

ISSN 2588-0373 (Print)
ISSN 2587-764X (Online)

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

Том 9, № 1

2025

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-
КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ
МАШИНОСТРОЕНИЕ

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ
И ТЕХНОЛОГИЯ
ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ



ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК

Серия
«Авиационно-ракетное
и энергетическое
машиностроение»

Издается с октября 2017 г.
Выходит 4 раза в год

Том 9 № 1 2025

УЧРЕДИТЕЛЬ

Федеральное государственное
автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Омский государственный
технический университет»

Регистрационный номер
в реестре зарегистрированных
средств массовой информации
ПИ № ТУ55-00569 от 17.05.2018 г.
выдан Управлением Роскомнадзора
по Омской области

Сайт журнала:
<https://journals.omg.ru>

Страница журнала на сайте учредителя:
[http://www.omg.ru/
general_information/media_omgtu/
journal_of_omsk_research_journal/](http://www.omg.ru/general_information/media_omgtu/journal_of_omsk_research_journal/)

Подписной индекс
в каталоге Роспечать 80583

Ответственный секретарь
М. Ф. Федорчук

Редактор
Т. П. Сёмина

Компьютерная верстка
О. Н. Чирун

Макет обложки
В. С. Гуринов
М. Ф. Федорчук
Н. С. Плотникова

© Редакция журнала
«Омский научный вестник».
Серия «Авиационно-ракетное
и энергетическое
машиностроение», ОмГТУ

Подписано в печать 21.03.2025 г.
Дата выхода в свет 31.03.2025 г.

Формат 60x84 1/8
13,02 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1-100). Заказ 6
Цена свободная

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Шалай Виктор Владимирович (главный редактор), д. т. н., профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Юша Владимир Леонидович (заместитель главного редактора), д. т. н., профессор,
Омск, Россия

Краус Юрий Александрович (заместитель главного редактора), к. т. н., доцент,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Андреева Елена Григорьевна, д. т. н., профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Анисимов Сергей Михайлович, д. т. н., профессор,
Вроцлавский политехнический университет, Вроцлав, Польша

Бурмистров Алексей Васильевич, д. т. н., профессор,
Казанский национальный исследовательский технологический университет,
Казань, Россия

Бурьян Юрий Андреевич, д. т. н., профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Галфетти Лучано, профессор,
Миланский политехнический университет, Милан, Италия

Горюнов Владимир Николаевич, д. т. н., профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Дворников Леонид Трофимович, д. т. н., профессор,
Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия

Дроздов Александр Александрович, д. т. н.,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

Жарковский Александр Аркадьевич, д. т. н., профессор,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

Животкевич Игорь Николаевич, д. т. н., профессор,
АНО «Институт испытаний и сертификации вооружения и военной техники»,
Москва, Россия

Клюшников Валерий Юрьевич, д. т. н., старший научный сотрудник,
АО «Центральный научно-исследовательский институт машиностроения»,
Москва, Россия

Ковачевич Ахмед, профессор,
Лондонский университет Сити, Лондон, Великобритания

Корнеев Сергей Александрович, д. т. н., профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Коротаев Дмитрий Николаевич, д. т. н., профессор,
Российский государственный геологоразведочный университет
имени Серго Орджоникидзе, Москва, Россия

Кропотин Олег Витальевич, д. т. н., доцент,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Куденцов Владимир Юрьевич, д. т. н., доцент,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Кузнецов Виктор Иванович, д. т. н., профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Милованчевич Урош, доктор, профессор,
Белградский университет, Белград, Сербия

Негров Дмитрий Анатольевич, к. т. н., доцент,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Полещенко Константин Николаевич, д. т. н., профессор,
Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет, Омск, Россия

Пронин Владимир Александрович, д. т. н., профессор,
Национальный исследовательский университет ИТМО, Санкт-Петербург, Россия

Пустовой Николай Васильевич, д. т. н., профессор,
Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск, Россия

Савин Леонид Алексеевич, д. т. н., профессор,
Орловский государственный университет имени И. С. Тургенева, Орел, Россия

Сулин Александр Борисович, д. т. н.,
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики, Санкт-Петербург, Россия

Теплоухов Андрей Анатольевич, к. т. н., доцент,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Трушяков Валерий Иванович, д. т. н., профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Чернышев Андрей Владимирович, д. т. н., профессор,
Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия

Чугунков Владимир Васильевич, д. т. н., профессор,
Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана
(национальный исследовательский университет), Москва, Россия

Щерба Виктор Евгеньевич, д. т. н., профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Юн Владимир Климентьевич, д. т. н.,
АО «Невский завод», Санкт-Петербург, Россия



OMSK SCIENTIFIC BULLETIN

Series
«Aviation-Rocket
and Power
Engineering»

Published Since October 2017
4 Times per Year

Volume 9 No. 1 2025

FOUNDER

Federal State
Autonomous Educational Institution
of Higher Education
«Omsk State Technical University»

Identification number of registered Mass Media
ПН № ТУ55-00569 from 17.05.2018
issued by the Federal Service for
Supervision of Communications,
Information Technology, and Mass Media,
Omsk region

Journal Website:
<https://journals.omgtu.ru>

Journal Page on Founder's Website:
[http://www.omgtu.ru/
general_information/media_omgtu/
journal_of_omsk_research_journal/](http://www.omgtu.ru/general_information/media_omgtu/journal_of_omsk_research_journal/)

Subscription Index
in Federal Agency on Press and Mass
Communications Catalog 80583

Executive Secretary
M. F. Fedorchuk

Editor
T. P. Semina

Computer Page-Proofs
O. N. Chirun

Cover Layout
V. S. Gurinov
M. F. Fedorchuk
N. S. Plotnikova

© Editorial Board of
«Omsk Scientific Bulletin».
Series «Aviation-Rocket
and Power Engineering», OmSTU

Signed in Print 21.03.2025
Date of Publication 31.03.2025

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 13,02
Offset Paper

Printed on a Duplicator
at Scientific Publishing Office,
Omsk State Technical University

Circulation 500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1-100)
Order 6
Open Price

EDITORIAL STAFF

Shalay Viktor Vladimirovich, (Chief Editor), D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Yusha Vladimir Leonidovich, (Deputy Chief Editor), D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk, Russia

Kraus Yuri Aleksandrovich (Deputy Chief Editor), Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Andreeva Elena Grigoryevna, D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Anisimov Sergey Mikhailovich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Wroclaw University of Science and Technology, Wroclaw, Poland

Burmistrov Aleksey Vasilyevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Kazan National Research Technological University, Kazan, Russia

Burian Yuriy Andreevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Galfetti Luciano, Professor,
Politecnico di Milano, Milan, Italy

Goryunov Vladimir Nikolaevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Dvornikov Leonid Trofimovich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Russia

Drozдов Aleksander Aleksandrovich, D. Sc. (Engineering),
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

Zharkovskii Aleksandr Arkadiyevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

Zhivotkevich Igor Nikolayevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Institute of Testing and Certification of Weapon and Military Equipment, Moscow, Russia

Klyushnikov Valeriy Yur'yevich, D. Sc. (Engineering), Senior Researcher,
JSC «Central Research Institute for Machine Building» (JSC «TsNIMMash»), Moscow, Russia

Kovačević Ahmed, Professor,
University of London, City, London, United Kingdom

Korneyev Sergey Aleksandrovich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Korotaev Dmitriy Nikolayevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Sergo Ordzhonikidze Russian State University for Geological Prospecting (MGRI),
Moscow, Russia

Kropotin Oleg Vitalyevich, D. Sc. (Engineering), Associate Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Kudentsov Vladimir Yurievich, D. Sc. (Engineering), Associate Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Kuznetsov Viktor Ivanovich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Milovančević Uroš, PhD Mechanical Engineering,
University of Belgrade, Belgrade, Serbia

Negrov Dmitriy Anatolyevich, Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Poleshchenko Konstantin Nikolayevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Siberian State Automobile and Highway University, Omsk, Russia

Pronin Vladimir Aleksandrovich, D. Sc. (Engineering), Professor,
ITMO University, Saint Petersburg, Russia

Pustovoy Nikolay Vasilievich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia

Savin Leonid Alexeevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Orel State University named after I. S. Turgenev, Orel, Russia

Sulin Aleksandr Borisovich, D. Sc. (Engineering),
Saint Petersburg National Research University of Informational Technologies,
Mechanics and Optics, Saint Petersburg, Russia

Teploukhov Andrey Anatolyevich, Cand. Sc. (Engineering), Associate Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Trushlyakov Valeriy Ivanovich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Chernyshev Andrey Vladimirovich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Chugunkov Vladimir Vasilievich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Scherba Viktor Evgeniyevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Yun Vladimir Klimentievich, D. Sc. (Engineering),
JSC «REPH», Saint Petersburg, Russia

СОДЕРЖАНИЕ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

| | |
|---|----|
| В. Л. Юша, С. С. Бусаров. Особенности рабочих режимов дожимных поршневых компрессоров на базе тихоходной длинноходовой компрессорной ступени в составе мобильных компрессорных станций | 5 |
| Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев, П. Е. Федотов, Е. М. Федотов. Переходные режимы работы упорного подшипника скольжения компрессорной машины | 14 |
| И. А. Январев, В. С. Виниченко, И. С. Божко. Повышение эффективности ресурсосберегающей системы охлаждения газа дожимного компрессорного агрегата в составе парогазовой установки | 24 |
| В. Ю. Грохотов, А. Г. Михайлов, И. А. Степашкин. Выявление потерь теплоносителя в системах централизованного теплоснабжения | 32 |
| К. Е. Денисов, А. К. Лямасов. Подвижные лопастные системы центробежных насосов низкой быстроходности | 37 |
| В. А. Никитина, А. Б. Сулин, С. С. Муравейников, Д. О. Дмитриев. Многокритериальная оптимизация утилизатора теплоты с учетом климатического фактора | 46 |
| Я. Э. Родькин, А. Б. Сулин. Построение расчетной модели процесса захлаживания криогенного хранилища для сжиженного природного газа | 56 |
| Тарраф Мохаммад, В. В. Гаевский, Диб Мухаммад. Моделирование, управление и регулирование энергопотребления гибридного автомобиля | 64 |
| А. В. Бураков, Р. Р. Хотский, Л. Г. Кузнецов. Выбор и изучение способов реализации модели диагностирования компрессорных станций ракетно-космического комплекса | 72 |

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

| | |
|--|-----|
| К. И. Жариков, И. С. Вавилов. Численное моделирование струи разреженного газа, истекающего из ионно-оптической системы ионного двигателя | 83 |
| Д. А. Жуйков, Ю. Н. Шевченко, А. А. Кишкин, А. А. Зуев, М. Г. Мелкозеров, А. В. Делков. Исследование течения вязкой несжимаемой жидкости в боковой полости вращения центробежных насосов и газовых турбин жидкостных ракетных двигателей на основе теории пространственного пограничного слоя | 92 |
| Е. В. Леун, С. А. Чалов. Совершенствование инерционных разделяющихся пенетраторов путем учета особенностей их ударного внедрения в исследуемые небесные тела | 101 |

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

| | |
|--|----|
| V. L. Yusha, S. S. Busarov. Peculiarities of operating modes of booster piston compressors based on a low-speed long-stroke compressor stage in mobile compressor stations | 5 |
| N. V. Sokolov, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov. Transient operating modes of fluid film thrust bearing of a compressor machine | 14 |
| I. A. Yanvarev, V. S. Vinichenko, I. S. Bozhko. Improving the efficiency of the resource-saving gas cooling system of the booster compressor unit as a part of the combined cycle plant | 24 |
| V. Yu Grokhotov, A. G. Mikhailov, I. A. Stepashkin. Detection of heat carrier losses in centralized heating systems | 32 |
| K. E. Denisov, A. K. Liamssov. Movable blade systems of low specific speed centrifugal pumps | 37 |
| V. A. Nikitina, A. B. Sulin, S. S. Muraveinikov, D. O. Dmitriev. Multi-criteria optimization of heat recovery unit in terms of the climatic factor | 46 |
| Ya. E. Rodkin, A. B. Sulin. Construction of a computational model for the process of cooling down a cryogenic storage facility for liquefied natural gas | 56 |
| Tarraf Mohammad, V. V. Gayevskiy, Deeb Muhammad. Modelling, controlling and regulating the energy consumption of a hybrid vehicle | 64 |
| A. V. Burakov, R. R. Khotsky, L. G. Kuznetsov. Selection and study of methods for implementing a diagnostic model for compressor stations of the rocket and space complex | 72 |

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

| | |
|--|-----|
| K. I. Zharikov, I. S. Vavilov. Numerical simulation of a rarefied gas jet emanating from an ion-optical system of the microthruster | 83 |
| D. A. Zhuikov, Yu. N. Shevchenko, A. A. Kishkin, A. A. Zuev, M. G. Melkozerov, A. V. Delkov. Research of viscous incompressible fluid flow in the lateral rotation cavity of centrifugal pumps and gas turbines of liquid rocket engines based on the spatial boundary layer theory | 92 |
| E. V. Leun, S. A. Chalov. Improving inertial separating penetrators considering the features of their impact penetration into the studied celestial bodies | 101 |

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ ДОЖИМНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НА БАЗЕ ТИХОХОДНОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ В СОСТАВЕ МОБИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

В. Л. Юша¹, С. С. Бусаров²

¹ОАО «Сибнефтетранспроект»,
Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11, корп. 1

²Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Рассмотрена взаимосвязь повышения температуры в стандартной точке всасывания дожимной длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени с изменением параметров состояния в рабочей полости цилиндра и с её интегральными характеристиками. Параметрический анализ выполнен с применением апробированной и верифицированной математической модели действительных рабочих процессов рассматриваемой ступени. По результатам проведённого расчётно-теоретического анализа доказана принципиальная возможность реализации рабочих режимов, при которых средняя температура нагнетания данной ступени ниже температуры в её стандартной точке всасывания. При этом применительно к условиям всасывания в данную ступень имеет место повышение коэффициента подачи. Представленные результаты отражают особенности рабочих процессов рассматриваемой поршневой компрессорной ступени и позволяют прогнозировать возможность её эффективного применения в качестве дожимной в составе мобильных компрессорных станций.

Ключевые слова: дожимной поршневой компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическая модель, повышенная температура всасывания, средняя температура нагнетания, коэффициент подачи, индикаторный КПД, мобильная компрессорная станция.

Введение

Мобильные компрессорные станции среднего и высокого давления широко применяются при эксплуатации объектов добычи и транспортирования углеводородов и производятся серийно на нескольких предприятиях РФ в модульном исполнении и на базе автомобильного шасси [1–4]. Конструкции таких станций содержат в качестве одного из основных агрегатов быстроходные поршневые компрессоры среднего или высокого давления. Необходимость применения поршневых компрессоров среднего и высокого давления порождает ряд проблем при разработке и эксплуатации мобильных компрессорных станций (МКС), к которым предъявляются специфические требования, связанные с их автономной эксплуатацией на удалённых производственных объектах, а также с необходимостью обеспечения минимально возможных размеров и веса МКС [5].

Одной из таких проблем является необходимость обеспечения регламентированного температурного режима компрессорного оборудования [6, 7]. Применительно к МКС на базе быстроходных поршневых компрессоров в ряде случаев возможно повышение температуры нагнетания до недопустимого уровня, обусловленное, в том числе, недоохлаждением газа в межступенчатых газоохладителях. Последнее может быть обусловлено как недостаточной площадью теплообменной поверхности (вследствие габаритных ограничений), так и нерасчётны-

ми (повышенными) атмосферными температурами и/или загрязнением проточной части теплообменного оборудования [5].

Анализ основных тенденций развития компрессорной техники показывает, что наиболее предпочтительным направлением повышения технического уровня компрессоров является замена поршневых компрессоров на центробежные и винтовые [8–10]. Однако в области малорасходных компрессоров среднего и высокого давления поршневые компрессоры на сегодняшний день незаменимы [8, 10, 11].

Одним из возможных направлений совершенствования малорасходных поршневых компрессоров является повышение эффективности охлаждения ступени за счёт применения тихоходной длинноходовой ступени с линейным приводом (ТДСЛП) [12–15]. Полученные на сегодняшний день результаты экспериментальных и теоретических исследований показывают, что по совокупности ряда показателей (энергоэффективность, технологичность, вес, габаритные размеры и др.) ТДСЛП среднего и высокого давления могут иметь неоспоримые преимущества по сравнению с серийно выпускаемыми быстроходными поршневыми компрессорами [10, 14, 15]. Важно отметить, что применительно к МКС по ряду приведённых выше причин в процессе эксплуатации возможны режимы, при которых на всасывание дожимного поршневого компрессора будет поступать рабочий газ с повышенной температурой. Применительно к существующим быстроходным поршневым компрессорам это с большой ве-

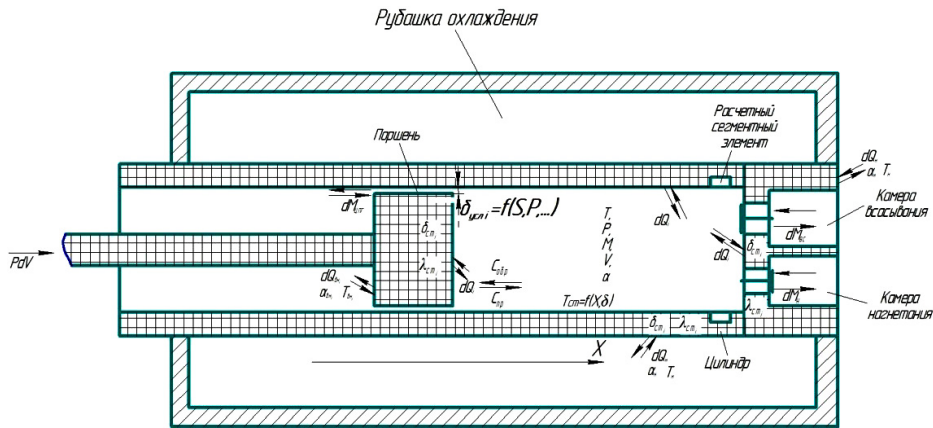


Рис. 1. Расчётная схема ступени [15]
Fig. 1. Calculation scheme of the stage [15]

роятностью приведёт к недопустимому повышению температуры нагнетания [11].

Предварительный теоретический анализ рабочего процесса идеальной ступени ТДСЛП показал, что её применение в составе комбинированной многоступенчатой компрессорной установки среднего или высокого давления в качестве дожимной ступени даже при повышенных температурах в её стандартной точке всасывания представляет потенциальный интерес и в принципе могло бы обеспечить безопасные температурные режимы [16]. При этом возможна реализация не только квазиизотермического [12–15], но и субизотермического процесса сжатия, при котором температура газа в конце процесса сжатия становится ниже его температуры в начале процесса сжатия [16]. Однако применение при таком анализе идеальной схематизации рабочих процессов не позволяет обеспечить достоверную количественную оценку как самих рабочих процессов, так и таких интегральных характеристик действительной ступени ТДСЛП, как средняя температура нагнетания, коэффициент подачи и индикаторный КПД.

В соответствии с вышеизложенным целью данной статьи является анализ особенностей рабочих режимов и интегральных характеристик действительной тихоходной длинноходовой компрессорной ступени в составе дожимных поршневых компрессоров при повышенных температурах всасывания, характерных для МКС при их эксплуатации в полевых условиях.

Методика расчёта

Объектом исследования являются рабочие процессы воздушной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, принципиальная схема которой представлена на рис. 1 [14, 15]. Методика расчёта такой ступени представляет собой обобщённую математическую модель рабочих процессов в полости цилиндра, соответствующую второму уровню (модель с сосредоточенными параметрами по известной классификации) [11]), в сочетании с методикой расчёта нестационарного процесса теплопередачи через стенку цилиндра (модель с распределёнными параметрами) рассматриваемой ступени [17, 18], в которой учтены специфические условия на всасывании ступени.

Основные допущения: газовая среда непрерывна и гомогенна; параметры состояния рабочего газа

изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры. Температура поверхности стенок рабочей камеры изменяется как во время рабочего цикла, так и в зависимости от координат этой поверхности; при этом температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра являются постоянными.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [14, 15] и включает в себя уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона–Рихмана, calorическое уравнение, уравнение массового баланса, уравнение механической энергии, а также уравнения динамики клапанов и течения газа через клапаны и зазоры:

$$\frac{dU_j}{dt} = \frac{dL_j}{dt} - \frac{dQ_j}{dt} \pm \frac{dm_j \cdot i_j}{dt}, \quad (1)$$

$$p_j = \frac{\xi_j \cdot m_j \cdot R \cdot U_j}{V_j \cdot C_{v,j}}, \quad (2)$$

$$dQ_j = \alpha_{np} (T_j - T_r) F \cdot dt, \quad (3)$$

$$U_j = U_{j-1} + \int_0^j \frac{dU_j}{dt}, \quad (4)$$

$$m_j = m_{j-1} + \sum_1^j dm_j, \quad (5)$$

$$\frac{dL_j}{dt} = p_j \cdot S_D \cdot \frac{dx}{dt^2}, \quad (6)$$

$$m_{nl} \frac{d^2 \bar{h}_j}{dt^2} = \bar{F}_{r,j} + \bar{F}_{np,j} + \bar{F}_{mp,j} + \bar{G} + \bar{F}_{эл,j}, \quad (7)$$

$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{p,j} \cdot f_j \cdot \sqrt{2\rho_{r,j} \cdot \Delta P_j} \cdot dt, \quad (8)$$

$$\frac{dm_{ym,kl,j}}{dt} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j (\pi \cdot D(h_j) \cdot \delta_p) \cdot \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (9)$$

$$\frac{dm_{j, \text{in}, j}}{dt} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j (D_u \cdot \delta_p(P_j, S_j, \tau_j)) \cdot \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j} \quad (10)$$

В представленной системе уравнений dU_j — изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, К; dL_j — работа, совершённая над газом или самим газом, Дж; dm_j — изменение массы газа в рабочей камере, кг; i_j — энтальпия газа, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём, занимаемый аммиаком, м³; C_{vj} — изохорная теплоёмкость, Дж/(кг·К); T_r — температура аммиака, К; T_j — температура поверхности, К; α_{np} — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена между аммиаком и стенками рабочей камеры, Вт/(м²·К); m_j — текущая масса газа в рабочей камере, кг; α_j — коэффициент расхода; ε_j — коэффициент расширения газа; ΔP_j — перепад давления в клапане или в зазоре (щели), Па; f_j — площадь проходного сечения в клапане, м²; ρ_j — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; D_u — диаметр цилиндра, м; α — коэффициент расхода для клапанов; f_j — площадь проходного сечения клапана на j -м промежутке dt , м²; F — площадь теплообмена, м²; m_{na} — масса запорного элемента клапана, кг; h_j — текущая координата подъёма запорного органа, м; F_{rj} — газовая сила, Н; F_{npj} — сила упругости пружины, Н; G — вес запорного элемента клапана, принимаем равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н; F_{mpj} — сила трения газа, Н; $F_{элj}$ — сила упругости эластомерного элемента, Н; $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$ — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитывались с использованием эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода [14, 15, 19–22].

Методика расчёта нестационарного процесса теплопередачи между рабочим газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [15, 18, 23–24].

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — воздух; материал деталей компрессорной ступени — сталь; внешняя охлаждающая среда — вода. Геометрические: диаметр цилиндра — 0,01 ... 0,1 м; ход поршня — 0,5 м; диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания $d_{c0} = 0,0015$ м. Граничные: давление в камере всасывания — 1,0 МПа (соответствует одному из наиболее применимых режимов работы компрессора низкого давления в составе МКС); температура в стандартной точке всасывания (СТВ) — 313 К, 513 К; давление в камере нагнетания — 12,0 МПа; температура внешней охлаждающей среды — 293 К; время рабочего цикла — 2 с и 4 с.

Результаты расчёта и их анализ

Основные конструктивные и режимные параметры ступени ТДСЛП, а также температурные условия на всасывании, обусловленные специфическими условиями эксплуатации МКС прежде всего отражаются на рабочих процессах ступени ТДСЛП. На рис. 2, 3 представлены индикаторные и температурные диаграммы, отражающие некоторые особенности рассматриваемых рабочих процессов.

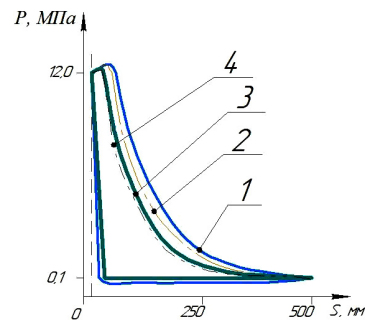


Рис. 2. Индикаторные диаграммы ступени ТДСЛП при давлении всасывания 1,0 МПа, давлении нагнетания 12,0 МПа, времени рабочего цикла 2 с: 1 — диаметр цилиндра 0,1 м, температура в СТВ 313 К; 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, температура в СТВ 513 К; 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, температура в СТВ 313 К; 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, температура в СТВ 513 К

Fig. 2. Indicator diagrams of the LLA stage at a suction pressure of 1,0 MPa, a discharge pressure of 12,0 MPa, and a working cycle time of 2 s: 1 — cylinder diameter 0,1 m, temperature in SPS 313 K; 2 — cylinder diameter 0,1 m, temperature in SPS 513 K; 3 — cylinder diameter 0,01 m, temperature in SPS 313 K; 4 — cylinder diameter 0,01 m, temperature in SPS 513 K

Индикаторные диаграммы в целом соответствуют известным представлениям о рабочих процессах поршневой компрессорной ступени [11] и отражают влияние повышения интенсивности охлаждения цилиндра на характер процесса сжатия, который при уменьшении диаметра цилиндра стремится к изотермическому (рис. 2). При этом изменение температуры рабочего газа в полости цилиндра существенно изменяется как при изменении его диаметра, так и при повышении температуры всасывания (рис. 3). Последнее представляет особый интерес, так как вследствие интенсивного охлаждения всасываемого газа в полости цилиндра в процессе всасывания процесс сжатия начинается при существенно более низких температурах, чем температура в СТВ. При этом величина температуры в начале процесса сжатия зависит также и от диаметра цилиндра. Важно отметить, что при определённых сочетаниях величины диаметра цилиндра и времени рабочего цикла возможна реализация таких режимов работы ступени ТДСЛП, при которых и температура в конце процесса сжатия будет ниже температуры газа в стандартной точке всасывания (рис. 3, диаграмма 2), причём температура в начале процесса сжатия может быть близка к температуре всасывания в первую очередь МКС даже при повышенной температуре газа в СТВ этой ступени по причинам, указанным выше (рис. 4), то есть может соответствовать номинальной с учётом регламентированной величины недоохлаждения между ступенями [11].

При этом температуры в конце процессов нагнетания и сжатия также зависят от указанных выше факторов (рис. 5). Причём возможна реализация достаточно широкого диапазона размеров и режимов работы ступени ТДСЛП, при которых температура

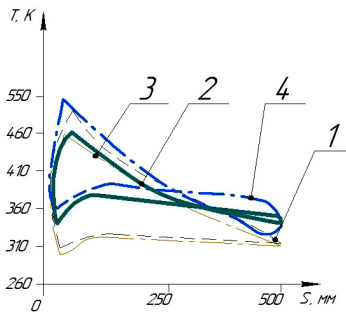


Рис. 3. Температурные диаграммы ступени ТДСЛП (при давлении всасывания 1,0 МПа, давлении нагнетания 12,0 МПа: 1 — диаметр цилиндра 0,1 м, температура в СТВ 313 К (время цикла 2 с); 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, температура в СТВ 513 К (время цикла 4 с); 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, температура в СТВ 313 К (время цикла 2 с); 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, температура в СТВ 513 К (время цикла 2 с))

Fig. 3. Temperature diagrams of the LLA a suction pressure of 1,0 MPa, a discharge pressure of 12,0 MPa: 1 — cylinder diameter 0,1 m, temperature in SPS 313 K (cycle time 2 s); 2 — cylinder diameter 0,1 m, temperature in SPS 513 K (cycle time 4 s); 3 — cylinder diameter 0,01 m, temperature in SPS 313 K (cycle time 2 s); 4 — cylinder diameter 0,01 m, temperature in SPS 513 K (cycle time 2 s)

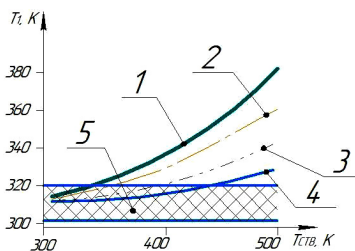


Рис. 4. Температура газа в конце процесса всасывания (в начале процесса сжатия) в зависимости от температуры в СТВ: 1 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с; 5 — диапазон допустимых (номинальных) межступенчатых температур всасывания с учётом недоохлаждения при температуре всасывания в МКС 293 К

Fig. 4. Gas temperature at the end of the suction process (at the beginning of the compression process) depending on the temperature in the SPS: 1 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 3 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s; 5 — range of permissible (nominal) interstage suction temperatures taking into account undercooling at a suction temperature in the MCS of 293 K

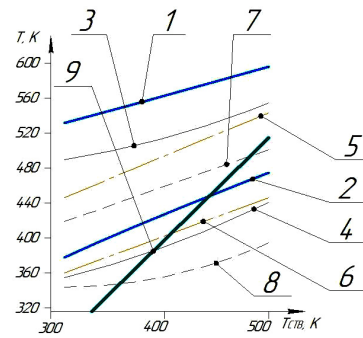


Рис. 5. Температура в конце процесса сжатия (1 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 3 с; 3 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 5 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 7 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с) и температура в конце процесса нагнетания (2 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 6 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 8 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с) ступени ТДСЛП в зависимости от температуры в СТВ при давлении всасывания 1,0 МПа и давлении нагнетания 12,0 МПа; 9 — линия условно изотермического процесса сжатия

Fig. 5. Temperature at the end of the compression process (1 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 3 s; 3 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 5 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 7 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s) and temperature at the end of the pumping process (2 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 6 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 8 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s) of the LLA stage depending on the temperature in the SPS at a suction pressure of 1,0 MPa and a discharge pressure of 12,0 MPa; 9 — line of conditionally isothermal compression process

в конце процесса сжатия оказывается ниже, чем температура в её СТВ (как было показано и на рис. 3). Это относится ко всем рассмотренным режимам, у которых эти температуры лежат ниже линии 9 на рис. 5 (здесь линия 9 соответствует таким условно изотермическим процессам сжатия, у которых конечная температура равна температуре в СТВ).

