S_x) t_{b0} \Delta t_b = \alpha_d S_d t_{d0} \Delta t_d + k_x S_x t_{x0} \Delta t_x.$$

Уравнение двигателя в стандартной форме

$$T_b \frac{dy_b}{d\tau} + y_b = k_{b1} y_d + k_{b2} y_x,$$

где $T_b = \frac{c_{pb} m_b}{\alpha_d S_d + k_x S_x}$; c — постоянная времени

климатической камеры; $k_{b1} = \frac{\alpha_d S_d t_{d0}}{(\alpha_d S_d + k_x S_x) t_{b0}}$ —

коэффициент передачи камеры по t_d ; $k_{b2} = \frac{k_x S_x t_{x0}}{(\alpha_d S_d + k_x S_x) t_{b0}}$ — коэффициент передачи ка-

меры по t_x .

Компьютерная модель климатической камеры в составе системы автоматического регулирования в соответствии с разработанной математической моделью реализована в программном комплексе МВТУ. Кроме модели климатической камеры компьютерная модель САР включает модель регулятора температуры воздуха с релейными регулирующими воздействиями на компрессор и вентилятор.

Моделирование процессов охлаждения климатической камеры

Методом компьютерного моделирования проведено исследование переходных процессов климатической камеры в составе системы автоматического регулирования.

Переходные процессы изменения температур воздуха и двигателя при работе климатической камеры в режиме охлаждения при неработающем двигателе без регулирования температуры воздуха показаны на рис. 4, 5. Проведено исследование процессов снижения температур при использовании разных типов хладагентов в испарителе холодильной машины. По техническим требованиям минимальная температура воздуха в климатической камере должна составляет $t_b = -60$ °С. Исходя из этого требования в качестве хладагентов могут быть использованы следующие с соответствующими температурами кипения t_k : R-41, $t_k = -79,6$ °С; R-13, $t_k = -81,5$ °С; R-23, $t_k = -82,2$ °С; R-14, $t_k = -128$ °С.

Рассмотрены процессы охлаждения климатической камеры при использовании хладагентов R-13 и R-14. Начальные значения температуры воздуха и двигателя приняты $t_b = t_d = +25$ °С. На рис. 4 показаны переходные процессы изменения температур воздуха и двигателя при использовании хладагента R-13, на рис. 5 — при использовании R-14.

Из приведенных переходных процессов видно, что при использовании хладагента R-13 (см. рис. 4) на снижение температуры воздуха до $t_b = -60$ °С требуется 14 минут, при этом

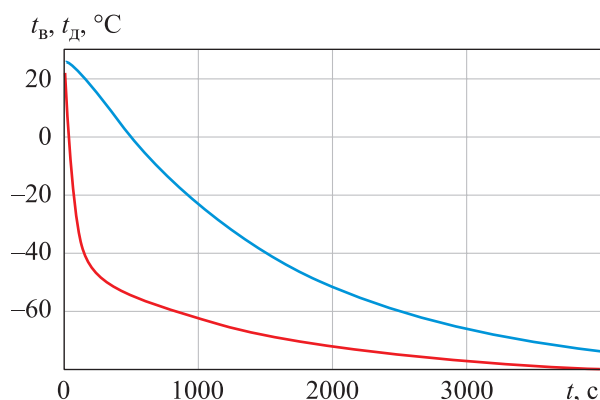


Рис. 4. Переходный процесс изменения температуры воздуха (—) и двигателя (—) при использовании хладагента R-13

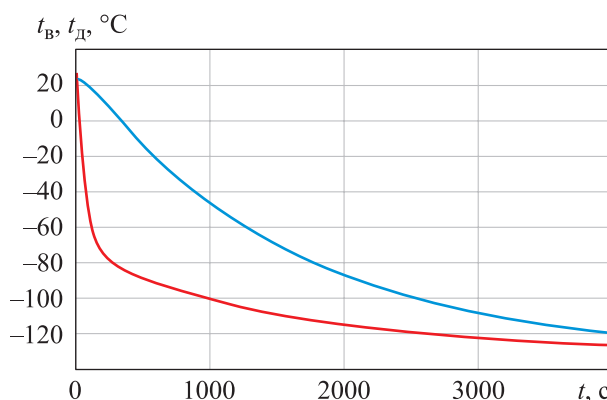


Рис. 5. Переходный процесс изменения температуры воздуха (—) и двигателя (—) при использовании хладагента R-14

температура двигателя снижается до $t_d = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ (температура пуска двигателя). При использовании хладагента R-14 с более низкой температурой кипения (см. рис. 5) температура воздуха снижается до $t_b = -60\text{ }^{\circ}\text{C}$ за 2 мин, а температура двигателя снижается до температуры пуска двигателя $t_d = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ — за 10 мин. Анализируя результаты снижения температур при рассмотренном охлаждении климатической камеры, следует учитывать, что теплообмен между поверхностью двигателя и воздухом и между воздухом и хладагентом в испарителе интенсифицирован работой вентилятора.

Далее проведено моделирование переходных процессов изменения температур воздуха и двигателя при работе климатической камеры в режиме охлаждения при неработающем двигателе с регулированием температуры воздуха. Система автоматического регулирования поддерживает температуру воздуха в камере на уровне $t_b = -60\text{ }^{\circ}\text{C}$ при использовании в испарителе хладагента R-14. Для регулирования температуры воздуха используется релейный регулятор. Исследовано влияния настроек регулятора на процесс стабилизации температуры воздуха на режиме охлаждения климатической камеры. Основным параметром релейного регулятора, влияющим на качество процесса регулирования, служит диапазон поддержания температуры. Переходные процессы изменения температур воздуха и двигателя показаны на рис. 6–9.

Переходные процессы изменения температур воздуха и двигателя при точности поддержания релейным регулятором температуры воз-

духа в диапазоне $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, представлены на рис. 6. Видно, что поддержание (стабилизация) температуры воздуха в камере на уровне $t_b = -60\text{ }^{\circ}\text{C}$ несколько удлиняет процесс остывания двигателя по сравнению с режимом охлаждения климатической камеры без регулирования температуры воздуха. Так, время остывания двигателя до температуры $t_d = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$ при охлаждении без регулирования температуры составляет 10 мин, а при охлаждении с регулированием температуры — 13 мин, хотя удлинение процесса остывания двигателя при этом не столь значительно.

Изменение сигнала на выходе реле регулятора при точности поддержания температуры воздуха в диапазоне $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$, показано на рис. 7.

Изменение сигнала на выходе реле регулятора при точности поддержания температуры воздуха в диапазоне $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ показано на рис. 8. Соответствующий процесс стабилизации температуры воздуха показан на рис. 9.

Достоинством настройки релейного регулятора с меньшим диапазоном поддержания температуры $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ является более высокая точность процесса стабилизации температуры, недостатком — более частое срабатывание регулятора и всех элементов системы автоматического регулирования, включая компрессор и вентилятор, что приводит к снижению ресурса их работы. Следует отметить, что климатические испытания двигателей не требуют высокой точности поддержания температуры воздуха, можно предположить, что поддержание температуры воздуха в камере с точностью $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ вполне приемлемо.

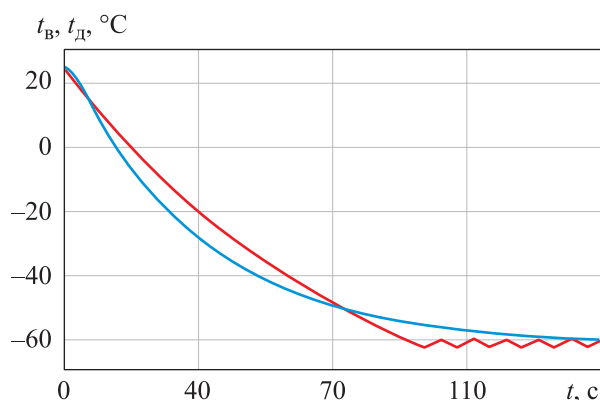


Рис. 6. Переходные процессы при точности поддержания температуры $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$:

— стабилизация температуры воздуха; — изменение температуры двигателя

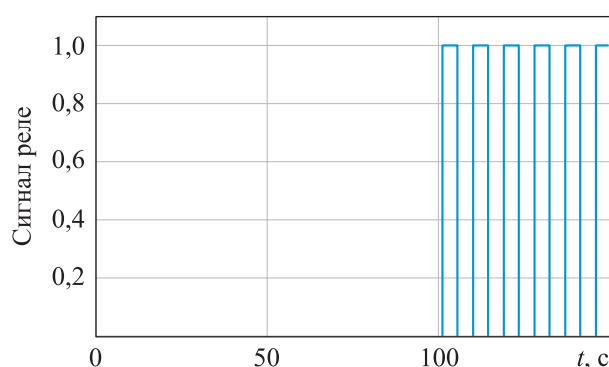


Рис. 7. Сигнал на выходе реле регулятора при точности поддержания температуры $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$

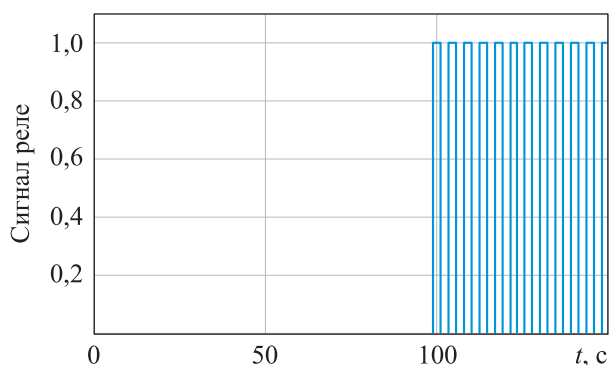


Рис. 8. Сигнал на выходе реле регулятора при точности поддержания температуры $\pm 2^\circ\text{C}$

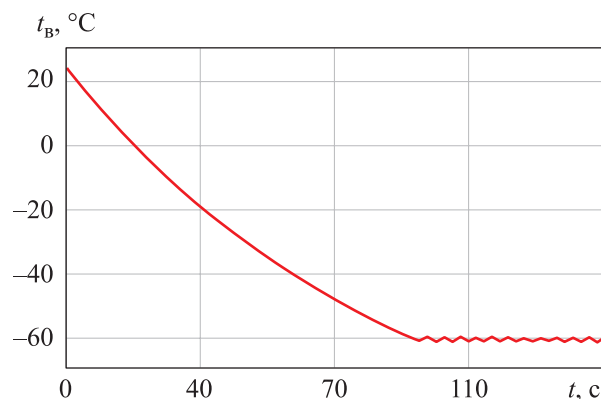


Рис. 9. Процесс стабилизации температуры воздуха при точности поддержания температуры $\pm 2^\circ\text{C}$

Заключение

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

1. Для получения оперативной информации о параметрах тепловых двигателей, предназначенных для работы в условиях Крайнего Севера РФ, наряду с универсальными климатическими камерами большого объема и мощности, целесообразна разработка специализированных холодильных камер для температурных испытаний двигателей малой и средней мощности.

2. Разработанная математическая модель предложенной климатической камеры для испытаний двигателей малой и средней мощности позволяет моделировать процессы изменения температуры двигателя и воздуха в процессе охлаждения камеры.

3. Результаты моделирования переходных процессов изменения температуры воздуха и двигателя в климатической камере дают информацию о выборе хладагента испарителя холодильной установки и настройке релейного регулятора температуры.

Литература

- [1] Цуранов О.А., Крысин А.Г. *Холодильная техника и технология*. Санкт-Петербург, Лидер, 2004, 448 с.
- [2] Цельсий-Проф. *Научно-технический центр. Испытания на воздействие внешних факторов*. URL: <https://celsius-prof.ru/> (дата обращения 30.09.2024).
- [3] García-Contreras R., Gómez A., Fernández-Yáñez P., Armas O. Estimation of thermal loads in a climatic chamber for vehicle testing. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2018, vol. 65. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2017.11.010>
- [4] AVL Climatic Chamber. *Advanced Thermal Testing for E-Mobility*. URL: <https://www.avl.com/en/testing-solutions/e-mobility-testing/thermal-testing/avl-climatic-chamber> (accessed September 30, 2024).
- [5] Испытательный центр продукции автомобилестроения. URL: <https://nami.ru/uploads/files/Испытания%20продукции%20автомобилестроения.pdf> (дата обращения 30.09.2024).
- [6] Климатическая камера для испытания автомобилей. «Волга-холод» (г. Тольятти). URL: <https://volga-cold.com/stati-1/post/klimaticheskaya-kamera-dlya-ispytaniya-avtomobiley> (дата обращения 30.09.2024).
- [7] Долгих А.С., Александрова Н.Ю., Попова И.С. Расширение диапазона применения климатической камеры КТК-800. *Вестник ИИШ ДВФУ*, 2017, № 2 (31). <https://doi.org/10.5281/zenodo.808892>
- [8] Стрельцов А.П., Шишов В.В. *Холодильное оборудование предприятий торговли и общественного питания*. Москва, ПрофОбрИздат, 2002.
- [9] Доссат Р.Дж., Хоран Т.Дж. *Основы холодильной техники*. Москва, Техносфера, 2008, 824 с.
- [10] Мещеряков Ф.Е. *Основы холодильной техники и холодильной технологии*. Москва, Пищевая промышленность, 1975.
- [11] Шамаль Н.Л. *Двигатели ЯМЗ-5340, ЯМЗ-5341, ЯМЗ-5342, ЯМЗ-5344. Руководство по эксплуатации 5340.3902150 РЭ*. ОАО «Автодизель». Ярославль, Инфо, 2014, 160 с.

- [12] Суханова И.И., Суханов К.О., Богданова А.Д. Модель виртуальной камеры для испытания отопительных приборов. *Инновации и инвестиции*, 2024, № 5, с. 379–382.
- [13] Агуреев И.Е., Елагин М.Ю., Хмелев Р.Н., Павлов Д.В. Математическое моделирование предпускового режима работы малоразмерного дизеля в условиях низких отрицательных температур. *Двигателестроение*, 2022, № 4 (290), с. 82–89. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.82-89>
- [14] Rossi di Schio E., Valdiserri P., Rondelli V., Capacci E. A numerical model for the design of a climatic chamber. *13th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems Sdewes*, Palermo, Italy, 2018, no. 0402, pp. 1–8.
- [15] Valdiserri P., Rossi Di Schio E., Rondelli V., Capacci E. A numerical analysis for the design of a climatic chamber. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2191 (1), art. 020150. <https://doi.org/10.1063/1.5138883>
- [16] Banas M., Filipowicz M., Lalik K., Kleszcz S., Podlasek S., Turlej T., Kozek M. The use of mathematical modeling for the construction of a control system for a climate chamber. *New Trends in Production Engineering*, 2019, vol. 2, pp. 562–569. <https://doi.org/10.2478/ntpe-2019-0061>

References

- [1] Tsuranov O.A., Krysin A.G. *Kholodil'naya tekhnika i tekhnologiya* [Refrigeration technology and technology]. Sankt-Petersburg, Lider Publ., 2004, 448 p. (In Russ.).
- [2] *Tsel'siy-Prof. Nauchno-tekhnicheskiiy tsentr. Ispytaniya na vozdeystvie vneshnikh faktorov* [Celsius-Prof. Scientific and Technical center. Tests for the effects of external factors]. Available at: <https://celsius-prof.ru/> (accessed September 30, 2024).
- [3] García-Contreras R., Gómez A., Fernández-Yáñez P., Armas O. Estimation of thermal loads in a climatic chamber for vehicle testing. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 2018, vol. 65. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2017.11.010>
- [4] *AVL Climatic Chamber. Advanced Thermal Testing for E-Mobility*. Available at: <https://www.avl.com/en/testing-solutions/e-mobility-testing/thermal-testing/avl-climatic-chamber> (accessed September 30, 2024).
- [5] *Ispytatel'nyy tsentr produktsii avtomobilstroeniya* [Automotive Product Testing Center]. Available at: <https://nami.ru/uploads/files/Испытания%20продукции%20автомобилестроения.pdf> (accessed September 30, 2024).
- [6] *Klimaticheskaya kamera dlya ispytaniya avtomobiley. "Volga-kholod" (g. Tol'yatti)* [Climate chamber for testing cars. Volga-Kholod (Tolyatti)]. Available at: <https://volga-cold.com/stati-1/post/klimaticheskaya-kamera-dlya-ispytaniya-avtomobiley> (accessed September 30, 2024).
- [7] Dolgikh A.S., Aleksandrova N.Yu., Popova I.S. The extension of the range of application of the CTC-800 climate chamber. *FEFU: School of Engineering Bulletin*, 2017, no. 2 (31). (In Russ.). <https://doi.org/10.5281/zenodo.808892>
- [8] Strel'tsov A.P., Shishov V.V. *Kholodil'noe oborudovanie predpriyatiy trgovli i obshchestvennogo pitaniya* [Refrigeration equipment of trade and catering enterprises]. Moscow, ProfObrIzdat Publ., 2002. (In Russ.).
- [9] Dossat R.Dzh., Khoran T.Dzh. *Osnovy kholodil'noy tekhniki* [Fundamentals of refrigeration technology]. Moscow, Tekhnosfera Publ., 2008, 824 p. (In Russ.).
- [10] Meshcheryakov F.E. *Osnovy kholodil'noy tekhniki i kholodil'noy tekhnologii* [Fundamentals of refrigeration and refrigeration technology]. Moscow, Pishchevaya promyshlennost' Publ., 1975. (In Russ.).
- [11] Shamal' N.L. *Dvigateli YaMZ-5340, YaMZ-5341, YaMZ-5342, YaMZ-5344. Rukovodstvo po ekspluatatsii 5340.3902150 RE* [Shamal N.L. YaMZ-5340, YaMZ-5341, YaMZ-5342, YaMZ-5344 engines. Operation manual 5340.3902150 RE]. OAO "Avtodizel". Yaroslavl', Info, 2014, 160 p. (In Russ.).
- [12] Sukhanova I.I., Sukhanov K.O., Bogdanova A.D. Model of a virtual chamber for testing heating devices. *Innovation & investment*, 2024, no. 5, pp. 379–382. (In Russ.).
- [13] Agureev I.E., Elagin M.Yu., Khmelev R.N., Pavlov D.V. Mathematical simulation of the small-sized diesel engine pre-start operation exposed to low negative temperatures. *Engines construction*, 2022, no. 4 (290), pp. 82–89. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.82-89>
- [14] Rossi di Schio E., Valdiserri P., Rondelli V., Capacci E. A numerical model for the design of a climatic chamber. *13th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems Sdewes*, Palermo, Italy, 2018, no. 0402, pp. 1–8.
- [15] Valdiserri P., Rossi Di Schio E., Rondelli V., Capacci E. A numerical analysis for the design of a climatic chamber. *AIP Conf. Proc.*, 2019, vol. 2191 (1), art. 020150. <https://doi.org/10.1063/1.5138883>
- [16] Banas M., Filipowicz M., Lalik K., Kleszcz S., Podlasek S., Turlej T., Kozek M. The use of mathematical modeling for the construction of a control system for a climate chamber. *New Trends in Production Engineering*, 2019, vol. 2, pp. 562–569. <https://doi.org/10.2478/ntpe-2019-0061>

Материалы получены редакцией 31.01.2025

Сведения об авторах

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

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

Кротов Александр Сергеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: krotov@bmstu.ru

Information about the authors

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

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

Krotov Alexander Sergeevich — Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigeration and Cryogenic Technology, Air Conditioning and Life Support Systems, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: krotov@bmstu.ru

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Кротов А.С. Расчетное исследование процессов регулирования температуры в климатической камере для испытаний тепловых двигателей. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 61–71.

Citation:

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V., Krotov A.S. Computational study of the temperature control processes in a climatic chamber to test the heat engines. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 61–71. (In Russ.).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА

УДК 621.436

Влияние добавок водорода на параметры двигателя, работающего на аммиаке

М.В. Гордин¹, В.А. Марков¹, М.И. Шленов¹, Ч. Юй², Ц. Чжао², Д. Хан³

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

² Колледж энергетики и энергетического машиностроения Харбинского инженерного университета, Харбин, Китай

³ Шанхайский университет Цзяо Тонг, Шанхай, Китай

Hydrogen additives effect on the ammonia-powered engine parameters

M.V. Gordin¹, V.A. Markov¹, M.I. Shlenov¹, Z. Yu², J. Zhao², D. Han³

¹ Bauman Moscow Technical University, Moscow, Russian Federation

² College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China

³ Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China

Рассмотрена возможность улучшения качества сгорания аммиака путем добавления водорода в рабочую смесь двигателя с искровым зажиганием. В качестве объекта исследования выбран двигатель размерности 7,7/8,58 со степенью сжатия 10,5. Для исследования влияния добавок водорода на характеристики воспламенения и параметры двигателя, работающего на аммиачно-водородном топливе, был предложен механизм кинетики реакций воспламенения и сгорания аммиачно-водородных смесей. Исследовано влияние состава смеси на период задержки воспламенения рабочей смеси и ее сгорание, а также на параметры двигателя. Показано, что период задержки воспламенения аммиака уменьшается с ростом содержания водорода в смеси. При неизменности общей теплотворной способности топлива и угла опережения зажигания увеличение содержания водорода в смеси приводит к повышению максимального давления сгорания, однако из-за ускоренного процесса выделения теплоты мощность двигателя снижается. В связи с этим для повышения мощности двигателя с ростом содержания водорода в смеси необходимо увеличивать угол опережения зажигания. Кроме того, увеличение концентрации водорода в смеси способствует значительному повышению температуры и давления в процессе сгорания, что приводит к увеличению концентрации оксидов азота в отработавших газах.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, аммиак, водород, аммиачно-водородное топливо, период задержки воспламенения, кинетика реакции сгорания

The paper considers a possibility of improving the ammonia combustion quality by adding hydrogen to the working mixture in a spark-ignition engine. The study object is the 7.7/8.58 dimensionality engine with the 10.5 compression ratio. The paper proposes a mechanism for the ignition and combustion reactions kinetics of ammonia-hydrogen mixtures to study the hydrogen additives effect on ignition characteristics and parameters of the engine running on the ammonia-hydrogen fuel. The mixture composition effect on the ignition delay period of the working mixture and its combustion, as well as on the engine parameters, is analyzed. The paper shows that the ammonia ignition delay period decreases with increasing the hydrogen content in the mixture. With the fuel total calorific value and the ignition advance angle remaining unchanged, an increase in the hydrogen content in the mixture leads to the growing maximum combustion pressure. However, the engine power decreases due to the accelerated heat release. In this regard, it is necessary to increase the ignition advance angle to raise the engine power with the increasing hydrogen content in the mixture. In addition, the growing hydrogen concentration in the mixture contributes to a significant temperature and pressure increase during combustion, which leads to an increase in the nitrogen oxides concentration in the exhaust gases.

Keywords: internal combustion engine, ammonia, hydrogen, ammonia-hydrogen fuel, ignition delay period, combustion reaction kinetics

Введение

Конкурентоспособность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) по сравнению с энергетическими установками других типов для транспорта в значительной мере определяется возможностью обеспечения требуемых экологических показателей транспортных средств [1–3]. Кроме выбросов с отработавшими газами (ОГ) основных нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота, монооксида углерода, несгоревших углеводородов и твердых частиц) значимым фактором становятся выбросы с ОГ парниковых газов (в первую очередь — выброс углекислого газа). Кардинальное улучшение названных экологических показателей двигателей достижимо при использовании в них альтернативных топлив [4–6]. Декарбонизация энергетики и транспорта и переход к углерод-

но-нейтральной энергетике достигаются при использовании безуглеродных моторных топлив [7–11].

К безуглеродным моторным топливам относятся водород (H_2) и аммиак (NH_3). Привлекательно использование в качестве моторного топлива водорода [12–16]. К его преимуществам следует отнести широчайшую сырьевую базу и отлаженные технологии получения, высокую теплотворную способность, примерно в 3 раза превышающую теплотворную способность нефтяного дизельного топлива (ДТ), возможность его использования в качестве топлива и в дизельных двигателях, и в двигателях с принудительным воспламенением рабочей смеси: его октановое число, определенное по моторному методу, равно 130 (табл. 1) [9]. И главное — продуктом сгорания водорода является вода.

Таблица 1. Физико-химические характеристики газообразных моторных топлив и ДТ

Характеристика	Топливо				
	Водород	Аммиак	Метан	Бензин	ДТ
Формула состава	H_2	NH_3	CH_4	C_8H_{17}	$C_{12}H_{26}$
Молекулярная масса	2,02	17,03	16,04	114	172
Плотность жидкой фазы при температуре кипения и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	71	–	416	730	830
Плотность газовой фазы при $t = 0$ °С и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	0,090	0,771	0,717	–	–
Относительная плотность газа по воздуху	0,0695	0,596	0,554	–	–
Октановое число по моторному методу, ед.	130	110	110	90	–
Метановое число, ед.	0	—	100	–	–
Цетановое число, ед.	Около 1	Около 0	3	10	45
Температура самовоспламенения, °С	585	651	538	350	250
Температура кипения при $p = 0,1$ МПа, °С	–252,8	–33,4	–161,6	40–200	180–360
Температура критическая, °С	–239,9	132	–82,1	–	–
Теплота сгорания низшая (масс.), кДж/кг	119 872	17 130*	49 948	44 000	42 500
Теплота сгорания низшая (об.), кДж/м ³	9 372	13 200*	35 797	–	–
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг	34,5	6,14	17,2	14,7	14,3
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м ³ вещества, м ³ /м ³	2,40	3,66	9,53	–	–
Скорость распространения пламени при сгорании стехиометрической смеси (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$), м/с	2,5	0,08	0,40	0,37	0,30
<i>Примечание.</i> Прочерк в ячейке означает, что характеристика не определялась; * — с учетом диссоциации; для автомобильного бензина и ДТ указаны показатели топлив среднего состава.					

В то же время существует ряд проблем, возникающих при использовании водорода в качестве моторного топлива, которые на сегодняшний день окончательно не решены. Среди них высокая стоимость получения водорода, сложность его хранения на заправочных станциях и на борту транспортных средств, его взрывоопасность, жесткое сгорание в цилиндрах ДВС, его негативное воздействие на конструкционные материалы и ряд других проблем. Часть указанных проблем решается при использовании в качестве моторного топлива аммиака [17–22]. При этом аммиак можно рассматривать как носитель водорода, обеспечивающий его безопасное хранение.

Однако использование аммиака в качестве моторного топлива осложняется различиями физико-химических и моторных свойств аммиака от аналогичных свойств природного газа и нефтяного ДТ (см. табл. 1) [9]. Работа дизельных двигателей на аммиаке затрудняется высокой температурой его самовоспламенения, составляющей $t = 651\text{ }^{\circ}\text{C}$. Поэтому при организации процесса сгорания аммиака в двигателе необходимо предусмотреть его воспламенение от постороннего источника (свеча зажигания, запальная доза ДТ и др.). Но аммиак как моторное топливо обладает рядом преимуществ. Его молекула не содержит атомов углерода, а массовая доля атомов водорода составляет около 18 %. При нормальной температуре и давлении 1 МПа аммиак находится в жидкой фазе и имеет плотность $\rho = 690\text{ кг/м}^3$, что сопоставимо с плотностью бензина. С учетом указанного выше процентного содержания водорода в молекуле аммиака (18 %) объемная плотность водородного топлива в жидком аммиаке вдвое превосходит плотность жидкого водорода ($\rho = 71\text{ кг/м}^3$). Температура кипения аммиака близка к температуре кипения пропан-бутановых смесей (см. табл. 1), что позволяет обеспечить его хранение в сжиженном виде и топливоподачу системами, используемыми для подачи пропан-бутановых смесей. Таким образом, использование аммиака вместо водорода в целом позволяет решить проблему хранения и транспортировки топлива на борту автомобиля. Еще одно преимущество использования аммиака в качестве моторного топлива перед водородом — невысокая жесткость его сгорания в камере сгорания (КС) ДВС (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ максимальная

скорость распространения пламени для водорода и аммиака составляет 2,50 и 0,08 м/с соответственно, см. табл. 1).

Аммиак — одно из наиболее широко известных неорганических химических веществ, широко используемых для производства азотных удобрений. Известны различные технологии промышленного получения аммиака [21]. Около 95 % мирового производства аммиака основано на использовании ископаемых энергоносителей. При этом 72 % мирового производства аммиака базируется на его получении из природного газа, еще 22 % этого производства основано на его получении путем газификации угля (эта технология широко используется в Китае).

Производство аммиака начало заметно расти примерно с 1900-х годов [23]. В 2019 г. было произведено около 240 млн т аммиака и прогнозируется, что в 2030 г. его производство увеличится примерно до 300 млн т. Большая часть его производится в четырех странах мира: Китае, Индии, России и США, но продается аммиак по всему миру (рис. 1 и 2) [23]. Китай и Индия являются ведущими импортерами аммиака, а Россия в основном экспортирует аммиак. При этом около 70 % аммиака (около 170 млн т) предназначено для экспорта (рис. 3) [23]. Аммиак импортируется и экспортируется во многие страны мира на всех континентах. Использование аммиака в качестве топлива приведет к диверсификации производственного процесса. Аммиак используется в основном в сельском хозяйстве (80 %), а также в производстве пластмасс, фармацевтических препаратов и взрывчатых веществ [23]. Как безуглеродный носитель водорода, аммиак повысил бы темпы глобального развития водородной экономики. Технологии производства, транспортировки и хранения аммиака уже хорошо развиты благодаря широкому спектру его применений. Он хранится в жидком виде при различном давлении и температуре. Процесс ожижения аммиака прост и недорог по сравнению с водородом [23]. При использовании больших емкостей низкотемпературное хранение аммиака более целесообразно экономически и может быть почти в 16 раз дешевле, чем хранение водорода. Аммиак как легко транспортируемое топливо с нулевым выбросом углерода обладает значительным потенциалом для широкого внедрения в соответствии с глобальной концепцией углеродной нейтральности [23].



Рис. 1. Распределение мирового производства аммиака

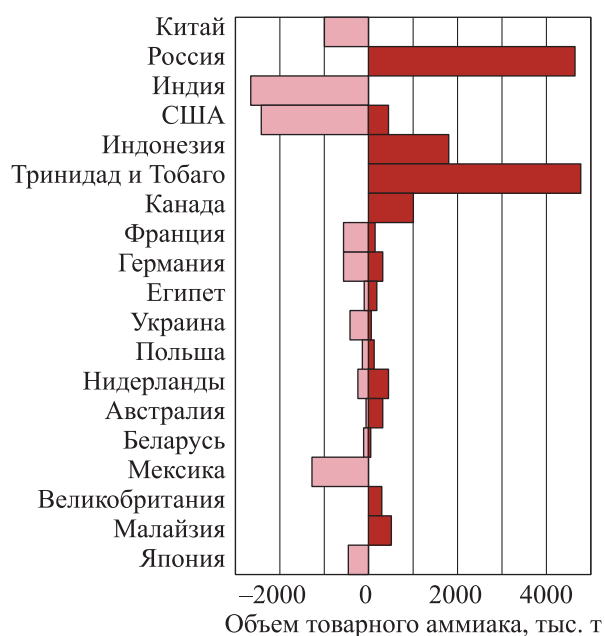


Рис. 2. Распределение производства аммиака по странам:

■ импорт; ■ экспорт

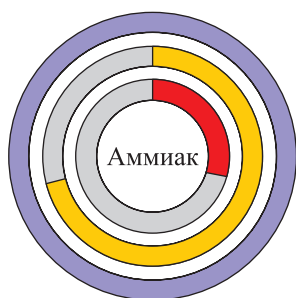


Рис. 3. Мировое производство аммиака:

● общий объем производства 239 млн т; ● торговля 170 млн т; ● собственное потребление 69 млн т

Несмотря на указанные выше преимущества использования водорода и аммиака как моторных топлив, их широкое применение в ДВС сдерживается особенностями их сгорания. В частности, в условиях КС двигателя сгорание водорода отличается чрезмерно большой скоростью (примерно в 8 раз превышающей скорость сгорания ДТ), а аммиак, напротив, характеризуется очень медленным сгоранием (скорость его сгорания примерно в 4 раза меньше скорости сгорания ДТ, см. табл. 1). По этой причине аммиак в большей степени подходит в качестве топлива для средне- и малооборотных дизельных двигателей. Известны работы, посвященные особенностям сгорания водорода [24–28], аммиака [29–35], смесей водорода, аммиака, природного газа [36–40]. Но необходимы дополнительные исследования и анализ кинетического механизма воспламенения и окисления аммиака в условиях КС двигателя и мероприятий, улучшающих качество процесса сгорания в цилиндрах, включая добавку водорода в рабочую смесь с целью повышения эффективности процесса сгорания.

Анализ влияния добавок водорода на характеристики воспламенения и сгорания в двигателе, работающем на смеси аммиака и водорода

Характерными особенностями аммиака по сравнению с другими видами безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив (водорода, метана, метанола и др.) служат высокая необходимая энергия их воспламенения, большой

период задержки воспламенения (ПЗВ) и низкая скорость горения. Это побудило многих ученых исследовать особенности горения аммиака в условиях КС ДВС. Одной из первых работ, посвященных исследованию сгорания аммиака, была публикация [41]. Последующие исследования ученых неизменно указывали на то, что ПЗВ аммиака значительно выше, чем у нефтяных углеводородных топлив [42–44]. В работах [45, 46] было отмечено, что ПЗВ аммиака находится в обратно пропорциональной зависимости от давления, но при этом повышение давления способствует заметному снижению ПЗВ аммиака лишь в определенном диапазоне режимов работы двигателя. При низкой температуре давление оказывает незначительное влияние на ПЗВ.

Для более глубокого изучения воспламенения аммиака предложены многочисленные механизмы кинетики реакции процесса его сгорания, базирующиеся на экспериментальных данных. Примерами указанных механизмов могут служить модели, представленные в работах [47–52]. Эти механизмы кинетики химических реакций позволили провести углубленный анализ процесса воспламенения аммиака. Авторы статьи [51] оценили константы скорости реакций разложения аммиака, выделения атомов водорода H , промежуточной диссоциации радикала HNO (нитроксил или азанон). Обнаружено, что радикал H_2NO (дигидронитросил-радикал) оказывает решающее влияние на ПЗВ. При этом реакции дегидрирования этого радикала кислородом O_2 , гидропероксильным радикалом HO_2 и одновалентным радикалом NH_2 значительно влияют на скорость реакции окисления аммиака при низкой температуре. Развивая механизм окисления аммиака работы [53], авторы публикации [52] предложили усовершенствованный механизм и определили, что при окислении аммиака наиболее значима реакция соединения радикала NH_2 с оксидом азота NO . Авторы статьи [54] провели численное моделирование процесса горения смесей аммиака с метаном и воздухом, а также оценили эффективность моделей работ [55–57]. В статье [54] также отмечена ограниченность существующих моделей и предложены направления их улучшения.

И хотя в настоящее время существует определенное понимание того, как происходит процесс воспламенения аммиака, аналитические исследования посвящены в основном его вос-

пламенению при низком давлении и высокой температуре. При работе двигателя давление в цилиндре изменяется в широких пределах — от 0,1 до 15 МПа при диапазоне изменения температуры от 350 до 2000 К. Очевидно, что давление рабочей смеси в цилиндрах будет заметно влиять на процесс воспламенения аммиака [58, 59]. Следовательно, существует необходимость в дальнейшем совершенствовании моделирования кинетики реакций воспламенения аммиака.

Наряду с исследованиями кинетики реакций воспламенения и сгорания аммиака также изучают технические возможности сжигания аммиака в двигателях. Результаты исследований [60, 61] показали, что для стабильного самовоспламенения аммиака в дизельных двигателях минимальная степень сжатия должна составлять $\varepsilon = 35$. В работе [62] отмечено, что для стабильного воспламенения аммиачного топлива в этих двигателях со штатной степенью сжатия необходимо организовать поджиг смеси от свечи зажигания. Также установлено, что эффективный рабочий процесс дизельного двигателя на аммиаке обеспечивается при впрыскивании запальной дозы дизельного топлива или при добавлении водорода в аммиак [63, 64]. При этом отметим, что, поскольку водород также представляет собой безуглеродное топливо, сочетание аммиака и водорода рассматривают как оптимальное решение для перехода к углеродно-нейтральной энергетике.

Исследованию работы ДВС на аммиачно-водородном топливе посвящен ряд работ. В статье [65] рассмотрено воспламенение аммиачно-водородного топлива в двигателях с гомогенным воспламенением от сжатия (Homogeneous charge compression ignition — HCCI) и обнаружено, что подобная организация рабочего процесса может повысить мощность двигателей. Для достижения максимальной мощности такого двигателя и его тепловой эффективности требуется повышение степени сжатия. Однако высокие степени сжатия могут привести к детонационному сгоранию водорода, поэтому необходимо обеспечить оптимальное соотношение подач аммиака и водорода. В работе [66] представлены результаты экспериментов на двигателе со степенью сжатия $\varepsilon = 22$, работающем на гомогенных смесях (HCCI) аммиака и водорода в диапазоне от чистого водорода до 94 % его содержания в смеси по объему. Благодаря

использованию турбонаддува и подбору коэффициента избытка воздуха α удалось повысить эффективность сгорания аммиака. Для предотвращения нестабильного сгорания максимальная температура сгорания чистого водорода и чистого аммиака поддерживались на уровне выше 1600 и 1800 К соответственно.

Влияние коэффициента избытка воздуха α на эффективность сгорания среднеоборотного двигателя изучено в работе [64]. Результаты этого исследования показали, что по мере увеличения α для воспламенения рабочей смеси требовались более высокие начальные значения температуры и давления на впуске. Большее содержание водорода в смеси может снизить требования к температуре и давлению. При смешивании топлива, состоящим из 70 % NH_3 и 30 % H_2 , увеличение α приводило к повышению давления в цилиндре и небольшому увеличению ПЗВ.

В работе [67] использован метод одномерного численного моделирования для оценки характера протекания рабочих процессов и параметров двигателя с искровым зажиганием, непосредственным впрыскиванием топлива и турбонаддувом. Исследования показали, что двигатель, работающий на аммиаке, может обеспечить КПД, примерно равный 41 %, при максимально допустимом наддуве. Отмечено, что низкая скорость ламинарного горения аммиака может ограничить рабочий диапазон мощностей двигателей с искровым зажиганием.

В работе [68] проведена оценка параметров двигателя с искровым зажиганием, работающего на аммиачно-водородной смеси, содержащей 85 % NH_3 и 15 % H_2 по объему. Проанализирована работа двигателя на режимах с частичными и полной нагрузкой при различных степенях открытия дроссельной заслонки и давлении наддува. Отмечено, что, хотя добавление водорода в аммиачно-водородную смесь улучшает характеристики сгорания и расширяет рабочий диапазон двигателя, на режимах с большой частотой вращения и нагрузкой работа двигателя затрудняется в связи с увеличением жесткости сгорания смеси.

Поскольку водород является промежуточным продуктом реакции сжигания аммиака, при моделировании механизма окисления аммиака часто рассматривают реакции образования водорода. При этом кинетические механизмы реакций сгорания аммиачно-водородных смесей

вых топлив претерпели некоторое развитие [45, 48, 50, 69, 70]. Однако из-за отсутствия достоверных механизмов взаимодействия аммиака и водорода при средней и низкой температуре и высоком давлении кинетика воспламенения аммиачно-водородных смесей в таких условиях требует дальнейшего уточнения. При этом необходимо изучить влияние соотношения компонентов указанных смесей на пределы их воспламенения в характерных режимах двигателей.

В данной статье разработан механизм кинетики реакций воспламенения и сгорания аммиачно-водородных смесей, адаптированный к типичным условиям эксплуатации двигателя. На основе этого механизма проведен детальный анализ влияния таких факторов, как температура, давление, коэффициент избытка воздуха и соотношения компонентов смеси, на ПЗВ и границы самовоспламенения аммиачно-водородных смесей. С использованием методов динамического программирования исследованы воспламеняемость и процессы сгорания смесей аммиака и водорода. На основе проверенной нульмерной модели рабочего процесса двигателя проведено численное моделирование этого процесса с целью изучения влияния соотношения компонентов в смеси на мощность двигателя и характеристики сгорания.