Выявленные особенности рабочих процессов, протекающих в рабочей полости ТДСЛП, не могут не отразиться на её интегральных характеристиках (рис. 6–8). С учётом приведённых выше данных (рис. 5), вполне предсказуемыми являются результаты, представленные на рис. 6. Из них следует, что при повышенных температурах всасывания средняя температура нагнетания рассматриваемой ступени ТДСЛП может оказаться ниже температуры в СТВ

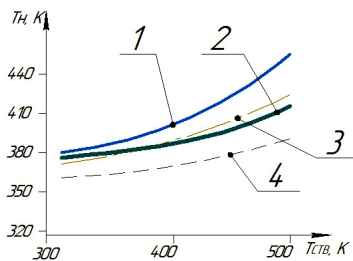


Рис. 6. Средняя температура нагнетания ступени ТДСАП в зависимости от температуры в СТВ: 1 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с

Fig. 6. Average discharge temperature of the LLA stage depending on the temperature in the SPS: 1 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 3 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s

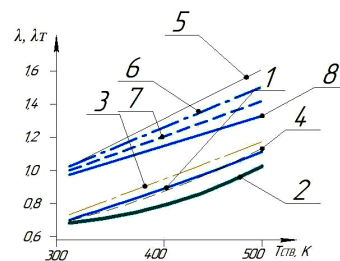


Рис. 7. Коэффициент подачи (1 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с; 3 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с) и коэффициент подогрева (5 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с; 6 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 7 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 8 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с) ступени ТДСАП в зависимости от температуры в СТВ

Fig. 7. The feed coefficient (1 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s; 3 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s) and the heating coefficient (5 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s; 6 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 7 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 8 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s) of the LLA stage depending on the temperature in the SPS

данной ступени. Это не противоречит высказанным ранее предположениям [16].

На рис. 7, 8 представлены результаты, отражающие влияние конструктивных и режимных особенностей ступени ТДСАП на её коэффициент подачи и индикаторный КПД при повышенных температурах в стандартной точке всасывания.

Результаты, представленные на рис. 7, на первый взгляд могут показаться парадоксальными, так как величина коэффициента подачи в ряде случаев превышает 1,0. Однако, в соответствии с известной методикой расчёта этого коэффициента [11] и в соответствии с результатами, представленными выше (рис. 4), коэффициент подогрева в ряде случаев может быть существенно выше 1,0 (на рис. 7 этому соответствует значительная часть полученных результатов — кривые 5...8). Соответственно, и коэффициент подачи в целом применительно к рассматриваемому случаю может оказаться выше 1,0 (на рис. 7 — температурные кривые 1, 3, 4 при температуре в СТВ, превышающей приблизительно 450 К).

При оценке влияния температуры всасывания на энергетическую эффективность рабочего процесса рассматриваемой ступени ТДСАП было выявлено незначительное (для большинства случаев — в пределах 4 %...6 %) снижение её индикаторного КПД при значительном (на 150 К...200 К) повышении температуры в СТВ (рис. 8). Последнее в целом соответствует известным представлениям о влиянии температуры всасывания на рабочий процесс ступени поршневого компрессора [11].

Однако, возвращаясь к анализу результатов, представленных на рис. 7, нельзя не отметить следующее. С одной стороны, очевидно, что при повышенных температурах в СТВ ступени ТДСАП при её интенсивном внешнем охлаждении имеет место высокая эффективность рабочих процессов, позволяющая при эксплуатации ТДСАП обеспечивать не только безопасные температурные режимы, но и совмещать в ТДСАП функции компрессорной ступени и охлаждающего устройства. С другой сто-

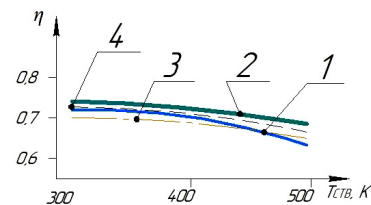


Рис. 8. Индикаторный КПД ступени ТДСАП в зависимости от температуры в СТВ:

- 1 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с;
- 2 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с;
- 3 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с

Fig. 8. Indicator efficiency of the LLA stage depending on the temperature in the SPS: 1 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s; 3 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s

роны, налицо неоднозначность известных методик расчёта коэффициента подачи индикаторного КПД, а также определения этих терминов.

Действительно, в [11], например, указывается (стр. 43): «Уменьшение производительности действительного компрессора по сравнению с производительностью идеального компрессора принято называть коэффициентом подачи». То есть «классическое» определение и смысловое наполнение коэффициента подачи, как характеризующее «потери производительности», может не во всех случаях соответствовать реальным обстоятельствам. Как, например, в рассматриваемом в данной статье случае.

По-видимому, в более обобщённом толковании эти термины следует понимать как характеризующие «изменение» действительной производительности по сравнению с их идеальной величиной, а не «потери». Насколько целесообразно такое уточнение, в рамках данной статьи ответить затруднительно. Во всяком случае, этот вопрос требует, по мнению авторов, дополнительного рассмотрения и обсуждения профильным профессиональным сообществом.

Выводы и заключение

Таким образом, в результате выполнения расчётно-теоретического анализа температурных режимов поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра и повышенной температуре газа в стандартной точке всасывания выявлен ряд особенностей рабочих процессов таких ступеней. Установлена взаимосвязь повышения температуры в стандартной точке всасывания ТДСЛП с изменением параметров состояния в рабочей полости цилиндра и с её интегральными характеристиками. По результатам проведённого расчётно-теоретического анализа выявлено, что в рассматриваемых компрессорных ступенях может иметь место интенсивное охлаждение всасываемого газа в рабочей камере, а средняя температура нагнетания данной ступени может быть ниже температуры в её стандартной точке всасывания. Это обеспечивается рациональным сочетанием основных размеров и режимных параметров (в рассмотренных примерах — диаметра цилиндра и времени рабочего цикла). При этом применительно к условиям всасывания в данную ступень возможно существенное увеличение коэффициента подогрева (в отдельных случаях превышающего единицу) и, соответственно, повышение коэффициента подачи. Последнее предполагает необходимость проведения экспериментальных исследований ТДСЛП на указанных режимах и также дополнительного анализа общепринятых понятий и определений. Представленные результаты предполагают возможность эффективного применения рассматриваемой компрессорной ступени в качестве дожимной даже при эксплуатации при повышенных температурах рабочего газа в стандартной точке всасывания.

Список источников

1. Каталог продукции Невьянского машиностроительного завода. URL: <https://nmz-group.ru/catalog/kompressornye-stantsii/> (дата обращения: 20.10.2024).
2. Каталог продукции Челябинского компрессорного завода. URL: <https://www.chkz.ru/catalog/Diesel-generator-installations/> (дата обращения: 20.10.2024).
3. Каталог продукции Уральского компрессорного завода. URL: <https://www.ukz.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).

4. Каталог продукции Краснодарского компрессорного завода. URL: <https://kkzav.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).

5. Прилуцкий И. К., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Галев П. О. Передвижные компрессорные станции. Перспективы развития // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 1. С. 24–30. EDN: UCTWVP.

6. Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств: приказ от 15 декабря 2020 года № 553 об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности. URL: <https://normativ.kontur.ru/document?moduleId=1&documentId=390702> (дата обращения: 20.10.2024).

7. ГОСТ Р 54802–2011 (ИСО 13631:2002). Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые газовые агрегатированные. Технические требования. Введ. 01–06–2013. Москва: Стандартинформ, 2014. 92 с.

8. Васильев Ю. С., Петреня Ю. К., Солдатова К. В. [и др.]. Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века. Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2023. 384 с.

9. Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямоточные компрессоры: теория, расчет и проектирование. Казань: Фэн, 2000. 638 с.

10. Прилуцкий И. К., Наумчик И. В., Казимиров А. В. [и др.]. Влияние величины внутренней поверхности теплообменной поверхности цилиндров поршневых компрессоров с кривошипно-шатунным и линейным приводом на интенсивность теплообменных процессов в ступенях с повышенным отношением давлений // Вестник Международной академии холода. 2022. № 1. С. 11–25. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25. EDN: BGFIEV.

11. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с.

12. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333.

13. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53. P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.

14. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 213 с.

15. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.

16. Прилуцкий И. К., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Татаренко Ю. В. Прогноз параметров экспериментальной ступени компрессора с линейным приводом и переменным диаметром цилиндра при работе в составе систем электрохимической регенерации воздуха // Вестник Международной академии холода. 2021. № 4. С. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29. EDN: PGFAFQ.

17. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.

18. Пластинин П. И., Юша В. Л., Бусаров С. С. Анализ нестационарных температурных полей в стенках цилиндра компрессорной ступени // Омский научный вестник. 2006. № 5, вып. 39. С. 96–101. EDN: HVOVND.

19. Калекин В. С., Калекин Д. В., Нефедченко А. Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами // Омский научный вестник. 2013. № 3 (123). С. 72–76. EDN: RSSIZX.

20. Кобыльский Р. Э. Применение комбинированного уплотнения для снижения нагрузки, действующей на цилин-

дропоршневое уплотнение // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. 2022. № 7. С. 117–125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125. EDN: SXWLFO.

21. Бусаров И. С., Бусаров С. С., Юша В. Л. Влияние деформации проточной части эластомерных элементов самодействующих клапанов на характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38. EDN: ZZBIUU.

22. Busarov I., Yusha V., Busarov S., Kobilsskiy R. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units // Chemical and Petroleum Engineering. 2020. Vol. 56. P. 644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6.

23. Прилуцкий И. К., Молодова Ю. И., Галяев П. О. [и др.]. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объёмного действия с различными механизмами движения // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 30–40. DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40. EDN: YOOIAP.

24. Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2008. 123 с.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист тех-

нического отдела ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

Для цитирования

Юша В. Л., Бусаров С. С. Особенности рабочих режимов дожимных поршневых компрессоров на базе тихоходной длинноходовой компрессорной ступени в составе мобильных компрессорных станций // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 5–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-5-13. EDN: ХКТМЖН.

Статья поступила в редакцию 17.01.2025 г.

© В. Л. Юша, С. С. Бусаров

PECULIARITIES OF OPERATING MODES OF BOOSTER PISTON COMPRESSORS BASED ON A LOW-SPEED LONG-STROKE COMPRESSOR STAGE IN MOBILE COMPRESSOR STATIONS

V. L. Yusha¹, S. S. Busarov²

¹OJSC «Sibneftetransproekt»,
Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment St., bld. 11/1, 644042

²Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The article considers the relationship between the increase in temperature at the standard suction point of a booster long-stroke low-speed piston compressor stage and the change in the state parameters in the working cavity of the cylinder and its integral characteristics. The parametric analysis is performed using a proven and verified mathematical model of the actual working processes of the stage in question. Based on the results of the conducted calculation and theoretical analysis, the fundamental possibility of implementing operating modes in which the average discharge temperature of a given stage is lower than the temperature at its standard suction point is proven. At the same time, with regard to the suction conditions in a given stage, there is an increase in the delivery coefficient. The presented results reflect the features of the operating processes of the piston compressor stage under consideration and allow predicting the possibility of its effective use as a booster stage in mobile compressor stations.

Keywords: booster piston compressor, low-speed long-stroke stage, operating processes, mathematical model, increased suction temperature, average discharge temperature, delivery coefficient, indicated efficiency, mobile compressor station.

References

1. Katalog produktssii Nev'yanskogo mashinostroitel'nogo zavoda [Product catalogue of Nevyansk Machine Building Plant]. URL: <https://nmz-group.ru/catalog/kompressornye-stantsii/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
2. Katalog produktssii Chelyabinskogo kompressornogo zavoda [Product catalogue of Chelyabinsk Compressor Plant]. URL: <https://www.chkz.ru/catalog/Diesel-generator-installations/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
3. Katalog produktssii Ural'skogo kompressornogo zavoda [Product catalogue of Ural Compressor Plant]. URL: <https://www.ukz.ru/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
4. Katalog produktssii Krasnodarskogo kompressornogo zavoda [Product catalogue of Krasnodar Compressor Plant]. URL: <https://kkzav.ru/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
5. Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Molodova Yu. I., Galyayev P. O. Peredvizhnyye kompressornyye stantsii. Perspektivy razvitiya [Mobile compressor stations. prospect development]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2019. No. 1. P. 24–30. EDN: UCTWPV. (In Russ.).
6. Obshchiye pravila vzryvobezopasnosti dlya vzryvopozharoopasnykh khimicheskikh, neftekhimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv: prikaz ot 15 dekabrya 2020 goda № 553 ob utverzhdenii Federal'nykh norm i pravil v oblasti promyshlennoy bezopasnosti [General safety rules for explosion and fire hazardous chemical, petrochemical and oil refining production facilities: Order No. 553 of December 15, 2020 on approval of Federal norms and rules in the industrial safety sphere]. URL: <https://normativ.kontur.ru/document?moduleId=1&documentId=390702> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
7. GOST R 54802-2011 (ISO 13631:2002). Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Kompressory porshnevyye gazovyye agregatirovannyye. Tekhnicheskiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Packaged reciprocating gas compressors. Technical requirements]. Moscow, 2014. 92 p. (In Russ.).
8. Vasil'yev Yu. S., Petrenya Yu. K., Soldatova K. V. [et al.]. Trudy politekhnicheskoy nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya 21 veka [Proceedings of the Polytechnic Scientific School of Turbocompressor Engineering of the 21st Century.]. Saint Petersburg, 2023. 384 p. (In Russ.).
9. Khisameyev I. G., Maksimov V. A. Dvukhrotornyye vintovyye i pryamozubyye kompressory: teoriya, raschet i proyektirovaniye [Dual rotor screw and spur screw compressors: theory, calculation and design]. Kazan, 2000. 638 p. (In Russ.).
10. Prilutskiy I. K., Naumchik I. V., Kazimirov A. V. [et al.]. Vliyaniye velichiny vnutrenney poverkhnosti teploobmennoy poverkhnosti tsilindrov porshnevnykh kompressorov s krivoshipno-shatunnym i lineynym privodom na intensivnost' teploobmennykh protsessov v stupenyakh s povyshennym otnosheniyem davleniy [The effect of the internal heat-exchange surface of the cylinders in the reciprocating compressors with crank-and-rod and linear drive]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No. 1. P. 11–25. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25. EDN: BGFIEV. (In Russ.).
11. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed., revision and supplement. Moscow, 2006. 456 p. (In Russ.).
12. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors. *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333. (In Engl.).
13. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units. *Chemical and Petroleum Engineering*.

2017. Vol. 53. P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2. (In Engl.)

14. Gromov A. Yu. Razrabotka porshnevykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov [Development of piston stages with linear drive for low-flow compressor sets and research of their working processes]. Omsk, 2017. 213 p. (In Russ.).

15. Nedovenchanyy A. V. Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym gidroprivodom [Increasing the Energy and Dynamic Efficiency of a Piston Low-Flow Single-Stage Compressor Unit with a Linear Hydraulic Drive]. Omsk, 2020. 232 p. (In Russ.).

16. Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Molodova Yu. I., Tatarenko Yu. V. Prognoz parametrov eksperimental'noy stupeni kompressora s lineynym privodom i peremennym diametrom tsilindra pri rabote v sostave sistem elektrokhimicheskoy regeneratsii vozdukh [Prediction of the parameters for the experimental stage of the compressor with a linear drive and a variable cylinder diameter when operating as a part of electrochemical air regeneration systems]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 4. P. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29. EDN: PGFAFQ. (In Russ.).

17. Kavtaradze R. Z. Lokal'nyy teploobmen v porshnevykh dvigatelyakh [Local heat exchange in reciprocating engines]. Moscow, 2001. 592 p. (In Russ.).

18. Plastinin P. I., Yusha V. L., Busarov S. S. Analiz nestatsionarnykh temperaturnykh poley v stenkakh tsilindra kompressornoy stupeni [Analysis of changing temperature fields in walls of compressor's stage cylinder]. Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2006. No. 5, Issue 39. P. 96–101. EDN: HVOVND. (In Russ.).

19. Kalekin V. S., Kalekin D. V., Nefedchenko A. N. Matematicheskaya model' porshnevoogo pnevmodvigatelya s samodeystvuyushchimi klapunami [Mathematical model of piston pneumatic engine with self-acting valves]. Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2013. No. 3 (123). P. 72–76. EDN: RSSIZX. (In Russ.).

20. Kobylskiy R. E. Primeneniye kombinirovannogo uplotneniya dlya snizheniya nagruzki, deystvuyushchey na tsilindroporshnevoye uplotneniye [The use of a combined seal to reduce the load acting on the cylinder piston seal]. Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta im. V. G. Shukhova. *Bulletin of Belgorod State Technological University Named after V. G. Shukhov*. 2022. No. 7. P. 117–125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125. (In Russ.).

21. Busarov I. S., Busarov S. S., Yusha V. L. Vliyaniye deformatsii protochnoy chasti elastomernykh elementov samodeystvuyushchikh klapenov na kharakteristiki tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [The effect of deformation of flow part of elastomeric elements

of self-acting valves on characteristics of low-speed long-stroke compressor stages]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38. EDN: ZZBIUU. (In Russ.).

22. Busarov I., Yusha V., Busarov S., Kobilskiy R. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2020. Vol. 56. P. 644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6. (In Engl.).

23. Prilutskiy I. K., Molodova Yu. I., Galyayev P. O. [et al.]. Osobennosti protsessov teploobmena v stupenyakh maloraskhodnykh mashin ob'yemnogo deystviya s razlichnymi mekhanizmami dvizheniya [Peculiarities of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2017. No. 4. P. 30–40. DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40. EDN: YOOIAP. (In Russ.).

24. Busarov S. S. Povysheniye effektivnosti kompressornogo oborudovaniya dorozhno-stroitel'nykh mashin [Increase of compressor equipment efficiency of road-building machines]. Omsk, 2008. 123 p. (In Russ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of the Technical Department, OJSC «Sibneftetransproekt», Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

For citations

Yusha V. L., Busarov S. S. Peculiarities of operating modes of booster piston compressors based on a low-speed long-stroke compressor stage in mobile compressor stations. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 5–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-5-13. EDN: XKTMJH.

Received January 17, 2025.

© V. L. Yusha, S. S. Busarov

ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ КОМПРЕССОРНОЙ МАШИНЫ

Н. В. Соколов¹, М. Б. Хадиев¹, П. Е. Федотов^{2,3}, Е. М. Федотов³

¹Казанский национальный исследовательский технологический университет,
Россия, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68

²Казанский (Приволжский) федеральный университет,
Россия, 420008, г. Казань, ул. Кремлевская, 35

³ООО «АСТ Поволжье»,
Россия, 420107, г. Казань, ул. Петербургская, 50

В статье представлены численные исследования влияния переходных режимов работы упорного подшипника скольжения с неподвижными подушками центробежного или винтового компрессора. Исследуется изменение несущей способности подшипника, максимальной температуры смазки и потерь мощности при изменении частоты вращения упорного диска ротора. Обнаружен скачок несущей способности и потерь мощности в первых секундах разгона упорного диска и низкой вязкости смазки при температуре подачи. Исследовано изменение несущей способности упорного подшипника при одновременном выбеге ротора и непрерывном мягком помпаже центробежного компрессора. Отмечено возникновение некоторого разрежения на рабочей поверхности подушки при остановке и продолжающемся гармоническом осевом перемещении упорного диска.

Ключевые слова: компрессор, упорный подшипник, переходный режим, помпаж, частота вращения, несущая способность, максимальная температура, потери мощности.

Введение

Центробежный и винтовой компрессор состоит из множества элементов конструкции разного функционального назначения. Они подвергаются в совокупности различным физическим воздействиям: силовым, температурным, коррозионным и пр., изменяющимся в том числе во времени. Результирующие рабочие параметры элементов конструкции являются реакцией на совокупность всех воздействующих внешних факторов. Наиболее ответственными элементами корпуса компрессора традиционно считаются узлы трения: это подшипники и уплотнения. От них зависит надежность и долговечность эксплуатации компрессора, что объясняется непосредственным восприятием условий сжатия газа, соответствующих им силовых нагрузок от ротора компрессора и давлений среды, в том числе при переходных режимах. Переходные или неустановившиеся режимы работы центробежных (ЦК) и винтовых (ВК) компрессоров возникают при переходе с одной частоты вращения на другую, изменении сопротивления сети на всасывании или нагнетании, пуске и остановке компрессора [1, 2]. Это может привести к перемещению цапфы ротора (или упорного диска) в пределах рабочего зазора под действием переменной силовой нагрузки и динамическому нагружению самого узла трения. Большинство внешних факторов необходимо учитывать на этапе расчета и проектирования, чтобы заранее предсказать изменение характеристик подшипника скольжения. Теоретический анализ позволяет еще на начальном этапе подобрать геометрические и режимные параметры подшипников скольжения и уплотнений, влияющие, в том числе, на вибраци-

онную надежность роторной системы высокоскоростной компрессорной машины.

При переходном поведении подшипника скольжения следует определить максимально допустимые нагрузки (или минимальные зазоры) и тепловое состояние элементов подшипника. Расчет включает также определение критических параметров h_{\min} и t_{\max} , достижение которых может привести к потенциальной аварии. Широко применяемый анализ стационарного состояния при постоянных воспринимаемой нагрузке и частоте вращения ротора не дает исчерпывающую информацию о подшипнике жидкостного трения [3]. Например, тепловые поля смазочного слоя подушки, пограничного слоя межподушечного канала и окружающих его твердых деталей для установления при смене режима работы требуют длительного времени до нескольких минут, тогда как изменения эксплуатационных параметров компрессора могут быть скоротечными.

В литературе описаны многие исследования пусковых режимов работы подшипников скольжения. С. М. Ettles с соавторами [4] заявил, что заклинивание упорных подшипников скольжения (УПС) было вызвано пониженной температурой масла затопленного корпуса при холодном пуске и в аварийном случае это может привести к касанию. Он же указывает на влияние габаритных размеров [5]: максимально допустимые удельные нагрузки для подшипников меньшего размера выше вследствие меньшей силовой деформации подушек. Для предотвращения заклинивания при пуске машины на практике самоустанавливающиеся подушки УПС иногда могут быть оснащены гидростатической системой подъема [6], которая отключается при достижении 80 % от номинальной частоты вращения.

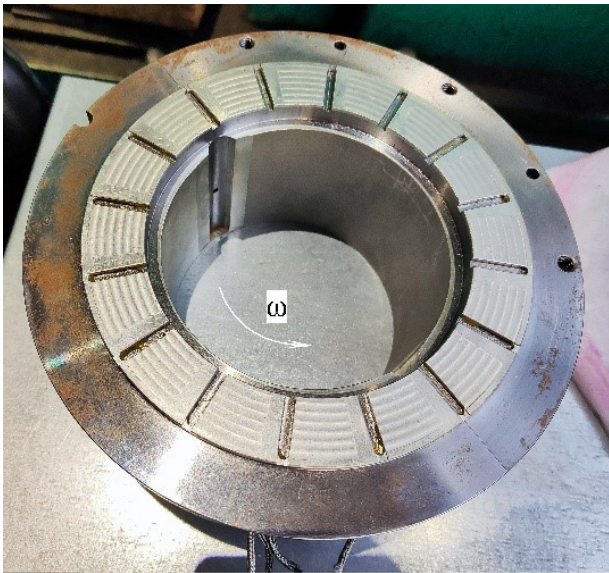


Рис. 1. Общий вид опорно-упорного подшипника с винтовой поверхностью клинового скоса упорной поверхности после эксплуатации фирмы Sundyne

Fig. 1. General view of the fixed pad thrust bearing with a taper land on the surface after operation by Sundyne

К схожим выводам приходит М. Fillon с соавторами [7, 8], который исследовал влияние времени пуска машины на характеристики опорного подшипника с самоустанавливающимися подушками. При условии быстрого разгона ротора от состояния покоя до номинальной угловой скорости может произойти касание вследствие уменьшения рабочего зазора подшипника. Это происходит из-за быстрого теплового расширения цапфы ротора. Такой эффект отсутствует при вертикальном расположении ротора машины.

Ранее П. Г. Урасов [9] по отношению к УПС с самоустанавливающимися подушками отмечает, что при горячем пуске минимальные толщины смазочного слоя больше, а максимальные температуры меньше в сравнении с холодным пуском. Следовательно, необходимо принудительно обеспечивать горячие пуски путем подогрева масла в маслобаке до 30...35 °С, но учитывать, что при таком способе

большое влияние оказывают тепловые деформации деталей подшипника.

В настоящей работе изучаются переходные режимы работы УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК (рис. 1), предназначенного для уменьшения износа и трения между вращающимися и неподвижными частями конструкции, восприятия возмущающих сил вдоль оси ротора компрессора и фиксации ротора относительно корпуса в осевом направлении. Осевая нагрузка может возникнуть от суммарного перепада давления на рабочих ступенях ЦК; от внутренних нестационарных газодинамических процессов сжимаемого газа в проточной части ЦК; от перепада давления сжимаемого газа между сторонами нагнетания и всасывания ВК высокого давления (с конечным давлением более 10 МПа) и/или от осевой составляющей нагрузки косозубого зубчатого зацепления, например, центрального компрессора со встроенным повышающим мультипликатором [1, 3].

В условиях, когда усложняются современные режимы работы упорных подшипников компрессоров, необходимо повышать точность разрабатываемых математических моделей, которые учитывают все большее количество эксплуатационных факторов. На основе этих моделей создаются программы расчетов, которые позволяют более детально проектировать УПС компрессоров. Следовательно, понимание физики протекания гидродинамических и тепловых процессов в смазочных и пограничных слоях УПС при переходных режимах является актуальной задачей, заметно влияющей на общее повышение качества расчета и ресурса работы компрессора.

Постановка задачи

Изучаемый УПС состоит из неподвижных (фиксированных) подушек 1, 2 цельного кольцевого подпятника и вращающегося упорного диска 3, которые разделены между собой смазочными слоями 4 над опорной поверхностью подушек (рис. 2). Разделение обеспечивается посредством возникновения гидродинамического давления в смазочных слоях за счет вращения диска 3, сужающегося зазора по направлению вращения и подачи смазки необходимого объема и требуемой вязкости. При вра-

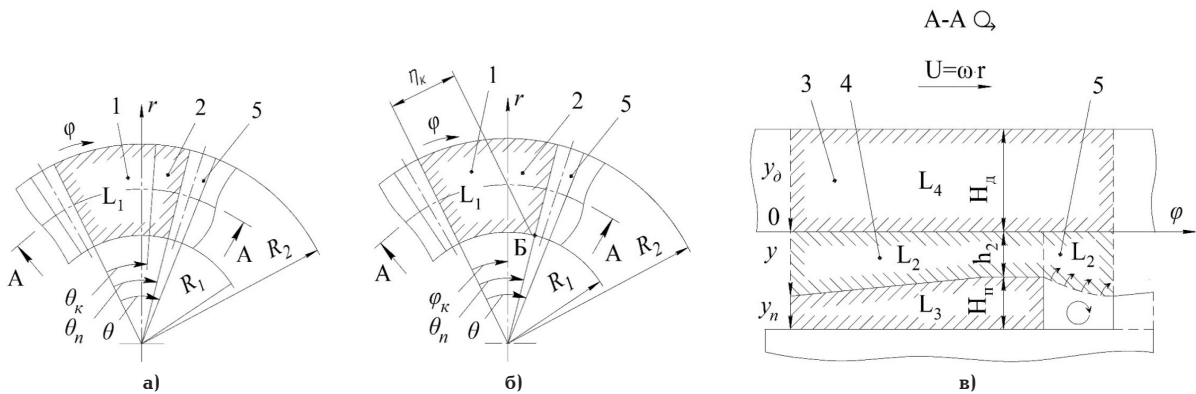


Рис. 2. Расчетная схема упорного подшипника скольжения: а — профиль подушки с винтовой поверхностью; б — профиль подушки с параллельным МПК скосом; в — разрез по А-А вдоль среднего радиуса; 1, 2 — клиновая и плоская части подушки; 3 — упорный диск; 4, 5 — смазочный и пограничный слой; $\theta_\kappa, \theta_n, \theta$ — угловые протяженности клина, подушки и элемента периодичности; H_n, H_κ — толщины подушки и диска

Fig. 2. Calculation scheme of a fluid film thrust bearing: а — profile of a pad with a taper land; б — profile of a pad with a parallel taper land; в — section A-A along the average radius; 1, 2 — taper and flat areas of the pad; 3 — collar; 4, 5 — lubricant film and boundary layer; $\theta_\kappa, \theta_n, \theta$ — angular extents of the taper area, pad and periodicity element; H_n, H_κ — thicknesses of the pad and collar

щении диска 3 смазка его поверхностью увлекается в сужающийся клиновой зазор, в результате чего давление в смазочных слоях 4 подшипника возрастает. В пространство между подушками подается свежая смазка от маслосистемы установки, которая далее попадает на входное сечение смазочного слоя подушки. В этих межподушечных каналах (МПК) при вращении упорного диска на его поверхности формируется тонкий пограничный слой смазки 5, участвующий в сложном теплообменном процессе смешивания смазки перед входом в последующую подушку [10, 11]. Все подушки подшипника имеют единую уникальную геометрию рабочей поверхности, называемую профилем. В компрессорной технике наиболее применяемыми являются два профиля неподвижной поверхности подушки: винтовая поверхность клинового колоса (рис. 2а) и параллельный МПК скос (рис. 2б). Профиль позволяет создать гидродинамическое давление с определенной эпюрой, интеграл которой по рабочей поверхности подушки образует несущую способность P , уравнивающую внешнюю осевую силу F и обеспечивающую гарантированный зазор h_2 для исключения касания подушек о диск.

Для исследования упорного подшипника с неподвижными подушками ЦК или ВК разработана программа расчетов Sm2px3Txt [12]. В основе программы лежит периодическая термоупругогидродинамическая (ПТУГД) математическая модель [11, 13], которая учитывает переходные режимы работы упорного подшипника. Учитывая, что в уравнении энергии в окружном направлении преобладают конвективные слагаемые, то температура смазки на входе в смазочный слой является наиболее важным граничным условием для данного уравнения, значительно влияющим на выходные характеристики подшипника жидкостного трения. Особенность ПТУГД модели заключается в постановке периодического граничного условия для уравнения энергии на входе в смазочный слой при $\varphi = 0$ и $\varphi = \theta$ [3, 13]. В модели учитываются возникновение гидродинамического давления смазочного слоя в области \bar{L}_1 над поверхностью подушки (область уравнения Рейнольдса) и совместные процессы распространения теплоты во всех областях подшипника (область уравнения энергии) [11, 13]; в смазочном и пограничном слоях области \bar{L}_2 , неподвижной подушке области \bar{L}_3 , вращающемся упорном диске области \bar{L}_4 с учетом условий теплообмена с окружающей средой и МПК. В результатах расчета программы Sm2px3Txt представлено изменение локальных (максимальная температура и минимальная толщина смазочного слоя подшипника), интегральных (несущая способность, потери мощности на трение, расходы смазки через входное и выходные сечения смазочного слоя, тепловые потоки через сечения конструктивных элементов и слоев смазки, распределение давлений и температур и др.) и динамических (коэффициенты жесткости и демпфирования) характеристик в зависимости от времени с возможностью осевого перемещения упорного диска или изменения частоты вращения ротора компрессора. Для этого при моделировании были сохранены локальные составляющие высоты зазора $\partial h/\partial t$ для уравнения Рейнольдса и произведения плотности и температуры $\partial(\rho t)/\partial t$ для уравнения энергии [13, 14].

Изменение угловой скорости вращения диска в ПТУГД модели при переходном режиме происходит плавно согласно экспоненциальной зависимости

$$\omega = \omega_1 \cdot \exp[-\beta_\omega(\tau - \tau_{\omega_1})], \quad (1)$$

где β_ω — коэффициент изменения угловой скорости. Он может быть вычислен с достаточной степенью точности по формуле

$$\beta_\omega = \frac{1}{\tau_{\omega_2} - \tau_{\omega_1}} \ln(\omega_1/\omega_2), \quad (2)$$

где τ_{ω_1} , ω_1 и τ_{ω_2} , ω_2 — время и изменение угловой скорости при изменении режима работы компрессора.

Такая постановка задачи совместно с изменением формы зазора [15] позволяет полноценно изучить влияние переходных режимов работы ЦК и ВК на характеристики упорного подшипника. Более подробное описание трехмерной нестационарной ПТУГД математической модели УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК с необходимыми граничными условиями областей \bar{L}_1 , \bar{L}_2 , \bar{L}_3 , \bar{L}_4 , особенностей численной реализации, массового и теплового балансов элемента периодичности программы Sm2px3Txt можно найти в статьях [11, 13, 14]. Представленный ниже численный расчет переходных режимов работы предполагает несколько допущений:

1) согласно кривой Герси — Штрибека [16], предполагается жидкостный режим трения, для которого характерен гарантированный сужающийся рабочий зазор для протекания смазки и возникновения гидродинамического давления. Полужидкостный и граничный режимы трения, которые могут проявляться при начальных пусковых и остановочных режимах при малой высоте зазора, в работе не рассматриваются. Косвенно это подтверждается экспериментами УПС на стенде [17, рис. 6], когда жидкостный режим трения с увеличением давления возникает практически сразу после пуска и сохраняется при выбеге ротора;

2) рассматривается режим теплового пуска при постоянном осевом зазоре без вероятности заклинивания УПС в процессе пуска компрессорной машины.

Результаты численных экспериментов

В качестве исходных данных для программы Sm2px3Txt при численных экспериментах приняты геометрические размеры упорного подшипника скольжения центробежного компрессора, расположенного в лаборатории кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технологии» Казанского национального исследовательского технологического университета, г. Казань [11, 14, 17]. На условной границе пограничного слоя задавалась температура смазки в МПК, т.е. $t = t_0$. Использовались характеристики турбинного масла Тп-22С по ТУ 38.101821-83 или Тп-22Б по ТУ 38.401-58-48-92 класса вязкости ISO VG 32. Размеры аппроксимирующих сеток приняты $N_r = 51$, $N_\varphi = 71$, $N_y = 31$, $N_{yn} = 9$, $N_{yg} = 9$. Остальные исходные данные указаны в табл. 1.

В качестве верхнего уровня приняты значения частоты вращения $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$ ($\omega = 523,5988 \text{ с}^{-1}$) и 10000 мин^{-1} ($\omega = 1047,198 \text{ с}^{-1}$). Из-за особенностей численной реализации произвольно за начальное значение принята частота вращения $n = 10 \text{ мин}^{-1}$, что условно соответствует состоянию покоя ротора компрессора. Принято условие по-

Таблица 1. Исходные параметры упорного подшипника
Table 1. Initial parameters of the thrust bearing

| № п/п | Параметр | Обозначение и единица измерения | Значение |
|-------|---|--|------------------|
| 1. | Профиль рабочей поверхности подушки | винтовая поверхность (рис. 2а) | — |
| 2. | Частота вращения ротора | n , мин ⁻¹ | 6000 |
| 3. | Внутренний диаметр | D_1 , мм | 70 |
| 4. | Внешний диаметр | D_2 , мм | 115 |
| 5. | Количество подушек | z | 8 |
| 6. | Высота зазора | h_2 , мкм | 90 |
| 7. | Угловая протяженность подушки | θ_n | 38,8° |
| 8. | Угловая протяженность скоса | θ_k | 0,75· θ_n |
| 9. | Глубина скоса | $\delta_{ск}$, мм | 0,05 |
| 10. | Толщина упорного диска | H_d , мм | 25 |
| 11. | Толщина подушки | H_p , мм | 5 |
| 12. | Коэффициент теплопроводности материала подушки и упорного диска | $\lambda_n = \lambda_g$, Вт/(м·град) | 50 |
| 13. | Теплоемкость материала подушки и упорного диска | $c_n = c_g$, Дж/(кг·град) | 469 |
| 14. | Температура подачи смазки | t_0 , °C | 40 |
| 15. | Давление по краям подушки, абс. | $p _r$, МПа | 0,24...0,26 |
| 16. | Коэффициент теплоотдачи | α_T , Вт/(м ² ·град) | 300...500 |

стоянства зазора при переходных процессах: $h_2 = 25$ мкм и 50 мкм. Для анализа остановки ЦК при одновременном мягком помпаже приняты следующие его параметры: циклическая частота $\Omega = 6,28$ рад/с ($\nu = 1$ Гц), зазор $h_2 = 50$ мкм и амплитуда $A = 25$ мкм перемещения упорного диска ротора.

На рис. 3 представлено изменение несущей способности P упорного подшипника при пуске компрессора в процессе разгона ротора. Как правило, пуск компрессора осуществляется быстро в течение нескольких десятков секунд за счет значительного прикладываемого момента привода, раскручивающего ротор валопровода компрессорного агрегата. Как видно, для всех кривых несущей способности на начальном этапе пуска при $\tau = 0...4$ с. происходит резкое возрастание (скачок) несущей способности. По-видимому, это связано с низкими тепловыделениями и, соответственно, повышенной вязкостью по объему смазочного слоя при температуре $t \approx t_0 = 40$ °C при первых секундах пуска. После первоначального скачка на работу упорного подшипника начинают сказываться возрастающие потери энергии на трение при повышении n , и, следовательно, происходит нагрев смазочного и пограничного слоев и окружающих их деталей. В результате повышается общий температурный уровень смазки, понижаются вязкость и реакция смазочной пленки подшипника. В зависимости от интенсивности тепловых процессов после скачка кривая P может практически сразу установиться либо немного возрасти с последующим монотонным понижением и установлением при достижении заданного значения. Однако чем меньше величина зазора h_2 , тем на большую величину возрастает величина P . На величину скачка несущей способности и последующего ее убывания также влияет верхний уровень повышения частоты вращения: кривые 1-2 и 1-2' изменения угловой скорости ω (ускорение диска). Наибольшее пиковое значение P наблюдается при $h_2 = 25$ мкм и разгоне до $n = 10...$

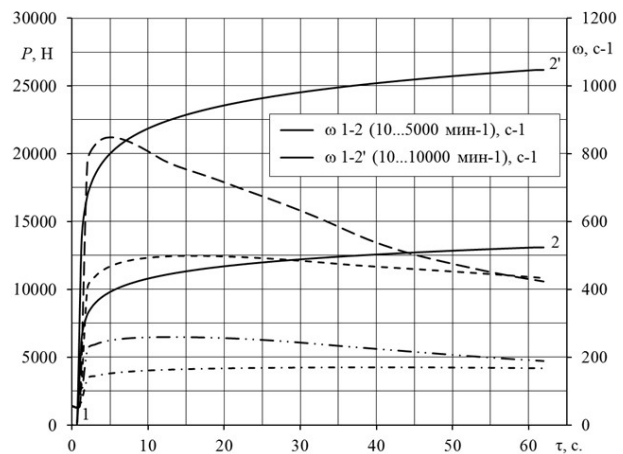


Рис. 3. Изменение несущей способности упорного подшипника при пуске компрессора: - - - $h_2 = 25$ мкм, $n = 10...5000$ мин⁻¹, $\Delta\tau = 60$ с.; - - - $h_2 = 25$ мкм, $n = 10...10000$ мин⁻¹, $\Delta\tau = 60$ с.; - · - · - $h_2 = 50$ мкм, $n = 10...5000$ мин⁻¹, $\Delta\tau = 60$ с.; - · - · - $h_2 = 50$ мкм, $n = 10...10000$ мин⁻¹, $\Delta\tau = 60$ с.

Fig. 3. Change in the bearing capacity of the thrust bearing when starting the compressor: - - - $h_2 = 25$ μm, $n = 10...5000$ rpm, $\Delta\tau = 60$ s; - - - $h_2 = 25$ μm, $n = 10...10000$ rpm, $\Delta\tau = 60$ s; - · - · - $h_2 = 50$ μm, $n = 10...5000$ rpm, $\Delta\tau = 60$ s; - · - · - $h_2 = 50$ μm, $n = 10...10000$ rpm, $\Delta\tau = 60$ s

10000 мин⁻¹. Например, при одинаковом зазоре и при разных моментах времени τ величина P в этом случае выше на 70,3 %, чем при разгоне до $n = 10...10000$ мин⁻¹. Далее по мере увеличения тепловыделений несущая способность резко и практически линейно уменьшается и устанавливается уже за временными пределами $\tau > 61$ с. разгона ротора компрессора.

Влияние вязкостно-температурного состояния смазки при разгоне на локальную максимальную температуру t_{max} представлено на рис. 4. Перед пуском в состоянии относительного покоя максималь-

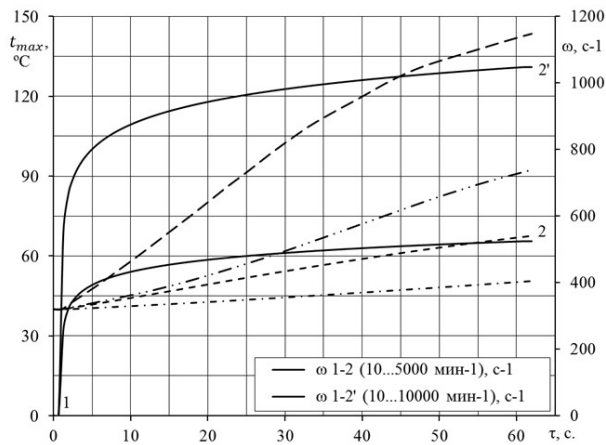


Рис. 4. Изменение максимальной температуры смазочного слоя при пуске компрессора: - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$.

Fig. 4. Change in the maximum temperature of the lubricating film by starting the compressor: - - - $h_2 = 25 \text{ μm}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - - - $h_2 = 25 \text{ μm}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ μm}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ μm}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$

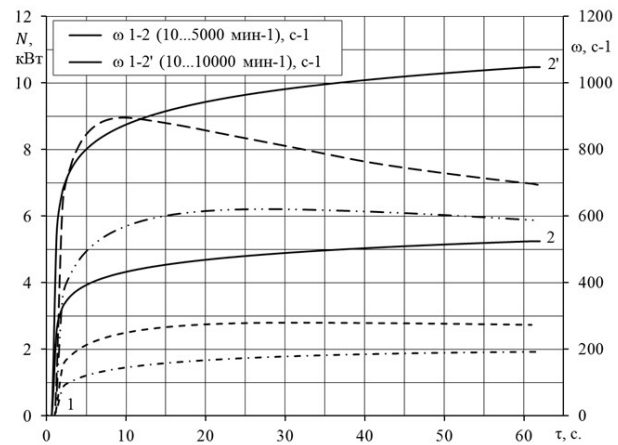


Рис. 5. Изменение потерь мощности на трение упорного подшипника при пуске компрессора: - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$.

Fig. 5. Change in friction power losses of the thrust bearing when starting the compressor: - - - $h_2 = 25 \text{ μm}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - - - $h_2 = 25 \text{ μm}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ μm}$, $n = 10 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ μm}$, $n = 10 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$

ная температура смазочного и пограничного слоев равна начальной температуре $t \approx t_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, независимо от величины зазора. Далее по мере увеличения частоты вращения и расхода механической энергии привода при вращении диска на преодоление потерь на трение, обусловленные силами сопротивления вязкой жидкости сдвигу, общий температурный уровень смазки непрерывно повышается. Чем меньше величина зазора h_2 и больше величина угловой скорости диска ω , тем более крутой становится кривая увеличения температуры t_{\max} . Наибольшие предельные значения температуры t_{\max} возникают при минимальном зазоре $h_2 = 25 \text{ мкм}$ и разгоне диска до $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$ в момент времени $\tau = 62 \text{ с}$: в этом случае при том же зазоре величина максимальной температуры выше на 112,5 %, чем при разгоне до $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$. Причем увеличение зазора до $h_2 = 50 \text{ мкм}$ снижает температуру t_{\max} в момент времени $\tau = 62 \text{ с}$ на 65,4 %. Фактически все кривые максимальной температуры на рис. 4 продолжают расти, и процесс установления теплового состояния завершится после окончания разгона ротора при $\tau > 61 \text{ с}$.

Тепловое состояние упорного подшипника скольжения определяет гидродинамические потери мощности на трение N (рис. 5). При начальном пуске, когда вязкость смазочного и пограничного слоев при температуре $t \approx t_0$ имеет повышенные значения, потери N совершают также скачок, в том числе за счет увеличения скоростей V_r и V_φ по высоте зазора в случае малого зазора [13]. В дальнейшем по мере возрастания температурного уровня смазки за счет тепловыделений при вязкостном сдвиге и понижения вязкости потери мощности N понижаются и устанавливаются с разной интенсивностью в зависимости от величины зазора и разгона диска ротора. Например, при $h_2 = 25 \text{ мкм}$ и разгоне диска до $n = 10 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$ потери мощности N выше на 220,2 %, чем при разгоне до $n = 10 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$ при том же зазоре и разных моментах времени.

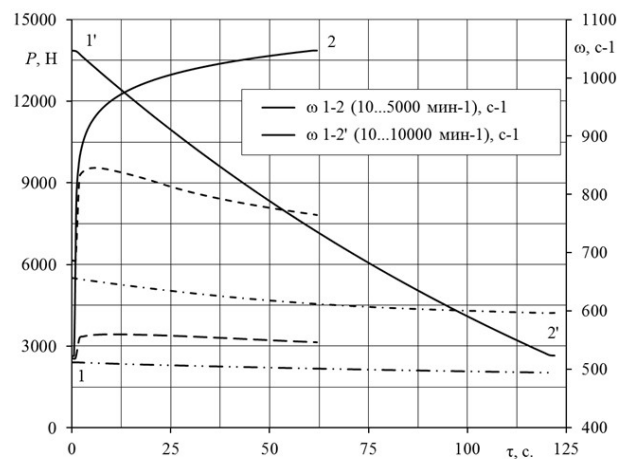


Рис. 6. Изменение несущей способности упорного подшипника при изменении частоты вращения ротора компрессора: - - - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - - - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 120 \text{ с}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 120 \text{ с}$.

Fig. 6. Change in the bearing capacity of the thrust bearing by a change in the compressor rotor speed: - - - $h_2 = 25 \text{ μm}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - - - $h_2 = 50 \text{ μm}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$; - · - · $h_2 = 25 \text{ μm}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 120 \text{ s}$; - · - · $h_2 = 50 \text{ μm}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 120 \text{ s}$

Характер изменения локальных и интегральных характеристик УПС при повышении частоты вращения с $n_1 = 5000 \text{ мин}^{-1}$ до $n_2 = 10000 \text{ мин}^{-1}$ при зазорах $h_2 = 25 \text{ мкм}$ и 50 мкм в целом соответствует пуску компрессора (рис. 6 и 7, кривая 1-2 изменения угловой скорости ω). Разница состоит в том, что разгон начинается не от состояния покоя ротора компрессора, а от установившегося состояния начального значения n . Понижение частоты вращения с $n_1 = 10000 \text{ мин}^{-1}$ до $n_2 = 5000 \text{ мин}^{-1}$

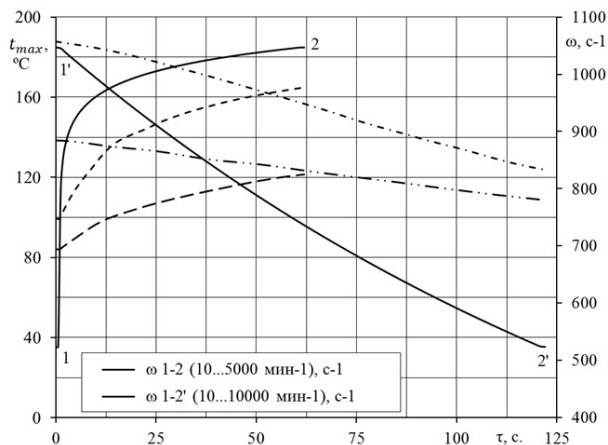


Рис. 7. Изменение максимальной температуры смазочного слоя при изменении частоты вращения ротора компрессора:

--- $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 60 \text{ с}$;
 - - - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ мин}^{-1}$,
 $\Delta\tau = 60 \text{ с}$; - · - · - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 120 \text{ с}$;
 - · - · - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ мин}^{-1}$, $\Delta\tau = 120 \text{ с}$.

Fig. 7. Change in the maximum temperature of the lubricating film with a change in the compressor rotor speed:

--- $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$;
 - - - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 5000 \dots 10000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 60 \text{ s}$;
 - · - · - $h_2 = 25 \text{ мкм}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 120 \text{ s}$;
 - · - · - $h_2 = 50 \text{ мкм}$, $n = 10000 \dots 5000 \text{ rpm}$, $\Delta\tau = 120 \text{ s}$

происходит плавно по экспоненте при снижении прикладываемого крутящего момента (рис. 6 и 7, кривая 1'-2' изменения угловой скорости ω). Время торможения зависит от момента инерции вращения ротора и может быть значительно увеличено (при расчете принято $\Delta\tau = 120 \text{ с}$). Плавное падение величины ω приводит к монотонному уменьшению локальных и интегральных характеристик упорного подшипника. При этом чем меньше зазор h_2 , тем быстрее происходит падение максимальной температуры t_{\max} (рис. 7).

Процесс остановки компрессора совпадает с промежуточным переходным процессом торможения ротора с той лишь разницей, что линии при разных значениях зазора h_2 и частоты n сходятся в одну точку состояния покоя диска ротора. Представляет большой интерес исследование выбега ротора при одновременном помпаже ЦК. Такая ситуация при эксплуатации может возникнуть при резком снижении частоты вращения ротора ком-

прессора при оставшемся без стравливания сжатого газа в емкостях под давлением на линии нагнетания газовой системы центробежной компрессорной установки, выполняющего роль гидравлического сопротивления [18]. Например, газоохладитель с противодавлением промежуточной или концевой ступени мультипликаторного ЦК и пр.

На рис. 8 представлено изменение несущей способности упорного подшипника ЦК при указанном совместном процессе остановки компрессора и мягком помпаже проточной части. При расчете время выбега принято укороченным $\Delta\tau = 60 \text{ с}$, а общее количество циклов равно 60. В начальный момент времени значения пиков и средней величины P совпадают с периодическим изменением несущей способности при полном циклическом изменении и тех же параметрах помпажа. Однако при дальнейшем плавном понижении угловой скорости ω пиковые и осредненные значения P начинают снижаться также по экспоненте: особенно это сказывается на максимальном значении при минимальном зазоре. Со временем амплитуда колебаний несущей способности уменьшается, и величина P стремится к значению при статическом зазоре $h_2 = 50 \text{ мкм}$ и частоте $n = 10 \text{ мин}^{-1}$: $P = 1391,28 \text{ Н}$. При $\tau > 35 \text{ с}$ остаются некоторые незначительные колебания реакции смазочной пленки при уже практически остановившемся диске ротора компрессора из-за продолжающегося полноценного гармонического осевого перемещения диска. При $\tau > 49 \text{ с}$ это естественным образом приводит к возникновению циклического разрежения на рабочей поверхности подушки при давлениях ниже давления подачи смазки $p < p_r = 0,24 \dots 0,26 \text{ МПа}$ (граничное условие для уравнения Рейнольдса). Максимум разрежения увеличивается по мере остановки компрессора и стремления несущей способности подшипника $P \rightarrow 0$.

Заключение

Анализ результатов численных экспериментов, проведенных с использованием программы расчетов Sm2px3Tht для оценки переходных режимов работы УПС с неподвижными подушками ЦК и ВК, позволяет сформулировать следующие выводы:

1. При пуске происходит скачок несущей способности. Величина скачка зависит от начальной температуры подачи t_0 , высоты зазора h_2 и разгона ротора компрессора: чем меньше высота зазора

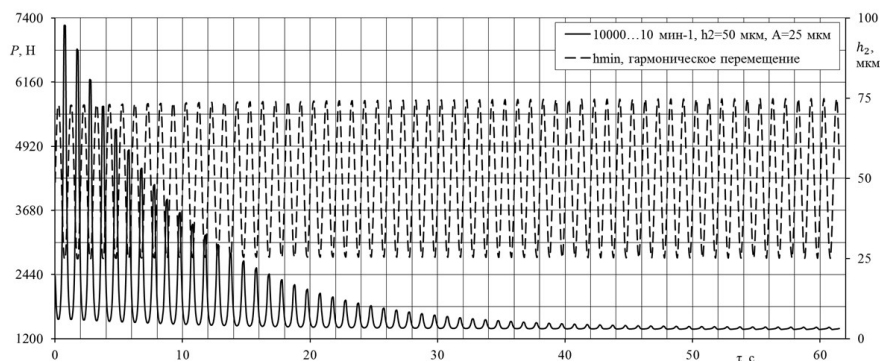


Рис. 8. Изменение несущей способности упорного подшипника при остановке и одновременном мягком помпаже ЦК: $\Omega = 6,28 \text{ рад/с}$ ($\nu = 1 \text{ Гц}$), время выбега 60 с.
 Fig. 8. Change in the bearing capacity of the thrust bearing during stop and simultaneous surge of a centrifugal compressor: $\Omega = 6,28 \text{ rad/s}$ ($\nu = 1 \text{ Hz}$), run-out time 60 s

и выше верхний уровень угловой скорости упорного диска (больше угловое ускорение $\varepsilon = d\omega/dt$), тем за тот же промежуток времени больше величина скачка.

2. Скачок несущей способности в целом зависит от температурного уровня смазки УПС, изменение которого можно проследить по локальной температуре t_{\max} . Вначале температура равна температуре подачи t_0 . По мере возрастания потерь от вязкого сдвига слоев смазки при вращении упорного диска максимум температуры увеличивается. При этом чем меньше зазор и больше ускорение упорного диска $\varepsilon = d\omega/dt$, тем максимум t_{\max} выше. Процесс установления теплового состояния элементов УПС окончательно заканчивается после процесса изменения частоты вращения ротора компрессора.

3. При пуске происходит также скачок потерь мощности УПС. Чем выше температура и интенсивнее тепловые эффекты в смазочном и пограничном слоях подшипника, тем потери мощности меньше.

4. Плавное падение частоты вращения n по экспоненте при выбеге ротора компрессора приводит к монотонному уменьшению локальных и интегральных характеристик упорного подшипника. При этом чем меньше зазор h_2 , тем происходит более интенсивное понижение характеристик УПС с верхнего уровня значений.

5. При совместном процессе остановки ЦК и мягком помпаже проточной части в начальный момент времени значения пиков и средней величины несущей способности совпадают с периодическим изменением несущей способности при полном циклическом изменении и тех же параметрах помпажа. Однако при дальнейшем плавном понижении угловой скорости значения несущей способности начинают снижаться также по экспоненте. При продолжающемся процессе гармонического перемещения диска в пределах рабочего зазора с понижением угловой скорости и несущей способности УПС со временем происходит возникновение некоторого циклического разрежения на рабочей поверхности подушки при давлениях ниже давления подачи $p < p_1$.

Список источников

1. Хисамеев И. Г., Максимов В. А., Баткис Г. С. [и др.] Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров: моногр. Казань: ФЭН, 2010. 671 с. ISBN 978-5-9690-0165-7.
2. Sparks C. R. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 1983. Vol. 105 (4). P. 891–901. DOI: 10.1115/1.3227498.
3. Хадиев М. Б., Хамидуллин И. В. Компрессоры в технологических процессах. Расчет подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров: моногр. Казань: Изд-во КНИТУ, 2021. 260 с. ISBN 978-5-7882-3004-7.
4. Ettles C. M., Seyler J., Bottenschein M. Some effects of start-up and shut-down on thrust bearing assemblies in hydro-generators // Journal of Tribology. 2003. Vol. 125 (4). P. 824–832. DOI: 10.1115/1.1576428.
5. Ettles C. M. Size effects in tilting pad thrust bearings // Wear. 1980. Vol. 59 (1). P. 231–245. DOI: 10.1016/0043-1648(80)90281-1.
6. Pajczkowski P., Schubert A., Wasilczuk M. [et al.] Simulation of large thrust-bearing performance at transient states, warm and cold start-up // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. 2014. Vol. 228 (1). P. 96–103. DOI: 10.1177/1350650113500483.

7. Fillon M., Frene J., Monmousseau P. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings — application to bearing seizure // Journal of Tribology. 1998. Vol. 120 (2). P. 319–324. DOI: 10.1115/1.2834429.

8. Fillon M., Frene J., Monmousseau P. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings — comparison between experimental data and theoretical results // Journal of Tribology. 1997. Vol. 119 (3). P. 401–407. DOI: 10.1115/1.2833501.

9. Урасов П. Г. Пусковые режимы подпятников гидротурбин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков, 1980. 25 с.

10. Heshmat H., Pinkus O. Mixing inlet temperatures in hydrodynamic bearings // Journal of Tribology. 1986. Vol. 108 (2). P. 231–244. DOI: 10.1115/1.3261168.

11. Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Федотов П. Е. [и др.] Трёхмерное периодическое термоупругое гидродинамическое моделирование гидродинамических процессов упорного подшипника скольжения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2021. Т. 20, № 3. С. 138–151. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-3-138-151. EDN: EDJBUG.

12. Федотов П. Е., Федотов Е. М., Соколов Н. В. [и др.] Sm2Px3Tx — динамически нагруженный упорный подшипник скольжения при постановке прямой задачи: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2020615227 от 19.05.2020. Бюл. № 5. Москва: ФИПС, 2020.

13. Sokolov N. V., Khadiev M. B., Maksimov T. V. [et al.] Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers // Journal of Physics: Conference Series. 2019. Vol. 1158, Issue 4. 042019. DOI: 10.1088/1742-6596/1158/4/042019. EDN: WVELOF.

14. Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Федотов П. Е. [и др.] Влияние температуры подачи смазочного материала на работу упорного подшипника скольжения // Вестник машиностроения. 2023. Т. 102, № 1. С. 47–55. DOI: 10.36652/0042-4633-2023-102-1-47-55. EDN: ZJJHBP.

15. Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Федотов П. Е. [и др.] Влияние нестационарности на характеристики упорного подшипника скольжения // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы XIV Междунар. науч.-техн. конф. Омск, 2024. С. 88–89. EDN: ВС1СВ.

16. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. Москва: Машгиз, 1959. 403 с.

17. Sokolov N. V., Maksimov T. V., Khadiev M. B. [et al.] Test of thrust bearing of a multiplier centrifugal compressor // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. 030016. DOI: 10.1063/5.0027306.

18. Гузельбаев Я. З. Некоторые особенности динамических свойств центробежных компрессорных установок и сети // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 2. С. 8–11. EDN: KZKLPD.

СОКОЛОВ Николай Викторович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры низкотемпературной и компрессорной техники и технологии Института химического и нефтяного машиностроения Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), г. Казань; главный специалист АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань.

SPIN-код: 7462-0713

AuthorID (РИНЦ): 871154

AuthorID (SCOPUS): 57194337606

ORCID: 0009-0001-2657-9503

Адрес для переписки: sokol-88@list.ru

ХАДИЕВ Муллагали Бариевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры низкотемпературной и компрессорной техники и тех-

нологии Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 2577-2701

AuthorID (РИНЦ): 463657

Адрес для переписки: mullagali@gmail.com

ФЕДОТОВ Павел Евгеньевич, ассистент кафедры прикладной математики и искусственного интеллекта Института вычислительной математики и информационных технологий Казанского (Приволжского) федерального университета, г. Казань; инженер ООО «АСТ Поволжье», г. Казань.

SPIN-код: 4605-8576

AuthorID (РИНЦ): 1133146

AuthorID (SCOPUS): 57208104471

ORCID: 0000-0002-3398-7505

Адрес для переписки: paulfedotov@mail.ru

ФЕДОТОВ Евгений Михайлович, доктор физико-математических наук, доцент (Россия), заместитель

генерального директора ООО «АСТ Поволжье», г. Казань.

AuthorID (РИНЦ): 11974

AuthorID (SCOPUS): 8833459800

Адрес для переписки: eugeniy.fedotov@mail.ru

Для цитирования

Соколов Н. В., Хадиев М. Б., Федотов П. Е., Федотов Е. М. Переходные режимы работы упорного подшипника скольжения компрессорной машины // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 14–23. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-14-23. EDN: LBTДNР.

Статья поступила в редакцию 17.01.2025 г.

© Н. В. Соколов, М. Б. Хадиев,

П. Е. Федотов, Е. М. Федотов

TRANSIENT OPERATING MODES OF FLUID FILM THRUST BEARING OF A COMPRESSOR MACHINE

N. V. Sokolov¹, M. B. Khadiev¹, P. E. Fedotov^{2,3}, E. M. Fedotov³

¹Kazan National Research Technological University,
Russia, Kazan, K. Marks Str., 68, 420015

²Kazan (Volga Region) Federal University,
Russia, Kazan, Kremlevskaya Str., 35, 420008

³AST Volga Region LLC,
Russia, Kazan, Peterburgskaya Str., 50, 420107

The article presents numerical studies of the effect of transient modes of operation of a fixed pad thrust bearing of a centrifugal or screw compressor. The change in the bearing capacity, maximum lubricant temperature and power losses with a change in the rotational speed of the rotor collar is investigated. A jump in the bearing capacity and power losses in the first seconds of acceleration of the collar and low viscosity of the lubricant at the feed temperature is detected. The change in the bearing capacity of the thrust bearing with simultaneous rotor runout and continuous surge of the centrifugal compressor is studied. The occurrence of some vacuum on the working surface of the pad during stop and continued harmonic axial movement of the collar is noted.

Keywords: compressor, thrust bearing, transient mode, surge, rotational speed, bearing capacity, maximum temperature, power losses.