Механизм кинетики реакции сгорания аммиачно-водородных смесей

В предыдущих исследованиях авторов статьи были объединены генетический алгоритм и алгоритм Powell для оптимизации механизма кинетики реакции сгорания аммиака, в результате чего он содержал 34 соединения и 286 реакций [71, 72]. Механизм для аммиака был разработан на основе системы водород-кислородных реакций, предложенной в работе [73]. В связи с дальнейшими усовершенствованиями системы реакций воспламенения и сгорания водорода в исследованиях [74, 75] необходимо оптимизировать водородную подсистему для построения более точного механизма кинетики этих реакций для смеси аммиака с водородом. Авторы работы [74] полагали, что химические реакции соединения радикала H с кислородом O_2 и другими радикалами существенно влияют на протекания всей системы химических реакций. В работе [75] предложен новый механизм реакции сгорания водорода, содержащий 15 со-

Замененные реакции			
$O + H_2 = OH + H$	$H_2O_2 + O = HO_2 + OH$	$H_2O_2 + OH = HO_2 + H_2O$	$H_2O_2 + OH = HO_2 + H_2O$
Добавленные соединения			
OX	ONX	O ₂ X	O ₃
Добавленные реакции			
$2H + M = H_2 + M$	$2O + M = O_2X + M$	$H + O_2X + M = HO_2 + M$	$ONX + H = OH + H$
$2H + H_2 = 2H_2$	$O_2X + M = O_2 + M$	$HO_2 + OH = H_2O + O_2X$	$ONX + O = OH + O$
$2H + N_2 = H_2 + N_2$	$O_2X + O = O_2 + O$	$OH + O_2X = O + HO_2$	$ONX + AR = OH + Ar$
$3H = H_2 + H$	$O_2X + H = O_2 + H$	$O_3 + H = OH + O_2$	$ONX + H_2 = H_2O + H$
$2O + M = O_2 + M$	$O_2X + O + M = O + O_2 + M$	$O_3 + OH = HO_2 + O_2$	$ONX + O_2 = O_3 + H$
$O + H + M = OH + M$	$O_2X + O_3 = 2O_2 + O$	$O_3 + HO_2 = OH + 2O_2$	$ONX + O_2 = HO_2 + O$
$2OH = H_2O + O$	$OX + O_2X = O + O_2$	$H + HO_2 = H_2O + OX$	$ONX + H_2O = H_2O_2 + H$
$H_2O + O = H + HO_2$	$OX + O_2 = O + O_2X$	$OX + H_2 = OH + H$	$ONX + HV = OH$
$H_2 + O_2 = H + HO_2$	$OX + O_2 = O + O_2$	$OX + H_2O = 2OH$	$2H + O_2 = H_2 + O_2$
$O_2 + O + Ar = O_3 + Ar$	$OX + M = O + M$	$O + H + M = ONX + M$	$2H + O_2 = 2OH$
$O_2 + O + Ar = O_3 + Ar$	$OX + N_2 = O + N_2$	$ONX + O_2 = OH + O_2$	$H + O_2 + O = OH + O_2$
$O_2 + O + M = O_3 + M$	$OX + O_3 = O_2 + 2O$	$ONX + N_2 = OH + N_2$	$H + O_2 + OH = H_2O + O_2$
$O_2 + O + M = O_3 + M$	$OX + O_3 = 2O_2$	$ONX + H_2O = OH + H_2O$	$ONX + H = OH + H$
$O_3 + O = 2O_2$	$H_2 + O_2X = H + HO_2$	$ONX + H_2 = OH + H_2$	$ONX + O = OH + O$
$O_3 + O = O_2X + O_2$	$H + O_2X = OH + O$	$ONX + OH = 2OH$	$ONX + Ar = OH + Ar$

Рис. 4. Замененные реакции, добавленные вещества и реакции в процессе создания механизма окисления аммиачно-водородного топлива (М — модификатор; X — радикал)

единений и 75 реакций, для исследования этой химической кинетики. Дополнение ранее предложенного механизма кинетики реакций воспламенения и сгорания смеси водорода с аммиаком этим водородным механизмом позволило разработать обновленный механизм кинетики этих реакций, который теперь включает 38 соединений и 343 реакции. Реакции, которые были заменены в процессе создания такого механизма, а также добавленные реакции представлены на схеме (рис. 4).

В исследованиях работы [75] был оптимизирован механизм химически термомолекулярных реакций и введены такие компоненты, как OX и ONX, где X — радикалы.

Имитационная модель воспламенения аммиачно-водородного топлива

Для моделирования процесса воспламенения смеси аммиачно-водородного топлива с воздухом использована замкнутая однородная модель

программного комплекса (ПК) ANSYS Chemkin-Pro. Модель настраивали с учетом различий процессов воспламенения в ударных трубах и машинах быстрого сжатия (используются для имитации такта сжатия ДВС с целью исследований химической кинетики воспламенения рабочей смеси при невысокой температуре в условиях ДВС). При моделировании процесса в ударной трубе ее объем считался постоянным и решались уравнения сохранения энергии, а для машины быстрого сжатия учитывались изменения объема [76]. Критерием для определения момента воспламенения служила разница во времени от начала реакций до момента достижения максимальной концентрации радикалов OH в исследуемом объеме.

Численное моделирование рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием, работающего на аммиачно-водородном топливе, с использованием нульмерной модели проведено в ПК ANSYS Chemkin-Pro. Рассмотрен период

от закрытия впускного клапана до открытия выпускного клапана, т. е. период фаз сжатия, сгорания и расширения. При моделировании замкнутое пространство КС было разбито на область свежего заряда (до начала сгорания) и область сгоревшего заряда (после сгорания), разделенные фронтом пламени во время горения. Скорость массообмена между этими областями определяется функцией Вибе, которая обычно используется для описания накопленной массовой доли сгоревшей смеси. Функция Вибе выражается как

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{t - t_s}{C_d} \right)^{b+1} \right]^c, \quad (1)$$

где t — текущее время; t_s — время начала воспламенения; C_d — продолжительность горения; a и b — константы; в соответствии с рекомендациями работ [71, 72] использованы следующие значения констант: $a = 5$ и $b = 2$; c — константа, характеризующая процесс сгорания для конкретного вида топлива.

В процессе сгорания смеси должно выполняться условие сохранения массы

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out},$$

где $\dot{m}_{in}$ и $\dot{m}_{out}$ — массы притока и оттока смеси.

Массообмен между рассматриваемыми областями КС сопровождается переносом частиц и подчиняется уравнению сохранения энергии, которое записывают в виде

$$\begin{aligned} m_{burned} &= \frac{dY_{k,burned}}{dt} = \rho_{burned} V_{burned} \frac{dY_{k,i}}{dt} = \\ &= m (Y_{k,i} - Y_{k,burned}) + V_{burned} \omega_{k,burned} W_k; \\ \rho_{burned} V_{burned} C_p \frac{dT_{burned}}{dt} &= V_{burned} \frac{dp_{burned}}{dt} + \\ &+ m_{burned} \sum_{k=1}^{k_{kgas}} Y_{k,i} (h_{k,i} - h_{k,burned}) - \\ &- V_{burned} \sum_{k=1}^{k_{kgas}} \omega_{k,burned} W_k h_{k,burned}, \end{aligned}$$

где m_{burned} — масса сгоревшего газа; $Y_{k,burned}$ — массовая доля сгоревшего газа; ρ_{burned} и V_{burned} — плотность и объем рабочего тела в области сгоревшего заряда; $Y_{k,i}$ — массовая доля газа на впуске; m — масса смеси; $\omega_{k,burned}$ и W_k — скорость

образования молярной массы и молекулярный вес соединений k ; C_p — теплоемкость при постоянном давлении; p_{burned} — давление в области сгоревшего заряда; $h_{k,i}$ и $h_{k,burned}$ — энтальпия вещества k при адиабатической температуре пламени.

Для передачи теплоты использован классический подход Вошни. Теплотери определяются как

$$Q = h A (T - T_{wall}),$$

где h — коэффициент теплопередачи; A — площадь стенки; T — текущая температура; T_{wall} — температура стенки. Коэффициент h определяется следующими безразмерными критериями теплопередачи:

$$Nu = a Re^b Pr^c;$$

$$Nu = \frac{hD}{\lambda};$$

$$Re = \frac{D v_{cylinder} \rho}{\mu};$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda};$$

$$\begin{aligned} v_{gas} &= \left(C_{11} + C_{12} \frac{v_{swirl}}{v_{cylinder}} \right) v_{cylinder} + \\ &+ C_2 \frac{T_i D_v}{p_i D_i} (p - p_{motored}), \end{aligned} \quad (2)$$

где Nu , Re и Pr — критерии Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля соответственно; D — диаметр цилиндра; λ — коэффициент теплопроводности газа; ρ — плотность газа; μ — динамическая вязкость газа; $v_{cylinder}$ — скорость поршня; v_{gas} — скорость газа; v_{swirl} — скорость завихрения (вихревое число); C_{11} , C_{12} , C_2 — коэффициенты, зависящие от вида протекающего процесса; D_v — рабочий объем цилиндра; T_i , p_i и D_i — температура, давление и объем газа на входе; $(p - p_{motored})$ — повышение давления во время горения.

Анализ кинетики реакции сгорания аммиачно-водородного топлива

При исследовании характеристик воспламенения аммиачно-водородного топлива необходимо не только изучить влияние температуры и давления в КС на протекание процессов воспламенения и сгорания, но и проанализировать кинетику протекающих химических реакций.

Использованные методы анализа кинетики реакций включают анализ чувствительности смеси к воспламенению и анализ характера протекания реакций. Метод анализа нормализованной чувствительности направлен на исследование взаимосвязи между ПЗВ и отдельными химическими реакциями в механизме. Влияние реакций на процесс воспламенения оценивается с помощью значений коэффициента чувствительности. Коэффициент чувствительности определяется следующим образом [76, 77]:

$$S_i = \frac{\tau(2k_i) - \tau(k_i)}{\tau(k_i)}, \quad (3)$$

где k_i — константа скорости реакции для реакции i ; $\tau(k_i)$ и $\tau(2k_i)$ — значения ПЗВ, рассчитанные до и после умножения константы скорости реакции i на коэффициент 2 соответственно. Коэффициенты чувствительности, полученные для i -й реакции, нормализуются следующим образом:

$$S_i^* = \frac{S_i}{|S_{\max}|}, \quad (4)$$

где $S_{\max}$ — максимальный коэффициент чувствительности во всех реакциях. Из уравнений (3) и (4) видно, что положительный коэффициент чувствительности указывает на увеличение скорости i -й реакции, что приводит к более длительному ПЗВ (препятствует процессу воспламенения). И наоборот, отрицательная чувствительность указывает на то, что i -я реакция способствует процессу воспламенения.

Анализ протекания реакций позволяет проследить весь процесс реакций от исходных веществ до полученных продуктов в определенный момент. Кроме того, определяются доли каждой реакции, которые отражают базовую структуру кинетической модели. Сравнение характера протекания реакций при различных значениях температуры и соотношениях компонентов смеси позволяет выявить различия в воспламенении аммиачно-водородного топлива. При анализе протекания реакций используется диапазон времени, в котором расходует 20 % топлива, и не учитываются реакции с концентрацией компонентов в смеси менее 5 %.

На основе результатов экспериментов с ударной трубой [47] была проведена имитационная проверка значений ПЗВ аммиака. Экспериментальные данные были определены

при температуре в КС 1550...2500 К, давлении 0,14...3,0 МПа и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,5...1,5$. Значения давления и коэффициента избытка воздуха в экспериментах схожи с их значениями во время такта сжатия и, таким образом, отражают адекватность механизма моделирования работы двигателя. Результаты сравнения экспериментальных значений ПЗВ аммиака и их расчетных значений, определенных с использованием кинетического механизма реакций сгорания смеси аммиака с водородом, представлены на рис. 5. Здесь показаны среднеквадратичные логарифмические ошибки δ тестовых значений и значений, полученных моделированием в разных группах данных. Эти ошибки определяются по уравнению

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

где n — количество данных в группе; y_i — тестовое значение; $\hat{y}_i$ — прогнозируемое значение.

Расчеты показали, что механизм реакций сгорания смеси аммиака с водородом позволяет эффективно имитировать процесс воспламенения аммиака при давлении $p = 1,1$ и 3,0 МПа. Расхождение между расчетными и экспериментальными значениями ПЗВ при давлении 0,14 МПа и $\alpha = 0,5$ и 1,0 при других значениях давления несколько выше по сравнению с δ , но все же хорошо согласуется с тенденцией изменения экспериментальных значений ПЗВ. При давлении $p = 0,14$ МПа и $\alpha = 2,0$ разница δ между моделируемыми и экспериментальными значениями ПЗВ более значительна. Поскольку рабочее давление аммиачного топлива в двигателе превышает 0,14 МПа, ошибки в расчетах с использованием этого кинетического механизма при таких условиях не окажут существенного влияния на результаты расчета в реальных условиях эксплуатации двигателя.

Далее определяли значения ПЗВ водорода. Результаты сравнения моделируемого ПЗВ водорода, основанного на аммиачно-водородном механизме, и экспериментальных значений представлены на рис. 6. Экспериментальные данные по ПЗВ водорода (рис. 6, а) взяты из работы [78]. Они получены с использованием ударной трубы при температуре 900...1650 К, давлении 0,1, 0,4 и 1,6 МПа при разбавлении смеси аргоном Ar на 95,16 %. При высокой температуре ПЗВ во-

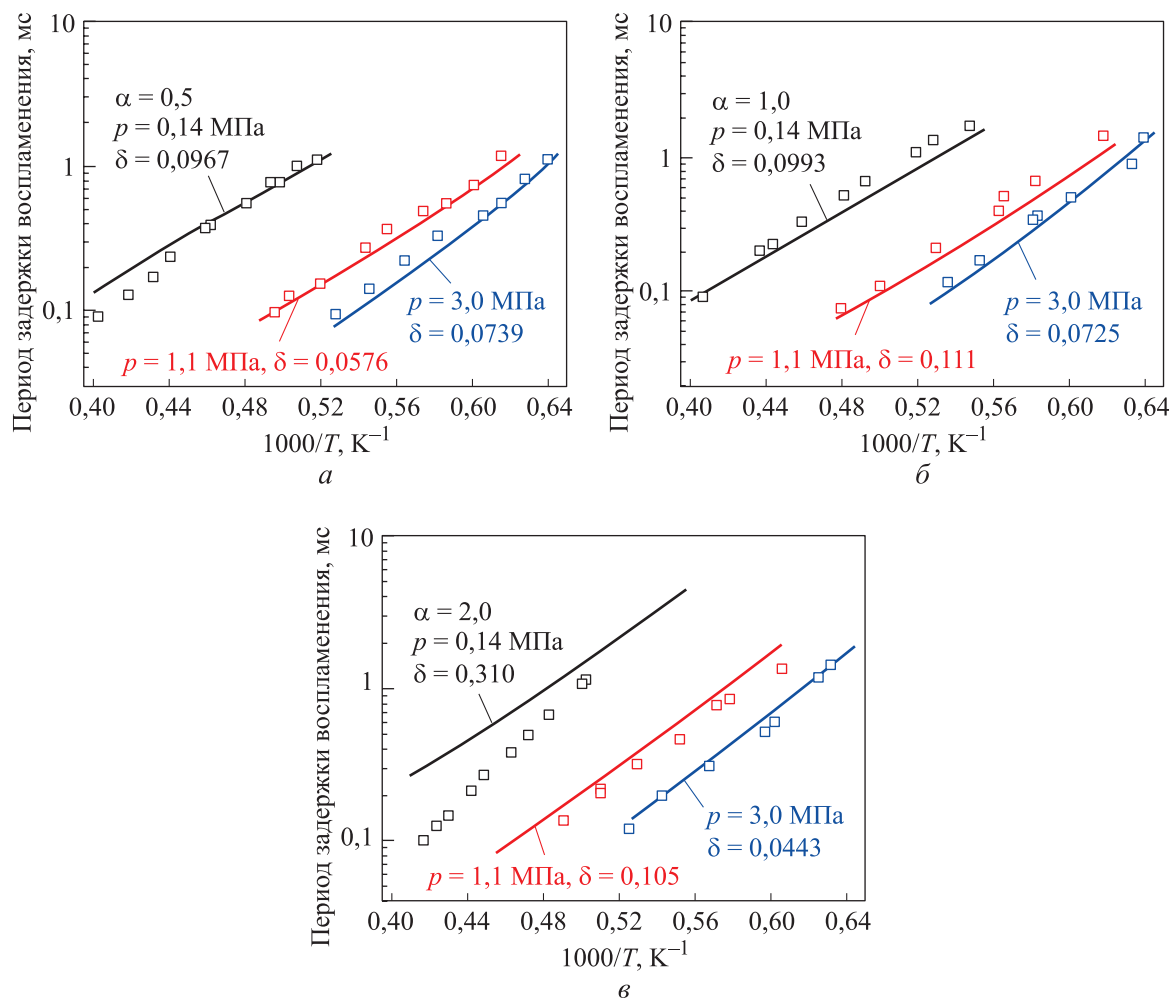


Рис. 5. Сравнение расчетных значений ПЗВ аммиака (линии) с экспериментальными данными работы [47] (метки) при различных значениях коэффициента избытка воздуха: a — 0,5; $б$ — 1,0; $в$ — 2,0

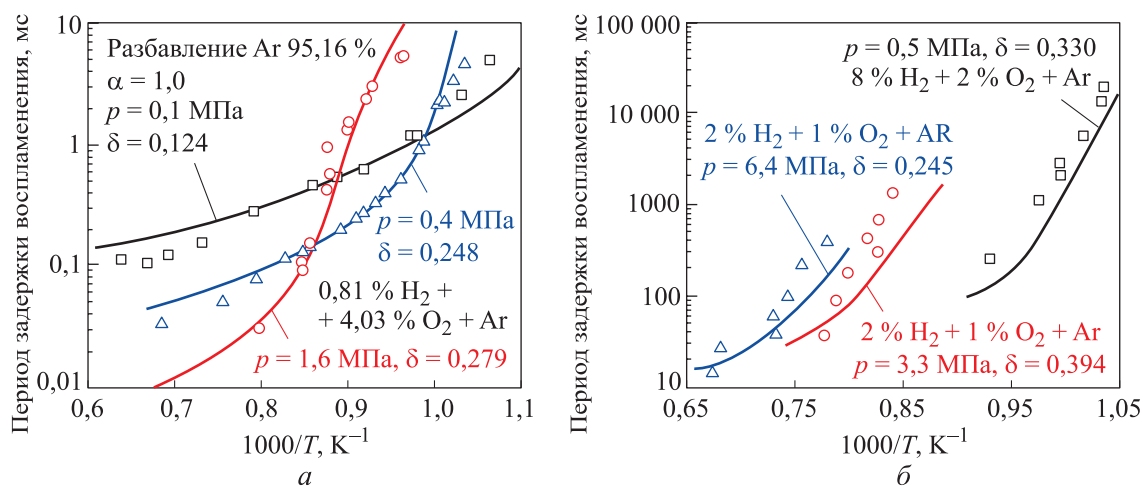


Рис. 6. Сравнение между моделируемыми значениями ПЗВ водорода (линии) и экспериментальными значениями работ [78–80] (метки): a — при давлении 0,1; 0,4; 1,6 МПа; $б$ — при давлении 0,5; 3,3; 6,4 МПа

дорода уменьшается с повышением давления, в то время как при низкой температуре он увеличивается с повышением давления. Результаты сравнения показывают, что смоделированные значения ПЗВ хорошо отражают динамику изменения экспериментальных значений и точно определяют точки пересечения кривых ПЗВ водорода при различном давлении в диапазоне температуры 1050...1150 К. Таким образом, кинетический механизм реакции сгорания смеси аммиака с водородом позволяет имитировать процесс воспламенения водорода в условиях высокой температуры и низкого давления.

Поскольку в экспериментальных исследованиях работы [78] значения давлений низкие, чтобы дополнительно подтвердить точность кинетического механизма, в дальнейшем необходимо использовать данные ПЗВ водорода

в условиях высокого давления. На рис. 6, б проведено сравнение смоделированных значений ПЗВ водорода с экспериментальными данными, полученными в ударных трубах при давлениях 0,5; 3,3 и 6,4 МПа [79, 80]. Смоделированные значения ПЗВ оказались несколько меньшими, чем полученные экспериментально. Это показано и в работе [79], авторы которой отметили, что смоделированные ими значения ПЗВ также были ниже экспериментальных значений. Это объяснялось значительными погрешностями в определении концентрации радикала OH в смеси при низких температурах, что привело к потенциально большей неопределенности в определении ПЗВ водорода. В целом можно сделать вывод о допустимых отклонениях расчетных значений ПЗВ водорода от их экспериментальных значений.