References

1. Khisameev I. G., Maksimov V. A., Batkis G. S. [et al.] *Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Design and operation of industrial centrifugal compressors]. Kazan, 2010. 671 p. ISBN 978-5-9690-0165-7. (In Russ.).
2. Sparks C. R. On the transient interaction of centrifugal compressors and their piping systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1983. Vol. 105 (4). P. 891–901. DOI: 10.1115/1.3227498. (In Engl.).
3. Khadiev M. B., Khamidullin I. V. *Kompressory v tekhnologicheskikh protsessakh. Raschet podshipnikov skol'zheniya tsentrobezhnykh i vintovykh kompressorov* [Compressors in technological processes. Calculation of sliding bearings of centrifugal and screw compressors]. Kazan, 2021. 260 p. ISBN 978-5-7882-3004-7. (In Russ.).
4. Ettles C. M., Seyler J., Bottenschein M. Some effects of start-up and shut-down on thrust bearing assemblies in hydro-generators. *Journal of Tribology*. 2003. Vol. 125 (4). P. 824–832. DOI: 10.1115/1.1576428. (In Engl.).
5. Ettles C. M. Size effects in tilting pad thrust bearings. *Wear*. 1980. Vol. 59 (1). P. 231–245. DOI: 10.1016/0043-1648(80)90281-1. (In Engl.).
6. Pajczkowski P., Schubert A., Wasilczuk M. [et al.] Simulation of large thrust-bearing performance at transient states, warm and cold start-up. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2014. Vol. 228 (1). P. 96–103. DOI: 10.1177/1350650113500483. (In Engl.).
7. Fillon M., Frene J., Monmousseau P. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings — application to bearing seizure. *Journal of Tribology*. 1998. Vol. 120 (2). P. 319–324. DOI: 10.1115/1.2834429. (In Engl.).
8. Fillon M., Frene J., Monmousseau P. Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings — comparison between experimental data and theoretical results. *Journal of Tribology*. 1997. Vol. 119 (3). P. 401–407. DOI: 10.1115/1.2833501. (In Engl.).
9. Urasov P. G. *Puskovyye rezhimy podpyatnikov gidrogeneratorov* [Starting modes of thrust bearings of hydrogenerators]. Kharkov, 1980. 25 p. (In Russ.).
10. Heshmat H., Pinkus O. Mixing inlet temperatures in hydrodynamic bearings. *Journal of Tribology*. 1986. Vol. 108 (2). P. 231–244. DOI: 10.1115/1.3261168. (In Engl.).
11. Sokolov N. V., Fedotov P. E., Khadiev M. B. [et al.] *Trekhmernoye periodicheskoye termouprugogidrodinamicheskoye modelirovaniye gidrodinamicheskikh protsessov upornogo podshipnika skol'zheniya* [Three-dimensional periodic thermoelastohydrodynamic modeling of hydrodynamic processes of a thrust bearing]. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroyeniye. Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2021. Vol. 20, no. 3. P. 138–151. DOI: 10.18287/2541-7533-2021-20-3-138-151. EDN: EDJBUG. (In Russ.).
12. Fedotov P. E., Fedotov E. M., Sokolov N. V. [et al.] *Sm2Px3Txx — dinamicheski nagruzhenny uporny podshipnik skol'zheniya pri postanovke pryamoy zadachi* [Sm2Px3Txx — Dynamically loaded fluid film thrust bearing with a direct problem statement]: Certificate of State Registration of a Computer Program No. 2020615227 dated May 19, 2020. Moscow: FIPS, 2020. (In Russ.).
13. Sokolov N. V., Khadiev M. B., Maksimov T. V. [et al.] Mathematical modeling of dynamic processes of lubricating layers thrust bearing turbochargers. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1158, Issue 4. 042019. DOI: 10.1088/1742-6596/1158/4/042019. EDN: WVELOF. (In Engl.).
14. Sokolov N. V., Khadiev M. B., Fedotov P. E. [et al.] *Vliyaniye temperatury podachi smazochnogo materiala na rabotu upornogo podshipnika skol'zheniya* [Influence of the lubricant supply temperature on the operation of a thrust sliding bearing]. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2023. Vol. 102, no. 1. P. 47–55. DOI: 10.36652/0042-4633-2023-102-1-47-55. EDN: ZJJHBP. (In Russ.).

15. Sokolov N. V., Khadiev M. B., Fedotov P. E. [et al.] Vliyaniye nestatsionarnosti na kharakteristiki upornogo podshipnika skol'zheniya [Effect of non-stationarity on the performance of a fluid film thrust bearing]. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Oil and Gas Engineering*. Omsk, 2024. P. 88–89. EDN: BCIJCB. (In Russ.).

16. Korovchinsky M. V. Teoreticheskiye osnovy raboty podshipnikov skol'zheniya [Theoretical foundations of a fluid film bearing operation]. Moscow, 1959. 403 p. (In Russ.).

17. Sokolov N. V., Maksimov T. V., Khadiev M. B. [et al.] Test of a thrust bearing of a multiplier centrifugal compressor. *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. 030016. DOI: 10.1063/5.0027306. (In Engl.).

18. Guzelbaev Ya. Z. Nekotoryye osobennosti dinamicheskikh svoystv tsentrobezhnykh kompressornykh ustanovok i seti [Some peculiarities of dynamic properties of centrifugal compressor units and networks]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2009. No. 2. P. 8–11. (In Russ.).

SOKOLOV Nikolay Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, Kazan National Research Technological University (KNRTU), Kazan; Chief Specialist, JSC «NIIturbocompressor named after V. B. Shnepp», HMS Group, Kazan.
SPIN-code: 7462-0713

AuthorID (RSCI): 871154

AuthorID (SCOPUS): 57194337606

ORCID: 0009-0001-2657-9503

Correspondence address: sokol-88@list.ru

KHADIEV Mullagali Barievich, Doctor of the Technical Sciences, Professor, Professor of Low-Temperature and

Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan.

SPIN-code: 2577-2701

AuthorID (RSCI): 463657

Correspondence address: mullagali@gmail.com

FEDOTOV Pavel Evgenievich, Assistant of the Applied Mathematics and Artificial Intelligence Department of the Institute of Computational Mathematics and Information Technologies, Kazan (Volga Region) Federal University, Kazan; Engineer, AST Volga Region LLC, Kazan.

SPIN-code: 4605-8576

AuthorID (RSCI): 1133146

AuthorID (SCOPUS): 57208104471

ORCID: 0000-0002-3398-7505

Correspondence address: paulfedotov@mail.ru

FEDOTOV Evgeny Mikhailovich, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Deputy General Director, AST Volga Region LLC, Kazan.

AuthorID (RSCI): 11974

AuthorID (SCOPUS): 8833459800

Correspondence address: eugeniy.fedotov@mail.ru

For citations

Sokolov N. V., Khadiev M. B., Fedotov P. E., Fedotov E. M. Transient operating modes of fluid film thrust bearing of a compressor machine. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 14–23. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-14-23. EDN: LBTDNP.

Received January 17, 2025.

© N. V. Sokolov, M. B. Khadiev, P. E. Fedotov, E. M. Fedotov

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕСУРСОБЕРЕГАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГАЗА ДОЖИМНОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА В СОСТАВЕ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ

И. А. Январев¹, В. С. Виниченко¹, И. С. Божко²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²АО «Газпромнефть-Омский НПЗ»,
Россия, 644040, г. Омск, пр. Губкина, 1

Рассмотрены варианты путей повышения эффективности системы охлаждения газа дожимного четырехступенчатого центробежного компрессорного агрегата, используемого для обеспечения топливом требуемых параметров двух газотурбинных установок в составе парогазовой установки ПГУ-90. Отражены этапы решения проблемы ресурсосбережения системы охлаждения при традиционном, пассивном и энергосберегающем подходах ее формирования и соответствующих режимах работы. Область применения — парогазовые установки, объекты компримирования природного газа.

Ключевые слова: компрессорный агрегат, система охлаждения, теплообменный блок, испаритель, конденсатор, хладагент, энергосбережение, повышение эффективности.

Актуальность исследования

Проблема ресурсосбережения для предприятий и установок энергетического комплекса (добывающих, транспортирующих, обеспечивающих), на которые приходится более 80 % совокупных затрат, является важной и актуальной и в настоящее время. Ее решение связано, в том числе, с развитием технологии охлаждения компримированного газа [1–4].

Традиционным, широко применяемым подходом при формировании системы охлаждения газа компрессорного агрегата (КА) или компрессорной установки (КУ) является использование воды или воздуха в качестве воспринимающей среды, которая отводит теплоту сжатия при помощи кожухотрубных теплообменников (КТА) или аппаратов воздушного охлаждения (АВО) трубчато-ребристого типа соответственно. Однородное водяное охлаждение (рис. 1а) обеспечивает достаточную его глубину при относительно небольших габаритах теплообменного оборудования, однако в этом случае требуется весьма затратная (в том числе по электроэнергии) система оборотного водоснабжения (насосы, водоем, градирня); кроме того, необходимо решать вопросы экологии.

При использовании бесплатной и экологичной воздушной среды (рис. 1б) система охлаждения газа (СОГ) при эксплуатации становится экономичнее, но предполагает большие габариты теплообменников и значительные затраты электроэнергии (до 1600 кВт для цеха) на привод вентиляторов [3–7].

Возможно также комбинированное воздушно-водяное (рис. 1в) или водо-воздушное (рис. 1г) охлаждение сжатого газа (поэтапный теплообмен), которое позволяет комплексно решать задачи утилизации теплоты сжатия, уменьшения энергозатрат

на компримирование, снижения габаритов и расхода пресной воды при помощи многосекционного теплообменного оборудования (МТО). Однако это достигается за счет структурного усложнения и достаточно существенного энергопотребления на приводы вентиляторов и насосов [6].

Другой подход, предполагающий дальнейшее снижение энергопотребления для самого широкого спектра компрессорных и теплоэнергетических установок, связан с применением элементов пассивного охлаждения сжатого газа. Данное направление позволяет формировать систему охлаждения газа либо полностью без насосов и вентиляторов (без энергозатрат на их приводы) [2, 7–11], либо при частичном энергосберегающем их использовании [12, 13].

Обеспечение требуемой глубины охлаждения при допустимых габаритах позволит объектам с элементами пассивного охлаждения значительно (в несколько раз [7, 12]) снизить требуемое энергопотребление и успешно заменить традиционные системы охлаждения. Целью исследования является повышение эффективности ресурсосберегающей системы охлаждения газа (РСОГ) за счет снижения ее энергопотребления и габаритов (поверхности).

Объект исследования

Объектом исследования является ресурсосберегающая система охлаждения газа дожимного компрессорного агрегата (типа 4R3MSGPB-3RC3-90 производства компании CAMERON) в составе ПГУ-90. Она формируется на основе применения элементов пассивного охлаждения и может функционировать в двух режимах — пассивном (без использования вентиляторов) и энергосберегающем. Сжатый газ охлаждается в испарителе, межтрубное пространство которого заполнено холодильным агентом.

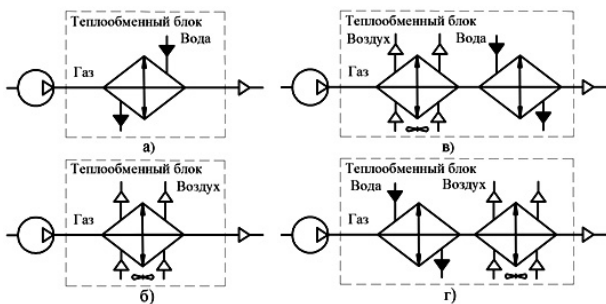


Рис. 1. Стандартные тепловые схемы системы охлаждения ступени компрессорного агрегата: с однородным водяным (а) или воздушным (б) и с комбинированным воздушно-водяным (в) или водо-воздушным (г) охлаждением
 Fig. 1. Standard thermal diagrams of the compressor unit stage cooling system: with uniform water (a) or air (b) and with combined air-water (v) or water-air (r) cooling

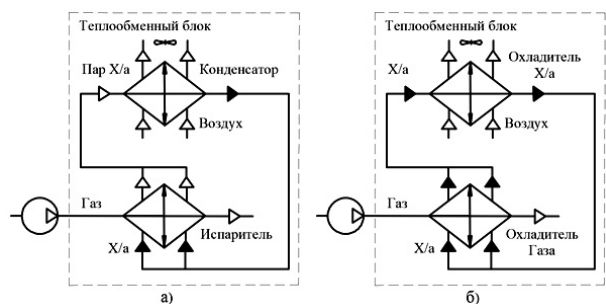


Рис. 2. Тепловые схемы системы охлаждения ступени компрессорного агрегата: с элементами пассивного (а) и энергосберегающего (б) охлаждения сжатого газа
 Fig. 2. Thermal diagrams of the compressor unit stage cooling system: with elements of passive (a) and energy-saving (b) compressed gas cooling

Температура кипения хладагента должна быть меньше, чем температура охлаждаемого сжатого газа. В свою очередь охлаждение и конденсация испарившегося холодильного агента осуществляется при помощи атмосферного воздуха в термосифонах конденсатора (рис. 2а, рис. 3а).

С учетом температуры сжатого газа ($T_{сж.г. max} \approx 160 \text{ }^\circ\text{C}$) и климатических условий эксплуатации компрессорного агрегата (средняя и среднемаксимальная температуры самого жаркого месяца для г. Омска составляют $T_{cp} = 19,4 \text{ }^\circ\text{C}$ и $T_{cp, max} = 25,8 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно [14]) в качестве холодильного агента может быть использован хладон R-123 ($T_{кин} = 27,9 \text{ }^\circ\text{C}$) с низкими потенциалами ODP и GWP.

Параметры ряда хладон, близких к требуемым, отражены в табл. 1.

Таблица 1. Основные свойства озоноразрушающих хладон
 Table 1. Basic properties of ozone-depleting freons

| Хладагент | Химическая формула | Мол. масса, г/моль | Температура кипения, $^\circ\text{C}$ | Потенциал разрушения озонового слоя ODP | Потенциал глобального потепления GWP |
|---|--------------------------------------|--------------------|---------------------------------------|---|--------------------------------------|
| Хладоны с высокой озоноразрушающей способностью | | | | | |
| R11 | CCl_3F | 137,37 | 23,8 | 1,0 | 4000 |
| R113 | $\text{CClF}_2\text{-CCl}_2\text{F}$ | 187,375 | 47,6 | 0,8 | 5000 |
| Хладоны с низкой озоноразрушающей способностью | | | | | |
| R123 | $\text{CF}_3\text{-CCl}_2\text{H}$ | 152,93 | 27,9 | 0,02 | 93 |
| R141b | $\text{CH}_3\text{-CClF}_2$ | 116,95 | 32,05 | 0,11 | 630 |

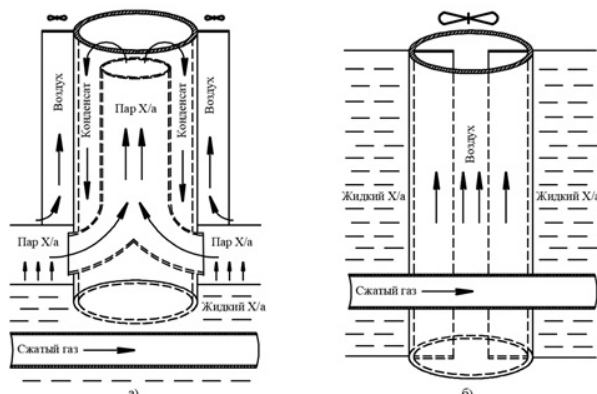


Рис. 3. Модули и схемы движения теплоносителей испарителя и конденсатора PCOG (а), охладителей газа и хладагента ЭСОГ (б)
 Fig. 3. Modules and flow diagrams of evaporator and condenser coolants RSGCS (a), gas coolers and cooling agent EEGCS (b)

Модификацией данной системы может служить энергоэффективная система охлаждения газа (ЭСОГ) [12, 13], в которой жидкий хладагент (х/а) охлаждает сжатый газ и сам при этом одновременно охлаждается атмосферным воздухом, что исключает процессы его испарения и конденсации. Это обеспечивается путем реализации теплообмена между тремя средами (сжатый газ, хладагент, воздух) в едином теплообменном блоке-модуле (рис. 2б, рис. 3б), объединяющем охладитель газа и охладитель хладагента.

Конструктивное исполнение модулей и схемы движения теплоносителей испарителя и конденсатора для PCOG, а также охладителей газа и хладагента для ЭСОГ отражены на рис. 3а и рис. 3б соответственно.

Испаритель PCOG представляет собой пучок труб, погруженный в жидкий хладагент, по трубному пространству которого движется сжатый газ.

Конструкция конденсатора PCOG (рис. 3а) состоит из ряда вертикально расположенных термосифонов в виде двух труб, одна из которых находится внутри другой. Внешнее вертикальное ребрение имеет только внешняя труба.

При движении сжатого газа в трубах испарителя происходит нагрев и испарение хладагента в межтрубном пространстве, пары которого поступают во внутреннюю трубу термосифона конденсатора. Достигнув верхней точки, пары хладагента переходят в кольцевое (между труб) пространство термосифона и, взаимодействуя через стенку внешней трубы (имеет внешнее вертикальное ребрение) с холодным воздухом, охлаждаются и конденсируются. Движение воздуха может осуществляться как

Таблица 2. Площади теплообменной поверхности концевой секции PCOG
Table 2. Areas of heat exchange surface of RSGCS end section

| Площадь теплообменной поверхности | Скорость сжатого газа в испарителе w_r , м/с | | | | | |
|--|--|---------|---------|---------|---------|------|
| | 0,5 | 1,0 | 2,0 | 3,0 | 4,0 | 5,0 |
| испарителя $F_{i=4}^H$, м ² | 105 | 79,76 | 47,35 | 34,64 | 28,53 | 24 |
| конденсатора $F_{i=4}^K$, м ² | 6722 | 6282 | 5996 | 6334 | 7032 | 7800 |
| PCOG в целом $F_{i=4}^{PCOG}$, м ² | 6827 | 6361,76 | 6043,35 | 6368,64 | 7060,53 | 7824 |

Таблица 3. Динамические и геометрические характеристики секции PCOG
Table 3. Dynamic and geometric characteristics of the RSGCS section

| Испаритель | | | | Конденсатор | | | |
|---|-------|-------|-------|---|--------------|--------------|--------------|
| Параметры/режимы | 1_4р | 2_4р | 3_8р | Параметры/режимы | 1_4р | 2_4р | 3_8р |
| Скорость газа w_r^H , м/с | 2 | 2 | 2 | Скорость воздуха w_b^H , м/с | 2,5 | 5,62 | 5,62 |
| Скорость х/а w_x^H , м/с | 1,69 | 1,69 | 1,69 | | | | |
| Площадь поверхности теплообмена F^H , м | 47,35 | 47,35 | 47,35 | Площадь поверхности теплообмена F^K , м | 5596 | 2998 | 3258 |
| Длина труб L^H , м | 3,27 | 3,27 | 3,27 | Высота труб H^H , м | 16 | 8 | 5,5 |
| Наружный диаметр труб d_n^H , м | 0,03 | 0,03 | 0,03 | Диаметр D^H , м: внутренней трубы внешней трубы | 0,07 0,09 | 0,07 0,09 | 0,07 0,09 |
| Число труб N^H , шт. | 200 | 200 | 200 | Число труб N^K , шт. | 544 | 544 | 544 |

за счет естественной циркуляции (пассивное охлаждение), так и при помощи вентилятора (в энергосберегающем режиме).

Охладитель газа ЭСОГ также представляет собой пучок труб, погруженный в жидкий хладагент, по трубному пространству которого движется сжатый газ.

Конструкция охладителя хладагента ЭСОГ (рис. 36) состоит из ряда вертикально расположенных труб с внутренним вертикальным оребрением. Эти трубы находятся в общем с охладителем газа корпусе, который заполнен хладагентом. Сжатый газ, проходящий по трубному пространству охладителя газа, нагревает хладагент в его межтрубном пространстве. Одновременно охлаждение хладагента осуществляется потоками холодного воздуха через поверхность вертикальных труб. Движение воздуха вверх внутри вертикальных труб охладителя хладагента осуществляется при помощи вентилятора.

Методика и результаты расчётного анализа

Повышение эффективности PCOG предполагает решение двух задач:

— снижение энергопотребления PCOG при обеспечении необходимой глубины охлаждения потоков сжатого газа из дожимного компрессорного агрегата;

— снижение габаритов (металлоемкости) PCOG при обеспечении необходимой глубины охлаждения потоков газа и заданного уровня энергопотребления.

В общем случае решение этих задач предполагает проведение оптимизации при помощи глобальных экономических (например, стоимость жизненного цикла PCOG $C_{жц}^{PCOG}$) или локальных (энергопотребление оборудования для прокачки теплоносителей $N_{эл}^{PCOG}$, площадь теплообменной поверхности (габариты) PCOG F^{PCOG} и др.) критериев. В частности,

с учетом применяемого в целях снижения габаритов оребрения (внешнего или внутреннего), а также интенсификации теплообмена и доминирующего при определении распределения тепловых нагрузок (площадей поверхности) между элементами PCOG параметра — температуры охлажденного газа после i -й ступени сжатия дожимного компрессорного агрегата (i -й соответствующей секции PCOG) $t_{r_{охл}i}^{opt}$ задачу оптимизации конструктивно-компоновочных параметров PCOG можно сформулировать в следующем виде (1)

$$\begin{cases} \Psi = \underset{U}{opt} \psi(t_{r_{охл}i}^{opt}, F_i, t_{r_i}, p_{r_i}, t_a) \\ U = \{t_{r_{охл}i}^{opt}, w_r^H, F_i^H, F_i^K\}, \end{cases} \quad (1)$$

где t_{r_i}, p_{r_i} — температура и давление газа, поступающего в i -ю секцию PCOG; U — параметры оптимизации; $F_i = \{F_i^H, F_i^K\}$ — площадь поверхности теплообмена для i -й секции PCOG (F_i^H — испарителя и F_i^K — конденсатора); w_r^H — скорость газа в испарителе; t_a — температура атмосферного воздуха; $\Psi = \{C_{жцi}^{PCOG}, F_i^{PCOG}, N_{элi}^{PCOG}\}$ — критерии эффективности.

Определение оптимальных конструктивных параметров для концевой (с наибольшей тепловой нагрузкой) секции PCOG ($i = 4$) КА в составе ПГУ-90 для пассивного режима охлаждения [11] было проведено в соответствии с методами расчета тепловых труб [15] для параметров $G_r = 13400$ кг/ч, $t_{r_i=4} = 160$ °C, $p_{r_i=4} = 4,17$ МПа, $t_{r_{охл}i=4}^{opt} = 30-40$ °C (при $t_a = 25$ °C) и отражено в табл. 2.

Оптимальное значение скорости газа в испарителе $w_r^H = 2$ м/с. Испаритель включает 200 труб, расположенных в два ряда (100×2) с внутренним диаметром $d_{вн}^H = 0,023$ м и длиной $L_{мп} = 3,27$ м. Ширина PCOG составляет 6 м.

При повышении эффективности PCOG ее геометрические характеристики 4-й секции для пассивного (1_4р) и энергосберегающего с четырьмя

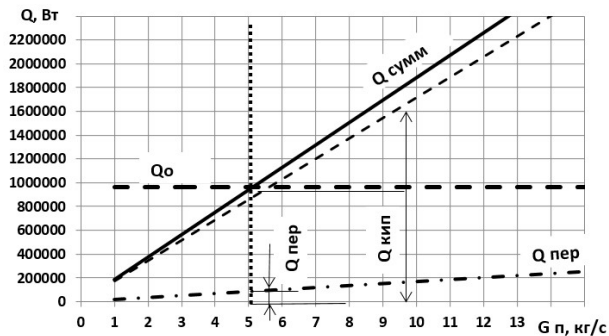


Рис. 4. Баланс тепловых мощностей при охлаждении сжатого газа РСОГ (8 ребер), затрачиваемых на кипение и перегрев хладагента

Fig. 4. Balance of thermal capacities during compressed gas cooling RSGCS (8 ribs), spent on refrigerant boiling and overheating

внешними ребрами на термосифоне конденсатора (2_4p) режима работы, а также при использовании 8-ми внешних ребер на каждом термосифоне (3_8p) представлены в табл. 3.

При пассивном режиме охлаждения сжатого газа в РСОГ затраты электроэнергии практически сведены к нулю (без учета затрат на преодоление сопротивления в трубном пространстве испарителя). Однако высота гладких труб конденсатора с учетом оптимизации скорости газа в испарителе достигает $H_{4p} = 16$ м, общая площадь поверхности теплообмена $F_{i=4}^H = 47 \text{ м}^2$, $F_{i=4}^K = 5996 \text{ м}^2$.

При энергосберегающем режиме охлаждения сжатого газа при помощи РСОГ затраты электро-

энергии на привод вентиляторов достигают при использовании двух электродвигателей (вентиляторов) ВА180М12 $N_{\text{ЭЛ1}}^{\text{PCOR}} = 6,5 \cdot 2 = 13$ кВт (диаметр вентилятора $D_B = 2,7$ м, расход при стандартных условиях $V_B = 120000 \text{ м}^3/\text{ч}$), что ощутимо меньше, чем при традиционном воздушном охлаждении.

Так, для тех же условий использование АВО типа 2АВГ-75 с двумя электродвигателями ВАСО-16-14-24 приводит к суммарным затратам электроэнергии $N_{\text{ЭЛ1}}^{2\text{АВГ75}} = 2 \cdot 37 = 74$ Вт (диаметр вентилятора $D_B = 5,0$ м, расход при стандартных условиях $V_B = 410000 \text{ м}^3/\text{ч}$). Затраты электроэнергии АВО типа АВГ-85МГ с шестью электродвигателями ВА180М12 — $N_{\text{ЭЛ1}}^{\text{АВГ-85МГ}} = 39$ кВт.

Таким образом, экономия электроэнергии при энергосберегающем режиме охлаждения сжатого газа в РСОГ $i=4$ по сравнению с традиционным охлаждением в АВГ-85МГ или в 2АВГ-75 составляет 52–61 кВт соответственно.

При этом использование двух вентиляторов с электродвигателями ВА180М12 и 4-х внешних ребер на термосифоне конденсатора обеспечивает существенное снижение требуемой высоты гладких труб ($H_{4p} = 8$ м) и общей площади поверхности теплообмена конденсатора $F_{i=4}^K = 2998 \text{ м}^2$.

Использование большего внешнего оребрения конденсаторов РСОГ (с восемью внешними ребрами) позволяет при тех же затратах электроэнергии на привод вентиляторов $N_{\text{ЭЛ1}}^{\text{PCOR}} = 6,5 \cdot 2 = 13$ кВт еще больше снизить требуемую высоту термосифонов до $H_{8p} = 5,5$ м. Общая площадь поверхности теплообмена конденсатора (за счет поверхности ребер) увеличивается до $F_{i=4}^K = 3258 \text{ м}^2$.

Результаты расчета баланса тепловых мощностей РСОГ (с восемью ребрами на термосифонах

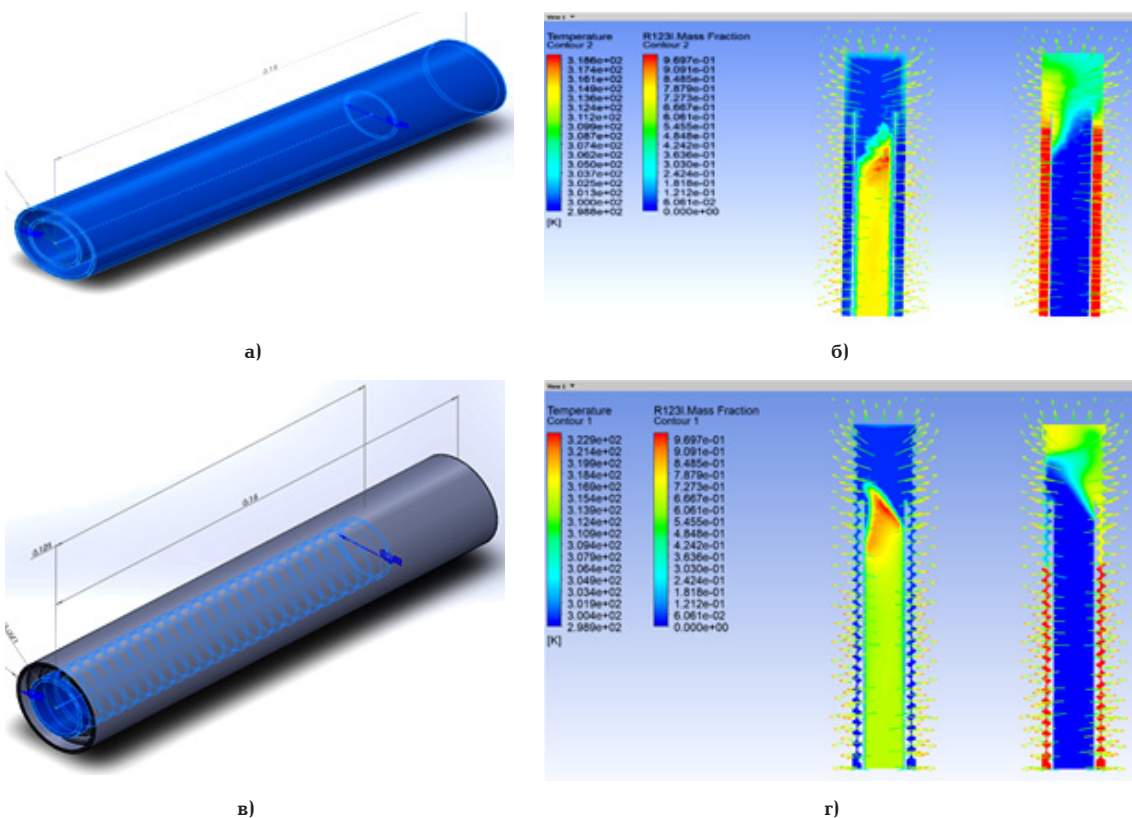


Рис. 5. 3D-модели термосифона РСОГ с гладкими трубами (а) и с пружинным интенсификатором (в) и соответствующие распределения полей температур (б), (г) при процессе конденсации R123

Fig. 5. 3D models of a thermosiphon RSGCS with smooth pipes (a) and with a spring intensifier (b) and the corresponding distribution of temperature fields (б), (r) during the condensation process R123

конденсатора), затрачиваемых на кипение и перегрев хладагента R123 представлены на рис. 4. Массовый расход испаряющегося и конденсирующегося R123 составляет 5,1 кг/с.

Дальнейшее снижение габаритов PCOG (высоты термосифонов) возможно за счет применения интенсификаторов теплообмена. При помощи программы CFX ANSYS были проведены численные исследования для интенсификаторов различных типов. Наилучшие результаты были получены для интенсификатора пружинного типа, которые в сравнении с гладкими трубами отражены на рис. 5.

Тепловой поток через стенку термосифона при использовании интенсификаторов может быть увеличен в 1,5–2 раза.

Максимальный эффект достигается при использовании пружинного интенсификатора с внутренней и внешней стороны внутренней трубы и с внутренней стороны внешней трубы термосифона. Это позволит еще больше снизить требуемые габариты PCOG (высоту термосифонов).

В целом для всех четырех секций дожимного компрессорного агрегата в составе ПГУ-90 экономия электроэнергии при охлаждении сжатого газа в PCOG может достигать 150–200 кВт. Годовая экономия составит 1314–1752 МВт·ч.

Аналогичное снижение габаритов и затрат электроэнергии может быть обеспечено и при использовании внутреннего оребрения охладителя хладагента ЭСОГ (рис. 3б), трубы которого выполнены с внешним пружинным интенсификатором.

Заключение

Сформулированы задачи повышения эффективности ресурсосберегающей системы охлаждения сжатого газа дожимного компрессорного агрегата в составе ПГУ-90, которые заключаются в снижении энергопотребления PCOG при обеспечении необходимой глубины охлаждения потоков газа КА, а также в снижении габаритов PCOG за счет вертикального оребрения внешних труб термосифонов конденсатора.

Этапы решения проблемы ресурсосбережения для PCOG в составе ПГУ-90 при пассивном и энергосберегающем режимах охлаждения показали возможности существенного снижения габаритов и энергопотребления.

При пассивном режиме затраты электроэнергии на охлаждение практически сведены к нулю, однако высота гладких труб конденсатора концевой секции PCOG достигает $H_{дп} = 16$ м. При энергосберегающем режиме охлаждения сжатого газа в PCOG (с вентиляторами) экономия электроэнергии по сравнению с традиционным охлаждением сжатого газа в АВО для концевой секции составляет 52–61 кВт, при снижении требуемой высоты гладких труб конденсатора с четырьмя и восемью внешними ребрами до величины $H_{дп} = 8$ м и $H_{вп} = 5,5$ м соответственно.