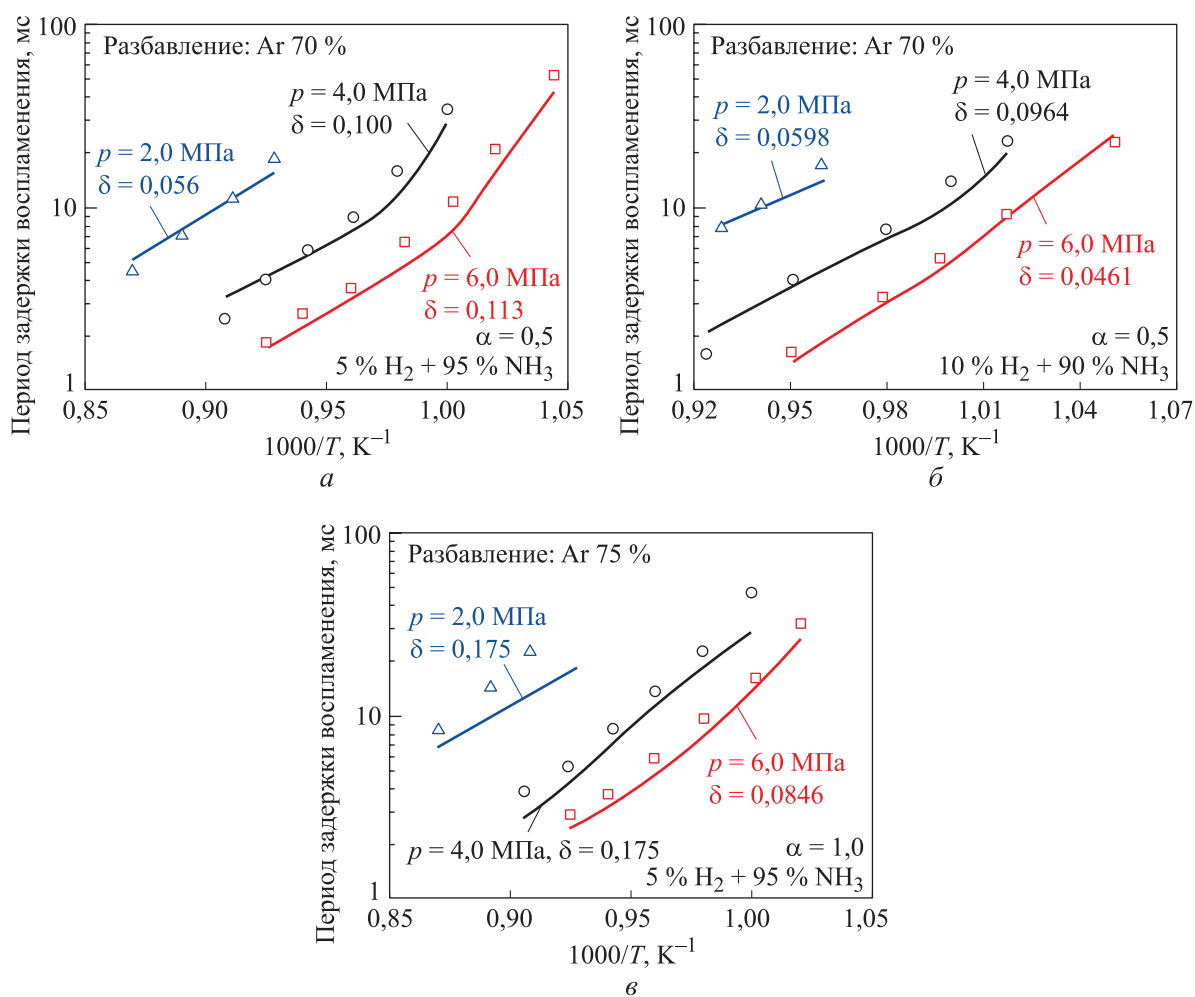


Рис. 7. Сравнение экспериментальных значений ПЗВ аммиачно-водородной смеси [81] (метки) с их моделируемыми значениями (линии):
 а — при $\alpha = 0,5$; 5 % H_2 ; 70 % Ar; б — при $\alpha = 0,5$; 10 % H_2 ; 70 % Ar; в — при $\alpha = 1,0$; 5 % H_2 ; 75 % Ar

Далее определяли значения ПЗВ смеси аммиака с водородом. Результаты проверки значений ПЗВ аммиачно-водородного топлива при различных значениях давления и соотношениях компонентов смеси, основанные на экспериментальных данных, полученных в машине быстрого сжатия в работе [81], представлены на рис. 7. На рис. 7, а проведено сравнение смоделированного значения ПЗВ аммиака, смешанного с 5 % водорода при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,5$ и разбавленного аргоном, с экспериментальными данными работы [81]. Эти данные демонстрируют хорошее соответствие между экспериментальными и смоделированными значениями ПЗВ. На рис. 7, б проведено сравнение расчетных и экспериментальных значений ПЗВ аммиака, смешанного с 10 % водорода, при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,5$. При высоких значениях давления значение среднеквадратичной логарифмической ошибки δ между моделируемыми и экспериментальными значениями ПЗВ невелико. Однако при низком давлении в условиях низкой температуры разница между моделируемыми и экспериментальными значениями ПЗВ увеличивается. На рис. 7, в показаны результаты сравнения расчетных и экспериментальных значений ПЗВ для аммиака, смешанного с 5 % водорода, при $\alpha = 1,0$. При

низком давлении ошибка моделируемых значений ПЗВ увеличивается.

Учитывая хорошее соответствие моделируемых значений ПЗВ с экспериментальными данными, можно сделать вывод о том, что предложенный механизм кинетики воспламенения и сгорания смеси аммиака с водородом позволяет достаточно точно моделировать ПЗВ аммиачно-водородного топлива при различных соотношениях компонентов смеси.

Проверка адекватности используемой модели рабочего процесса двигателя

Цель данного исследования — изучение влияния добавок водорода на характеристики воспламенения аммиачно-водородных смесей в условиях работы двигателя. Проведено численное моделирование рабочего процесса, в котором в качестве объекта исследования выбран реальный двигатель, работающий на аммиаке. Авторы работ [82, 83] изучали процесс сгорания аммиака и аммиачно-водородных смесей в двигателях при различных условиях эксплуатации. В этих статьях были представлены подробные сведения о двигателях, что дало надежную основу для численного моделирования. Параметры двигателя приведены в табл. 2, основные параметры модели теплопередачи при моделировании представлены в табл. 3.

Таблица 2. Основные конструктивные и рабочие параметры двигателя

Показатель	Единицы измерения	Значение
<i>Параметры конструкции</i>		
Тип двигателя	–	PSA EP6DT
Рабочий объем	см ³	399.5
Ход поршня	мм	85.8
Диаметр поршня	мм	77
Длина шатуна	мм	138.5
Степень сжатия	–	10.5:1
Количество клапанов	–	4
Угол закрытия впускного клапана	град. ПКВ после ВМТ	–136
Угол открытия выпускного клапана	град. ПКВ после ВМТ	149
<i>Рабочие параметры</i>		
Частота вращения вала двигателя	мин ^{–1}	1500
Температура на впуске	К	323
Давление на впуске	МПа	0,08–0,12
Вихревое число	–	2,4
Коэффициент избытка воздуха	–	1,0
<i>Примечание.</i> ПКВ — поворот коленчатого вала; ВМТ — верхняя мертвая точка.		

Таблица 3. Параметры использованной модели теплопередачи

Вид корреляции	Коэффициент	Значение		
Корреляция теплопередачи (см. формулу (1))	a	0,1		
	b	0,9		
	c	0,04		
	Температура стенки, К	430		
Корреляция Вошни средней скорости движения газа в цилиндре (см. формулу (2))	Коэффициент	Сжатие	Сгорание	Расширение
	C_{11}	2,0	1,5	0,5
	C_{12}	0,04	0,15	0,01
	C_2	0,25	0,3	0,1
	$v_{swirl}/v_{cylinder}$	0,565	0,565	0,565
	Температура перехода от горения к расширению, К	1200		
	Тепловыделение при переходе от горения к расширению, кал/с	0,3		

Из представленных на рис. 7, а, б результатов сравнения экспериментальных данных работ [44, 45] и смоделированных значений среднего давления и средней температуры для двигателя, работающего на различных топливах при давлении на впуске 0,10 и 0,12 МПа (рис. 8), видно, что при применении чистого аммиака и давлении на входе $p = 0,12$ МПа моделируемое давление в цилиндре немного превышает экспериментальное значение, но оно находится

в пределах 5%-ной погрешности. При работе на смеси 95 % NH_3 и 5 % H_2 максимальное значение экспериментального давления немного превышает расчетное значение.

Результаты моделирования температуры показывают высокую точность ее прогнозирования в фазах воспламенения и снижения температуры в конце горения. При этом расчетное значение температуры в момент воспламенения немного выше ее экспериментального значе-

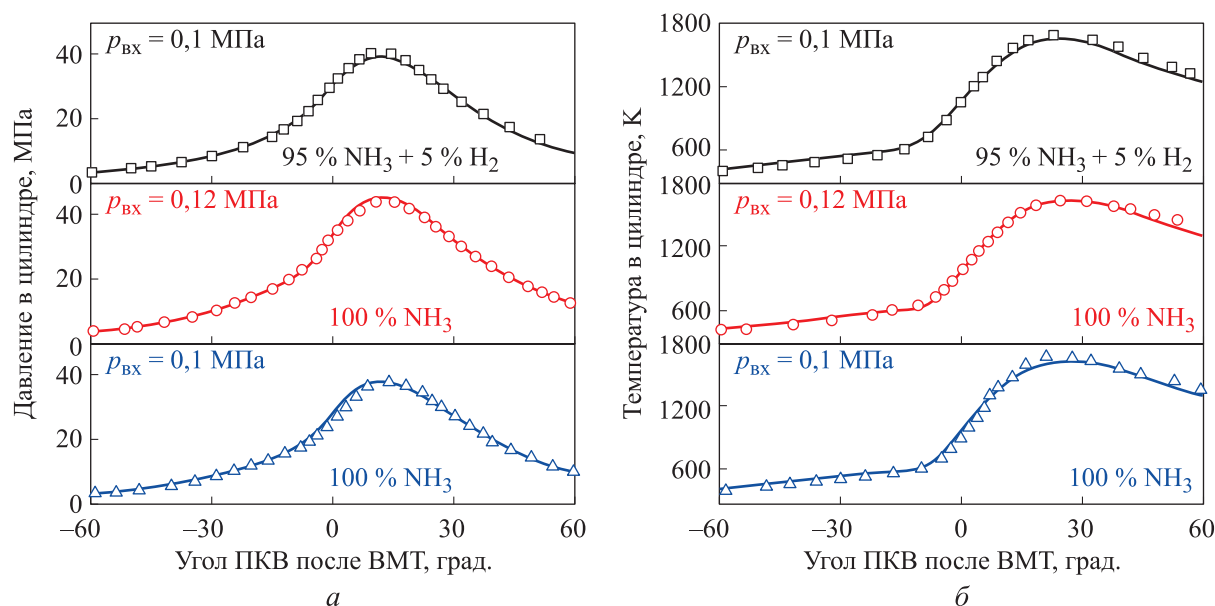


Рис. 8. Сравнение экспериментальных значений давления (а) и температуры (б) в цилиндре (метки) и их расчетных значений (линии) для двигателя с искровым зажиганием, работающего на различных топливах

ния, а расчетное значение температуры в конце сгорания немного ниже ее экспериментального значения. Максимальные погрешности расчетного определения этих значений составляют 2,86 и 7,06 % соответственно, что не превышает допустимые пределы. Отметим, что температура в цилиндрах двигателя, работающего на смеси аммиака и водорода, имеет ту же тенденцию к изменению, что и в двигателе, использующем чистый аммиак.

Результаты определения характеристик воспламенения смесей

С целью исследования влияния добавок водорода на характеристики воспламенения аммиачно-водородных топлив было проведено моделирование задержки воспламенения в диапазоне температуры 750...1500 К, давления 0,1...2,0 МПа, коэффициента избытка воздуха 0,5...2,0 и содержания водорода в смеси 0...50 %. Тенденции изменения ПЗВ при изменении указанных параметров показаны на рис. 9. Серая пунктирная линия соответствует температуре 900 К, область слева от нее — область высоких температур, а справа от нее — область низких температур. Красными ли-

ниями показаны границы воспламенения чистого аммиака при различных значениях α , причем левая сторона указывает на стабильное воспламенение, а правая — на неудовлетворительное воспламенение смеси. Зеленые стрелки иллюстрируют процесс перехода от параметров воспламенения чистого аммиака к воспламенению аммиачно-водородного топлива после добавления водорода. В некоторых случаях вторичные изменения характеристик воспламенения аммиачно-водородного топлива происходят с увеличением доли водорода, а значит, температурная граница воспламенения аммиачно-водородного топлива отодвигается в сторону более низкой температуры по мере увеличения концентрации водорода в смеси.

В целом ПЗВ чистого аммиака и аммиачно-водородного топлива значительно снижаются с повышением температуры. На рис. 9 показано начальное сокращение ПЗВ, за которым следует его рост по мере увеличения коэффициента избытка воздуха α и повышения давления. Среди этих факторов температура оказывает наиболее существенное влияние на ПЗВ, за ней следует давление, при этом α оказывает наи-

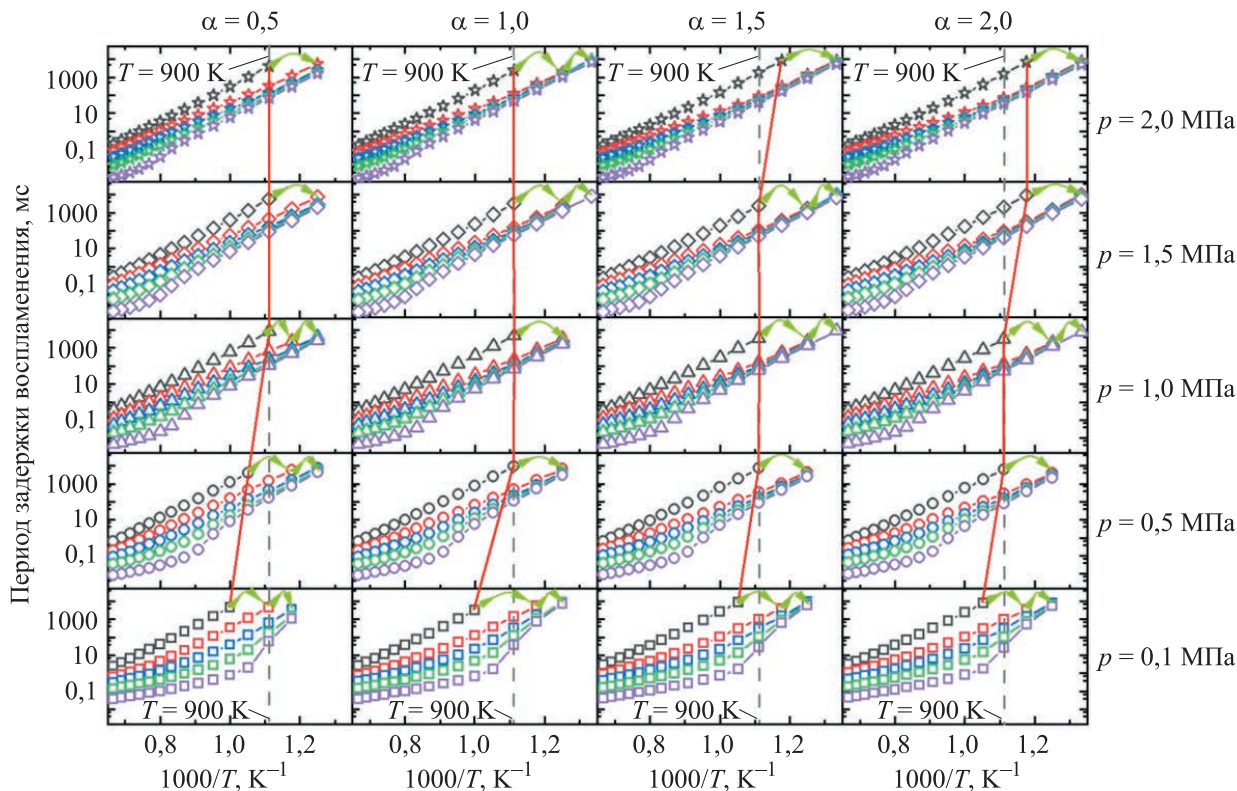


Рис. 9. Тенденция изменения ПЗВ для аммиачно-водородного топлива:

—□— 100 % NH₃; —□— 95 % NH₃; —□— 90 % NH₃; —□— 80 % NH₃; —□— 50 % NH₃

меньшее влияние. При давлении ниже 1 МПа и $\alpha < 0,5$ чистый аммиак не воспламеняется при температуре ниже 950 К. С повышением давления температура воспламенения чистого аммиака снижается, но воспламенение по-прежнему происходит при температуре не ниже 900 К. При $\alpha = 1,0$ и температуре $T = 900$ К минимальное давление воспламенения чистого аммиака снижается до 0,5 МПа. Температура воспламенения чистого аммиака остается выше 950 К при давлении ниже 0,5 МПа. При увеличении коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 1,5$ предельная температура воспламенения чистого аммиака уменьшается с увеличением давления. Его воспламенение наблюдается при температуре 850 К и давлении 2,0 МПа. При $T = 850$ К дальнейшее увеличение коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 2,0$ снижает предельное давление воспламенения чистого аммиака до 1,5 МПа.

Добавление водорода к чистому аммиаку значительно улучшает характеристики воспламенения смеси. При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,5$ и давлении 0,1 МПа добавление 5 % водорода способствует снижению предельной температуры воспламенения смеси с 950 до 900 К. Увеличение доли водорода в смеси до 10 % дополнительно снижает предельную температуру воспламенения до 850 К. Дальнейшее увеличение доли водорода не дает существенных изменений этой температуры. При более высоком давлении или коэффициенте избытка воздуха α увеличение добавки водорода позволяет уменьшить температурный предел воспламенения аммиачно-водородной смеси. В частности, при давлении 2 МПа и $\alpha = 2,0$ всего лишь 5 % водорода в смеси позволяет снизить предел воспламенения аммиачно-водородной смеси с 850 К (для чистого аммиака) до 750 К.

Несмотря на то, что добавление водорода позволяет уменьшить минимальный температурный предел самовоспламенения аммиачно-водородных смесей, при низкой температуре добавление водорода приводит лишь к незначительному снижению ПЗВ смеси. И, наоборот, при высокой температуре ПЗВ аммиачно-водородных смесей значительно снижается с увеличением содержания водорода в смеси. На это явление также влияют давление и значения α . Хотя водород обладает гораздо более высокой реакционной способностью по сравнению с аммиаком, при низких температурах, низком дав-

лении и низких значениях α скорость реакции его сгорания сравнительно невелика. Однако в условиях высокой температуры, высокого давления и высоких значений коэффициента избытка воздуха скорость реакции водорода заметно возрастает с увеличением концентрации водорода в смеси.

Границы областей температуры, при которых чистый аммиак и смеси аммиака с водородом могут воспламеняться, показаны на рис. 10. Из-за температурного интервала 50 К и интервала давления 0,5 МПа границы воспламенения топлива между соседними рабочими точками четко не определены, что требует дальнейшего сокращения интервала переменных значений исследуемых параметров. Рис. 11 подтверждает тенденцию к изменению границ воспламенения смесей аммиака и водорода при различных значениях α , температуры и давления. Моделирование проводится с интервалом температур 2 К и интервалом давлений 0,05 МПа, а граница воспламенения интерполируется на основе значения температуры и давления в момент воспламенения и смежных условиях невоспламенения. Левая сторона от границы воспламенения представляет область, в которой топливо не сгорает, в то время как правая сторона представляет собой область сгорания.