Дальнейшее снижение габаритов PCOG может быть обеспечено путем использования пружинного интенсификатора с внутренней и внешней стороны внутренней трубы и с внутренней стороны внешней трубы термосифона. В целом для всех четырех ступеней сжатия дожимного компрессорного агрегата в составе ПГУ-90 экономия электроэнергии при охлаждении сжатого газа в соответствующих секциях PCOG может достигать 150–200 кВт. Годовая экономия составит 1314–1752 МВт·ч.

Аналогичное снижение габаритов и затрат электроэнергии может быть обеспечено и при использовании внутреннего оребрения охладителя хладагента ЭСОГ, трубы которого выполнены с внешним пружинным интенсификатором.

Список источников

1. Кириллов Н. Г. Природный газ как энергетическое топливо: стратегия, использование и технологии сбережения // Нефтегазовые технологии. 2002. № 1. С. 14–22.
2. Сердобинцев С. П., Сальников С. В. Совершенствование систем подготовки и охлаждения природного газа на газоперерабатывающей станции // Автоматизация и современные технологии. 2009. № 3. С. 26–30. EDN: LKBEFD.
3. Шур А. Ю. Компания «ЭНЕРГАЗ»: Системы подготовки топливного газа для газотурбинных установок // Территория «Нефтегаз». 2013. № 4. С. 80–84. EDN: REAIEB.
4. Yanvarev I. A., Vanyashov A. D., Krupnikov A. V. Improving gas cooling technology at its compression in the booster compressor station // Procedia Engineering. 2016. Vol. 152. P. 233–239. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.696.
5. Yanvarev I. A., Vanyashov A. D., Raykovskiy N. A. Ensuring efficient operation of the heat exchange equipment of the complex gas treatment plant // AIP Conference Proceedings. 2023. Vol. 2784. P. 030007. DOI: 10.1063/5.0140338.
6. Январев И. А. Анализ схем утилизации теплоты сжатия и многосекционного теплообменного оборудования для компрессорных установок общего назначения // Промышленная энергетика. 2024. № 4. С. 19–27. DOI: 10.34831/EP.2024.16.93.003. EDN: TTMXYP.
7. Гуменюк В. О., Сальников С. В., Сердобинцев С. П. Ресурсосберегающее управление процессом охлаждения магистральных газопроводов // Газовая промышленность. 2007. № 9. С. 86–88. EDN: IBCKDZ.
8. Mohammed A. H., Al-zuwaini H., Sergeev V., Socolova E. Passive cooling by integrate solar chimney with earth to air heat exchanger // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. 2019. Vol. 10 (2). P. 1375–1390. EID: 2-s2.0-85063559420.
9. АО «Концерн Росэнергоатом». URL: <https://www.rosenergoatom.ru/zhurnal/stam/news/24418/> (дата обращения: 02.02.2025).
10. Vasiliev L. L., Zhuravlyov A. S. Two-phase heat transfer devices for passive cooling of electric and hybrid aircraft onboard equipment // International Journal of Sustainable Aviation. 2023. Vol. 9, no. 2. P. 89–114. DOI: 10.1504/IJSA.2023. 129938.
11. Январев И. А., Горохов Д. И. Задачи оптимизации тепловой схемы установки пассивного охлаждения газа для дожимной компрессорной станции // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 9-й Междунар. науч.-техн. конф. (Омск, 26–28 февраля 2019). Омск, 2019. С. 64–65. EDN: OUUPQO.
12. Шамаев А. Е., Сердобинцев С. П., Шамаев Е. П. Расчетная схема энергоэффективной системы охлаждения газа // Автоматизация. Современные технологии. 2018. Т. 72, № 10. С. 444–447. EDN: YJBGFV.
13. Шамаев А. Е., Сердобинцев С. П., Шамаев Е. П. Алгоритм адаптивного управления энергоэффективной системой охлаждения магистрального газа // Автоматизация. Современные технологии. 2019. Т. 73, № 2. С. 55–61. EDN: YWZAIX.
14. Погода и климат. URL: <http://www.pogodaiklimat.ru> (дата обращения: 02.02.2025).
15. Дан П. Д., Рей Д. А. Тепловые трубы: пер. с англ.: Москва: Энергия, 1979. 272 с.

ЯНВАРЕВ Игорь Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 8964-1929
AuthorID (РИНЦ): 489402
AuthorID (SCOPUS): 8384597800
Адрес для переписки: iayanvarev@mail.ru
ВИНИЧЕНКО Василий Сергеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 3475-8260
AuthorID (РИНЦ): 686378
AuthorID (SCOPUS): 56182510500
Адрес для переписки: achilles_omsk@mail.ru
БОЖКО Илья Сергеевич, специалист Управления повышения производственной эффективности АО «Газпромнефть-Омский НПЗ», г. Омск.
SPIN-код: 1435-9404
AuthorID (РИНЦ): 1050690

AuthorID (SCOPUS): 57397931800
Адрес для переписки: ilya.bozhko.96@mail.ru

Для цитирования

Январев И. А., Виниченко В. С., Божко И. С. Повышение эффективности ресурсосберегающей системы охлаждения газа дожимного компрессорного агрегата в составе парогазовой установки // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 24–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-24-31. EDN: ZCZVJY.

Статья поступила в редакцию 04.02.2025 г.

© И. А. Январев, В. С. Виниченко,
И. С. Божко

IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE RESOURCE-SAVING GAS COOLING SYSTEM OF THE BOOSTER COMPRESSOR UNIT AS A PART OF THE COMBINED CYCLE PLANT

I. A. Yanvarev¹, V. S. Vinichenko¹, I. S. Bozhko²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²JSC «Gazpromneft-ONPZ»,
Russia, Omsk, Gubkin Ave., 1, 644040

Versions of ways to increase efficiency of gas cooling system of booster four-stage centrifugal compressor unit used to provide fuel for required parameters of two gas-turbine plants as part of GTCC-90 combined-cycle plant are considered. The stages of solving the problem of resource saving of the cooling system with the traditional, passive and energy-saving approaches to its formation and the corresponding operating modes are reflected. Application area — combined cycle plants, natural gas compression facilities.

Keywords: compressor unit, cooling system, heat exchange unit, evaporator, condenser, cooling agent, energy saving, increased efficiency.

References

1. Kirillov N. G. Prirodnyy gaz kak energeticheskoye toplivo: strategiya, ispol'zovaniya i tekhnologii sberezheniya [Natural gas as energy fuel: strategy, uses and saving technologies]. Neftegazovyye tekhnologii. *Oil & Gas Technology*. 2002. No. 1. P. 14–22. (In Russ.).
2. Serdobintsev S. P., Sal'nikov S. V. Sovershenstvovaniye sistem podgotovki i okhlazhdeniya prirodnogo gaza na gazoperekachivayushchey stantsii [System preparation and cooling perfection of the natural gas in the pump over station]. Avtomatizatsiya i sovremennyye tekhnologii. *Automation. Modern Technologies*. 2009. No. 3. P. 26–30. (In Russ.).
3. Shur A. Yu. Kompaniya «ENERGAZ»: Sistemy podgotovki toplivnogo gaza dlya gazoturbinnikh ustanovok [ENERGAZ: gas turbine fuel for gas turbine systems]. Territoriya «Neftegas». *Territory «Neftegas»*. 2013. No. 4. P. 80–84. EDN: REAIEB. (In Russ.).
4. Yanvarev I. A., Vanyashov A. D., Krupnikov A. V. Improving gas cooling technology at its compression in the booster compressor station. *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 152. P. 233–239. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.696. (In Engl.).
5. Yanvarev I. A., Vanyashov A. D., Raykovskiy N. A. Ensuring efficient operation of the heat exchange equipment of the complex gas treatment plant. *AIP Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2784. P. 030007. DOI: 10.1063/5.0140338. (In Engl.).
6. Yanvarev I. A. Analiz skhem utilizatsii teploty szhatiya i mnogosektsionnogo teploobmennogo oborudovaniya dlya kompressornykh ustanovok obshchego naznacheniya [Analysis of flow charts for the recovery of compression heat and multi-section heat exchange equipment for compressor units of general duty]. Promyshlennaya energetika. *Industrial Power Engineering*. 2024. No. 4. P. 19–27. DOI: 10.34831/EP.2024.16.93.003. EDN: TTMXYP. (In Russ.).
7. Gumenyuk V. O., Sal'nikov S. V., Serdobintsev S. P. Resursosberegayushcheye upravleniye protsessom okhlazhdeniya magistral'nykh gazoprovodov [Resource-saving management of trunk gas pipeline cooling process]. *Gazovaya Promyshlennost'*. 2007. No. 9. P. 86–88. EDN: IBCKDZ. (In Russ.).
8. Mohammed A. H., Al-zuwaini H., Sergeev V., Socolova E. Passive cooling by integrate solar chimney with earth to air heat exchanger. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*. 2019. Vol. 10. P. 1375–1390. EID: 2-s2.0-85063559420. (In Engl.).
9. Kontsern Rosenergoatom [JSC «Rosenergoatom»]. URL: <https://www.rosenergoatom.ru/zhurnalistam/news/24418/> (accessed: 02.02.2025). (In Russ.).
10. Vasiliev L. L., Zhuravlyov A. S. Two-phase heat transfer devices for passive cooling of electric and hybrid aircraft onboard equipment. *International Journal of Sustainable Aviation*. 2023. Vol. 9, no. 2. P. 89–114. DOI: 10.1504/IJSA.2023.129938. (In Engl.).
11. Yanvarev I. A., Gorokhov D. I. Zadachi optimizatsii teplovy skhemy ustanovki passivnogo okhlazhdeniya gaza dlya dozhimnoy kompressornoy stantsii [Optimization of the thermal scheme of the passive gas cooling unit for the booster compressor station]. *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Oil and Gas Engineering*. Omsk, 2019. P. 64–65. EDN: OUUPQO. (In Russ.).
12. Shamayev A. E., Serdobintsev S. P., Shamayev E. P. Raschetnaya skhema energoeffektivnoy sistemy okhlazhdeniya gaza [The calculation scheme of an energy efficiency gas cooling system]. Avtomatizatsiya. *Sovremennyye tekhnologii. Automation. Modern Technologies*. 2018. Vol. 72, no. 10. P. 444–447. (In Russ.).
13. Shamayev A. E., Serdobintsev S. P., Shamayev E. P. Algoritm adaptivnogo upravleniya energoeffektivnoy sistemy okhlazhdeniya magistral'nogo gaza [Algorithm adaptive control of energy-efficient cooling system for gas main]. Avtomatizatsiya i sovremennyye tekhnologii. *Automation. Modern Technologies*. 2019. Vol. 73, no. 2. P. 55–61. EDN: YWZAIX. (In Russ.).
14. Pogoda i klimat [Weather and climate]. URL: <http://www.pogodaiklimat.ru> (accessed: 02.02.2025). (In Russ.).
15. Dan P. D., Rey D. A. Teplovy truby [Heat pipes]: trans. from Engl. Moscow, 1979. 272 p. (In Russ.).

YANVAREV Igor Anatolyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of

the Heat Power Engineering Department, Omsk State
Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 8964-1929

AuthorID (RSCI): 489402

AuthorID (SCOPUS): 8384597800

Correspondence address: iayanvarev@mail.ru

VINICHENKO Vasilii Sergeevich, Candidate of
Technical Sciences, Associate Professor, Associate
Professor of the Heat Power Engineering Department,
OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 3475-8260

AuthorID (RSCI): 686378

AuthorID (SCOPUS): 56182510500

Correspondence address: achilles_omsk@mail.ru

BOZHKO Ilya Sergeevich, Specialist of the
Production Efficiency Improvement Department, JSC
«Gazpromneft-ONPZ», Omsk.

SPIN-code: 1435-9404

AuthorID (RSCI): 1050690

AuthorID (SCOPUS): 57397931800

Correspondence address: ilya.bozhko.96@mail.ru

For citations

Yanvarev I. A., Vinichenko V. S., Bozhko I. S. Improving the
efficiency of the resource-saving gas cooling system of the booster
compressor unit as a part of the combined cycle plant. *Omsk
Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*.
2025. Vol. 9, no. 1. P. 24 – 31. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-
24-31. EDN: ZCZVJY.

Received February 04, 2025.

© I. A. Yanvarev, V. S. Vinichenko,
I. S. Bozhko

ВЫЯВЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В. Ю. Грохотов, А. Г. Михайлов, И. А. Степашкин

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Системы централизованного теплоснабжения выполняют важную социально-энергетическую роль, в которой утечки теплоносителя, вызванные естественным износом тепловых сетей и оборудования, являются основной проблемой, влияющей на безопасность и надежность её функционирования. В статье представлена актуальная информация о состоянии системы теплоснабжения, рассмотрены основные направления развития методов локализации мест утечек, возможность их использования с учётом региональных особенностей, а также представлены опытные данные их применения на историческом архиве выявленных ранее проблем.

Ключевые слова: системы теплоснабжения, утечка теплоносителя, тепловые сети, методы обнаружения утечек, сети трубопроводов, цифровизация теплоснабжения, анализ данных приборов учета, аварийность теплосетей.

Введение

Российская Федерация территориально расположена в трех климатических зонах: умеренной, арктической, субарктической со среднегодовой температурой $-5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, средняя продолжительность отопительного периода 213 суток, в связи с чем обеспечение надежности теплоснабжения является приоритетной задачей.

По данным отчета Минэнерго России за 2022 год о состоянии теплоэнергетики и централизованного теплоснабжения в Российской Федерации за период с 2015 по 2022 год потери на тепловых сетях выросли на 13,1 %, максимальные значения достигались в 2021 году, рост по отношению к 2015 году составил 21,4 % (132,7 млн Гкал). Представленные значения не соответствуют целевым показателям Комплексного плана — 9,4 %, характеризуются устойчивым положительным ростом.

Одним из основных факторов, определяющих величину потерь, является физический износ тепловых сетей. Значительный объем которых — до 80,5 % составляют сети диаметром до 200 мм, имеющие наибольшие удельные потери. Данная группа тепловых сетей также имеет наибольшую повреждаемость, что свидетельствует о высоком износе квартальных тепловых сетей. Напротив, повреждаемость магистральных тепловых сетей диаметром более 600 мм — наименьшая, что свидетельствует об их удовлетворительном состоянии [1].

Значительный износ тепловых сетей приводит к возникновению аварийных ситуаций, остановкам теплоснабжения. Средний рост числа аварий за период с 2018 по 2022 год в системе теплоснабжения 10-ти наиболее аварийных регионов составил 287 % [2]. По данным Росстата за 2022 год уровень износа трети тепловых сетей превышает критические отметки. При этом недофинансирование мероприятий по замене тепловых сетей достигает 60–70 % [1].

За 2022 год аварийные ситуации привели к прекращению теплоснабжения 1327 тыс. чел. В 2023 го-

ду остановки теплоснабжения зафиксированы в Новосибирске — 500 домов, в Санкт-Петербурге — 642 объекта, Подольске — 40 тыс. жителей, Саратове — 28 тыс. жителей [2].

Основные причины — порывы трубопроводов, повреждения оборудования и тепловых сетей, износ оборудования, длительное устранение обнаруженных дефектов на тепловых сетях.

Среднее время ликвидации аварии в 2021 году составляло 9 ч. 29 мин., в 2022 году — 11 ч. 13 мин. Увеличение времени устранения повреждений составило +18,3 % [1].

Решение задачи снижения аварийности носит комплексный характер. С целью достижения целевых показателей Комплексного плана необходимо совместное применение мер как финансового характера: партнерство с бизнесом, долгосрочная тарифная политика, так и технического: развитие систем прогнозирования, современных методов диагностики и ремонтов, цифровизация системы теплоснабжения.

Останов теплоснабжения, особенно в отопительный период, является наиболее опасным последствием неисправностей в работе системы. С целью недопущения критических ситуаций, требующих оперативных и значительных материальных, человеческих и финансовых ресурсов, необходимо внедрять методы раннего обнаружения незначительных, незаметных повреждений тепловых сетей, которые изначально приводят к увеличению потерь тепловой энергии, теплоносителя, и в дальнейшем, при влиянии ряда факторов, могут привести к авариям.

В г. Омске система теплоснабжения функционально разделена между разными юридическими лицами: производство тепловой энергии и транспортировку её по магистральным тепловым сетям осуществляет АО «ТГК-11», АО «Омск РТС», транспорт тепла до потребителей по распределительным (квартальным) тепловым сетям — АО «Тепловая компания». Проектный температурный график задан $150/70\text{ }^{\circ}\text{C}$, однако в связи с фактическим сни-

жением данных параметров до 116–122 °С, для обеспечения требуемого количества тепла увеличен объем циркуляции теплоносителя в системе, площадь теплообменных аппаратов [3].

Принимая во внимание ранее представленную статистику Минэнерго о степени повреждаемости квартальных тепловых сетей, структурную организацию системы теплоснабжения, увеличенный расход теплоносителя, отсутствие приборов учёта на границах раздела тепловых сетей, преимущественно подземную прокладку трубопроводов развитие систем предиктивной аналитики, использование систем цифровизации является необходимым условием развития и обеспечения надежности системы теплоснабжения.

Развитие систем определения повреждений трубопроводов

Системы и методы поиска повреждений трубопроводов широко представлены в научном сообществе развитых и развивающихся стран мира: КНР, США, Германия, Канада, Бразилия, Италия, Англия. Более 1000 научных статей в базах данных научных изданий опубликовано на данную тему с ключевыми словами «обнаружение утечек в трубопроводах». Наиболее активный рост числа исследований в области поиска повреждений приходится на второе десятилетие XXI века, что обусловлено развитием технологий обработки больших массивов данных, машинного обучения. В первых работах, в 60-е годы XX века, изучалось изменение напряжений в стенках ламинарного потока, а также его средней скорости.

С развитием технологий разрабатывается методология LLP (localize, locate, pinpoint). Локализация — определение участка сети, обнаружение — выявление места утечки, точное определение — указание места радиусом 20 см. В дальнейшем методология уточняется, добавлением фазы идентификации (Identify) — определение существования повреждения и фильтрацией ложных сигналов.

Используется специальное оборудование — чувствительные сенсоры, гидрофоны, теческатели. Разрабатываются методы, использующие незначительные изменения параметров для фиксации повреждений: звук, вибрации, температура, применяются специальные добавки-сигнализаторы к теплоносителю (трассирующие газы), исследуются данные электромагнитных волн, в трубопроводы вводят специальные высокочувствительные элементы (smart ball).

Наиболее важным этапом при поиске утечек является определение наличия повреждений. Развитие систем анализа больших объемов данных (Big Data), внедрение технологий машинного обучения оказали значительное влияние на вектор развития данной области [4].

Постановка задачи

В настоящее время значительное число работ связано с созданием сложных математических моделей и алгоритмов, обрабатывающих информацию [5–8]. Созданные системы имитируют работу сетей трубопроводов, обрабатывают значительный объем исторических данных при аварийной и штатной работе системы. Обученная модель, на основании измеряемых параметров, определяет места повреждений трубопроводов с заданной точностью [4].

Представленные актуальные методы обнаружения повреждений трубопроводов, несмотря на значительную заявленную авторами точность, — более 90 %, имеют ряд значительных ограничений: высокая стоимость реализации нейронных систем и систем машинного обучения, исключительная требовательность к профессиональным компетенциям специалистов, наличие архива исторических данных для обучения системы, строгие ограничения к топологии системы трубопроводов.

Исходя из изложенного, требуется разработка способа выявления повреждений трубопроводов тепловых сетей в условиях ограниченного финансирования с использованием имеющихся ресурсов.

Теория

В соответствии с законодательством РФ установка приборов учёта конечными потребителями тепловой энергии является в рамках требований Статьи 13 Федерального закона об энергосбережении обязательным мероприятием. Согласно Государственному докладу [9], уровень оснащённости приборами учёта тепла составляет 66,2 %.

Концепцией технологического развития РФ до 2030 года предусмотрено внедрение систем цифровизации, в том числе в области жилищно-коммунального хозяйства. Современные средства измерения узлов учёта тепловой энергии оборудуются системами диспетчеризации, позволяющими осуществлять дистанционный сбор сведений о параметрах и расходах теплоносителя в системах теплоснабжения.

Таким образом, учитывая значительный уровень приборности конечных потребителей, наличие систем диспетчеризации, анализ изменений показателей средств измерения узлов учёта для обнаружения повреждений трубопроводов тепловых сетей является оптимальным решением данной задачи.

Методика определения повреждений на основе анализа показаний узлов учёта конечных потребителей тепловой энергии представлена в работе [10]. По результатам исследований расчетных зависимостей и анализа режима работы тепловых сетей определены безразмерные параметры:

$$B_{yч}^{1-2} = \frac{t_1^1 - t_1^2}{\frac{t_1^1 + t_1^2}{2} - t_n} \quad \text{— расходная характеристика}$$

участка трубопровода, где t_1^1, t_1^2 — температура теплоносителя в подающем трубопроводе в узлах 1 и 2, °С; t_n — фактическая температура наружного воздуха, °С;

$$kF_{зг} = \frac{Q_0^{\max}}{\frac{t_1 + t_2}{2} - t_n} \quad \text{— тепловая характеристика}$$

здания, которая определяется как сумма произведений коэффициентов теплопередачи отдельных ограждающих конструкций здания $kF_{зг} = \sum k_i F_i$, где Q_0^{\max} — максимальная отопительная нагрузка, Гкал/ч, t_1^1, t_1^2 — расчетные температуры теплоносителя в прямом и обратном трубопроводе, °С, которые в установившихся режимах штатной работы системы теплоснабжения остаются постоянными.

Безразмерный параметр $kF_{зг}$ характеризует теплофизические свойства объекта, его конструктивные элементы, $B_{yч}$ — режим работы тепловых сетей. Влияние параметра $kF_{зг}$ на расходную характеристику участка трубопровода подробно рассмотрено в работе [10].

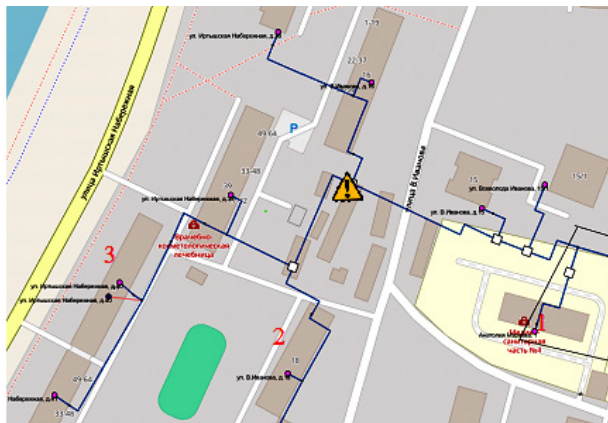


Рис. 1. Схема участка тепловой сети
Fig. 1. Scheme of the heat network section

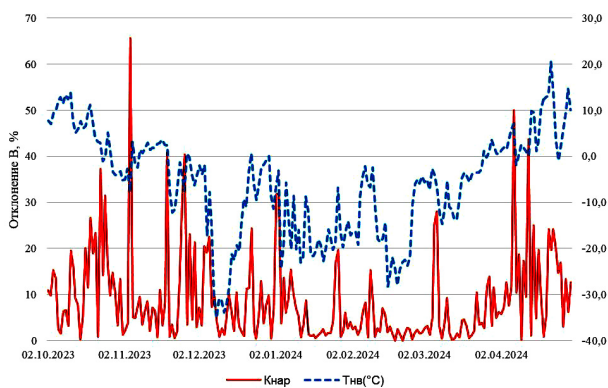


Рис. 2. Изменение расходной характеристики участка тепловой сети объектов 1 и 2
Fig. 2. Changes of flow characteristics of the heat network section of the 1 and 2 objects

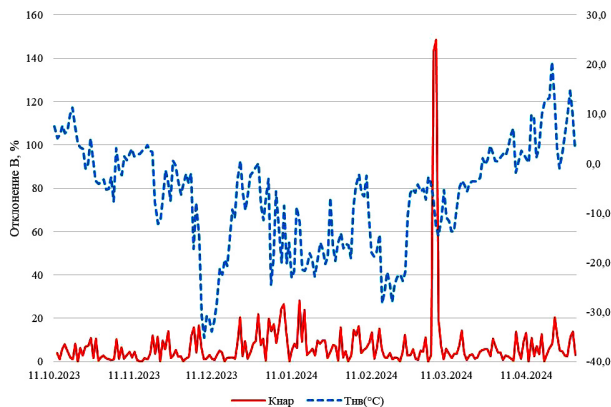


Рис. 3. Изменение расходной характеристики участка тепловой сети объектов 2 и 3
Fig. 3. Changes of flow characteristics of the heat network section of the 2 and 3 objects

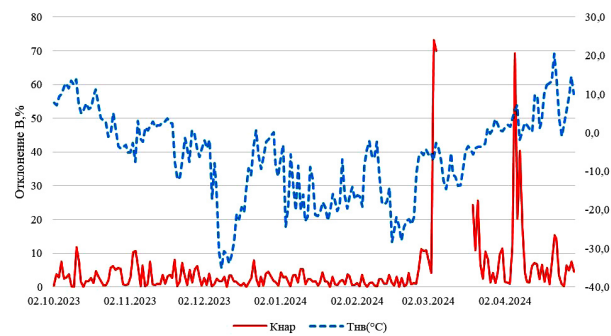


Рис. 4. Изменение расходной характеристики участка тепловой сети объектов Волгоградская 4/А и Волгоградская 4/В
Fig. 4. Changes of flow characteristics of the heat network section of the Volgogradskaya 4/A and Volgogradskaya 4/B objects

В случае возникновения повреждений, переходных процессов, изменения физических характеристик трубопроводов и потребителей, данные параметры могут варьироваться, при этом, по результатам анализа, их изменение может осуществляться независимо друг от друга.

Представленные безразмерные параметры предложено использовать на специально выбранных участках, расположенных между узлами учёта конечных потребителей.

Предложенный в работе пример экспериментального подтверждения свидетельствует о возможности применения данной методики для локализации мест повреждения трубопроводов тепловой сети.

Обсуждение результатов

Рассмотренная выше методика определения повреждений в тепловых сетях теплоснабжения на основании показаний приборов учёта, в связи с простотой её реализации, применена на историческом архиве ранее зафиксированных наиболее крупных повреждениях тепловых сетей в г. Омске.

Повреждение участка тепловой сети вблизи жилого дома № 16 по ул. В. Иванова (отмечено на рис. 1). Приборы учёта установлены на объектах по ул. Маркова, д. 1 (объект № 1), ул. В. Иванова, д. 18 (объект № 2) и ул. Иртышская набережная, д. 40 (объект № 3). Анализируемый интервал показаний приборов учёта — отопительный период 2023/24 года.

С целью определения повреждения применяется относительное изменение безразмерных параметров, выраженное в процентах. Таким образом, используем относительную величину абсолютного изменения параметра $B_{уч}^{i-2}$ между i -ми и $(i+1)$ -ми сутками, приведенную к среднему значению величин этих параметров:

$$K_{нар} = \left| \frac{B_{i+1} - B_i}{\frac{B_{i+1} + B_i}{2}} \right| \cdot 100 \% \quad (1)$$

На рис. 2 представлена диаграмма изменения величины коэффициента $K_{нар}$, определенного по формуле (1) объектов 1 и 2. На дополнительной оси отображено изменение температуры наружного воздуха.

По результатам анализа графика (рис. 2) предположительно 04.11.2023 года возник переходный процесс. Показатель $K_{нар}$ превысил 60 %. По имеющимся архивным данным о выявленных повреждениях в период с ноября по декабрь 2023 года фиксировалась утечка теплоносителя, повреждение трубопровода. При положительных температурах применение метода не обеспечивает результата, в связи с отсутствием зависимости температуры в подающем трубопроводе от температуры наружного воздуха (обеспечение минимальной температуры для нужд горячего водоснабжения).

Одновременно с этим, рассматривая аналогичный расчет для группы объектов 2 и 3, где нарушение в повреждении трубопроводов в этот период не зафиксировано, отклонение расходной характеристики участка в среднем не превышает 20 % (рис. 3).

В экстремуме на 07.03.2024 года в АО «Омск РТС» поступила информация об утечке теплоносителя, акт от 06.03.2024 года № МО-121 о поступлении воды в камеру со стороны жилого дома.

Подобный анализ проведен также в отношении других групп объектов, где случаи изменения безразмерных параметров соответствовали зарегистрированным случаям повреждений трубопроводов (рис. 4).

Вывод и заключение

Исходя из полученных данных, рассмотренная методика удовлетворяет требованиям поставленной задачи — обнаружение повреждений в тепловых сетях систем теплоснабжения аналитическим способом без привлечения дополнительных ресурсов.

Следует отметить, выборка объектов для анализа осуществлялась исходя из уже имеющегося архива повреждений трубопроводов систем теплоснабжения.

Для полной оценки достоверности полученных результатов исследования необходимо провести верификацию методики на большем объеме ежедневно поступающей информации о показаниях приборов учета и, в случае выявления аномалий, контрольного выезда на объект для подтверждения наличия повреждений трубопроводов с использованием специального оборудования — течеискателя, проверки ближайших тепловых камер.

С целью автоматизации процессов, в настоящее время в АО «Омск РТС» осуществляется подключение приборов учёта, установленных у абонентов, к единой системе диспетчеризации на базе АИИС «Элдис», создание групп связанных объектов, наладка расчетной модели, осуществляющей ежедневный анализ параметров и направляющей рекомендации специалистам по предполагаемым местам повреждений.

Организация системы локализации мест повреждений по предложенной методике в г. Омске в настоящее время имеет ряд ограничений, связанных с низким уровнем оснащения конечных потребителей приборами учёта тепловой энергии, сложной системой организации сети трубопроводов — радиально-кольцевая схема с перетоками и обводными линиями.

Также необходимо отметить существующую невозможность использования данной методики в межотопительный, переходный осенне-весенний период, необходимость подбора для каждой пары объектов индивидуального порогового значения изменения параметра $K_{нар}$.

Список источников

1. Отчет о состоянии теплотехники и централизованного теплоснабжения в Российской Федерации в 2022 году // Минэнерго России. Москва, 2023. 161 с.

2. Почти треть теплосетей в России нуждается в замене // RTVI. URL: <https://rtvi.com/news/pochti-tret-teplosetej-v-rossii-nuzhdaetsya-v-zamene/> (дата обращения: 17.01.2025).

3. Дмитриев В. З. Системы централизованного теплоснабжения города Омска и пути их совершенствования // Национальные приоритеты России. 2019. № 4. С. 42–47. EDN: TQVEAQ.

4. El-Zahab S., Zayed T. Leak detection in water distribution networks: an introductory overview // Smart Water. 2019. Vol. 4 (1). DOI: 10.1186/s40713-019-0017-x.

5. Shen Y., Chen J., Fu Q. [et al.]. Detection of district heating pipe network leakage fault using UCB arm selection method // Buildings. 2021. Vol. 11 (7). 275. DOI: 10.3390/buildings11070275.

6. Örn Garðarsson G., Boem F., Toni L. Graph-Based Learning for Leak Detection and Localisation in Water Distribution Networks* // IFAC-PapersOnLine. 2022. Vol. 55 (6). P. 661–666. DOI: 10.1016/j.ifacol.2022.07.203.