При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0,5$ температура границы воспламенения аммиака уменьшается с ростом давления и тенденция снижения при высоком давлении намного меньше, чем при низком. При добавлении водорода граница воспламенения аммиачно-водородных смесей смещается в сторону меньших значений температуры. Добавление 5 % водорода позволяет снизить граничную температуру воспламенения аммиачно-водородных смесей на 80 К. Однако с увеличением количества водорода тенденция к снижению температуры границы воспламенения аммиачно-водородных смесей становится не столь выраженной. С увеличением коэффициента избытка воздуха α температура границы воспламенения чистого аммиака несколько снижается. При увеличении α с 0,5 до 2,0 граничная температура воспламенения аммиака снижается на 25 К. По мере увеличения α влияние содержания водорода в смеси на снижение граничной температуры воспламенения аммиачно-водородных смесей постепенно ослабевает. При $\alpha = 0,5$ разница температур на грани-

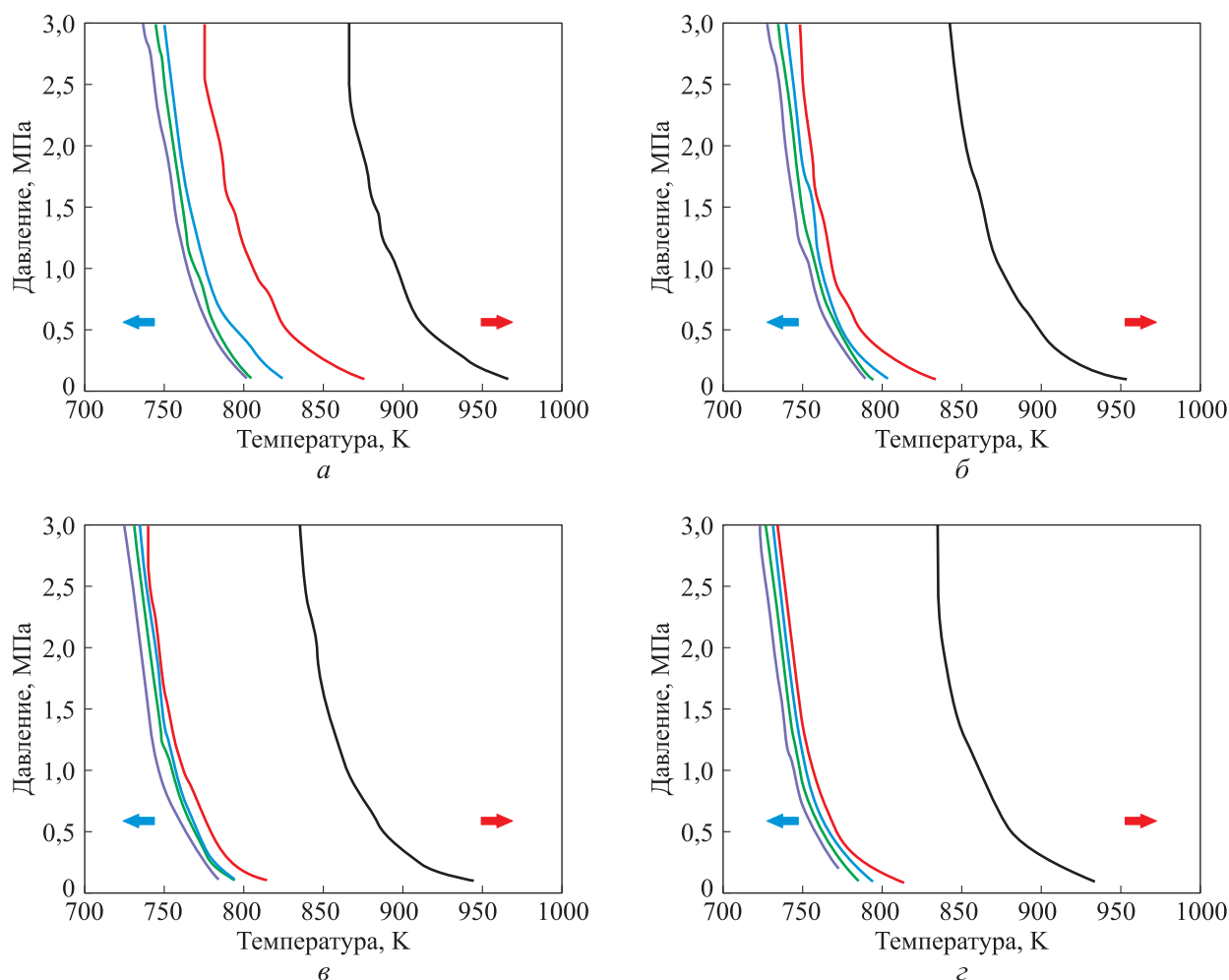


Рис. 10. Тенденция изменения границы воспламенения аммиачно-водородного топлива при различных коэффициентах избытка воздуха:
 а — $\alpha = 0,5$; б — $\alpha = 1,0$; в — $\alpha = 1,5$; г — $\alpha = 2,0$; — 100 % NH_3 ; — 95 % NH_3 ; — 90 % NH_3 ; — 80 % NH_3 ; — 50 % NH_3 ; синей стрелкой показано направление области, в которой воспламенение отсутствует; красной стрелкой — области сгорания

це воспламенения между 5 и 50%-ным содержанием водорода в смеси составляет приблизительно 40...70 К, в то время как при $\alpha = 2,0$, разница температур на границе воспламенения между смесями с различным содержанием водорода составляет приблизительно 10 К.

Проведенный выше анализ показывает, что температура и соотношение компонентов смеси водорода и аммиака являются важными переменными, влияющими на процесс воспламенения смесей аммиака и водорода. Однако механизмы, посредством которых эти две переменные оказывают влияние, требуют дальнейшего изучения с помощью методов кинетического анализа. Нормализованный анализ чувствительности аммиачно-водородных

топлив к воспламенению в условиях температуры 900 К, давления 2 МПа и $\alpha = 1,0$ при различных составах смеси представлен на рис. 11. При температуре 900 К реакция $\text{NH}_3 + \text{O}_2 = \text{NH}_2 + \text{HO}_2$ служит наиболее «тормозящей» для процесса воспламенения аммиака, поскольку при увеличении скорости реакции она приведет к образованию большего количества свободных радикалов NH_2 и HO_2 . Радикал NH_2 участвует в таких реакциях, как $\text{NH}_2 + \text{NO}$, $\text{NH}_3 + \text{NH}_2$ и $\text{NH}_2 + \text{HO}_2$ — это ключевые реакции, способствующие воспламенению аммиака. Коэффициенты чувствительности этих трех реакций выше, чем у реакции $\text{NH}_3 + \text{O}_2$, значит, увеличение концентрации NH_3 в реакционной системе усилит воспламенение аммиака. При добавле-

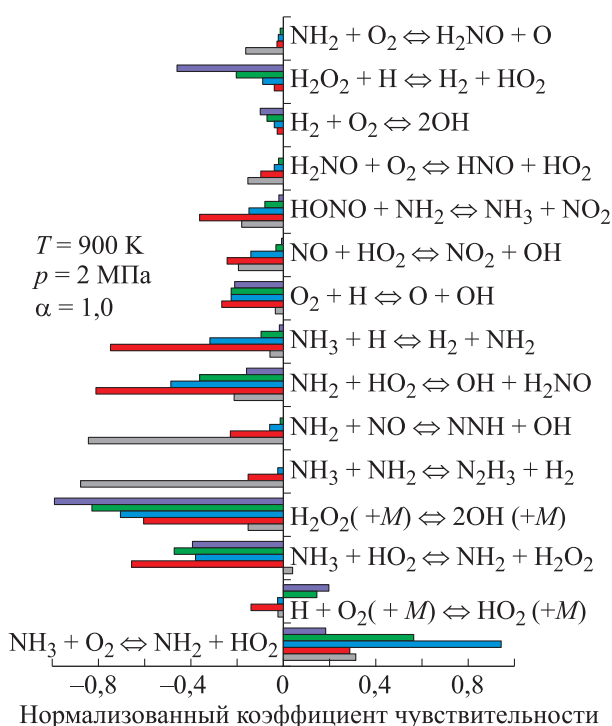


Рис. 11. Нормализованный анализ чувствительности аммиачно-водородного топлива:

■ 50 % NH_3 ; ■ 80 % NH_3 ; ■ 90 % NH_3 ; ■ 95 % NH_3 ; ■ 100 % NH_3 ; $T = 900 \text{ K}$; $p = 2 \text{ МПа}$; $\alpha = 1,0$

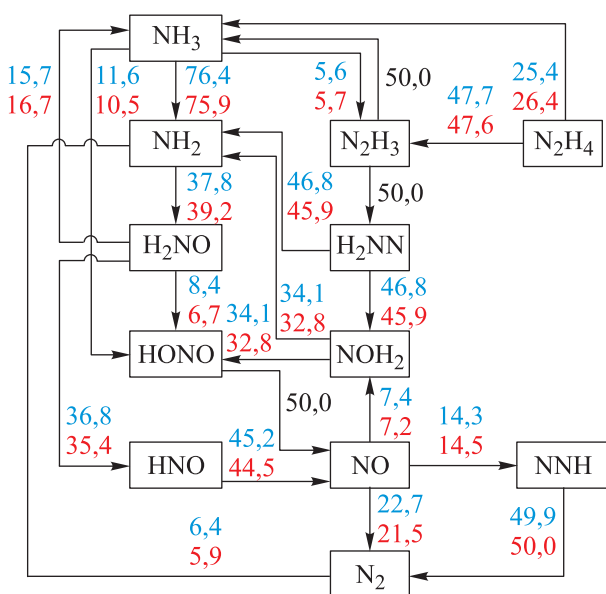


Рис. 12. Ход реакции сгорания аммиачно-водородной смеси при температуре 900 K:

● 100 % NH_3 ; ● 95 % NH_3 ; ● равное соотношение компонентов

нии 5 % водорода к аммиаку коэффициенты чувствительности реакций с участием H и H_2 в качестве реагентов увеличиваются. Это связано со значительной разницей в реакционной способности между NH_3 и H_2 , ведь H_2 может быстро вступать в реакцию при температуре 900 K. При добавлении водорода к чистому аммиаку начинает преобладать реакция разложения H_2O_2 . Эта реакция, а также реакция между NH_3 , NH_2 и H , HO_2 , существенно влияют на процесс воспламенения. По мере увеличения содержания водорода в смеси коэффициенты чувствительности реакций с получением OH в результате разложения H_2O_2 и реакций с получением H_2 и H_2O из H_2O_2 и H также сильно возрастают. Отметим, что реакция $\text{H} + \text{O}_2 (+\text{M}) = \text{HO}_2 (+\text{M})$ показывает изменение коэффициента чувствительности с отрицательного на положительный при увеличении содержания водорода в смеси. Эта реакция способствует воспламенению в условиях низкой концентрации водорода и подавляет воспламенение в условиях высокой концентрации водорода. Кроме того, реакция дегидрирования NH_3 с помощью HO_2 переходит от подавления воспламенения к ускорению воспламенения при добавлении H_2 , причем эффект ускорения воспламенения смесей является значительным.

После добавления водорода чувствительные к воспламенению реакции аммиачно-водородных смесей переходят от цепных реакций с разветвлением, включающих NH_3 и NH_2 , к ключевым реакциям механизма разложения H_2O_2 . Влияние этого перехода в чувствительных реакциях на взаимодействия смеси аммиака и водорода еще предстоит изучить. На рис. 12 проанализирован ход реакции взаимодействия смеси аммиака и водорода при температуре 900 K, давлении 2 МПа и $\alpha = 1,0$. Цифры на рис. 12 обозначают количество реагентов, образующихся в процессе реакции. Синие цифры указывают соотношения для чистого аммиака, красные цифры — соотношения для смеси с 5%-ным содержанием водорода, а черные цифры указывают соотношения при одинаковых долях обоих реагентов. В целом реакция разложения аммиака отражает последовательность преобразований $\text{NH}_3 \rightarrow \text{NH}_2 \rightarrow \text{H}_2\text{NO} \rightarrow \text{HNO} \rightarrow \text{NO} \rightarrow \text{N}_2$. Также имеют значение такие последовательности, как $\text{N}_2\text{H}_4 \rightarrow \text{N}_2\text{H}_3 \rightarrow \text{H}_2\text{NN} \rightarrow \text{NO}_2$.

В сочетании с проведенным анализом можно обобщить влияние водорода на процесс воспламенения аммиачно-водородных смесей. Когда в аммиак вводится водород, водородно-кислородные реакции в системе протекают более интенсивно, ускоряя образование активных радикалов, таких как H , HO_2 и OH . Эти активные радикалы ускоряют реакции, связанные с аммиаком. В процессе увеличения скорости реакции водород не нарушает существующие пути реакции воспламенения аммиака.

Характеристики двигателя, работающего на аммиачно-водородных смесях

В предыдущем анализе было рассмотрено влияние соотношения компонентов смеси на макроскопические характеристики, реакции и пути протекания реакций аммиачно-водородных смесей при воспламенении. Влияние соотношения компонентов смеси на рабочие характеристики двигателя требует дополнительного исследования. Моделирование работы двигателя, работающего на смесях аммиака и водорода, проводилось при частоте вращения двигателя 1500 мин^{-1} и давлении на впуске $0,1 \text{ МПа}$. Другие рабочие параметры двигателя указаны в табл. 2. Теплотворная способность NH_3 и H_2 существенно различается — $18,6$ и 120 МДж/кг соответственно. Используя теоретическое тепловыделение при $100 \% \text{ NH}_3$ в качестве исходного значения, были рассчитаны молярные доли аммиака и водорода в смеси. В табл. 4 приведены молярные доли топлива и воздуха при различных соотношениях аммиака и водорода в смеси.

Влияние состава смеси на давление в цилиндре двигателя при одинаковом значении угла опережения зажигания (УОЗ) приводит к тому,

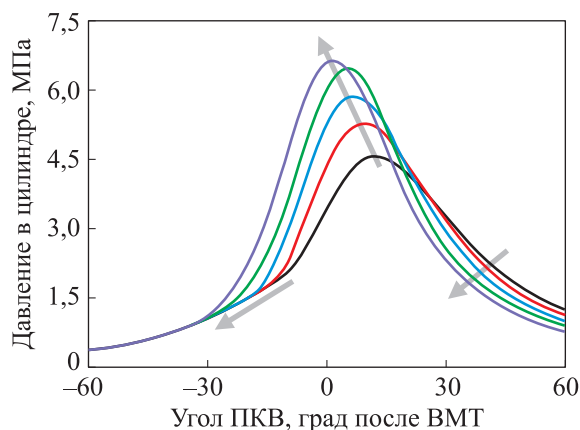


Рис. 13. Влияние различного содержания водорода в смеси на давление в цилиндре ($\varphi = 0$ соответствует ВМТ):

— $100 \% \text{ NH}_3$; — $95 \% \text{ NH}_3$; — $90 \% \text{ NH}_3$; — $80 \% \text{ NH}_3$; — $50 \% \text{ NH}_3$

что давление начинает повышаться раньше (рис. 13). Несмотря на то что общая теплотворная способность смесей с различным содержанием водорода составляет около 1260 Дж , более высокая скорость реакции водорода способствует увеличению скорости сгорания смесей, что приводит к более быстрому выделению теплоты. Следовательно, максимальное давление в цилиндре также увеличивается при более высоком содержании водорода в смеси. Поскольку в этом случае процесс выделения теплоты становится более коротким, это приводит к снижению давления в цилиндре в конце процесса сгорания.

Индикаторная pV -диаграмма двигателя при различных соотношениях компонентов смеси показана на рис. 14. Поскольку для смесей с высоким содержанием водорода тепло-

Таблица 4. Соотношение топлива и воздуха при моделировании работы двигателя

Параметр	Содержание NH_3 , %				
	100	95	90	80	50
Суммарный расход смеси, мг	477,3018	473,6581	469,9171	462,1267	435,9565
Расход NH_3 , мг	67,5797	65,0477	62,4480	57,0342	38,8484
Расход H_2 , мг	0	0,4028	0,8163	1,6775	4,5704
Коэффициент избытка воздуха:	1,0				
по NH_3 , молярный %	21,875	21,0554	20,2139	18,4615	12,5749
по H_2 , молярный %	0	1,1082	2,246	4,6154	12,5749
Выделение теплоты, Дж	1260				

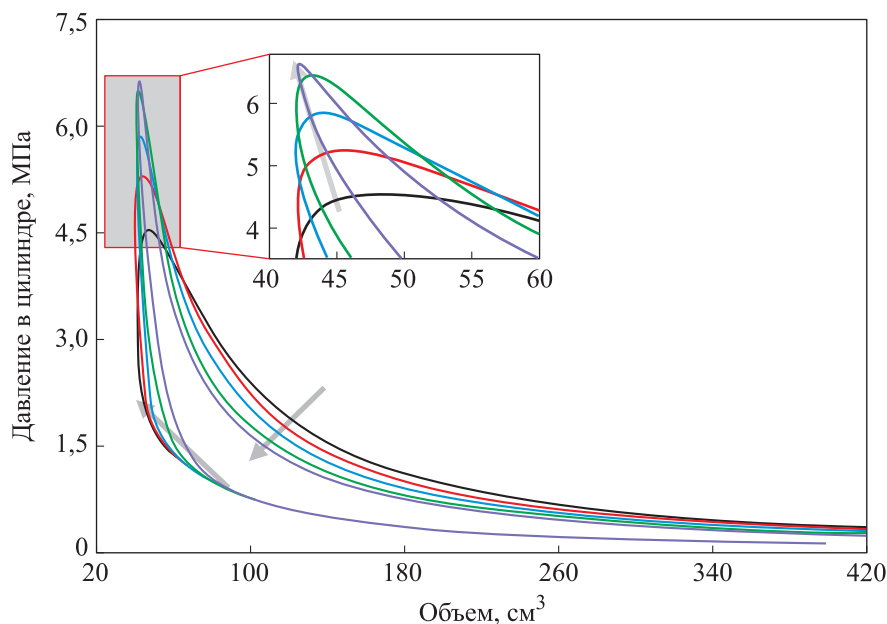


Рис. 14. Индикаторные диаграммы двигателя при различном содержании водорода в смеси:
 — 100 % NH_3 ; — 95 % NH_3 ; — 90 % NH_3 ; — 80 % NH_3 ; — 50 % NH_3

выделение происходит более интенсивно, кривые зависимости давления от объема тем ниже располагаются на рисунке, чем выше содержание водорода. Следовательно, смеси с более высоким содержанием водорода имеют меньшие площади замкнутых областей кривых зависимости давления от объема. Это означает, что полезная работа двигателя на стадиях сжатия и сгорания уменьшается с ростом содержания водорода в смеси. Это может быть связано с фиксированным УОЗ, равным 42 град. ПКВ до ВМТ, что приводит к преждевременному воспламенению аммиачно-водородных смесей с высоким содержанием водорода. Поэтому следует постепенно увеличивать УОЗ по мере увеличения содержания водорода в смеси.

Сравнение значений среднего эффективного давления (СЭД) и мощности двигателя для различных соотношений компонентов смеси показано на рис. 15. В целом СЭД и мощность снижаются с увеличением количества водорода в смеси. При работе на чистом аммиаке СЭД составляет 0,813 МПа. При увеличении содержания водорода до 50 % СЭД снижается до 0,431 МПа, что указывает на значительное снижение мощности двигателя. При использовании чистого аммиака мощность двигателя составляет $N_e = 4,11$ кВт, в то время как при использо-

вании смеси с 50%-ным содержанием водорода мощность двигателя составляет $N_e = 2,18$ кВт. Таким образом, при фиксированном УОЗ двигатель теряет мощность на 46,96 %.

В связи с наблюдаемым снижением мощности двигателя по мере увеличения содержания водорода в смеси, необходим анализ эффективности сгорания в двигателе. Начало, середина и конец горения соответствуют углу ПКВ при выделении 10, 50 и 90 % теплоты (соответственно, 10, 50 и 90 град. ПКВ). Период задержки воспламенения определяет продолжительность,

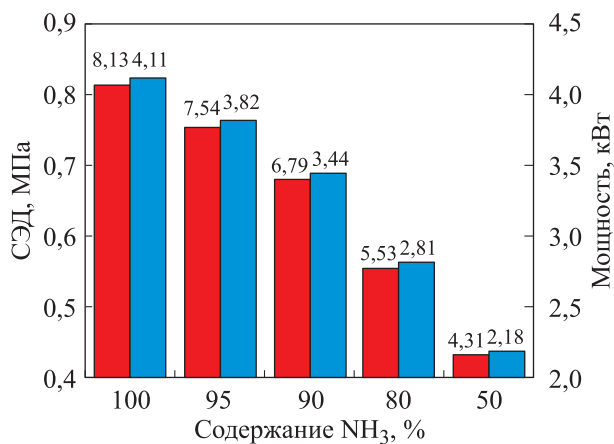


Рис. 15. Влияние состава смеси на мощность двигателя:
 ■ СЭД; ■ мощность

охватывающую период от начала воспламенения до достижения угла 10 град. ПКВ. Продолжительность горения определяется интервалом между 10 и 90 град. ПКВ. Время от воспламенения до начала увеличения скорости выделения тепла обозначается как время до начала реакции (ITRT — отношение времени воспламенения к времени реакции), период времени, соответствующий от 10 до 50 град. ПКВ, определяется как начальное время распространения пламени (IFPT — Initial Flame Propagation Time), а период времени от 50 до 90 град. ПКВ — как последующее время распространения пламени (LFPT — Later Flame Propagation Time).

Сравнение характеристик сгорания в двигателях топливных смесей с различным содержанием компонентов представлено на рис. 16. Что касается моментов времени, соответствующих 10, 50 и 90 град. ПКВ, то при фиксированном УОЗ все три показателя примерно одинаково смещаются в сторону более раннего протекания реакций воспламенения и сгорания по мере увеличения содержания водорода в смеси. Когда содержание водорода составляет 20 %, точка, соответствующая углу 50 град. ПКВ, смещается в сторону более раннего протекания реакций. Если точка, соответствующая углу 50 град. ПКВ, находится до ВМТ, большая часть процесса сгорания будет осуществляться на стадии сжатия. Это означает, что расширяющийся газ, образующийся при сгорании, значительно затрудняет движение поршня при сжатии, что приводит

к значительному снижению полезной работы при сгорании. Чтобы избежать этого, необходимо отсрочить момент воспламенения, сдвинув угол 50 град. ПКВ за ВМТ.

По мере увеличения доли водорода в смеси время от зажигания до реакции ITRT постепенно сокращается, что объясняется значительно более высокой реакционной способностью водорода по сравнению с аммиаком, что согласуется с результатами моделирования ПЗВ, полученными ранее. Когда концентрация водорода в смеси увеличивается, начальное время распространения пламени IFPT показывает небольшое снижение, за которым следует увеличение. Снижение IFPT обусловлено более высокой скоростью реакции при более высокой концентрации водорода в смеси. Последующее время распространения пламени LFPT в целом демонстрирует тенденцию к снижению, за которым следует увеличение по мере увеличения содержания водорода. Период задержки воспламенения уменьшается с увеличением концентрации водорода в смеси, что согласуется со сделанными ранее выводами. И наоборот, продолжительность горения сначала сокращается, а затем увеличивается по мере увеличения концентрации водорода. Это явление можно объяснить тем фактом, что при фиксированном УОЗ = 10 град. ПКВ смещение в сторону более раннего протекания реакций более выражено, чем при 90 град. ПКВ, при увеличении молярной доли водорода в смеси с 20 до 50 %.

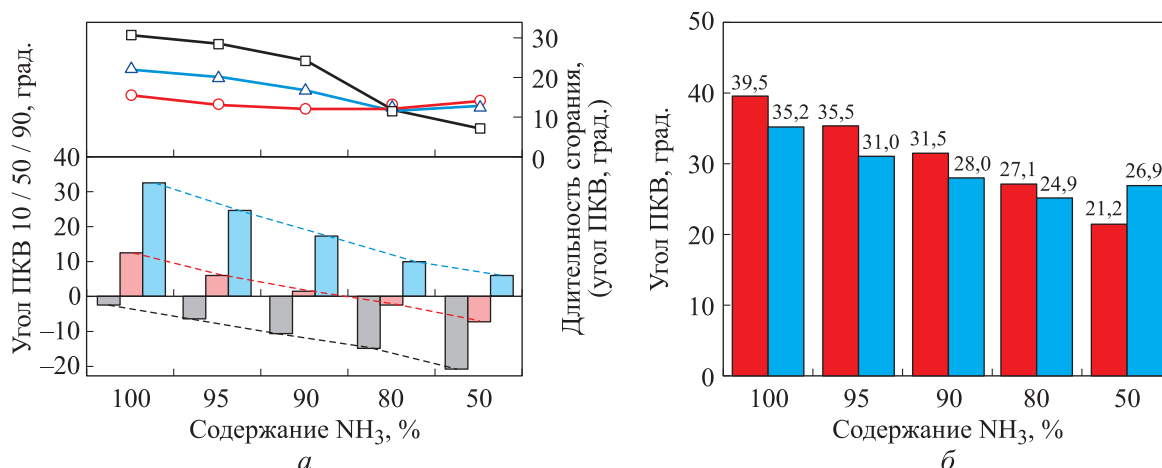


Рис. 16. Влияние различных соотношений компонентов смеси на характеристики горения: а — влияние соотношений компонентов смеси на характерные точки характеристики горения и продолжительность сгорания (■ ПКВ 10; ■ ПКВ 50; ■ ПКВ 90; — ITRT; — IFPT; — LFPT); б — их влияние на взаимосвязь ПЗВ и длительности сгорания (■ ПЗВ (ПКВ 0 — ПКВ 10); ■ длительность сгорания (ПКВ 10 — ПКВ 90))

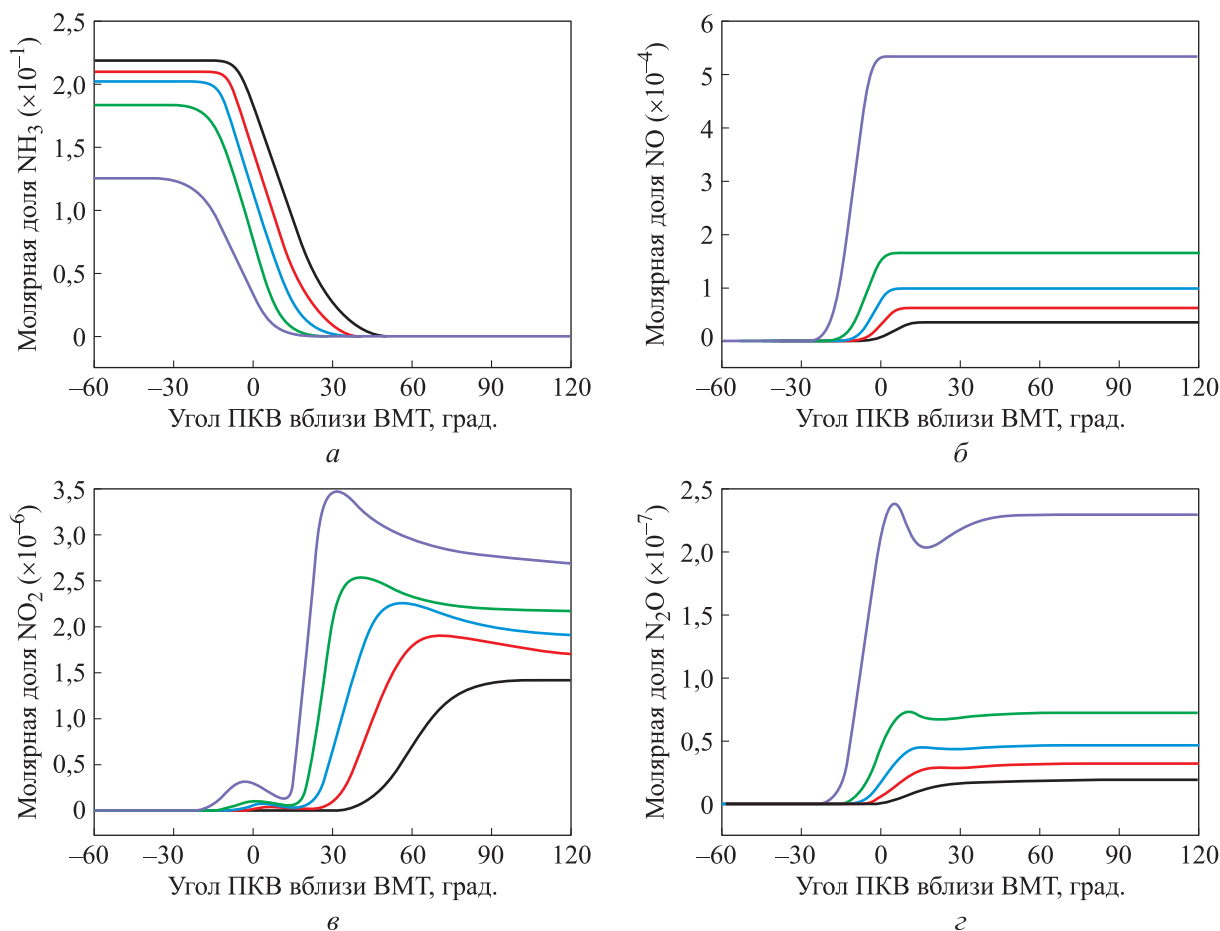


Рис. 17. Влияние различных соотношений компонентов смеси аммиака с водородом на выбросы:
 а — аммиака NH_3 ; б — монооксида азота NO ; в — диоксида азота NO_2 ; з — закиси азота N_2O ; — 100 % NH_3 ;
 — 95 % NH_3 ; — 90 % NH_3 ; — 80 % NH_3 ; — 50 % NH_3

При сгорании углеводородных топлив выделяется значительное количество сажи и углекислого газа, в то время как при сжигании аммиака ключевым является выброс оксидов азота. Авторы работ [84, 85] исследовали характеристики горения аммиачно-водородных смесей и токсичных выбросов, используя соответственно КС постоянного объема и генератор вихревого пламени. Полученные ими результаты показали, что при использовании бедной смеси (больших значениях α) выбросы оксидов азота NO_x были самыми высокими, а увеличение содержания водорода в смеси приводило к увеличению содержания NO_x в ОГ. При $\alpha = 0,9$ и выше доля водорода в смеси, по-видимому, незначительно влияет на образование NO_x , поэтому необходим дополнительный анализ процесса образования NO_x в двигателе и влияние на него состава смеси.

На рис. 17 показано изменение молярных долей NH_3 , NO , NO_2 и N_2O в ОГ при различных соотношениях водорода и аммиака в топливе. Увеличение содержания водорода приводит к более раннему снижению молярной доли NH_3 , что также приводит к более раннему образованию NO , NO_2 и N_2O . Хотя при повышении содержания водорода в топливе концентрация NH_3 в ОГ снижается, выбросы NO_x напротив значительно увеличиваются. Это происходит из-за повышения температуры и давления при горении, что способствует окислению азота N_2 воздуха в NO_x . Ближе к концу сгорания молярная доля NO превышает содержание NO_2 и N_2O в 1 000–10 000 раз. Колебания содержания NO_2 вблизи ВМТ наблюдаются из-за реакций с NH_3 и NH_2 . Однако по мере расхода этих веществ образование NO_2 продолжается.

Результаты проведенных расчетных исследований свидетельствуют о том, что разрабо-

танный кинетический механизм может быть использован для описания реакций воспламенения и сгорания аммиачно-водородного топлива в двигателях, работающих на этих топливах. При этом обеспечивается приемлемое совпадение экспериментальных и расчетных характеристик воспламенения и сгорания аммиачно-водородных топлив.

Заключение

Проведенный комплекс исследований влияния добавления водорода на характеристики воспламенения и работу двигателя при использовании аммиачно-водородных смесей позволяет сформулировать следующие основные выводы.

1. Разработан кинетический механизм реакций воспламенения и сгорания аммиачно-водородного топлива, состоящий из 38 соединений и 343 реакций. Надежность этого механизма при моделировании ПЗВ аммиака, водорода и их смесей была подтверждена с помощью экспериментов в ударных трубах и экспериментов на машинах быстрого сжатия, а также при моделировании рабочих процессов двигателя и экспериментальных исследованиях двигателя.

2. При низкой температуре добавление водорода к аммиаку существенно не снижает период задержки воспламенения смеси, а при высокой температуре и добавлении водорода в аммиак этот период значительно снижается. При различных соотношениях аммиака и водорода в смеси разница в граничной температуре ее воспламенения уменьшается с увеличением коэффициента избытка воздуха.

3. Добавление водорода к аммиаку усиливает водородно-кислородные реакции в систе-

ме, ускоряя образование активных радикалов, таких как H , HO_2 и OH . Эти активные радикалы повышают скорость реакций, связанных с аммиаком. Водород не нарушает существующие реакции окисления аммиака, но изменяет их скорость.

4. При условии постоянства тепловыделения при сгорании топлива и момента зажигания мощность двигателя снижается с увеличением доли водорода. При фиксированном угле опережения зажигания процесс концентрированного тепловыделения топлива происходит значительно раньше, смещая эту фазу сгорания вперед, и сгорание начинается до достижения поршнем верхней мертвой точки. Образующиеся при сгорании газы препятствуют движению поршня при сжатии, что приводит к значительному снижению полезной мощности двигателя.

5. По мере снижения концентрации аммиака в смеси и увеличения концентрации водорода в ней эмиссия оксидов азота значительно возрастает. Это связано с тем, что повышенная концентрация водорода способствует значительному повышению температуры и давления сгорания, что приводит к интенсивному окислению азота воздуха и образованию оксидов азота.

6. Проведенные исследования показали, что предложенный кинетический механизм реакций воспламенения и сгорания аммиачно-водородных смесей хорошо описывает реальные химические реакции и может быть эффективно использован при исследованиях процессов, которые протекают в двигателях, работающих на аммиачно-водородных топливах.

Литература

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d'IFP Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–14. <https://doi.org/10.2516/ogst/2020051>
- [3] Curran S., Onorati A., Payri R. et al. The future of ship engines: renewable fuels and enabling technologies for decarbonization. *International Journal of Engine Research*, 2023, vol. 25, pp. 1–26. <https://doi.org/10.1177/14680874231187954>
- [4] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [5] Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. и др. *Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания*. Москва, НИЦ Инженер, Оникс-М, 2012, 791 с.
- [6] Stančin H., Mikulčić H., Wang X. et al. A review on alternative fuels in future energy system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, vol. 128, art. 109927, pp. 1–38. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109927>
- [7] Абакумов А.М. На пути к низкоуглеродной мобильности. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 6, с. 47–60.

- [8] Василенко Д.В., Сараханова Н.С., Зинин В.Л. Декарбонизация транспортного сектора в странах северного измерения. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 5, с. 25–43.
- [9] Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике. *Двигателестроение*, 2022, № 2, с. 4–28. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [10] Wang H., Ang B.W. Assessing the role of international trade in global CO₂ emissions: an index decomposition analysis approach. *Applied Energy*, 2018, vol. 218, pp. 146–158. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.180>
- [11] Ou Y., Shi W., Smith S.J. et al. Estimating environmental Co-Benefits of US low-carbon pathways using an integrated assessment model with state-level resolution. *Applied Energy*, 2018, vol. 213, pp. 482–493. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.122>
- [12] Митрова Т., Мельников Ю., Чугунов Д., Глаголева А. *Водородная экономика — путь к низкоуглеродному развитию*. Москва, Центр энергетики Московской школы управления СКОЛКОВО, 2021, 63 с. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15540.91524>
- [13] Богославский А.Е. Водородное топливо. Перспективы применения на подвижном составе. *Транспорт Российской Федерации*, 2019, № 6, с. 40–45.
- [14] Бабков Ю.В., Котяев Д.В., Прохор Д.И., Воронков А.Г., Журавлев С.Н. Особенности использования водорода на железнодорожном транспорте: выбор агрегатного состояния и способы экипировки локомотива водородом. *Бюллетень результатов научных исследований*, 2021, вып. 2, с. 107–118. <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2021-2-107-118>
- [15] Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 2. Водородное топливо. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2021, № 5, с. 53–62.
- [16] Шуреков В.В., Самохина С.С., Мякиннов А.В. Применение водородного топлива в авиации как способ снижения техногенного воздействия на окружающую среду. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2020, № 1, с. 54–60.
- [17] Золотых А.И., Гусев Д.Н., Епихин А.И., Нейжмак М.Р. Аммиак как альтернативный тип топлива. *Эксплуатация морского транспорта*, 2022, № 1, с. 140–147. <https://doi.org/10.34046/aumsuomt102/27>
- [18] Воробьев С.А., Никифоров О.А., Абызов И.Т. Применение аммиака в качестве моторного топлива для автомобилей, эксплуатируемых в условиях Арктического региона. *Вестник гражданских инженеров*, 2022, № 2, с. 129–134. <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2022-19-2-129-134>
- [19] Гриффитс С., Уратани Дж. Низкоуглеродное судовое аммиачное топливо. *Глобальная энергия*, 2022, т. 28, № 4, с. 31–45.
- [20] Кириченко С.А., Козлов С.Г. Аммиак — перспективное судовое топливо для низкоуглеродного судоходства. *Вестник транспорта*, 2022, № 2, с. 22–31.
- [21] Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак — перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2017, № 3, с. 32–44.
- [22] Нейжмак М.Р., Епихин А.И., Модина М.А. Использование аммиака в качестве топлива для судов с целью снижения выбросов диоксида углерода в атмосферу. *Эксплуатация морского транспорта*, 2021, № 4, с. 131–137. <https://doi.org/10.34046/aumsuomtl01/19>
- [23] Machaj K., Kupecki J., Malecha Z.M. et al. Ammonia as a potential marine fuel: a review. *Energy Strategy Reviews*, 2022, vol. 44, art. 100926, pp. 1–18. <https://doi.org/10.1016/j.esr.2022.100926>
- [24] Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках. *Двигателестроение*, 2022, № 1, с. 3–20.
- [25] Кулешов А.С., Гордин В.М., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Карпец Ф.С. Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя. *Двигателестроение*, 2022, № 3, с. 70–96. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>
- [26] Са Бовэнь, Гордин М.В., Марков В.А., Плахов С.В. Моделирование процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания двухтопливного водородного двигателя. *Двигателестроение*, 2022, № 4, с. 65–81. <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.65-81>
- [27] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Экологические показатели двухтопливного водородного двигателя. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2023, № 3, с. 34–48.

- [28] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В., Марков В.А., Плахов С.В. Расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу. *Двигателестроение*, 2023, № 2, с. 62–83. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.62-83>
- [29] Абызов О.В., Галышев Ю.В., Иванов А.К., Метелев А.А. Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 1, с. 64–69. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>
- [30] Лазарев Е.А., Росляков А.Д., Курманова Л.С., Петухов С.А., Лазарев В.Е., Плахов С.В. Особенности использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в дизелях. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 83–100.
- [31] Росляков А.Д., Курманова Л.С., Петухов С.А., Карпенко М.Ю., Плахов С.В., Пешков А.Б. Проектирование системы для подачи аммиака во впускную систему тепловозного дизельного двигателя. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2024, № 5, с. 39–51.
- [32] Кулешов А.С., Кулешов А.А., Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему. *Двигателестроение*, 2023, № 3, с. 71–93. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>
- [33] Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2023, № 4, с. 73–87. <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>
- [34] Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Расчетное исследование параметров двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2024, № 1, с. 53–73.
- [35] Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Моделирование рабочего процесса дизельного двигателя на аммиаке с запальной дозой биотоплива. *Транспорт на альтернативном топливе*, 2024, № 4, с. 39–57.
- [36] Заев И.А., Смирнов С.В. Исследование возможностей использования смесевых топлив на основе аммиака и продуктов его разложения для двигателя внутреннего сгорания. *Двигателестроение*, 2024, № 4, с. 55–68.
- [37] Akansu S.O., Dulger Z., Kahraman N. et al. Internal combustion engines fueled by natural gas — hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2004, vol. 29, pp. 1527–1539. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2004.01.018>
- [38] Ezzat M.F., Dincer I. Development and assessment of a new hybrid vehicle with ammonia and hydrogen. *Applied Energy*, 2018, vol. 219, pp. 226–239. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.012>
- [39] Judd R., Pinchbeck D. Hydrogen admixture to the natural gas grid. In book: *Compendium of Hydrogen Energy*, 2016, pp. 165–192. <https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-364-5.00008-7>
- [40] Lee J.H., Park J.H., Kwon O.C. Properties of Laminar Premixed Hydrogen-Added Ammonia/Air Flames. *5th Annual Ammonia Fuel Conference*, Minneapolis, MN, USA, 2008, 33 p.
- [41] Takeyama T., Miyama H. A Shock-Tube Study of the Ammonia-Oxygen Reaction. *Symposium (International) on Combustion*, 1967, vol. 11, iss. 1, pp. 845–852. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(67\)80210-8](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(67)80210-8)
- [42] Drummond L.J. High temperature oxidation of ammonia. *Combustion Science and Technology*, 1972, vol. 5, iss. 1, pp. 175–182. <https://doi.org/10.1080/00102207208952518>
- [43] Naumann C., Braun-Unkhoff M., Frank P. A Shock Tube Study on Ammonia Decomposition and its Reaction Products. *21st International Symposium on Shock Waves*, Australia, Great Keppel Island, 1997, art. 4260, pp. 1–6.
- [44] Soloukhin R.I. High-temperature oxidation of ammonia, carbon monoxide, and methane by nitrous oxide in shock waves. *Symposium (International) on Combustion*, 1971, vol. 13, iss. 1, pp. 121–128. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(73\)80010-4](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(73)80010-4)
- [45] Pochet M., Dias V., Moreau B. et al. Experimental and numerical study, under LTC conditions, of ammonia ignition delay with and without hydrogen addition. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2019, vol. 37, iss. 1, pp. 621–629. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.05.138>
- [46] Shu B., Vallabhuni S.K., He X. et al. A shock tube and modeling study on the autoignition properties of ammonia at intermediate temperatures. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2019, vol. 37, iss. 1, pp. 205–211. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.07.074>
- [47] Mathieu O., Petersen E.L. Experimental and modeling study on the high-temperature oxidation of ammonia and related NOx chemistry. *Combustion and Flame*, 2015, vol. 162, iss. 3, pp. 554–570. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.08.022>