7. Zhou S., Liu C., Zhao Y. Leakage diagnosis of heating pipe-network based on BP neural network // Sustainable Energy, Grids and Networks. 2022. Vol. 32. DOI: 10.1016/j.segan.2022.100869. EDN: FJKAZY.

8. van der Walt J. C., Heyns P. S., Wilke D. N. Pipe network leak detection: comparison between statistical and machine learning techniques // Urban Water Journal. 2018. Vol. 15 (10). DOI: 10.1080/1573062X.2019.1597375.

9. Государственный доклад о состоянии энергосбережения и повышении энергетической эффективности в Российской Федерации за 2022 год // Министерство экономического развития Российской Федерации. URL: https://www.economy.gov.ru/material/file/b2ec92f00344707af95c8d44a6abbde8/Energy_efficiency_2023pdf (дата обращения: 12.11.2024).

10. Косяков С. И., Садыков А. М., Сенников В. В., Тихонов А. И. Метод локализации мест утечек в тепловых сетях на основе анализа данных узлов учета потребителей тепловой энергии // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. 2021. № 6. С. 70–78. DOI: 10.17588/2072-2672.2021.6.070-078. EDN: IREILE.

ГРОХОТОВ Валерий Юрьевич, аспирант, старший преподаватель кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 9419-6170

ResearcherID: MСJ-1928-2025

Адрес для переписки: 19valera94@mail.ru

МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7337-8036

AuthorID (РИНЦ): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

СТЕПАШКИН Иван Александрович, старший преподаватель кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 3166-3378

AuthorID (РИНЦ): 948077

AuthorID (SCOPUS): 57214754518

Для цитирования

Грохотов В. Ю., Михайлов А. Г., Степашкин И. А. Выявление потерь теплоносителя в системах централизованного теплоснабжения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 32–36. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-32-36. EDN: YIUZGT.

Статья поступила в редакцию 20.01.2025 г.

© В. Ю. Грохотов, А. Г. Михайлов, И. А. Степашкин

DETECTION OF HEAT CARRIER LOSSES IN CENTRALIZED HEATING SYSTEMS

V. Yu Grokhotov, A. G. Mikhailov, I. A. Stepashkin

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

Centralized heating systems are widely used for providing heat to residential, commercial, and industrial buildings. However, one of the significant challenges in these systems is the loss of heat carrier (usually water or steam), which can lead to inefficiencies, increased operational costs, and environmental impacts. Detecting and addressing these losses is crucial for maintaining the efficiency and reliability of the heating system.

Keywords: heat supply systems, heat carrier leakage, heating networks, leak detection methods, pipeline networks, digitalization of heat supply, metering device data analysis, heating network failure rate.

References

1. Otchet o sostoyanii teploenergetiki i tsentralizovannogo teplosnabzheniya v Rossiyskoy Federatsii v 2022 godu Ministry of Energy of the Russian Federation [Report on the state and district heating in the Russian Federation in 2022] // Minenergo Rossii. Ministry of Energy of Russian Federation. Moscow, 2023. 161 p. (In Russ.).
2. Pochti tret' teplosetey v Rossii nuzhdayetsya v zamene [Almost a third of heating networks in Russia need replacement] // RTVI. URL: <https://rtvi.com/news/pochti-tret-teplosetey-v-rossii-nuzhdaetsya-v-zamene/> (accessed: 17.01.2025). (In Russ.).
3. Dmitriyev V. Z. Sistemy tsentralizovannogo teplosnabzheniya goroda Omska i puti ikh sovershenstvovaniya [Omsk city district heating systems and ways to improve them]. Natsional'nyye prioritety Rossii. *National Priorities of Russia*. 2019. No. 4. P. 42–47. EDN: TQVEAQ. (In Russ.).
4. El-Zahab S., Zayed T. Leak detection in water distribution networks: an introductory overview. *Smart Water*. 2019. Vol. 4 (1). DOI: 10.1186/s40713-019-0017-x. (In Engl.).
5. Shen Y., Chen J., Fu Q. [et al.]. Detection of district heating pipe network leakage fault using UCB arm selection method. *Buildings*. 2021. Vol. 11 (7). 275. DOI: 10.3390/buildings11070275. (In Engl.).
6. Örn Garðarsson G., Boem F., Toni L. Graph-Based Learning for Leak Detection and Localisation in Water Distribution Networks. *IFAC-PapersOnLine*. 2022. Vol. 55 (6). P. 661–666. DOI: 10.1016/j.ifacol.2022.07.203. (In Engl.).
7. Zhou S., Liu C., Zhao Y. Leakage diagnosis of heating pipe-network based on BP neural network. *Sustainable Energy, Grids and Networks*. 2022. Vol. 32. DOI: 10.1016/j.segan.2022.100869. EDN: FJKAZY. (In Engl.).
8. Van der Walt J. C., Heyns P. S., Wilke D. N. Pipe network leak detection: comparison between statistical and machine learning techniques. *Urban Water Journal*. 2018. Vol. 15 (10). DOI: 10.1080/1573062X.2019.1597375. (In Engl.).
9. Gosudarstvennyy doklad o sostoyanii energosberezheniya i povyshenii energeticheskoy effektivnosti v Rossiyskoy federatsii za 2022 god [State report on energy saving and efficiency in the Russian Federation in 2022] // Ministerstvo ekonomicheskogo razvitiya Rossiyskoy Federatsii. Ministry of Economic Development of the Russian Federation. URL: https://www.economy.gov.ru/material/file/b2ec92f00344707af95c8d44a6abbde8/Energy_efficiency_2023pdf (accessed: 12.11.2024). (In Russ.).
10. Kosyakov S. I., Sadykov A. M., Sennikov V. V., Tikhonov A. I. Metod lokalizatsii mest utechek v teplovykh setyakh na osnove analiza dannykh uzlov ucheta potrebiteley teplovy energii [Method of detection of district heating pipe network leakage using data monitoring of heat energy consumers]. *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta. Vestnik IGEU*. 2021. No. 6. P. 70–78. DOI: 10.17588/2072-2672.2021.6.070-078. EDN: IREILE. (In Russ.).

GROKHOTOV Valeriy Yuryevich, Graduate Student, Senior Lecturer of the Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
SPIN-code: 9419-6170
ResearcherID: MCJ-1928-2025
Correspondence address: 19valera94@mail.ru

MIKHAILOV Andrey Garrievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 7337-8036
AuthorID (RSCI): 385534
AuthorID (SCOPUS): 56503044200

STEPASHKIN Ivan Alexandrovich, Senior Lecturer of the Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 3166-3378
AuthorID (RSCI): 948077
AuthorID (SCOPUS): 57214754518

For citations

Grokhotov V. Yu, Mikhailov A. G., Stepashkin I. A. Detection of heat carrier losses in centralized heating systems. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 32–36. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-32-36. EDN: YIUZGT.

Received January 20, 2025.

© V. Yu Grokhotov, A. G. Mikhailov, I. A. Stepashkin

ПОДВИЖНЫЕ ЛОПАСТНЫЕ СИСТЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

К. Е. Денисов, А. К. Лямасов

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, стр. 1

Одним из наиболее распространенных типов насосных агрегатов, применяемых в промышленности, являются центробежные насосы. В свою очередь среди центробежных насосов имеется своя классификация по конструктивным особенностям. Так называемые тихоходные насосы рассчитаны на небольшие подачи и высокие напоры. Такой тип насосов является весьма востребованным в химической и нефтеперерабатывающей отраслях промышленности в связи с условиями их эксплуатации, подразумевающими преодоление сопротивлений длинных технологических линий. При этом тихоходным насосам свойственна низкая энергоэффективность, обусловленная гидродинамическими и другими потерями движущегося потока рабочей среды внутри проточной части. С целью повышения энергетической эффективности тихоходных насосов предложен новый подход к проектированию основного рабочего органа центробежных насосов. Новизна подхода заключается в использовании подвижной лопастной решетки в центробежных рабочих колесах низкой быстроходности. Свойственная только тихоходным рабочим колесам, геометрия их меридианной проекции была адаптирована под возможность поворота каждой отдельно взятой лопасти относительно своей оси вращения. Подвижность лопастей позволит влиять на гидродинамику не только в рабочем колесе за счет изменения диффузорности межлопастного канала и углов лопасти на входе и выходе, но и, как следствие, в спиральном отводе, что приведет к большей согласованности их режимов течения. Проведенные на конкретном примере численные расчеты показали, что предложенный подход способен изменить характеристику центробежного насоса, уменьшив его потребляемую мощность во всем рабочем интервале, что можно рассматривать как увеличение энергетической эффективности насосного агрегата.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, лопастная решетка, регулирование центробежного насоса, энергетическая эффективность, гидродинамика, численное моделирование, оптимизация проточной части.

Введение

Улучшение целевых функционалов тихоходных центробежных насосов (ЦН), повышающих конкурентоспособность отечественных насосных агрегатов, является основной целью множества исследовательских работ. При анализе научных статей, посвященных повышению или поддержанию в заданном диапазоне целевого функционала ЦН, можно прийти к выводу, что чаще всего используются подходы, основанные на сочетании вычислительной гидродинамики Computational Fluid Dynamics (CFD) и оптимизационных методов [1]. Совокупность этих подходов направлена на поиск наиболее подходящего под заданные цели сочетания геометрических параметров, описывающих проточную часть насоса, в частности лопастной решетки рабочего колеса (РК).

В задачах улучшения целевых функционалов динамических гидромашин оптимизируемыми функционалами являются геометрические параметры проточной части, в частности рабочего колеса и его лопастной решетки. Как правило, при исследовании формы лопасти отбирают те геометрические параметры, которые более остальных влияют на целевые функции. Это связано с тем, что увеличение числа исследуемых входных параметров ведет к увеличению общего числа исследуемых геометрических

сочетаний и, соответственно, требуемого времени на проведение численного эксперимента. Для отобранной группы входных параметров аналитически подбираются значения для первого приближения. Исходя из первого приближения для каждого входного параметра задается исследуемый диапазон, в рамках которого он изменяется по ходу численного эксперимента. На основе этих диапазонов далее формируется матрица будущего эксперимента, то есть задаются конкретные облики испытываемых образцов проточной части. Для решения такой задачи исследования пространства параметров существуют различные подходы, множество из которых зарекомендовало себя в задачах улучшения показателей конкурентоспособности.

Довольно распространёнными методами являются ЛП-тау последовательности [2], Латинский гиперкуб, Центральный композиционный план [3]. Приведённые методы генерируют точки квазислучайным образом в указанном интервале для параметров оптимизации, следовательно, они являются стохастическими. Если целью оптимизации является нахождение непосредственного экстремума целевой функции, то данные подходы, как правило, являются первой ступенью исследования и далее дополняются прямыми методами, таким образом, формируется двухэтапная оптимизация. Среди прямых методов широко применяются различные ап-

проксимационные модели, такие как поверхность отклика, генетическая агрегация, метод кригинга, непараметрическая регрессия, нейронные сети и др. [3–9]. Среди оптимизационных моделей используются также и генетические алгоритмы, основанные на динамическом изменении оптимизируемых функций (геометрических параметров) и скрещивании лучших вариантов.

Следовательно, в задачах улучшения целевых функционалов ЦН используются подходы, направленные на поиск сочетания геометрических параметров, которые позволяют получить удовлетворительный результат. В связи с этим предлагается новый подход, дополняющий уже существующие методы в задачах повышения энергоэффективности тихоходных ЦН.

Структура предложенного подхода

Использованный подход основан на подвижности лопастной решётки РК насоса. Такое техническое решение не является новым, так как давно используется в осевых и диагональных насосах в качестве одного из уровней регулирования режима работы насоса. Однако в центробежных насосах такое решение обычно не применяется в связи со сложной геометрией проточной части закрытого рабочего колеса, которая не позволяет простым способом вращать лопасти. Тем не менее особенность рабочих колёс тихоходных ЦН проявляется в их меридианной проекции: узкая и вытянутая, с большим отношением выходного диаметра к диаметру горловины. Эта особенность была использована для исследования способа повышения эффективности насосного агрегата, который заключается в возможности поворота лопастей относительно заданной оси на определённый угол. Предполагается, что это позволит лопастной системе (спроектированной на требуемые напор и подачу) обеспечивать лучшую гидродинамику потока на режимах, далёких от оптимального. Теоретически предложенный метод способен несколько расширить эффективную область работы насоса во всём диапазоне, изменив при этом также и характер кривизны напорной характеристики.

Учитывая найденное возможное решение поставленной задачи, была проработана структура нового метода проектирования оптимизированной лопастной решётки центробежного РК:

1. Численный расчет рабочего колеса на рабочую точку и его оптимизация. Результат — оптимизированная геометрия меридианной проекции и лопастной решётки.

2. Повторение предыдущего пункта для повышенного и пониженного расходов с зафиксированными геометрическими параметрами меридианной проекции и с изменяющимися параметрами лопасти (кроме её толщины). Результат — геометрические параметры лопастей для трёх режимов.

3. Полученные геометрические параметры лопастей позволяют провести анализ возможных кинематических решений, способных изменить положение оптимизированной лопастной решётки, спроектированной на оптимальные параметры так, чтобы она наиболее подходящим образом соответствовала крайним положениям, полученным в предыдущем пункте. Проведение численного эксперимента. Результат — оптимизированная лопастная решётка, поворот которой способен изменить положение оптимума.

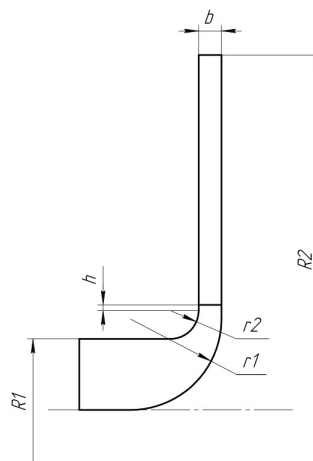


Рис. 1. Меридианная проекция тихоходного рабочего колеса
Fig. 1. Meridian projection of a low-specific-speed impeller

4. Реализация оптимизированного РК вместе с кинематикой лопастной решётки в виде опытного образца и проведение натурных испытаний. Результат — верифицированная методика.

Численный расчет

Для проверки работоспособности такого решения и отработки методики был разработан эскиз нового рабочего колеса на быстроходность $ns = 24$ (рис. 1), которой соответствуют напор $H = 80$ м и подача $Q = 12,5$ м³/ч. Как правило, выходной участок меридианной проекции выполняется прямыми линиями, наклонёнными под небольшим углом относительно вертикали, что позволяет обеспечивать плавное изменение площадей. Однако реализация поворота лопасти при такой геометрии меридианной проекции не представляется возможной из-за переменной ширины лопасти. В связи с этим изображенная на рис. 1 меридианная проекция на радиальном участке выполнена параллельными линиями, ограниченными внешним радиусом РК — $R2$. Горловину радиусом $R1$ с выходной частью соединяют две касательные к ним дуги радиусами $r1$ и $r2$. Ширина радиального канала постоянна — b . Выходная кромка лопастей находится на внешнем радиусе, а входная кромка расположена на некотором удалении h от начала радиального канала.

Приведённая на рис. 1 параметризованная меридианная проекция для проведения численного эксперимента с целью нахождения оптимальных значений переменных величин, таких как углы лопасти, ширина канала на выходе и т.д. В табл. 1 представлены параметры РК, его оптимизируемые величины и диапазоны их изменения.

Для формирования конечного облика геометрии РК необходим ряд расчетов для определения такого сочетания варьируемых параметров, при которых функция целевого функционала достигает области своего экстремума. Перед проведением расчетов была составлена таблица — план численного эксперимента. Составление таблицы происходило с помощью метода выборки латинского гиперкуба — статистического метода, предназначенного для генерации почти случайной выборки значений параметров из многомерного распределения. Данный метод хорошо зарекомендовал себя для

Таблица 1. Параметризация меридианной проекции рабочего колеса
Table 1. Parameterization of the impeller meridian projection

| Параметр | Обозначение | Размерность | Диапазон |
|----------------------------|---------------|-------------|-----------|
| Внешний радиус | R_2 | мм | 125 |
| Радиус горловины | R_1 | мм | 25 |
| Радиус скругления втулки | r_1 | мм | 18...35 |
| Радиус скругления обода | r_2 | мм | 10...25 |
| Высота входной кромки | h | мм | 1...10 |
| Ширина канала на выходе | b | мм | 5,5...8,5 |
| Угол лопасти на входе | β_1 | град. | 13...40 |
| Угол лопасти на выходе | β_2 | град. | 15...40 |
| Угол лопасти в середине | β_{med} | град. | 15...40 |
| Количество лопастей | z | ед. | 4...8 |
| Толщина лопасти на входе | t_1 | мм | 3 |
| Толщина лопасти на выходе | t_2 | мм | 6 |
| Толщина лопасти в середине | t_{med} | мм | 4...20 |

планирования численных экспериментов в связи с тем, что он обеспечивает хорошую равномерность покрытия пространства параметров при большом числе варьируемых параметров [3, 9]. Таким образом, для каждого числа лопастей было получено по 100 вариантов комбинации остальных параметров в указанных диапазонах, давая в сумме 500 вариантов лопастных решёток для численного расчёта их гидродинамики.

Численный эксперимент для составленных вариантов проводился с помощью метода вычислительной гидродинамики [10]. В качестве применяемого программного пакета для гидродинамических расчётов использовался Ansys CFX, реализующий при расчётах метод конечно-элементарного анализа.

На основе параметризированной модели РК для полученных твердотельных моделей строится сетка конечных элементов. Тип сетки — гексаэдральная блочная структурированная с уменьшением толщины конечных элементов по мере приближения к стенкам. С целью получения достоверных расчётов при настройке сеточной модели проводилось исследование сеточной независимости и проверка соблюдения полученного значения безразмерного коэффициента y^+ на смачиваемых стенках модели на соответствие рекомендациям выбранной модели турбулентности Realizable k - ϵ с масштабируемой пристеночной функцией (Scalable wall functions). При постановке граничных условий (ГУ) принимались следующие допущения:

- 1) осесимметричное течение внутри РК;
- 2) осевой подвод жидкой среды к горловине РК;
- 3) изотермический процесс течения;
- 4) стационарная постановка в связи с тем, что возникающие нестационарные процессы не представляют интереса на данном этапе исследования;
- 5) не учитывается шероховатость на смоченных поверхностях;
- 6) рабочая среда — вода с плотностью 997 кг/м³.

Одним из важнейших этапов постановки данной задачи является настройка автоматического останова решения задачи при выполнении определённых условий, свидетельствующих о сошедшемся расчёте. Это необходимо для того, чтобы результаты расчётов можно было сравнивать между собой. Для этого в первую очередь определяются интегральные параметры, отслеживаемые при расчёте. В ка-

честве такого параметра был выбран гидравлический КПД, так как, во-первых, он является целевым функционалом, а во-вторых, в уравнении гидравлического КПД содержатся такие параметры, как полные давления на входе и выходе рабочего колеса и суммарный момент на всех смачиваемых стенках относительно оси вращения.

Во время расчёта отслеживаемый параметр меняет свою величину от итерации к итерации — получается график зависимости. Если при достижении определённого числа итераций график далее перестаёт изменяться либо его значения колеблются в относительно узком диапазоне, то можно считать текущий расчёт как сошедшийся, то есть готовый для анализа выходных параметров. Однако данному подходу соответствуют определенные особенности, так как задача, решаемая в стационарной постановке, может иметь нестационарную природу, например, при возникновении вихря в межлопастном канале, что весьма характерно для рабочих колёс низкой быстроходности. Как следствие, вид графика интересующего параметра может иметь колебательный характер.

На основе отслеживаемого графика сходимости гидравлического КПД был добавлен еще один: его среднее арифметическое за последние 100 итераций. Полученный осреднённый КПД необходим в тех случаях, когда основной параметр колеблется около определённого значения. В ином случае осреднённый КПД будет совпадать с мгновенными значениями. Далее была добавлена еще одна функция для отслеживания сходимости: стандартное (среднеквадратичное) отклонение осреднённого КПД за последние 100 итераций. Стандартное отклонение показывает, как распределены значения параметра относительно его среднего. Таким образом, если осреднённый КПД за последние 100 итераций неизменен, то стандартное отклонение будет равно нулю.

На основе введённых функций для отслеживания сходимости были составлены два критерия останова текущего расчёта:

- 1) величина стандартного отклонения $< 0,002$;
- 2) модуль разницы между КПД и осреднённым КПД $< 0,001$.

При одновременном выполнении двух приведённых выше критериев расчёт останавливался.

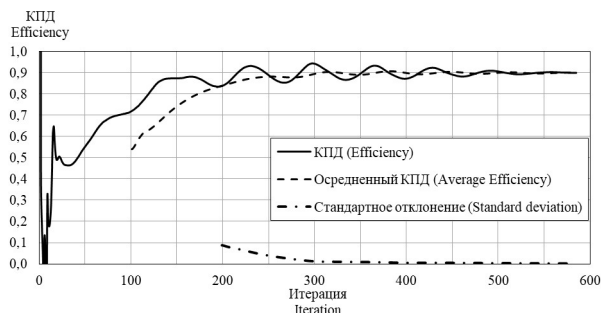


Рис. 2. Графики сходимости, использованные при расчетах
Fig. 2. Convergence graphs used in the calculations

На рис. 2 представлены в качестве примера графики сходимости одного из расчетов рабочего колеса. Расчет был автоматически остановлен при одновременном выполнении двух вышеприведенных условий.

На рис. 2 сплошной кривой показаны значения КПД от итерации к итерации, штрихами показаны значения осреднённого КПД, а штрих-пунктиром — значения стандартного отклонения осреднённого КПД.

В приведенном примере расчет остановился на 585-й итерации. Если рассчитываемый вариант продуцирует слишком большое количество вихрей, то по данным критериям останов будет невозможен, тогда расчет останавливался при достижении максимально заданного числа итераций. Такие варианты в данном случае считаются недостоверными не только с формальной точки зрения критериев останова, но и с точки зрения реализуемого функционала.

После завершения расчетов для предварительной оценки полученных результатов помимо недостоверных расчетов были исключены также те варианты, у которых гидравлический КПД получился меньше 90 %, а также номер последней итерации соответствовал установленному ограничению решателя на максимальное количество итераций. В результате из 500 осталось 264 достоверных расчета для составления статистической информации.

Проведенный ряд расчетов позволил определить геометрию рабочего колеса на требуемые подачу и напор, а именно определены геометрические параметры меридианной проекции и лопасти. Далее были проведены еще два ряда CFD расчетов по 100 вариантов в каждом для повышенного и пониженного на 30 % относительно оптимума подачи. В результате были определены геометрические состояния лопасти решетки для трёх режимов работы насоса. Полученные результаты оптимизированных лопастных решеток позволяют определить, каким образом должна изменяться исходная оптимизированная геометрия при изменении подачи в большую или меньшую стороны. Для этого визуально анализируем полученные состояния лопастных решеток. На рис. 3а представлены три состояния лопастных решеток, рассчитанные на различные подачи. Как видно из рис. 3а, с ростом подачи РК уменьшается длина лопасти вместе с углом её охвата. Одновременно с этим первая четверть длины лопасти (считая её от входной кромки) практически не изменяется, а входная кромка всех лопастей совпадает. Таким образом, если вращать исходную лопасть ($1,0Q_{\text{опт}}$) относительно некоторой оси, перпендикулярной торцу лопасти и про-

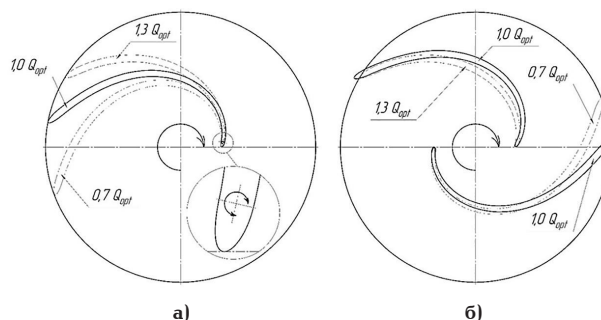


Рис. 3. Полученные оптимальные состояния лопастей:
а — на различных подачах; б — сравнение оптимизированной лопасти при её повороте с оптимальными состояниями на разных подачах
Fig. 3. Obtained optimal blade states: а — at various flow rates; б — comparison of the optimized blade after rotation with optimal states at different flow rates

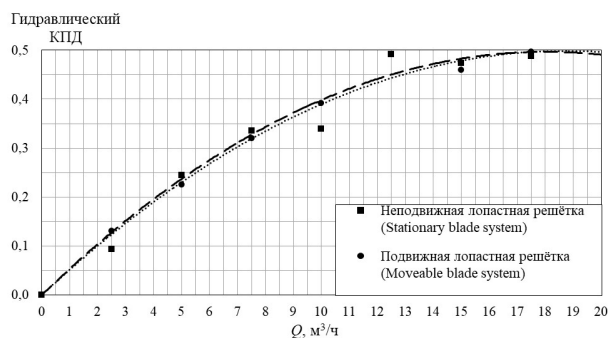


Рис. 4. Гидравлический КПД насоса с рабочими колесами, имеющим неподвижную и подвижную лопастные решётки
Fig. 4. Hydraulic efficiency of a pump with impellers of fixed and movable blade systems

ходящей через точку расположенной на начальном участке её скелетной линии, то появляется возможность повернуть её таким образом, чтобы она как можно больше соответствовала оптимальным значениям $0,7Q_{\text{опт}}$ и $1,3Q_{\text{опт}}$. Поворачивая описанным способом лопасть в одну и другую сторону на определённый угол, можно визуально оценить совпадение повернутой лопасти с её оптимальным состоянием на той или иной подаче. На рис. 3б лопасть, рассчитанная на оптимум $1,0Q_{\text{опт}}$, повернута на 15 град. относительно выбранной оси по часовой стрелке и на 10 град. против часовой стрелки для сопоставления её с лопастями, рассчитанными на оптимум при расходе $1,3Q_{\text{опт}}$ и $0,7Q_{\text{опт}}$ соответственно.

Визуально заметно, что повернутая лопасть хоть и не идеально, но в достаточной степени повторяет проекции оптимальных состояний на разных расходах. Для предварительной оценки эффективности данного метода был проведён ряд CFD расчетов с поворотом оптимальной лопасти на различные углы относительно выбранной точки. Расчет параметров на данном этапе проводился совместно с отводом насоса для получения более объективных выходных данных всей проточной части насоса, а не только лишь его рабочего колеса.

Результаты расчетов показали, что поворот лопасти относительно выбранной оси вращения (рис. 3а) оказывает незначительное влияние на гидравлический КПД всего насоса (рис. 4), тем не менее интерес представляет вид полученной напорной характеристики (рис. 5) и, как следствие, характеристик

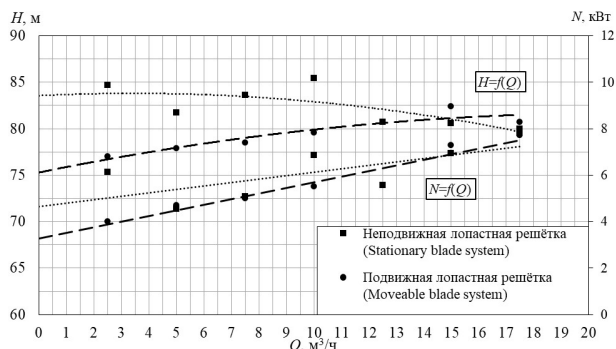


Рис. 5. Напор и затрачиваемая мощность на валу насоса с рабочими колесами, имеющими неподвижную и подвижную лопастную решётку: сплошные линии — кривые напора; пунктирные линии — кривые мощности
Fig. 5. Head and power consumption on the pump shaft with stationary and movable blade systems: solid lines — head curves; dashed lines — power curves

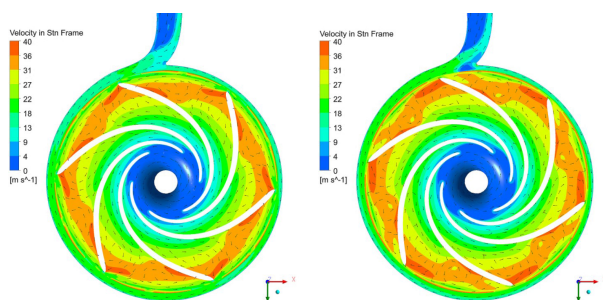


Рис. 6. Поле и векторы относительной скорости внутри проточной части при расходе $0,6Q_{opt}$: слева — рабочее колесо с неподвижной лопастной решёткой; справа — с подвижной лопастной решёткой
Fig. 6. Field and relative velocity vectors inside the flow part at a flow rate of $0,6Q_{opt}$: on the left — an impeller with a fixed blade grate; on the right — a movable blade grate

затрачиваемой мощности. Полученная напорная характеристика у рабочего колеса с вращающейся лопастной решёткой представляет собой полином второго порядка с экстремумом, находящимся правее рабочей точки, в то время как у рабочего колеса с неподвижными лопастями экстремум полинома находится в районе холостого хода насоса, т.е. при нулевой подаче. Полученный вид напорной характеристики называется возрастающим и такой вид теоретической характеристики имеют рабочие колёса с неподвижными лопастными решётками, у которых угол наклона на периферии более 90 град., т.е. выгнуты вперед. Однако, такие лопасти не нашли повсеместного применения в связи с их невозможностью согласования течения с отводом во всем рабочем диапазоне, что приводит к увеличенным потерям и, как следствие, к преобразованию напорной характеристики на нисходящую. В то же время у рабочего колеса с подвижной лопастной решёткой в данном примере угол наклона на периферии менее 90 град. и полученная восходящая напорная характеристика образовалась в результате соединения множества нисходящих характеристик, каждая из которых соответствует своему углу поворота лопасти.

На рис. 6 представлены поля и вектора скорости для исследуемого варианта с исходным оптимизированным рабочим колесом и с тем же колесом, но с измененным положением лопастей при расходе $0,6Q_{opt}$.

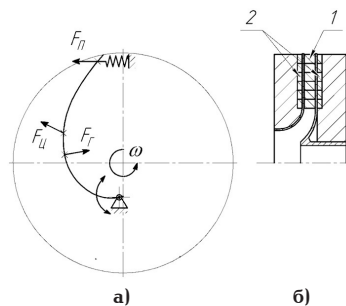


Рис. 7. Принципиальные схемы реализации системы изменения геометрического состояния лопастной решётки: а — с помощью пружинного элемента; б — по принципу магнитной муфты
Fig. 7. Schematic diagrams of the implementation of a system for changing the geometric state of a blade grid: а — using a spring element; б — using the principle of a magnetic coupling

Стоит отметить, что на рис. 6 у рабочего колеса с подвижной лопастной решёткой лопасти повернуты по упомянутой ранее схеме, причем угол подобран таким образом, чтобы гидравлический КПД имел наибольшее значение.

Говоря о способах реализации предложенного метода, стоит отметить, что на данном этапе целью исследования является установление эффективности его использования на практике и выявление целесообразности дальнейших исследований. Подробная проработка схем реализации данного метода требует отдельного исследования. Предполагается, что описанная система должна быть реализуема в процессе эксплуатации насосного агрегата, то есть лопастная система должна либо сама подстраивать лопасти под наиболее подходящее положение, либо с помощью внешнего воздействия, например, системы управления. На рис. 7 представлены две возможные принципиальные схемы реализации данной системы: с помощью пружинного элемента и по принципу магнитной муфты.

На рис. 7а изображена принципиальная схема с пружинным элементом. Результирующая сила, воздействующая на лопасть, представлена суммой гидравлических и центробежной сил. Таким образом, если на лопасть будет воздействовать некая противодействующая сила, например, от пружинного элемента, то она сможет компенсировать их и лопасть займет определенное положение, соответствующее тому или иному режиму работы насоса.

На рис. 7б изображена принципиальная схема с системой магнитов. В этом случае лопатка набирается сегментно из магнитов (позиция 1). За ведущим и ведомым дисками находятся ответные части системы, являющиеся одним целым с рабочим колесом (позиция 2). Они состоят из магнитов и некоторого механизма, который перемещает их определенным образом. В результате перемещения будет изменяться и форма самой лопасти.

На данном этапе можно полагать, что применение такого рабочего колеса теоретически может сократить: во-первых, затрачиваемую энергию в принципе в связи с уменьшением потребной энергии; во-вторых, со снижением потерь при регулировании подачи насоса дросселированием. На рис. 8 графически представлена принципиальная разница при регулировании двух рассматри-

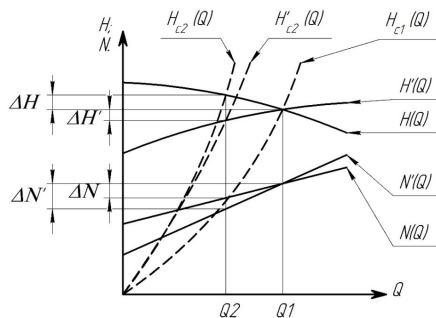


Рис. 8. Регулирование насоса задвижкой с подвижной и неподвижной лопастными решётками

Fig. 8. Pump control using a valve with stationary and movable blade systems

ваемых насосов задвижкой. На рис. 8 изображены по две напорные и мощностные характеристики: насоса с неподвижной лопастной решёткой $H(Q)$ и $N(Q)$ и подвижной лопастной решёткой $H'(Q)$ и $N'(Q)$ соответственно. В рабочей точке насосов, соответствующей подаче Q_1 , характеристики насосов пересекаются. При уменьшении их подачи до Q_2 необходимо путем увеличения сопротивления гидросистемы изменить её первоначальную характеристику $H_{cl}(Q)$ до вида $H'_{c2}(Q)$ для насоса с неподвижными лопатками и до $H'_{c2}(Q)$ — с подвижными лопатками соответственно. При этом изменении напор насоса с неподвижными лопастями вырастет на величину ΔH , а мощность уменьшится на величину ΔN . В то же время у насоса с подвижными лопастями напор уменьшится на величину $\Delta H'$, мощность уменьшится на величину $\Delta N'$.

Из рис. 8 очевидно, что величина $\Delta N' > \Delta N$ во всех случаях, когда $Q_2 < Q_1$. Таким образом, при уменьшении подачи дросселированием экономия энергии всегда будет увеличиваться с увеличением коэффициента дросселирования. В то же время отклонение подачи вправо относительно Q_1 приведёт к ровно противоположным эффектам. Их можно избежать, если изначально спроектировать насос таким образом, чтобы точка пересечения, которой соответствует подача Q_1 на рис. 8, являлась верхней границей рабочего диапазона по подаче насоса. Тогда весь рабочий диапазон насоса с вращающимися лопастями будет требовать меньше энергозатрат, чем у аналогичного насоса с фиксированной лопастной решёткой, не уступая при этом в гидравлическом КПД насоса с неподвижными лопатками.

Заключение

Проведённый ряд CFD расчетов позволил сделать выводы о дальнейшей целесообразности развития данного подхода и апробирования его на практике. По результатам проведённых исследований было установлено, что вращение каждой лопасти относительно своей оси вращения в рассматриваемом варианте привело к изменению напорной характеристики насоса в сторону смещения экстремума параболы напора вправо относительно нулевой подачи. Таким образом, была получена восходящая напорная характеристика, образованная семейством нисходящих напорных парабол, каждая из которых соответствует определённому углу поворота лопасти. Изменение напорной характеристики именно таким способом привело к уменьшению затрачиваемой энергии насоса при сохранении

в целом гидравлического КПД проточной части, что можно рассматривать как общее увеличение энергоэффективности насоса относительно его аналога с неподвижной лопастной решёткой.

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности проведения дальнейших исследований, выявлении теоретических зависимостей, а также валидации полученных результатов путём проведения ряда натуральных экспериментов.

Список источников

1. Gradilenco N., Lomakin V. Overview of methods for optimizing the flow of the centrifugal pump // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 963. P. 012016. DOI: 10.1088/1757-899X/963/1/012016.
2. Шишкина А. С., Шишкин Г. Д., Ломакин В. О. Оптимизация проточной части центробежного насоса с лопаточным направляющим аппаратом из условия минимизации гидродинамических источников шума // Гидравлика. 2020. № 9. С. 57–68. EDN: LIHMOG.
3. Михеев К. Г., Веселов А. А. Исследование возможности улучшения виброакустических характеристик насоса путём оптимизации проточной части рабочего колеса // Инновации и инвестиции. 2021. № 6. С. 125–129. EDN: ZZVDM.
4. Свобода Д. Г., Иванов Е. А., Жарковский А. А., Щуцкий С. Ю. Оптимизация проточной части осевого насоса с использованием поверхности отклика // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 8 (749). С. 74–83. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-8-74-83. EDN: IUJUA.
5. Свобода Д. Г., Иванов Е. А., Жарковский А. А., Щуцкий С. Ю. Оптимизация проточной части осевого насоса с использованием прямых методов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 12 (753). С. 116–123. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-12-116-123. EDN: LGLYSX.
6. Тощаматов Н. Т. Двухэтапная оптимизация для проточной части насоса низкой быстроходности // Экономика и социум. 2021. № 12-2 (91). С. 615–619. EDN: FJJMNI.
7. Данилов Д. А., Зайцева А. А., Ломакин В. О. Использование методов оптимизации для получения требуемой формы характеристики центробежного насоса // Гидравлика. 2021. № 12. С. 55–63. EDN: STJVTM.
8. Valyukhov S., Galdin D., Korotov V., Rusin V., Shablovskiy A. Profile optimization of the impeller blade of a low-speed centrifugal pump using surrogate modeling // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 779. P. 012023. DOI: 10.1088/1757-899X/779/1/012023.
9. Gan X., Pei Ji, Wang W. [et al.]. Application of a modified MOPSO algorithm and multi-layer artificial neural network in centrifugal pump optimization // Engineering Optimization. 2022. Vol. 55. P. 1–19. DOI: 10.1080/0305215X.2021.2015585. EDN: ICZLAY.
10. Liu X., Chen R. Numerical simulation of flow characteristics in low-speed centrifugal pumps // International Journal of Fluid Machinery. 2024. Vol. 45. P. 213–220. DOI: 10.1038/s41598-024-62831-4.

ДЕНИСОВ Константин Евгеньевич, аспирант, младший научный сотрудник кафедры «Гидромеханика и гидравлические машины» Национального исследовательского университета «МЭИ» (МЭИ), г. Москва.
 SPIN-код: 5452-2951
 AuthorID (РИНЦ): 1160511
 AuthorID (SCOPUS): 57195963101

ORCID: 0000-0002-4281-354X

Адрес для переписки: denisovky@mpei.ru

ЛЯМАСОВ Александр Константинович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и гидравлические машины» МЭИ, г. Москва.

SPIN-код: 3061-4808

AuthorID (РИНЦ): 1108198

AuthorID (SCOPUS): 57226005873

ORCID: 0000-0003-4966-0520

Адрес для переписки: a-lyamasov@mail.ru

Для цитирования

Денисов К. Е., Лямасов А. К. Подвижные лопастные системы центробежных насосов низкой быстроходности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 37–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45. EDN: KXKMXO.

Статья поступила в редакцию 12.12.2024 г.

© К. Е. Денисов, А. К. Лямасов

MOVABLE BLADE SYSTEMS OF LOW SPECIFIC SPEED CENTRIFUGAL PUMPS

K. E. Denisov, A. K. Liamssov

National Research University «Moscow Power Engineering Institute»,
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya Str., 14, bld. 1, 111250

One of the most common types of pumping units used in industry are centrifugal pumps. In turn, there is a classification of centrifugal pumps according to design features. So-called low specific speed pumps are designed for low flow and high pressure. This type of pump is widely used in the chemical and oil industries due to its operating conditions, which involve overcoming the resistance of long technological pipelines. At the same time, low specific speed centrifugal pumps have low energy efficiency due to extensive vortex formation the moving fluid inside the flow area. In order to increase the energy efficiency of low specific speed pumps, a new approach to the design of the main operational entity of the centrifugal pumps. The identity of the approach lies in the use of a movable blade system in low specific speed centrifugal impellers. The geometry of their meridian projection, peculiar only to low specific speed impellers, has been adapted to the possibility of rotating each separate blade relative to its axis of rotation. The mobility of the blades will allow to influence the hydrodynamics not only in the impeller by changing the width of the inter-blade channel and the blade angles at the blades at the inlet and outlet, but also, as a result, in the volute, which will lead to greater coherence of their flow modes. Numerical calculations showed that the proposed approach is able to change the work characteristics of a centrifugal pump by reducing its power consumption over the entire operating range, which can be considered as an increase in the energy efficiency of the pumping unit.

Keywords: centrifugal pump, impeller, blade system, centrifugal pump regulation, energy efficiency, hydrodynamics, numerical modelling, optimization of the flow part.

References

1. Gradilenko N., Lomakin V. Overview of methods for optimizing the flow of the centrifugal pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 963. P. 012016. DOI: 10.1088/1757-899X/963/1/012016. (In Engl.).
2. Shishkina A. S., Shishkin G. D., Lomakin V. O. Optimizatsiya protochnoj chasti centrobezhnogo nasosa s lopatochnym napravlyayushchim apparatom iz usloviya minimizatsii gidrodinamicheskikh istochnikov shuma [Optimization of the flow part of a centrifugal pump with a vane guide device from the condition of minimization of hydrodynamic noise sources]. *Gidravlika. Hydraulics*. 2020. No. 9. P. 57–68. EDN: LIHMOG. (In Russ.).
3. Miheev K. G., Veselov A. A. Issledovanie vozmozhnosti uluchsheniya vibroakusticheskikh harakteristik nasosa putyom optimizatsii protochnoj chasti rabocheho koleasa [Investigation of the possibility of improving the vibroacoustic characteristics of the pump by optimizing the flow part of the impeller]. *Innovatsii i investitsii. Innovation & Investment*. 2021. No. 6. P. 125–129. EDN: ZZVDM. (In Russ.).
4. Svoboda D. G., Ivanov E. A., Zharkovskij A. A., Shutsky S. Y. Optimizatsiya protochnoj chasti oseвого nasosa s ispol'zovaniem poverhnosti otklika [Optimization of the flow part of an axial pump using the response surface]. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2022. No. 8 (749). P. 74–83. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-8-74-83. EDN: IIUJUA. (In Russ.).
5. Svoboda D. G., Ivanov E. A., Zharkovskij A. A., Shutsky S. Y. Optimizatsiya protochnoj chasti oseвого nasosa s ispol'zovaniem pryamyh metodov [Optimization of the axial pump flow section using the direct methods]. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2022. No. 12 (753). P. 116–123. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-12-116-123. EDN: LGLYSX. (In Russ.).
6. Toshmamatov N. T. Dvuhetapnaya optimizatsiya dlya protochnoj chasti nasosa nizkoj bystrohodnosti [Two-stage optimization for low rate pump flow]. *Ekonomika i sotsium. Economy and Society*. 2021. No. 12-2(91). P. 615–619. EDN: FJJMNI. (In Russ.).
7. Danilov D. A., Zajceva A. A., Lomakin V. O. Ispol'zovanie metodov optimizatsii dlya polucheniya trebuyemyj formy harakteristiki centrobezhnogo nasosa [Application of optimization methods to obtain the required characteristic form of a centrifugal pump]. *Gidravlika. Hydraulics*. 2021. No. 12. P. 55–63. EDN: STJVTM. (In Russ.).
8. Valyukhov S., Galdin D., Korotov V., Rusin V., Shablovskiy A. Profile optimization of the impeller blade of a low-speed centrifugal pump using surrogate modeling. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 779. P. 012023. DOI: 10.1088/1757-899X/779/1/012023. (In Engl.).
9. Gan X., Pei Ji, Wang W. [et al.]. Application of a modified MOPSO algorithm and multi-layer artificial neural network in centrifugal pump optimization. *Engineering Optimization*. 2022. Vol. 55. P. 1–19. DOI: 10.1080/0305215X.2021.2015585. EDN: ICZLAY. (In Engl.).
10. Liu X., Chen R. Numerical simulation of flow characteristics in low-speed centrifugal pumps. *International Journal of Fluid Machinery*. 2024. Vol. 45. P. 213–220. DOI: 10.1038/s41598-024-62831-4. (In Engl.).

DENISOV Konstantin Evgenievich, Graduate Student, Junior Researcher of the Fluid Mechanics and Hydraulic Machines Department, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow.

SPIN-code: 5452-2951
AuthorID (RSCI): 1160511
AuthorID (SCOPUS): 57195963101
ORCID: 0000-0002-4281-354X
Correspondence address: denisovky@mpei.ru
LIAMASOV Aleksandr Konstantinovich, Candidate of
Technical Sciences, Associate Professor of the Fluid
Mechanics and Hydraulic Machines Department,
National Research University «Moscow Power
Engineering Institute», Moscow.
SPIN-code: 3061-4808
AuthorID (RSCI): 1108198
AuthorID (SCOPUS): 57226005873

ORCID: 0000-0003-4966-0520
Correspondence address: a-lyamasov@mail.ru

For citations

Denisov K. E., Liamasov A. K. Movable blade systems of low specific speed centrifugal pumps. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 37–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45. EDN: KXKMXO.

Received December 12, 2024.

© K. E. Denisov, A. K. Liamasov

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ УТИЛИЗАТОРА ТЕПЛОТЫ С УЧЕТОМ КЛИМАТИЧЕСКОГО ФАКТОРА

В. А. Никитина, А. Б. Сулин, С. С. Муравейников, Д. О. Дмитриев

Университет ИТМО,
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

Применение тепловых насосов в системах утилизации теплоты вытяжного воздуха является эффективной энергосберегающей технологией. В связи с увеличением количества хладагентов с различающимися характеристиками возникает проблема с принятием решения о применении конкретного вещества с учётом климатических особенностей конкретного региона. Методы многокритериальной оптимизации, адаптированные к решению данной задачи, могут быть использованы с учетом заданных предпочтений по энергетическому, экологическому и экономическому факторам. В работе применяется метод TOPSIS как один из подвидов метода многокритериальной оптимизации MADM, который адаптирован для решения поставленной задачи. Суть метода заключается в поиске Парето-оптимального альтернативного решения, наиболее приближенного к «идеально позитивному». Параметры теплонасосной установки рассчитаны в программе EES. Метод многокритериальной оптимизации TOPSIS реализован в виде вычислительной процедуры в среде Excel. В качестве альтернатив рассмотрены рабочие тела R410A, R407C, R290, R134a и R1234yf. Климатические зоны Российской Федерации представлены городами Санкт-Петербург, Петрозаводск, Сочи, Омск, Краснодар и Анадырь. Выбор оптимальной альтернативы выполнен с учетом предпочтений, заданных весовыми коэффициентами. Результаты многокритериальной оптимизации приведены в функции от климатического фактора градусо-сутки отопительного периода, что позволяет их использовать для любого населенного пункта. По результатам оптимизации выявлено, что при равной оценке значимости для шести городов Российской Федерации хладагент R1234yf имеет рейтинг выше остальных на 21 %–23 %. Оптимизация на основании энергетической эффективности выявила существенные преимущества у хладагентов R410A и R134a с разницей в 2 %–11 %. Для регионов с холодным климатом экономичней использовать хладагент R1234yf, в то время как для регионов с умеренным климатом наилучшим вариантом является R134a.

Ключевые слова: многокритериальная оптимизация, тепловой насос, климатический фактор, рабочее тело, утилизация теплоты, TOPSIS, ГСОП.

Введение

Программа ООН по защите окружающей среды подсчитала, что здания выделяют до 30 % годовых выбросов парниковых газов (GHG) в мировом масштабе и потребляют до 40 % всей первичной энергии. Строительный сектор является крупнейшим потребителем первичной энергии по сравнению с другими крупными секторами, такими как промышленность и транспорт [1–3]. Многие страны располагают возможностью сокращения выбросов парниковых газов и снижения потребления энергии на 30 %. По этой причине стоит рассматривать в приоритете строительный сектор в местных, региональных и глобальных стратегиях снижения влияния на экологию. Повышение энергоэффективности зданий является одной из наиболее оптимальных мер по сокращению выбросов CO₂, особенно учитывая фактор низких энергетических показателей строительных сооружений [3, 4]. Большинство существующих зданий сложно заменить новыми в силу различных внешних факторов, поэтому модернизация старого фонда имеет большой потенциал для повышения энергоэффективности и сокращения CO₂ [5–7]. Для этих целей существуют меры по сокращению потребления энергии

и низкоуглеродные технологии. К ним относится создание защиты от инфильтрации через щели перекрытий, улучшение изоляции стен и замена остекления для минимизации притока тепла. Такие меры, как улучшение естественной вентиляции и дневного света, могут дополнительно снизить потребление энергии [6].

Тепловые насосы получают всё большее распространение и позволяют повышать энергетическую эффективность систем. Например, при встраивании теплового насоса в систему вентиляции теплота вытяжного воздуха рекуперирована для повторного использования на нагрев холодного приточного воздуха. В этом случае вытяжной воздух является низкопотенциальным источником, который можно использовать на протяжении всего отопительного периода. В одном из исследований снижения энергозатрат [8] рассматривались 12 зданий, в которых были введены мероприятия по энергосбережению. Вычисления показали, что даже с низким коэффициентом эффективности использование теплоутилизации сопоставимо с применением дополнительной теплоизоляции. С точки зрения энергетики, экономики и социальных аспектов, применение в зданиях различного назначения приточных систем вентиляции с встраиваемыми утилизаторами тепло-



Рис. 1. Подвиды многокритериального выбора решений
Fig. 1. Subtypes of multi-criteria decision making

ты приводит к сокращению до 60 % – 80 % расхода теплоты на системы кондиционирования, отопления и вентиляции воздуха [9]. Отмечается особая важность применения таких систем в малоэтажных зданиях, учитывая нестабильную естественную инфильтрацию через вытяжку [10, 11]. Модернизация существующих зданий при помощи энергоэффективных технологий является важным элементом экологической стратегии. Такой подход является комплексной задачей, наделённой множеством взаимосвязанных критериев. Вопреки этому, решения по-прежнему часто принимаются на основе одного критерия, например энергоэффективности или стоимости. Для решения этой проблемы, используются методы принятия решений по нескольким критериям к выбору энергоэффективных технологий для модернизации существующих зданий.

Учёт климатического фактора при расчёте различных инженерных систем играет ключевую роль в оценке их эффективности. Одно из исследований [12] в области применения оценки среднегодовой эффективности при проектировании систем жизнеобеспечения подтвердило целесообразность учёта климатических и экономических факторов при выборе параметров работы систем утилизации тепла на базе теплонасосного оборудования.

Рабочее тело в тепловом насосе играет важную роль при оценке показателей эффективности, поэтому подход к его подбору должен быть максимально обоснованным [13]. Однако разнообразие хладагентов, представленных на рынке, и количество параметров для сравнения усложняют выбор. Для корректного и обоснованного выбора оптимального решения в условиях конкурирующих факторов применяются методы многокритериальной оптимизации [14, 15]. В представленной работе рассматривается метод TOPSIS (Technique for Order Preference using Similarity to Ideal Solution — Методика предпочтения порядка по сходству с идеальным решением) — один из численных методов принятия оптимальных решений. Метод применяется в течение последних трех десятилетий [16, 17], и имеется множество работ по его применению [18 – 20]. Многокритериальный метод TOPSIS является одним из трёх подвидов оптимизации, которые относятся к многокритериальному выбору решения MADM (Multiple Attribute Decision Making) (рис. 1). Методы MADM могут разбить задачу принятия решений на несколько этапов, сравнить относитель-

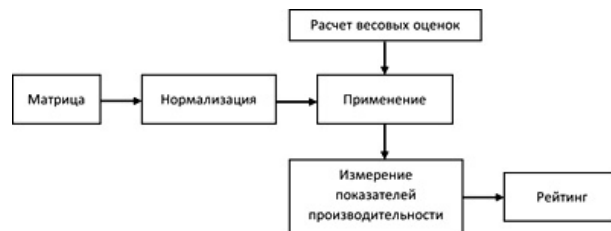


Рис. 2. Схема принятия оптимального решения
Fig. 2. Optimal Decision-Making Scheme

Таблица 1. Исходные данные
Table 1. Initial data

| Критерий | C_1 | ... | C_k |
|----------------|----------|----------|----------|
| Весовая оценка | w_1 | ... | w_k |
| A_1 | x_{11} | ... | x_{1k} |
| \vdots | \vdots | \vdots | \vdots |
| A_p | x_{p1} | ... | x_{pk} |

ную важность критериев и выбрать оптимальную альтернативу с помощью строгих математических моделей. Эти методы могут прояснить взаимосвязи между критериями и минимизировать субъективность выбора [21]. Процесс принятия решений с использованием нескольких критериев характеризуется следующими фазами [22]:

- 1) идентификация цели;
- 2) разработка критериев;
- 3) генерация альтернатив, оценка и выбор;
- 4) реализация и мониторинг.

На рис. 2 приведена схема принятия оптимального решения с применением метода MADM.

Описание этапов метода многокритериальной оптимизации

В данном исследовании рассматривается применение метода многокритериальной оптимизации для обоснованного выбора рабочего тела теплового насоса с учетом климатического фактора.

На первом этапе создаётся матрица альтернатив (1), в которую входят все исходные данные, которые записываются в табл. 1. Здесь C — это критерии, а A — альтернативные варианты. При принятии решения критерии могут быть:

- техническими (например, требования к ёмкости);
- пространственными (надёжность и универсальность);
- экономическими (капитальные затраты, эксплуатационные расходы и расходы на техническое обслуживание);
- экологическими (сокращение выбросов CO_2 и потенциал энергосбережения);
- социальными (здоровье и безопасность жильцов).

$$D = \begin{pmatrix} & C_1 & C_2 & \dots & C_k \\ A_1 & x_{11} & x_{21} & \dots & x_{1k} \\ A_2 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ A_p & x_{p1} & x_{p2} & \dots & x_{pk} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

На следующем этапе значения факторов приводятся к нормированному виду. Нормирование матрицы выполняется по формуле (2).

$$r_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^k x_{ij}^2}} \quad i=1, 2, \dots, p \text{ и } i=1, 2, \dots, k, \quad (2)$$

где r_{ij} — нормированное значение; x_{ij} — исходное значение параметра.

Далее формируется матрица с учетом весовых оценок значимости каждого фактора в соответствии с экспертной оценкой.

$$v_{ij} = w_j \cdot r_{ij} \quad i=1, 2, \dots, p \text{ и } i=1, 2, \dots, k, \quad (3)$$

где $V = [v_{ij}]p \cdot k$ — нормированная взвешенная матрица решений; w_j — весовая оценка фактора.

Здесь $\sum_{j=1}^k w_j = 1$.

В соответствии с методологией, предложенной Парето [23, 24], оптимальное решение находится максимально близко к идеально положительному решению и максимально удаленно от идеально негативного решения.

Расчёт дистанции от максимально положительного и максимально негативного решения выполняется в соответствии с выражениями (4) и (5) соответственно.

$$D^+ = \{v_1^+, v_2^+, \dots, v_k^+\} \\ v_j^+ = [\max(v_{ij}), i \in I \text{ or } \min(v_{ij}), j \in J]. \quad (4)$$

$$D^- = \{v_1^-, v_2^-, \dots, v_k^-\} \\ v_j^- = [\min(v_{ij}), i \in I \text{ or } \max(v_{ij}), j \in J], \quad (5)$$

где J и I — негативные и позитивные характеристики соответственно.

Таким образом, данный метод оптимизации сводится к расчёту евклидовой метрики, то есть к определению дистанции от позитивно идеального решения D^+ и дистанции от негативно идеального решения D^- для каждой альтернативы A_i в соответствии с выражениями (6) и (7):

$$d_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^k (v_{ij} - v_j^+)^2} \quad i=1, 2, \dots, p. \quad (6)$$

$$d_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^k (v_{ij} - v_j^-)^2} \quad i=1, 2, \dots, p. \quad (7)$$

Определение относительной близости к идеальному решению l_i выполняется в соответствии с выражением (8):

$$l_i = \frac{d_i^-}{d_i^+ + d_i^-} \quad i=1, 2, \dots, p. \quad (8)$$

В итоге формируется рейтинг для альтернатив на основе относительной близости к идеально позитивному решению, на основании которого выбирается оптимальный вариант.

Применение метода к поставленной задаче

Для проведения оптимизации были подобраны 5 хладагентов, которые применяются в современных тепловых насосах, а именно R410A, R407C, R290, R134a и R1234yf. Для их сравнения были рассчитаны и подобраны по справочным данным следующие показатели утилизатора теплоты вытяжного воздуха на базе теплового насоса:

COP — коэффициент преобразования;

$\eta_{\text{экс}}$ — эксергетический КПД теплового насоса;

CO₂ — сокращение выбросов углекислого газа;

GWP — потенциал глобального потепления;

Горючесть — класс горючести;

ПЭ — удельные затраты первичной энергии на производство теплоты;

NPV — срок окупаемости.

Расчёт показателей утилизатора теплоты (рис. 3) проводился в программе EES по разработанному расчётному алгоритму, а результат компоновался в программе Excel, где подвергался дополнительным корректировкам (рис. 4). Методика расчета и результаты верификации приведены в [25, 26].

На основании расчётов параметров установки и выбранных факторов составлена таблица с исходными данными (табл. 2), которая использована как матрица решений в соответствии с (1).

Распределение оценок значимости было принято на основании того, что их сумма для каждой альтернативы должна быть равна 1. Учитывались следующие варианты предпочтений: энергетическая

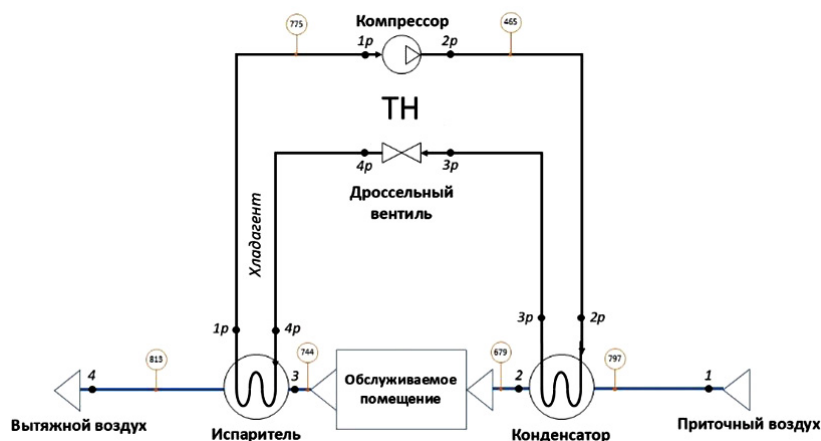


Рис. 3. Упрощённая схема системы вентиляции со встроенным тепловым насосом
Fig. 3. Simplified diagram of a ventilation system with a built-in heat pump

| C | D | E | F | G | H | I | J | K | L | M |
|---------------|---|---------|---------------|-----------|---------|----------|---------------------|------------|-------------|-------|
| | | 0,099 | 18,075 | 20,000 | -0,114 | 22,000 | 3,573 | 3,564 | 3449,997 | 6,063 |
| | | Gxa | QevapFull, kW | Qcond, kW | Tamb, C | Tairevap | Проверка Wcfull, kW | WcFull, kW | Cdprod [gr] | COP |
| 06.10.22 1:00 | 1 | 0,1002 | 17,41 | 20 | 6,2 | 22 | 4,799 | 4,799 | 4646 | 4,168 |
| 06.10.22 2:00 | 2 | 0,1001 | 17,44 | 20 | 5,9 | | 4,741 | 4,741 | 4589 | 4,219 |
| 06.10.22 3:00 | 3 | 0,1001 | 17,46 | 20 | 5,7 | | 4,702 | 4,702 | 4552 | 4,254 |
| 06.10.22 4:00 | 4 | 0,09998 | 17,51 | 20 | 5,2 | | 4,606 | 4,606 | 4458 | 4,342 |
| 06.10.22 5:00 | 5 | 0,1 | 17,5 | 20 | 5,3 | | 4,625 | 4,625 | 4477 | 4,324 |
| 06.10.22 6:00 | 6 | 0,1 | 17,5 | 20 | 5,3 | | 4,625 | 4,625 | 4477 | 4,324 |
| 06.10.22 7:00 | 7 | 0,1 | 17,49 | 20 | 5,4 | | 4,644 | 4,644 | 4496 | 4,307 |

Рис. 4. Фрагмент таблицы данных в программе Excel
Fig. 4. Fragment of a data table in Excel

Таблица 2. Исходные данные для климатических условий Санкт-Петербурга
Table 2. Initial data for the climatic conditions of Saint Petersburg

| | COP | $\eta_{\text{экс}}$ | CO ₂ | GWP | Горючесть | ПЭ | NPV |
|---------|------|---------------------|-----------------|--------|-----------|------|------|
| R410A | 5,86 | 0,28 | 83,87 | 2088,0 | 1,0 | 0,49 | 0,95 |
| R407C | 4,63 | 0,22 | 78,65 | 1774,0 | 1,0 | 0,63 | 1,0 |
| R290 | 6,01 | 0,29 | 84,52 | 3,0 | 3,0 | 0,47 | 0,9 |
| R134a | 6,06 | 0,29 | 84,72 | 1430,0 | 1,0 | 0,47 | 0,8 |
| R1234yf | 6,02 | 0,29 | 84,54 | 4,0 | 2,0 | 0,47 | 0,95 |

Таблица 3. Оценки значимости
Table 3. Weights

| Варианты предпочтений | COP | $\eta_{\text{экс}}$ | CO ₂ | GWP | Горючесть | ПЭ | NPV |
|------------------------------|------|---------------------|-----------------|------|-----------|------|------|
| Энергетическая эффективность | 0,30 | 0,30 | 0,01 | 0,01 | 0,08 | 0,20 | 0,10 |
| Экология | 0,07 | 0,05 | 0,30 | 0,30 | 0,08 | 0,10 | 0,10 |
| Экономичность | 0,15 | 0,13 | 0,13 | 0,05 | 0,05 | 0,20 | 0,30 |
| Равное предпочтение | 0,14 | 0,14 | 0,14 | 0,14 | 0,14 | 0,14 | 0,14 |

Таблица 4. Ранжирование рабочих тел для климата Санкт-Петербурга
Table 4. Ranking of working fluid for the climate of Saint Petersburg

| Варианты предпочтений | R410A | R407C | R290 | R134a | R1234yf |
|------------------------------|-------|-------|------|-------|---------|
| Энергетическая эффективность | 0,84 | 0,43 | 0,55 | 0,94 | 0,72 |
| Экология | 0,18 | 0,22 | 0,83 | 0,36 | 0,91 |
| Экономичность | 0,50 | 0,32 | 0,63 | 0,70 | 0,67 |
| Равное предпочтение | 0,44 | 0,45 | 0,58 | 0,56 | 0,74 |

эффективность, экология, экономичность и равное предпочтение (табл. 3).