- [48] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T. et al. Chemical kinetic modeling of ammonia oxidation with improved reaction mechanism for ammonia/air and ammonia/hydrogen/air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, iss. 5, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [49] Bertolino A., Fürst M., Stagni A. et al. An evolutionary, data-driven approach for mechanism optimization: theory and application to ammonia combustion. *Combustion and Flame*, 2021, vol. 229, art. 111366, pp. 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.02.012>
- [50] Glarborg P., Miller J.A., Ruscic B. et al. Modeling nitrogen chemistry in combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, vol. 67, pp. 31–68. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.01.002>
- [51] Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia. *Reaction Chemistry and Engineering*, 2020, vol. 5, iss. 4, pp. 696–711. <https://doi.org/10.1039/C9RE00429G>
- [52] Song Y., Hashemi H., Christensen J. et al. Ammonia oxidation at high pressure and intermediate temperatures. *Fuel*, 2016, vol. 181, pp. 358–365. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.100>
- [53] Klippenstein S.J., Harding L.B., Glarborg P. et al. The role of NNH in NO formation and control. *Combustion and Flame*, 2011, vol. 158, pp. 774–789. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.12.013>
- [54] Mikulčić H., Baleta J., Wang X. et al. Numerical simulation of ammonia/methane/air combustion using reduced chemical kinetics models. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 23548–23563. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.109>
- [55] Okafor E.C., Naito Y., Colson S. et al. Measurement and modeling of the laminar burning velocity of methane-ammonia-air flames at high pressures using a reduced reaction mechanism. *Combustion and Flame*, 2019, vol. 204, pp. 162–175. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.03.008>
- [56] Li R., Konnov A.A., He G. et al. Chemical mechanism development and reduction for combustion of $\text{NH}_3/\text{H}_2/\text{CH}_4$ mixtures. *Fuel*, 2019, vol. 257, art. 116059, pp. 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116059>
- [57] Jiang Y., Gruber A., Seshadri K. et al. An Updated short chemical-kinetic nitrogen mechanism for carbon-free combustion applications. *International of Journal Energy Research*, 2020, vol. 44, pp. 795–810. <https://doi.org/10.1002/er.4891>
- [58] Shi Z., Wu H., Li H. et al. Effect of injection pressure and fuel mass on wall-impinging ignition and combustion characteristics of heavy-duty diesel engine at low temperatures. *Fuel*, 2021, vol. 299, art. 120904. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120904>
- [59] Shi Z., Lee C., Han Wu, et al. Effect of injection pressure on the impinging spray and ignition characteristics of the heavy-duty diesel engine under low-temperature conditions. *Applied Energy*, 2020, vol. 262, art. 114552, pp. 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114552>
- [60] Cornelius W., Huellmantel L.W., Mitchell H.R. Ammonia as an engine fuel. *SAE Technical Paper Series*, 1965, art. 650052, pp. 300–326. <https://doi.org/10.4271/650052>
- [61] Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T. et al. Ammonia Fuel – Engine Compatibility and Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1966, art. 660156, pp. 785–807. <https://doi.org/10.4271/660156>
- [62] Starkman E.S., Newhall H.K., Sutton R. et al. Ammonia as a spark ignition engine fuel: theory and application. *SAE Technical Paper Series*, 1966, art. 660155, pp. 765–784. <https://doi.org/10.4271/660155>
- [63] Li B., Wang Y., Long W. et al. Experimental research on the effects of kerosene on the pre-injection spray characteristics and engine performance of dual-direct injection diesel jet controlled compression ignition mode. *Fuel*, 2020, vol. 281, art. 118691. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118691>
- [64] Wang Y., Znou X., Liu L. Theoretical investigation of the combustion performance of ammonia/hydrogen mixtures on a marine diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 14805–14812. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.233>
- [65] Pochet M., Truedsson I., Foucher F. et al. Ammonia-hydrogen blends in homogeneous-charge compression-ignition engine. *SAE Technical Paper Series*, 2017, no. 2017–24–0087. <https://doi.org/10.4271/2017-24-0087>
- [66] Pochet M., Jeanmart H., Contino F. A 22:1 compression ratio ammonia-hydrogen HCCI engine: combustion, load, and emission performances. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2020, vol. 6, iss. 43, pp. 1–16. <https://doi.org/10.3389/fmech.2020.00043>
- [67] Lanni D., Galloni E., Fontana G. et al. Assessment of the operation of an SI engine fueled with ammonia. *Energies*, 2022, vol. 15, art. 8583. <http://dx.doi.org/10.3390/en15228583>
- [68] D'Antuono G., Lanni D., Galloni E. et al. Numerical modeling and simulation of a spark-ignition engine fueled with ammonia-hydrogen blends. *Energies*, 2023, vol. 16, iss. 6, art. 2543. <https://doi.org/10.3390/en16062543>
- [69] Kumar P., Meyer T.R. Experimental and modeling study of chemical-kinetics mechanisms for $\text{H}_2\text{--NH}_3$ -air mixtures in laminar premixed jet flames. *Fuel*, 2013, vol. 108, pp. 166–176. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.06.103>

- [70] Mørch C.S., Bjerre A., Gøttrup M.P. et al. Ammonia/hydrogen mixtures in an SI-engine: engine performance and analysis of a proposed fuel system. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 854–864. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.09.042>
- [71] Yu Z., Li X., Zhao J., Shi L. Development of ammonia reaction kinetic mechanism under engine-relevant conditions. *Energy and Fuels*, 2024, vol. 38, iss. 1, pp. 728–741. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.3c03241>
- [72] Yu Z., Zhao J., Markov V., Han D. Effects of hydrogen addition on ignition characteristics and engine performance of ammonia-hydrogen blended fuel: a kinetic analysis. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, vol. 87, pp. 722–735. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.09.073>
- [73] Connaire M.O., Curran H.J., Simmie J.M. et al. A comprehensive modeling study of hydrogen oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2004, vol. 36, pp. 603–622. <https://doi.org/10.1002/kin.20036>
- [74] Burke M.P., Klippenstein S.J. Ephemeral collision complexes mediate chemically termolecular transformations that affect system chemistry. *Nature Chemistry*, 2017, vol. 9, pp. 1078–1082. <https://doi.org/10.1038/nchem.2842>
- [75] Konnov A.A. Yet another kinetic mechanism for hydrogen combustion. *Combustion and Flame*, 2019, vol. 203, iss. 5, pp. 14–22. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.01.032>
- [76] Zhou W., Zhang Y., Liang Y. et al. Combustion reaction kinetics of biodiesel/N-butanol blends: experiments in an ultrahigh-pressure rapid compression machine. *Combustion and Flame*, 2022, vol. 245, art. 112313, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2022.112313>
- [77] Williams T.C., Shaddix C.R., Schefer R.W. Effect of syngas composition and CO₂-diluted oxygen on performance of a premixed swirl-stabilized combustor. *Combustion Science and Technology*, 2008, vol. 180, iss. 1–3, pp. 64–88. <https://doi.org/10.1080/00102200701487061>
- [78] Kéromnès A., Metcalfe W.K., Heufer K.A. et al. An experimental and detailed chemical kinetic modeling study of hydrogen and syngas mixture oxidation at elevated pressures. *Combustion and Flame*, 2013, vol. 160, pp. 995–1011. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.01.001>
- [79] Skinner G.B., Ringrose G.H. Ignition delays of a hydrogen-oxygen-argon mixture at relatively low temperatures. *Journal of Chemical Physics*, 1965, vol. 42, iss. 6, pp. 2190–2192. <https://doi.org/10.1063/1.1696266>
- [80] Petersen E.L., Davidson D.F., Röhrig M. et al. Shock-induced ignition of high-pressure H₂-O₂-Ar and CH₄-O₂-Ar mixtures. *AIAA 95-3113. 31st Joint Propulsion Conference and Exhibit*, 1995, pp. 1–10. <https://doi.org/10.2514/6.1995-3113>
- [81] Dai L., Gersen S., Glarborg P. et al. Experimental and numerical analysis of the autoignition behavior of NH₃ and NH₃/H₂ mixtures at high pressure. *Combustion and Flame*, 2020, vol. 215, pp. 134–144. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.01.023>
- [82] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark ignition engine conditions. *Fuel*, 2020, vol. 269, art. 117448, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117448>
- [83] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental investigation on ammonia combustion behavior in a spark-ignition engine by means of laminar and turbulent expanding flames. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2021, vol. 38, pp. 5859–5868. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2020.08.058>
- [84] Nawaz B., Nasim M., Das S.K. et al. Combustion characteristics and emissions of nitrogen oxides (NO, NO₂, N₂O) from spherically expanding laminar flames of ammonia-hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, vol. 65, pp. 164–176. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.03.366>
- [85] Mashruk S., Kovaleva M., Alnasif A. et al. Nitrogen oxide emissions analyses in ammonia/hydrogen/air premixed swirling flames. *Energy*, 2022, vol. 260, art. 125183, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125183>

References

- [1] Heywood J.B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York, McGraw-Hill Education, 2018, 1721 p.
- [2] Lešnik L., Kegl B., Torres-Jiménez E. et al. Why we should invest further in the development of internal combustion engines for road applications. *Oil & Gas Science and Technology — Revue d' IFP Energies Nouvelles*, 2020, vol. 75, pp. 1–14. <https://doi.org/10.2516/ogst/2020051>
- [3] Curran S., Onorati A., Payri R. et al. The future of ship engines: renewable fuels and enabling technologies for decarbonization. *International Journal of Engine Research*, 2023, vol. 25, pp. 1–26. <https://doi.org/10.1177/14680874231187954>

- [4] Folkson R., Sapsford S. *Alternative fuels and advanced vehicle technologies for improved environmental performance*. Sawston, Cambridge, Woodhead Publishing, 2022, 798 p.
- [5] Aleksandrov A.A., Arkharov I.A., Markov V.A. et al. *Alternativnye topliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Alternative fuels for internal combustion engines]. Moscow, NITs Inzhener Publ., Oniko-M Publ., 2012, 791 p. (In Russ.).
- [6] Stančin H., Mikulčić H., Wang X. et al. A review on alternative fuels in future energy system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020, vol. 128, art. 109927, pp. 1–38. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109927>
- [7] Abakumov A.M. Towards low-carbon mobility. *Alternative fuel transport*, 2021, no. 6, pp. 47–60. (In Russ.).
- [8] Vasilenko D.V., Sarakhanova N.S., Zinin V.L. Decarbonization of the transport sector in the northern dimension countries. *Alternative fuel transport*, 2020, no. 5, pp. 25–43. (In Russ.).
- [9] Gayvoronskiy A.I., Gordin V.M., Markov V.A. Problems and prospects of using carbon-free and low-carbon motor fuels in various scenarios of transition to carbon-neutral energy. *Engines Construction*, 2022, no. 2, pp. 4–28. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.2.4-28>
- [10] Wang H., Ang B.W. Assessing the role of international trade in global CO₂ emissions: an index decomposition analysis approach. *Applied Energy*, 2018, vol. 218, pp. 146–158. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.180>
- [11] Ou Y., Shi W., Smith S.J. et al. Estimating environmental Co-Benefits of US low-carbon pathways using an integrated assessment model with state-level resolution. *Applied Energy*, 2018, vol. 213, pp. 482–493. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.02.122>
- [12] Mitrova T., Mel'nikov Yu., Chugunov D., Glagoleva A. *Vodorodnaya ekonomika — put' k nizkouglerodnomu razvitiyu* [Hydrogen economy — the path to low-carbon development]. Moscow, Tsentr energetiki Moskovskoy shkoly upravleniya SKOLKOVO Publ., 2021, 63 p. (In Russ.). <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.15540.91524>
- [13] Bogoslavskiy A.E. Prospects of application of hydrogen fuel on rolling stock. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 2019, no. 6, pp. 40–45. (In Russ.).
- [14] Babkov Yu.V., Kotyaev D.V., Prokhor D.I., Voronkov A.G., Zhuravlev S.N. Features of the use of hydrogen in railway transport: the choice of the aggregate state and methods of equipping the locomotive with hydrogen. *Bulletin of scientific research result*, 2021, iss. 2, pp. 107–118. (In Russ.). <https://doi.org/10.20295/2223-9987-2021-2-107-118>
- [15] Piskunov I.V., Glagoleva O.F., Golubeva I.A. Alternative fuels for sustainable development of the transport sector part 2. Hydrogen fuel. *Alternative fuel transport*, 2021, no. 5, pp. 53–62. (In Russ.).
- [16] Shurekov V.V., Samokhina S.S., Myakinnov A.V. Hydrogen fuel usage in aviation as a method for redu. *Alternative fuel transport*, 2020, no. 1, pp. 54–60. (In Russ.).
- [17] Zolotykh A.I., Gusev D.N., Epikhin A.I., Neyzhmak M.R. Ammonia as alternative fuel. *Operation of maritime transport*, 2022, no. 1, pp. 140–147. (In Russ.). <https://doi.org/10.34046/aumsuomt102/27>
- [18] Vorob'ev S.A., Nikiforov O.A., Abyzov I.T. The use of ammonia as motor fuel for vehicles operating in the Arctic region. *Bulletin of civil engineers*, 2022, no. 2, pp. 129–134. (In Russ.). <https://doi.org/10.23968/1999-5571-2022-19-2-129-134>
- [19] Griffiths S., Uratani Dzh. Low-carbon marine ammonia fuel. *Global Energy*, 2022, vol. 28, no. 4, pp. 31–45. (In Russ.).
- [20] Kirichenko S.A., Kozlov S.G. Ammonia is a promising marine fuel for low-carbon shipping. *Vestnik transporta*, 2022, no. 2, pp. 22–31. (In Russ.).
- [21] Kliment'ev A.Yu., Kliment'ev A.A. Ammonia as a promising motor fuel for a carbon-free economy. *Alternative fuel transport*, 2017, no. 3, pp. 32–44. (In Russ.).
- [22] Neyzhmak M.R., Epikhin A.I., Modina M.A. The use of ammonia as fuel for ships in order to reduce carbon dioxide emissions into the atmosphere. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2021, no. 4, pp. 131–137. (In Russ.). <https://doi.org/10.34046/aumsuomtl01/19>
- [23] Machaj K., Kupecki J., Malecha Z.M. et al. Ammonia as a potential marine fuel: a review. *Energy Strategy Reviews*, 2022, vol. 44, art. 100926, pp. 1–18. <https://doi.org/10.1016/j.esr.2022.100926>
- [24] Gayvoronskiy A.I., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Technologies of industrial production of hydrogen and its use in transport power plants. *Engines Construction*, 2022, no. 1, pp. 3–20. (In Russ.).
- [25] Kuleshov A.S., Gordin V.M., Markov V.A., Barchenko F.B., Karpets F.S. Computational study of the working process of a dual-fuel hydrogen engine. *Engines Construction*, 2022, no. 3, pp. 70–96. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.3.70-96>
- [26] Sa Boven', Gordin M.V., Markov V.A., Plakhov S.V. Simulation of the fuel supply, mixture formation and combustion processes in a dual-fuel hydrogen engine. *Engines Construction*, 2022, no. 4, pp. 65–81. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2022.4.65-81>

- [27] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Gordin M.V., Markov V.A., Karpets F.S. Environmental indicators of a dual-fuel hydrogen engine. *Alternative fuel transport*, 2023, no. 3, pp. 34–48. (In Russ.).
- [28] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Gordin M.V., Markov V.A., Plakhov S.V. Computational studies of the working process of a diesel locomotive engine with hydrogen additives to liquid petroleum fuel. *Engines Construction*, 2023, no. 2, pp. 62–83. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.2.62-83>
- [29] Abyzov O.V., Galyshchev Yu.V., Ivanov A.K., Metelev A.A. Modeling of the indicator process of the automobile gas engine during its operation with ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 1, pp. 64–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.1.64-69>
- [30] Lazarev E.A., Roslyakov A.D., Kurmanova L.S., Petukhov S.A., Lazarev V.E., Plakhov S.V. Specifics in using ammonia as the motor fuel component in the diesel engines. *Engines Construction*, 2024, no. 4, pp. 83–100. (In Russ.).
- [31] Roslyakov A.D., Kurmanova L.S., Petukhov S.A., Karpenko M.Yu., Plakhov S.V., Peshkov A.B. Design of a system for supplying ammonia to the intake system of a diesel locomotive engine. *Alternative fuel transport*, 2024, no. 5, pp. 39–51. (In Russ.).
- [32] Kuleshov A.S., Kuleshov A.A., Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational studies of parameters of working process of diesel engine with ammonia additives in the intake system. *Engines Construction*, 2023, no. 3, pp. 71–93. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.3.71-93>
- [33] Sa Boven', Lyu In, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Combustion process characteristics and ecological indicators of the two-fuel diesel engine running on ammonia. *Engines Construction*, 2023, no. 4, pp. 73–87. (In Russ.). <https://doi.org/10.18698/jec.2023.4.73-87>
- [34] Sa Boven', Lyu In, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Computational study of the parameters of a biofuel diesel engine operating on the ammonia. *Engines Construction*, 2024, no. 1, pp. 53–73. (In Russ.).
- [35] Sa Boven', Lyu In, Markov V.A., Furman V.V., Plakhov S.V. Simulation of the working process of a diesel engine running on ammonia with an ignition dose of biofuel. *Alternative fuel transport*, 2024, no. 4, pp. 39–57. (In Russ.).
- [36] ZaeV I.A., Smirnov S.V. Studying a possibility of using mixed fuels based on the ammonia and its decomposition products in the internal combustion engines. *Engines Construction*, 2024, no. 4, pp. 55–68. (In Russ.).
- [37] Akansu S.O., Dulger Z., Kahraman N. et al. Internal combustion engines fueled by natural gas — hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2004, vol. 29, pp. 1527–1539. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2004.01.018>
- [38] Ezzat M.F., Dincer I. Development and Assessment of a New Hybrid Vehicle with Ammonia and Hydrogen. *Applied Energy*, 2018, vol. 219, pp. 226–239. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.012>
- [39] Judd R., Pinchbeck D. Hydrogen admixture to the natural gas grid. In book: *Compendium of Hydrogen Energy*, 2016, pp. 165–192. <https://doi.org/10.1016/B978-1-78242-364-5.00008-7>
- [40] Lee J.H., Park J.H., Kwon O.C. Properties of Laminar Premixed Hydrogen-Added Ammonia/Air Flames. *5th Annual Ammonia Fuel Conference*, Minneapolis, MN, USA, 2008, 33 p.
- [41] Takeyama T., Miyama H. A Shock-Tube Study of the Ammonia-Oxygen Reaction. *Symposium (International) on Combustion*, 1967, vol. 11, iss. 1, pp. 845–852. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(67\)80210-8](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(67)80210-8)
- [42] Drummond L.J. High temperature oxidation of ammonia. *Combustion Science and Technology*, 1972, vol. 5, iss. 1, pp. 175–182. <https://doi.org/10.1080/00102207208952518>
- [43] Naumann C., Braun-Unkhoff M., Frank P. A Shock Tube Study on Ammonia Decomposition and its Reaction Products. *21st International Symposium on Shock Waves*, Australia, Great Keppel Island, 1997, art. 4260, pp. 1–6.
- [44] Soloukhin R.I. High-temperature oxidation of ammonia, carbon monoxide, and methane by nitrous oxide in shock waves. *Symposium (International) on Combustion*, 1971, vol. 13, iss. 1, pp. 121–128. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(73\)80010-4](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(73)80010-4)
- [45] Pochet M., Dias V., Moreau B. et al. Experimental and numerical study, under LTC conditions, of ammonia ignition delay with and without hydrogen addition. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2019, vol. 37, iss. 1, pp. 621–629. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.05.138>
- [46] Shu B., Vallabhuni S.K., He X. et al. A shock tube and modeling study on the auto-ignition properties of ammonia at intermediate temperatures. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2019, vol. 37, iss. 1, pp. 205–211. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.07.074>
- [47] Mathieu O., Petersen E.L. Experimental and modeling study on the high-temperature oxidation of ammonia and related NOx chemistry. *Combustion and Flame*, 2015, vol. 162, iss. 3, pp. 554–570. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.08.022>

- [48] Otomo J., Koshi M., Mitsumori T. et al. Chemical kinetic modeling of ammonia oxidation with improved reaction mechanism for ammonia/air and ammonia/hydrogen/air combustion. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2018, vol. 43, iss. 5, pp. 3004–3014. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.12.066>
- [49] Bertolino A., Fürst M., Stagni A. et al. An evolutionary, data-driven approach for mechanism optimization: theory and application to ammonia combustion. *Combustion and Flame*, 2021, vol. 229, art. 111366, pp. 1–16. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.02.012>
- [50] Glarborg P., Miller J.A., Ruscic B. et al. Modeling nitrogen chemistry in combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, vol. 67, pp. 31–68. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.01.002>
- [51] Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An experimental, theoretical and kinetic-modeling study of the gas-phase oxidation of ammonia. *Reaction Chemistry and Engineering*, 2020, vol. 5, iss. 4, pp. 696–711. <https://doi.org/10.1039/C9RE00429G>
- [52] Song Y., Hashemi H., Christensen J. et al. Ammonia oxidation at high pressure and intermediate temperatures. *Fuel*, 2016, vol. 181, pp. 358–365. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.100>
- [53] Klippenstein S.J., Harding L.B., Glarborg P. et al. The role of NNH in NO formation and control. *Combustion and Flame*, 2011, vol. 158, pp. 774–789. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.12.013>
- [54] Mikulčić H., Baleta J., Wang X. et al. Numerical simulation of ammonia/methane/air combustion using reduced chemical kinetics models. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 23548–23563. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.109>
- [55] Okafor E.C., Naito Y., Colson S. et al. Measurement and modeling of the laminar burning velocity of methane-ammonia-air flames at high pressures using a reduced reaction mechanism. *Combustion and Flame*, 2019, vol. 204, pp. 162–175. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.03.008>
- [56] Li R., Konnov A.A., He G. et al. Chemical mechanism development and reduction for combustion of $\text{NH}_3/\text{H}_2/\text{CH}_4$ mixtures. *Fuel*, 2019, vol. 257, art. 116059, pp. 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116059>
- [57] Jiang Y., Gruber A., Seshadri K. et al. An Updated short chemical-kinetic nitrogen mechanism for carbon-free combustion applications. *International of Journal Energy Research*, 2020, vol. 44, pp. 795–810. <https://doi.org/10.1002/er.4891>
- [58] Shi Z., Wu H., Li H. et al. Effect of injection pressure and fuel mass on wall-impinging ignition and combustion characteristics of heavy-duty diesel engine at low temperatures. *Fuel*, 2021, vol. 299, art. 120904. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120904>
- [59] Shi Z., Lee C., Han Wu, et al. Effect of injection pressure on the impinging spray and ignition characteristics of the heavy-duty diesel engine under low-temperature conditions. *Applied Energy*, 2020, vol. 262, art. 114552, pp. 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114552>
- [60] Cornelius W., Huellmantel L.W., Mitchell H.R. Ammonia as an engine fuel. *SAE Technical Paper Series*, 1965, art. 650052, pp. 300–326. <https://doi.org/10.4271/650052>
- [61] Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T. et al. Ammonia Fuel — Engine Compatibility and Combustion. *SAE Technical Paper Series*, 1966, art. 660156, pp. 785–807. <https://doi.org/10.4271/660156>
- [62] Starkman E.S., Newhall H.K., Sutton R. et al. Ammonia as a spark ignition engine fuel: theory and application. *SAE Technical Paper Series*, 1966, art. 660155, pp. 765–784. <https://doi.org/10.4271/660155>
- [63] Li B., Wang Y., Long W. et al. Experimental research on the effects of kerosene on the pre-injection spray characteristics and engine performance of dual-direct injection diesel jet controlled compression ignition mode. *Fuel*, 2020, vol. 281, art. 118691. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118691>
- [64] Wang Y., Znou X., Liu L. Theoretical investigation of the combustion performance of ammonia/hydrogen mixtures on a marine diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, pp. 14805–14812. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.233>
- [65] Pochet M., Truedsson I., Foucher F. et al. Ammonia-hydrogen blends in homogeneous-charge compression-ignition engine. *SAE Technical Paper Series*, 2017, no. 2017–24–0087. <https://doi.org/10.4271/2017-24-0087>
- [66] Pochet M., Jeanmart H., Contino F. A 22:1 compression ratio ammonia-hydrogen HCCI engine: combustion, load, and emission performances. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 2020, vol. 6, iss. 43, pp. 1–16. <https://doi.org/10.3389/fmech.2020.00043>
- [67] Lanni D., Galloni E., Fontana G. et al. Assessment of the operation of an SI engine fueled with ammonia. *Energies*, 2022, vol. 15, art. 8583. <http://dx.doi.org/10.3390/en15228583>
- [68] D'Antuono G., Lanni D., Galloni E. et al. Numerical modeling and simulation of a spark-ignition engine fueled with ammonia-hydrogen blends. *Energies*, 2023, vol. 16, iss. 6, art. 2543. <https://doi.org/10.3390/en16062543>
- [69] Kumar P., Meyer T.R. Experimental and modeling study of chemical-kinetics mechanisms for $\text{H}_2\text{--NH}_3$ -air mixtures in laminar premixed jet flames. *Fuel*, 2013, vol. 108, pp. 166–176. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.06.103>

- [70] Mørch C.S., Bjerre A., Gøttrup M.P. et al. Ammonia/hydrogen mixtures in an SI-engine: engine performance and analysis of a proposed fuel system. *Fuel*, 2011, vol. 90, pp. 854–864. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.09.042>
- [71] Yu Z., Li X., Zhao J., Shi L. Development of ammonia reaction kinetic mechanism under engine-relevant conditions. *Energy and Fuels*, 2024, vol. 38, iss. 1, pp. 728–741. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.3c03241>
- [72] Yu Z., Zhao J., Markov V., Han D. Effects of hydrogen addition on ignition characteristics and engine performance of ammonia-hydrogen blended fuel: a kinetic analysis. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, vol. 87, pp. 722–735. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.09.073>
- [73] Connaire M.O., Curran H.J., Simmie J.M. et al. A comprehensive modeling study of hydrogen oxidation. *International Journal of Chemical Kinetics*, 2004, vol. 36, pp. 603–622. <https://doi.org/10.1002/kin.20036>
- [74] Burke M.P., Klippenstein S.J. Ephemeral collision complexes mediate chemically termolecular transformations that affect system chemistry. *Nature Chemistry*, 2017, vol. 9, pp. 1078–1082. <https://doi.org/10.1038/nchem.2842>
- [75] Konnov A.A. Yet another kinetic mechanism for hydrogen combustion. *Combustion and Flame*, 2019, vol. 203, iss. 5, pp. 14–22. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2019.01.032>
- [76] Zhou W., Zhang Y., Liang Y. et al. Combustion reaction kinetics of biodiesel/N-butanol blends: experiments in an ultrahigh-pressure rapid compression machine. *Combustion and Flame*, 2022, vol. 245, art. 112313, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2022.112313>
- [77] Williams T.C., Shaddix C.R., Schefer R.W. Effect of syngas composition and CO₂-diluted oxygen on performance of a premixed swirl-stabilized combustor. *Combustion Science and Technology*, 2008, vol. 180, iss. 1–3, pp. 64–88. <https://doi.org/10.1080/00102200701487061>
- [78] Kéromnès A., Metcalfe W.K., Heufer K.A. et al. An experimental and detailed chemical kinetic modeling study of hydrogen and syngas mixture oxidation at elevated pressures. *Combustion and Flame*, 2013, vol. 160, pp. 995–1011. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.01.001>
- [79] Skinner G.B., Ringrose G.H. Ignition delays of a hydrogen-oxygen-argon mixture at relatively low temperatures. *Journal of Chemical Physics*, 1965, vol. 42, iss. 6, pp. 2190–2192. <https://doi.org/10.1063/1.1696266>
- [80] Petersen E.L., Davidson D.F., Röhrig M. et al. Shock-induced ignition of high-pressure H₂-O₂-Ar and CH₄-O₂-Ar mixtures. *AIAA 95-3113. 31st Joint Propulsion Conference and Exhibit*, 1995, pp. 1–10. <https://doi.org/10.2514/6.1995-3113>
- [81] Dai L., Gersen S., Glarborg P. et al. Experimental and numerical analysis of the autoignition behavior of NH₃ and NH₃/H₂ mixtures at high pressure. *Combustion and Flame*, 2020, vol. 215, pp. 134–144. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2020.01.023>
- [82] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark ignition engine conditions. *Fuel*, 2020, vol. 269, art. 117448, pp. 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117448>
- [83] Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental investigation on ammonia combustion behavior in a spark-ignition engine by means of laminar and turbulent expanding flames. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2021, vol. 38, pp. 5859–5868. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2020.08.058>
- [84] Nawaz B., Nasim M., Das S.K. et al. Combustion characteristics and emissions of nitrogen oxides (NO, NO₂, N₂O) from spherically expanding laminar flames of ammonia-hydrogen blends. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2024, vol. 65, pp. 164–176. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.03.366>
- [85] Mashruk S., Kovaleva M., Alnasif A. et al. Nitrogen oxide emissions analyses in ammonia/hydrogen/air premixed swirling flames. *Energy*, 2022, vol. 260, art. 125183, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125183>

Материалы получены редакцией 22.02.2025

Сведения об авторах

Гордин Михаил Валерьевич — кандидат технических наук, ректор МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация. E-mail: gordinmv@bmstu.ru

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

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

Юй Чжицин — аспирант Колледжа энергетики и энергетического машиностроения Харбинского инженерного университета, Харбин, Китай.

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

Хан Донг — профессор, ключевая лаборатория энергетического машиностроения Министерства образования, Шанхайский университет Цзяо Тонг, Шанхай, Китай.

Information about authors

Gordin Mikhail Valeryevich — Ph. D. (Eng.), Rector, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation. E-mail: gordinmv@bmstu.ru

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

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

Yu Zhiqing — Ph. D. Student, College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China.

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

Han Dong — Professor, Key Laboratory of Power Machinery and Engineering, Ministry of Education, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Гордин М.В., Марков В.А., Шленов М.И., Юй Ч., Чжао Ц., Хан Д. Влияние добавок водорода на параметры двигателя, работающего на аммиаке. *Двигателестроение*, 2025, № 1 (299), с. 72–102.

Citation:

Gordin M.V., Markov V.A., Shlenov M.I., Yu Z., Zhao J., Han D. Hydrogen additives effect on the ammonia powered engine parameters. *Engines Construction*, 2025, no. 1 (299), pp. 72–102. (In Russ.).

**Указатель публикаций в журнале
(№ 1–4 за 2024 г.)****Общие проблемы двигателестроения**

А.В. Химченко, Н.И. Мищенко, А.И. Петров

Анализ динамики катка как источника колебаний в двигателе с кривошипно-кулисным механизмом **1, 3**

С.Ю. Мензульский

Расчетно-экспериментальные исследования тяговых характеристик толкающего винта наземно-воздушного вездехода **2, 3**

**Расчеты, конструирование, исследования
поршневых двигателей**

В.Г. Заренбин, М.С. Новиков

Расчет утечки газов через кольцевое уплотнение с учетом перемещения колец в канавках поршня двигателя **2, 10**

В.В. Грачев, В.В. Фурман, О.Р. Хамидов, Б.Т. Кулманов

Повышение эксплуатационной топливной экономичности маневрового тепловоза оптимизацией регулировочных параметров дизельного двигателя **2, 18**

В.В. Грачев, В.В. Фурман, О.Р. Хамидов, Б.Т. Кулманов

Экспериментальная проверка эффективности применения компромиссных регулировочных параметров дизельного двигателя маневрового тепловоза **3, 13**

Ю.А. Гришин, Ф.Б. Барченко

Исследование течения газа в выпускном коллекторе поршневого двигателя **4, 3**

Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, А.А. Варшавский

Прочностная надежность пружин механизма газораспределения форсированных среднеоборотных дизелей **4, 20**

Альтернативные энергетические установки

Х. Халифе, С.В. Смирнов, В.И. Меркулов, Ю.А. Борисов

Перспективы использования свободнопоршневого двигателя Стирлинга для генерации электроэнергии в космосе **2, 56**

С.П. Столяров, М. Йе, А.С. Столяров

Базовое уравнение математической модели элемента внутреннего контура двигателя Стирлинга с учетом процесса теплообмена **2, 69**

Системы и агрегаты двигателей

В.А. Жуков, И.Л. Пересецкий

Тепловые насосы в системах предпусковой подготовки двигателей внутреннего сгорания **1, 13**

В.А. Зенкин, В.А. Горбунов

Оптимизация системы уравнивания двухцилиндрового четырехтактного двигателя **2, 30**

**Системы автоматического управления
и регулирования, автоматизация
и диагностирование**

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

Разработка быстродействующей модели для проверки алгоритмов управления дизельной аккумуляторной топливной системой **3, 14**

Технологии двигателестроения

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

Лазерное упрочнение рабочей поверхности цилиндра двигателя внутреннего сгорания **3, 21**

Топливо и смазочные материалы, присадки

В.В. Гаврилов, В.Ю. Мащенко, В.А. Жуков

Использование нефти в качестве топлива для судового дизельного двигателя, работающего в условиях нефтяного танкера **4, 29**

С.В. Путинцев, С.П. Деменкова

Обоснование и направление конструкционной адаптации поршневого двигателя к смазыванию энергосберегающим сверхмаловязким моторным маслом **4, 39**

Проблемы экологии

О.В. Ложкина, К.Б. Мальчиков

Сравнительный анализ содержания поллютантов в отработавших газах силовых установок маломерных судов и автотранспортных средств **1, 21**

М.В. Логинова, Д.Х. Андержанов, С.Е. Андрусенко, Д.И. Коньгин, Ю.И. Матвеев

Снижение содержания оксидов азота в отработавших газах судового среднеоборотного двигателя с помощью системы двухступенчатого

наддува и цикла Миллера для достижения экологических норм Tier III 1, 33

А.С. Блинов, И.Ф. Гумеров, А.А. Кулешов, В.А. Неверов

Расчетное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов 2, 42

А.С. Блинов, И.Ф. Гумеров, В.А. Неверов, М.И. Шлёнов

Экспериментальное исследование параметров дизельного двигателя с системой рециркуляции отработавших газов 3, 28

А.А. Обозов, П.А. Гришанов

Анализ концентрации токсичных компонентов в отработавших газах дизельного двигателя 3, 42

Альтернативные топлива

А.Г. Кузнецов, С.В. Харитонов, Е.П. Петров

Вопросы управления газовыми двигателями 1, 43

Б. Са, Ин Лю, В.А. Марков, В.В. Фурман, С.В. Плахов
Расчетное исследование параметров двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке 1, 53

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

Влияние добавок синтез-газа на скорость распространения пламени в бензиновом роторно-поршневом двигателе 1, 74

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

Экспериментальное исследование возможности бездетонационного сгорания авиационного керосина в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением 1, 81

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин

Исследование скоростных режимов рабочего процесса дизельного двигателя на биотопливе 2, 75

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

Расчетное исследование параметров поршневого двигателя, конвертированного на работу на пропан-бутановых смесях 3, 50

В.А. Лиханов, О.П. Лопатин

экспериментальные исследования токсичности отработавших газов дизельного двигателя при работе на этаноле и рапсовом масле 3, 74

С.А. Плотников, А.Н. Карташевич, Г.Э. Заболотских, Ю.А. Плотникова

Исследование эффективных показателей дизельного двигателя на режимах скоростной характеристики при работе на биоминеральных топливных смесях 3, 83

И.А. Заев, С.В. Смирнов

Исследование возможностей использования смесевых топлив на основе аммиака и продуктов его разложения для двигателя внутреннего сгорания 4, 55

М.Д. Гарипов, А.Г. Хафизов, Р.Ф. Зиннатуллин, А.А. Мелков, Э.М. Халилов, В.А. Шаяхметов

Расширение мощностного диапазона бездетонационной работы газопоршневого агрегата за счет применения впрыска воды во впускной трубопровод 4, 69

Е.А. Лазарев, А.Д. Росляков, Л.С. Курманова, С.А. Петухов, В.Е. Лазарев, С.В. Плахов

Особенности использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в дизелях 4, 83

С.А. Нагорнов, Ю.В. Мещерякова, В.А. Марков, Л.И. Быковская

Получение биодизельного топлива из биомассы микроводорослей 4, 101

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 А4.
3. К статье в обязательном порядке следует приложить представление от организации (факультета, НТС), экспертное заключение о возможности опубликования в открытой печати, авторское заявление на публикацию статьи.
4. Заявление должно быть подписано авторами с указанием: ФИО (полностью), ученой степени и звания, должности, числа опубликованных научных работ и области научных исследований, почтового адреса, названия организации, адреса электронной почты, номера телефона, SPIN-код РИНЦ, Scopus Author ID, ORCID, Web of Science Researcher ID.
5. В начале рукописи статьи в левом верхнем углу указывают индекс УДК. Затем приводят остальные данные в следующем порядке: полное название статьи (на русском и английском языках); инициалы и фамилии авторов (на русском и английском языках); названия организаций; аннотация не менее 150 слов (актуальность, постановка проблемы, пути решения поставленной проблемы, результаты и выводы); ключевые слова — понятия и термины, используемые в статье (8–10 слов); текст статьи; список литературы; информация об авторах.
6. Рукопись статьи должна быть выполнена в текстовом редакторе MS Word. Текст должен быть набран через полтора интервала 14-м кеглем, шрифт Times New Roman с полями шириной 2,5 см. Абзацные отступы должны быть одинаковыми по всему тексту — 1,25 см. Кавычки (« »); скобки ([], ()); тире — длинное (—) в тексте; короткое (–) в цифровом сочетании (1–5, 1996–1998 и т. д.). Нумерация страниц обязательна. В рукописи статьи необходимо сделать ссылки на таблицы, рисунки и литературные источники, приведенные в материалах. Переносы использовать автоматические (категорически запрещается использовать переносы по требованию).
7. Цветные рисунки (диаграммы, фотографии, компьютерные окна и т. п.) должны быть представлены в цвете. Все рисунки должны быть пронумерованы и снабжены подрисовочными подписями.
8. Формулы набирают в редакторе MathType, Microsoft Equation. Буквы греческого алфавита должны быть набраны прямым шрифтом; буквы русского алфавита в формулах (в том числе в индексах) — прямым, латинского — курсивом.
9. В рукописях статей следует применять Систему международных единиц (СИ). Аббревиатуры следует расшифровывать при первом упоминании их в тексте, за исключением принятых сокращений единиц измерения, физических, химических, технических и математических величин и терминов (единицы измерения приводят на русском языке).
10. Список литературы составляют в последовательности ссылок в тексте. В тексте рукописи статьи ссылки заключают в квадратные скобки. Для статей указывают: фамилию и инициалы автора, название статьи, название журнала, год, том, номер (или выпуск), номера страниц, на которых опубликована соответствующая статья. В список литературы должны входить ссылки на актуальные научные работы отечественных и зарубежных специалистов, в первую очередь статьи, опубликованные за последние 5 лет в рецензируемых (индексируемых) научных периодических изданиях. Не рекомендуется ссылаться на материалы учебников и учебных пособий, научно-популярной литературы. В списке литературы желательно указывать не менее 15 ссылок на научные статьи, при этом следует избегать необоснованного самоцитирования. Названия книг, статей, других материалов и документов, опубликованных на иностранном языке, а также фамилии их авторов должны быть приведены в оригинальной транскрипции. В литературу не должны включаться неопубликованные материалы или материалы, не находящиеся в общественном доступе. Если в источник входит URL или DOI, автору следует проверить корректность их написания и доступность ресурса по ссылке.
11. Редакция сообщает автору о получении материалов статьи. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике журнала, отклоняются без рассмотрения. Редакция оставляет за собой право не вступать в переписку с авторами, которые не выполнили основные требования к оформлению рукописей статей. Датой поступления считается день получения редакцией окончательного текста рукописи, файлов и сопроводительных документов.
12. Рукописи, удовлетворяющие изложенным требованиям, проходят рецензирование. Решение о публикации принимается редакционной коллегией.
13. Плата за публикацию статей не взимается.

Presentation Requirements

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