В результате применения метода многокритериальной оптимизации получены данные по ранжированию конкурирующих рабочих тел теплового насоса. В табл. 4 приведены результаты ранжирования для случая применения установки в климатических условиях Санкт-Петербурга.

Анализ результатов

В соответствии с описанной выше методикой многокритериальной оптимизации выполнены расчеты для ранжирования рабочих тел теплового насоса с учетом климатических условий городов Санкт-Петербург, Петрозаводск, Сочи, Омск, Крас-

нодар и Анадырь, отличающихся продолжительностью отопительного периода. В качестве показателя климатического фактора выбран параметр ГСОП (градусо-сутки отопительного периода) [27]. В соответствии с [28] этот показатель для выбранных городов имеет следующие значения: Санкт-Петербург — 4895,2; Петрозаводск — 5873,4; Сочи — 1432,2; Омск — 6501,6; Краснодар — 2817,8; Анадырь — 9830,7. Таким образом, выполненные расчеты справедливы для всего диапазона климатических условий Российской Федерации.

Примеры результатов ранжирования рабочих тел теплового насоса для климатических условий Санкт-Петербурга и Омска приведены на рис. 5 и 6.

По результатам оптимизации можно оценить, что самыми энергетически эффективными яв-

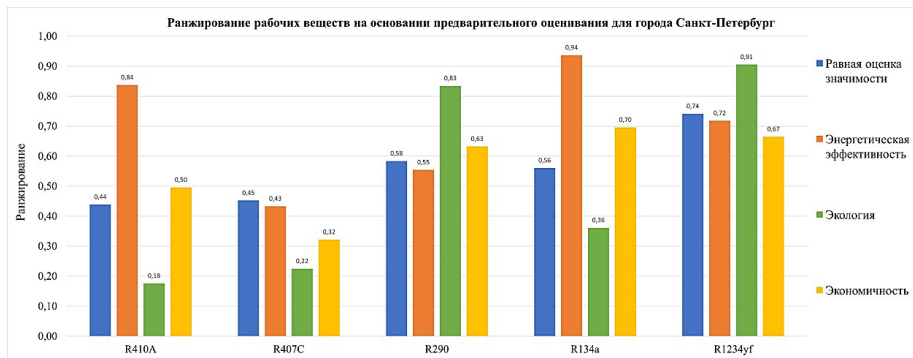


Рис. 5. Ранжирование рабочих тел для климата Санкт-Петербурга
 Fig. 5. Ranking of working fluid for the climate of Saint Petersburg

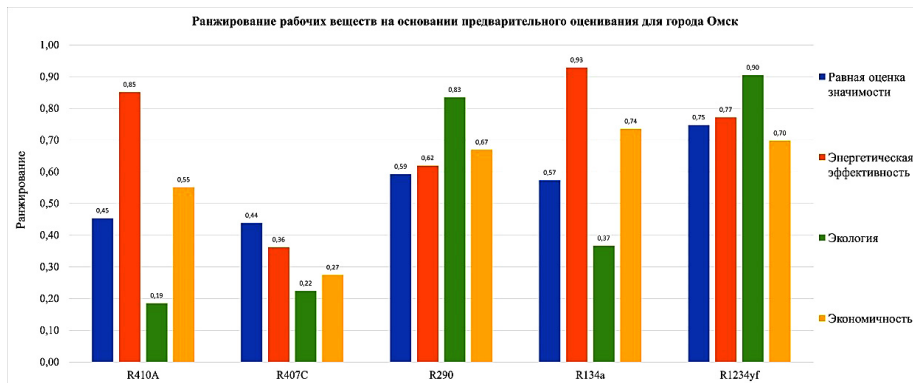


Рис. 6. Ранжирование рабочих тел для климата Омска
 Fig. 6. Ranking of working fluid for the climate of Omsk

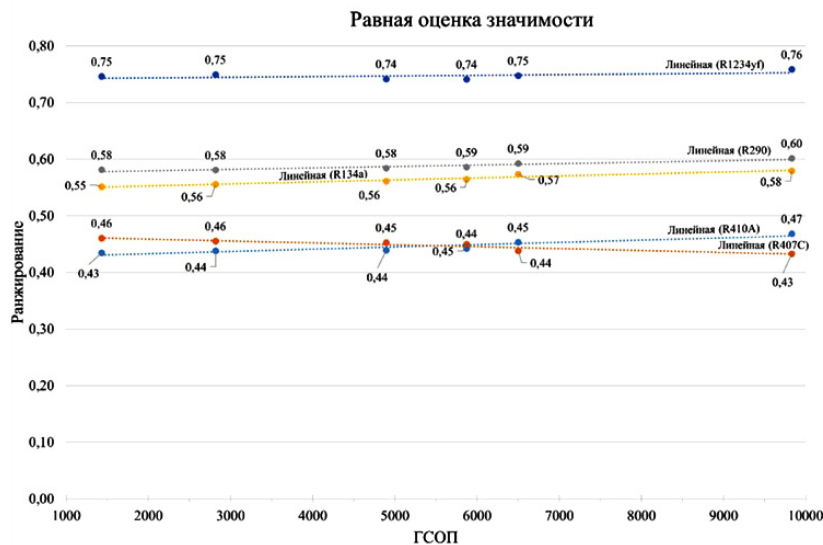


Рис. 7. Ранжирование рабочих тел в функции от ГСОП при равной оценке значимости
 Fig. 7. Ranking of working fluid as a function of the HSD with equal assessment of significance

ляются хладагенты R134a и R410A. По экологии лучшие результаты показали хладагенты R1234yf и R290. Наиболее экономичными являются установки на R134a и R1234yf. При равной оценке значимости наивысший рейтинг получил R1234yf. При расчёте среднего значения по всем направлениям оптимизации наивысший рейтинг получает хладагент R1234yf. Таким образом, он является оптимальным для использования в городах Санкт-Петербург и Омск.

На рис. 7–9 результаты ранжирования рабочих тел приведены в зависимости от ГСОП. Данное представление позволяет определить рейтинг рабочего тела для любого населенного пункта на основании данных о его климатическом факторе.

Результаты расчетов показывают, что при равном предпочтении по показателям наивысший рейтинг получает R1234yf во всех городах, которые попадают в представленный диапазон ГСОП (рис. 7). Хладагенты R1234yf, R290, R134a и R410A име-

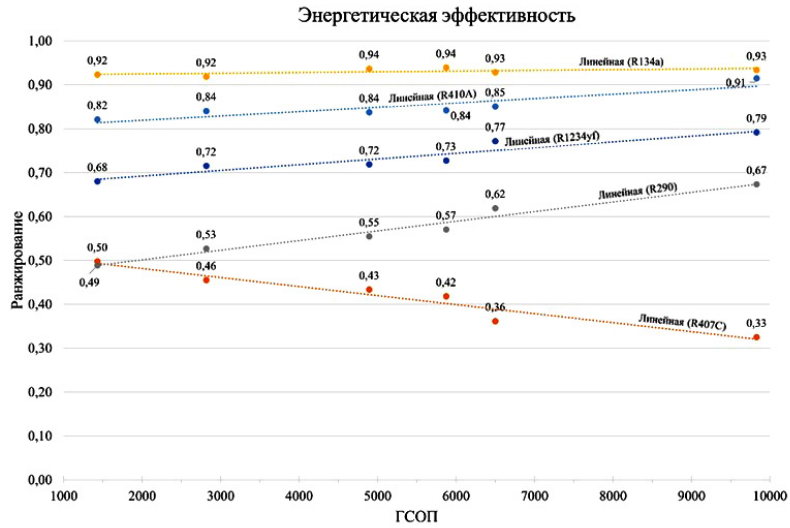


Рис. 8. Ранжирование рабочих тел в функции от ГСОП с позиций энергетической эффективности
 Fig. 8. Ranking of working fluids as a function of the HSDD from the standpoint of energy efficiency

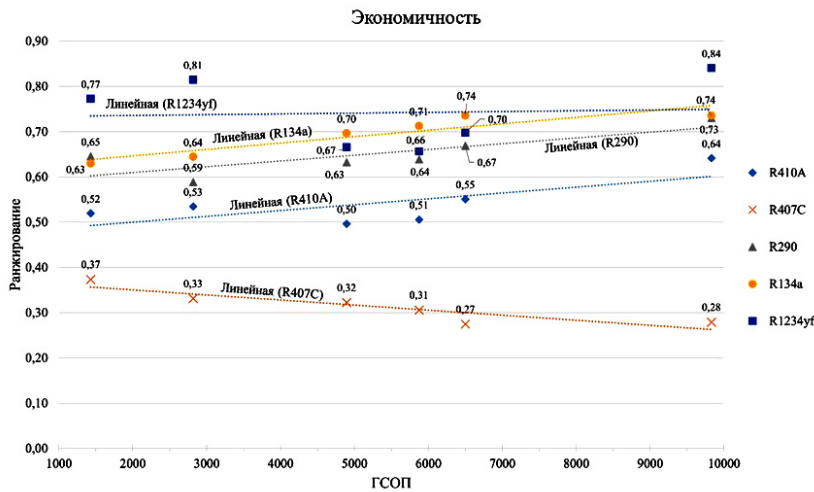


Рис. 9. Ранжирование рабочих тел в функции от ГСОП с позиций экономичности
 Fig. 9. Ranking of working fluids as a function of the HSDD from the standpoint of cost-effectiveness

ют линейно возрастающий рейтинг при увеличении ГСОП от 1000 до 10000, то есть их эффективность возрастает при понижающихся температурах. Разница составляет 2 %, 3 %, 5 % и 7 % соответственно. Рейтинг R407C, напротив, понижается на 6 %.

С позиций энергетической эффективности (рис. 8) хладагент R134a получает наивысший рейтинг во всём диапазоне ГСОП от 1000 до 10000. Наихудший рейтинг при данном приоритете показывает R407C, причем в рассмотренном диапазоне ГСОП его показатели снижаются на 53 %.

С позиций экономического приоритета для регионов с холодным климатом предпочтительно использовать хладагент R1234yf (рис. 9). Для городов со средними значениями ГСОП в диапазоне от 4500 до 7000 наилучшим вариантом является R134a.

Заключение

В представленной работе выполнена многокритериальная оптимизация хладагентов для теплово-

го насоса в составе установки утилизации теплоты вытяжного воздуха с учетом климатического фактора. По результатам оптимизации выявлено, что при равной оценке значимости для пяти городов Российской Федерации хладагент R1234yf имеет рейтинг выше остальных на 21 %–23 %. R410A больше подходит для городов с холодным климатом. Если сравнивать его рейтинг с хладагентом R407C, разница составляет 3 %–7 %. Оптимизация на основании энергетической эффективности выявила существенные преимущества у хладагентов R410A и R134a с разницей в 2 %–11 %. Их рейтинги достигают 0,91 и 0,94 соответственно. Самым неэкономичным в использовании является хладагент R407C с рейтингом 0,27 для города Омска. Оптимизация по предпочтению экономической эффективности выявила наивысший рейтинг для хладагента R134a для всех городов. Для регионов с холодным климатом этих регионов экономичней использовать хладагент R1234yf. Для городов со средним ГСОП от 4500 до 7000 наилучшим вариантом является R134a.

Результаты многокритериальной оптимизации, приведенные в функции от климатического фактора ГСОП, могут быть использованы для любого населенного пункта.

При наличии критериев и весовых коэффициентов можно оценить эффективность альтернатив. Информация может быть доступна в виде количественных или качественных данных. Нормализация количественных данных облегчает сравнение критериев с различными измерениями и распределением. Качественная информация должна быть преобразована в числовые значения с использованием определенных функций полезности.

Список источников

1. Pérez-Lombard L., Ortiz J., and Pout C. A review on buildings energy consumption information // *Energy and Buildings*. 2008. Vol. 40 (3). P. 394–398. DOI: 10.1016/j.enbuild.2007.03.007.
2. Butler D. Architects of a low-energy future // *Nature*. 2008. Vol. 452 (3). P. 520–523. DOI: 10.1038/452520a.
3. Saidur R. Energy consumption, energy savings, and emission analysis in Malaysian office buildings // *Energy Policy*. 2009. Vol. 37 (10). P. 4104–4113.
4. Spyropoulos G. N., Balaras C. A. Energy consumption and the potential of energy savings in Hellenic office buildings used as bank branches — a case study // *Energy and Buildings*. 2011. Vol. 43 (4). P. 770–778. DOI: 10.1016/j.enbuild.2010.12.015.
5. Norris M., Shiels P. Regular national report on housing developments in European countries — synthesis report. Dublin: The Housing Unit, 2004.
6. Roberts S. Altering existing buildings in the UK // *Energy Policy*. 2008. Vol. 36 (12). P. 4482–4486. DOI: 10.1016/j.enpol.2008.09.023.
7. Energy Efficiency Directive (2012/27/EU). URL: <http://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/energy-efficiency-directive>. (дата обращения: 12.04.2024).
8. Самарин О. Д. Энергетический баланс гражданских зданий и возможные направления энергосбережения // *Жилищное строительство*. 2012. № 8. С. 2–4. EDN: PEZFXR.
9. Кокорин О. Я. Современные системы кондиционирования. Москва: Изд-во физико-математической литературы. 2003. 272 с.
10. Наумов А. Л., Серов С. Ф., Будза А. О. Квартирные утилизаторы теплоты вытяжного воздуха // *АВОК*. 2012. № 1. URL: abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5155 (дата обращения: 28.11.2024).
11. Бродач М. М., Шилкин Н. В. Малоэтажные многоквартирные жилые здания как новая среда обитания // *Энергосбережение*. 2020. № 5. С. 4–6. EDN: TRHXQT.
12. Muraveinikov S. S., Sulin A., Baranov I., Nikitin A. Average annual efficiency evaluation in the design of life support systems // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141 (1). 030019. DOI: 10.1063/1.5122069.
13. Tsvetkov O. B., Laptev Yu., Nikitin A. [et al.]. Energy and environment options of working fluid alternative for different refrigeration configurations // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 826 (1). 012017. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012017.
14. Handayani T., Harvey A., Dalton R. [et al.]. Selection of the Optimum Working Fluids in Organic Rankine Cycles Using TOPSIS // *Chemical Engineering Transaction*. 2012. Vol. 29. P. 139–144. DOI: 10.3303/CET1229024.
15. Deymi-Dashtebayaz M., Sulin A. B., Ryabova T., Sankina Yu. Energy, exergoeconomic and environmental optimization of a cascade refrigeration system using different low GWP refrigerants // *Journal of Environmental Chemical Engineering*. 2021. Vol. 9. 106473. DOI: 10.1016/j.jece.2021.106473.
16. Hwang C. L., Yoon K. Methods for multiple attribute decision making // *Lecture Notes in Economics and*

Mathematical Systems. 1981. P. 58–191. DOI: 10.1007/978-3-642-48318-9_3.

17. Hwang C. L., Lai Y. J., Liu T. Y. A new approach for multiple objective decision making // *Computers & Operations Research*. 1993. Vol. 20, № 8. P. 889–899. DOI: 10.1016/0305-0548(93)90109-V.

18. Yoon K. P., Hwang C. L. Multiple attribute decision making: an introduction. Thousand Oaks, CA: Sage, 1995. 73 p. ISBN 0-8039-5486-7.

19. Tzeng G. H., Huang J. J. Multiple attribute decision making: methods and applications. CRC Press, 2011. 352 p. DOI: 10.1201/b11032.

20. Xu J., Tao Z. Rough multiple objective decision making. CRC Press, 2011. 446 p. DOI: 10.1201/b11061.

21. Linkov I., Moberg E. Multi-criteria Decision Analysis: Environmental Applications and Case Studies. CRC Press, 2012. 204 p. DOI: 10.1201/b11471.

22. Gore C., Murray K., Richardson B. Strategic Decision-making. USA: Cassell Press, 1992. 242 p.

23. Nasouri M., Nabi R., Amiri M. [et al.]. Performance-based Pareto optimization and multi-attribute decision making of an actual indirect-expansion solar-assisted heat pump system // *Journal of Building Engineering*. 2021. Vol. 42 (5). 103053. DOI: 10.1016/j.jobbe.2021.103053.

24. Nagar D., Ramu P., Deb K. Visualization and analysis of Pareto-optimal fronts using interpretable self-organizing map (iSOM) // *Swarm and Evolutionary Computation*. 2023. Vol. 76 (4). 101202. DOI: 10.1016/j.swevo.2022.101202.

25. Никитина В. А., Сулин А. Б., Муравейников С. С., Никитин А. А., Макатов К. Энергомоделирование и экспериментальная верификация режимов работы теплового насоса при утилизации теплоты вытяжного воздуха. Часть 1. Схемные решения и расчетная модель // *Вестник Международной академии холода*. 2023. № 4 (89). С. 3–10. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-3-10. EDN: GMEVFC.

26. Никитина В. А., Сулин А. Б., Муравейников С. С., Никитин А. А., Макатов К. Энергомоделирование и экспериментальная верификация режимов работы теплового насоса при утилизации теплоты вытяжного воздуха. Часть 2. Энергетические, экономические и экологические показатели // *Вестник Международной академии холода*. 2024. № 1 (90). С. 43–49. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-43-49. EDN: OJAWOM.

27. Ливчак В. И. Градусо-сутки отопительного периода как инструмент сравнения уровня энергоэффективности зданий в России и в других странах // *Энергосбережение*. 2015. № 6. С. 20–25.

28. Расчет ГСОП онлайн. URL: <https://lsk-lskos.ru/gso> (дата обращения: 11.12.2024).

НИКИТИНА Вероника Александровна, аспирант, ассистент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 2116-2812

AuthorID (РИНЦ): 1278704

ORCID: 0009-0002-9721-797X

AuthorID (SCOPUS): 57257097600

Адрес для переписки: vanikitina@itmo.ru

СУЛИН Александр Борисович, доктор технических наук, профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5540-5765

AuthorID (РИНЦ): 445299

ORCID: 0000-0002-4580-6070

AuthorID (SCOPUS): 6507491881

ResearcherID: W-4842-2017

Адрес для переписки: absulin@itmo.ru

МУРАВЕЙНИКОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5034-9521

AuthorID (РИНЦ): 1185073

ORCID: 0000-0001-7295-5904

AuthorID (SCOPUS): 57210976736

Адрес для переписки: ssmuraveinikov@itmo.ru

ДМИТРИЕВ Денис Олегович, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: denisdmitriev2012@gmail.com

Для цитирования

Никитина В. А., Сулин А. Б., Муравейников С. С., Дмитриев Д. О. Многокритериальная оптимизация утилизатора теплоты с учетом климатического фактора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С.46 – 55. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-46-55. EDN: JLCGRP.

Статья поступила в редакцию 24.01.2025 г.

© В. А. Никитина, А. Б. Сулин,

С. С. Муравейников, Д. О. Дмитриев

MULTI-CRITERIA OPTIMIZATION OF HEAT RECOVERY UNIT IN TERMS OF THE CLIMATIC FACTOR

V. A. Nikitina, A. B. Sulin, S. S. Muraveinikov, D. O. Dmitriev

ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Lomonosov Str., 9, 191002

The use of heat pumps in exhaust air heat recovery systems is an effective energy-saving technology. Due to the increase in the number of refrigerants with different characteristics, a problem arises with making a decision on the use of a specific substance, taking into account the climatic features of a particular region. Multicriteria optimization methods adapted to solving this problem can be used taking into account the specified preferences for energy, environmental and economic factors. The TOPSIS method is used in this paper as one of the subtypes of the MADM multicriteria optimization method, which is adapted to solve the problem. The essence of the method is to find a Pareto-optimal alternative solution that is closest to the «ideal positive». The parameters of the heat pump unit are calculated in the EES program. The TOPSIS multicriteria optimization method is implemented as a computational procedure in the Excel environment. The working fluids R410A, R407C, R290, R134a and R1234yf are considered as alternatives. The climatic zones of the Russian Federation are represented by the cities of Saint Petersburg, Petrozavodsk, Sochi, Omsk, Krasnodar and Anadyr. The optimal alternative is selected taking into account the preferences specified by the weighting factors. The results of multicriteria optimization are presented as a function of the climatic factor of the HSDD, which allows them to be used for any locality. According to the optimization results, it is revealed that with an equal assessment of the significance for six cities of the Russian Federation, the refrigerant R1234yf has a rating higher than the others by 21 %–23 %. Optimization based on energy efficiency revealed significant advantages in refrigerants R410A and R134a with a difference of 2 %–11 %. For regions with a cold climate, it is more economical to use refrigerant R1234yf, while for regions with a moderate climate, the best option is R134a.

Keywords: multicriterial optimization, heat pump, climatic factor, working fluid, heat recovery, TOPSIS, HSDD.

References

1. Pérez-Lombard L., Ortiz J., Pout C. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*. 2008. Vol. 40 (3). P. 394–398. DOI: 10.1016/j.enbuild.2007.03.007. (In Engl.).
2. Butler D. Architects of a low-energy future. *Nature*. 2008. Vol. 452 (3). P. 520–523. DOI: 10.1038/452520a. (In Engl.).
3. Saidur R. Energy consumption, energy savings, and emission analysis in Malaysian office buildings. *Energy Policy*. 2009. Vol. 37 (10). P. 4104–4113. (In Engl.).
4. Spyropoulos G. N., Balaras C. A. Energy consumption and the potential of energy savings in Hellenic office buildings used as bank branches — a case study. *Energy and Buildings*. 2011. Vol. 43 (4). P. 770–778. DOI: 10.1016/j.enbuild.2010.12.015. (In Engl.).
5. Norris M., Shiels P. Regular national report on housing developments in European countries — synthesis report. Dublin: The Housing Unit, 2004. (In Engl.).
6. Roberts S. Altering existing buildings in the UK. *Energy Policy*. 2008. Vol. 36 (12). P. 4482–4486. DOI: 10.1016/j.enpol.2008.09.023. (In Engl.).
7. Energy Efficiency Directive (2012/27/EU). URL: <http://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/energy-efficiency-directive>. (accessed: 12.04.2024). (In Engl.).
8. Samarin O. D. Energeticheskiy balans grazhdanskikh zdaniy i vozmozhnyye napravleniya energosberezheniya [Energy balance of civil buildings and possible directions of energy saving]. Zhilishchnoye stroitel'stvo. *Housing Construction*. 2012. No. 8. P. 2–4. EDN: PEZFXR. (In Russ.).
9. Kokorin O. Ya. Sovremennyye sistemy konditsionirovaniya [Modern air conditioning systems]. Moscow, 2003. 272 p. (In Russ.).
10. Naumov A. L., Serov S. F., Budza A. O. Kvartirnyye utilizatory teploty vytyazhnogo vozdukha [Apartment exhaust air heat recovery units]. *ABOK*. 2012. No. 1. URL: abok.ru/for_spec/articles.php?nid=5155 (accessed: 28.11.2024). (In Russ.).
11. Brodach M. M., Shilkin N. V. Maloetazhnyye mnogokvartirnyye zhilye zdaniya kak novaya sreda obitaniya [Low-rise multi-apartment residential buildings as a new living environment]. Energoberezheniye. *Energy Saving*. 2020. No. 5. P. 4–6. EDN: TPHXQT. (In Russ.).
12. Muraveinikov S. S., Sulin A., Baranov I., Nikitin A. Average annual efficiency evaluation in the design of life support systems. *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141 (1). 030019. DOI: 10.1063/1.5122069. (In Engl.).
13. Tsvetkov O. B., Laptev Yu., Nikitin A. [et al.]. Energy and environment options of working fluid alternative for different refrigeration configurations. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 826 (1). 012017. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012017. (In Engl.).
14. Handayani T., Harvey A., Dalton R. [et al.]. Selection of the Optimum Working Fluids in Organic Rankine Cycles Using TOPSIS. *Chemical Engineering Transaction*. 2012. Vol. 29. P. 139–144. DOI: 10.3303/CET1229024. (In Engl.).
15. Deymi-Dashtebayaz M., Sulin A. B., Ryabova T., Sankina Yu. Energy, exergoeconomic and environmental optimization of a cascade refrigeration system using different low GWP refrigerants. *Journal of Environmental Chemical Engineering*. 2021. Vol. 9. 106473. DOI: 10.1016/j.jece.2021.106473. (In Engl.).

16. Hwang C. L., Yoon K. Methods for multiple attribute decision making. *Lecture Notes in Economics and Mathematical Systems*. 1981. P. 58–191. DOI: 10.1007/978-3-642-48318-9_3. (In Engl.).
17. Hwang C. L., Lai Y. J., Liu T. Y. A new approach for multiple objective decision making. *Computers & Operations Research*. 1993. Vol. 20, no. 8. P. 889–899. DOI: 10.1016/0305-0548(93)90109-V. (In Engl.).
18. Yoon K. P., Hwang C. L. Multiple attribute decision making: an introduction. Thousand Oaks, CA: Sage, 1995. 73 p. ISBN 0-8039-5486-7. (In Engl.).
19. Tzeng G. H., Huang J. J. Multiple attribute decision making: methods and applications. CRC Press, 2011. 352 p. DOI: 10.1201/b11032. (In Engl.).
20. Xu J., Tao Z. Rough multiple objective decision making. CRC Press, 2011. 446 p. DOI: 10.1201/b11061. (In Engl.).
21. Linkov I., Moberg E. Multi-criteria decision analysis: environmental applications and case studies. CRC Press, 2012. 204 p. DOI: 10.1201/b11471. (In Engl.).
22. Gore C., Murray K., Richardson B. Strategic decision-making. USA: Cassell Press, 1992. 242 p. (In Engl.).
23. Nasouri M., Nabi R., Amiri M. [et al.]. Performance-based Pareto optimization and multi-attribute decision making of an actual indirect-expansion solar-assisted heat pump system. *Journal of Building Engineering*. 2021. Vol. 42 (5). 103053. DOI: 10.1016/j.jobe.2021.103053. (In Engl.).
24. Nagar D., Ramu P., Deb K. Visualization and analysis of Pareto-optimal fronts using interpretable self-organizing map (iSOM). *Swarm and Evolutionary Computation*. 2023. Vol. 76 (4). 101202. DOI: 10.1016/j.swevo.2022.101202. (In Engl.).
25. Nikitina V. A., Sulin A. B., Muraveynikov S. S., Nikitin A. A., Makatov K. Energomodelirovaniye i eksperimental'naya verifikatsiya rezhimov raboty teplovogo nasosa pri utilizatsii teploty vytyazhnogo vozdukha. Chast' 1. Skhemnyye resheniya i raschetnaya model' [Energy modeling and experimental validation of heat pump operating modes in exhaust air heat recovery. Part 1. Design and analysis model]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No. 4 (89). P. 3–10. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-3-10. EDN: GMEVFC. (In Russ.).
26. Nikitina V. A., Sulin A. B., Muraveynikov S. S., Nikitin A. A., Makatov K. Energomodelirovaniye i eksperimental'naya verifikatsiya rezhimov raboty teplovogo nasosa pri utilizatsii teploty vytyazhnogo vozdukha. Chast' 2. Energeticheskiye, ekonomicheskiye i ekologicheskiye pokazateli [Energy modeling and experimental validation of heat pump operating modes in exhaust air heat recovery. Part 2. Energy, economic and environmental indicators]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No. 1 (90). P. 43–49. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-43-49. EDN: OJAWOM. (In Russ.).
27. Livchak V. I. Graduso-sutki otopitel'nogo perioda kak instrument sravneniya urovnya energoeffektivnosti zdaniy v Rossii i v drugikh stranakh [Degree-days of the heating period as a tool for comparing the level of energy efficiency of buildings in Russia and in other countries]. *Energoberezeniye. Energy Saving*. 2015. No. 6. P. 20–25. (In Russ.).
28. Raschet GSOP onlayn [Calculation of GSOP online]. URL: <https://lsk-lskos.ru/gsoap> (accessed: 11.12.2024). (In Russ.).
-
- NIKITINA Veronika Aleksandrovna**, Graduate Student, Assistant of the «Energy Efficient Engineering Systems» Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.
SPIN-code: 2116-2812
AuthorID (RSCI): 1278704
ORCID: 0009-0002-9721-797X
AuthorID (SCOPUS): 57257097600
Correspondence address: vanikitina@itmo.ru
- SULIN Aleksander Borisovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the «Energy Efficient Engineering Systems» Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.
SPIN-code: 5540-5765
AuthorID (RSCI): 445299
ORCID: 0000-0002-4580-6070
AuthorID (SCOPUS): 6507491881
ResearcherID: W-4842-2017
Correspondence address: absulin@itmo.ru
- MURAVEINIKOV Sergey Sergeevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the «Energy Efficient Engineering Systems» Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.
SPIN-code: 5034-9521
AuthorID (RSCI): 1185073
ORCID: 0000-0001-7295-5904
AuthorID (SCOPUS): 57210976736
Correspondence address: ssmuraveinikov@itmo.ru
- DMITRIEV Denis Olegovich**, Graduate Student of the «Energy Efficient Engineering Systems» Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.
Correspondence address: denisdmitriev2012@gmail.com

For citations

Nikitina V. A., Sulin A. B., Muraveynikov S. S., Dmitriev D. O. Multi-criteria optimization of heat recovery unit in terms of the climatic factor. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 46–55. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-46-55. EDN: JLCGRP.

Received January 24, 2025.

© V. A. Nikitina, A. B. Sulin,

S. S. Muraveynikov, D. O. Dmitriev

ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ЗАХОЛАЖИВАНИЯ КРИОГЕННОГО ХРАНИЛИЩА ДЛЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА

Я. Э. Родькин, А. Б. Сулин

Университет ИТМО,
Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

В данной статье представлено сравнительное аналитическое исследование процесса двухфазного и конвективного охлаждения криогенного хранилища сжиженного природного газа. Для моделирования нестационарного теплообмена в изоляционной конструкции хранилища используется метод Канторовича—Бубнова—Галеркина. Этот метод позволяет получить приближенные аналитические решения, описывающие температурные поля и динамику охлаждения. В рамках исследования получены зависимости изменения температурного напора на внутренней стенке резервуара при захолаживании метаном и воздухом от времени, а также построены графики изотерм в газовом пространстве резервуара при конвективном захолаживании воздухом.

Ключевые слова: сжиженный природный газ, криогенное хранилище сжиженного природного газа, захолаживание, нестационарный теплообмен, конвективный теплообмен, аналитическое моделирование.

Введение

Сжиженный природный газ (СПГ) является важным энергетическим ресурсом, который требует применения специальных технологий для его транспортировки и хранения. Одной из ключевых задач является контроль температурного режима в криогенных хранилищах, что позволяет минимизировать потери продукта и избегать потенциальных аварий.

В рамках подготовки криогенного хранилища к эксплуатации в ходе пуска наладочных работ производятся процессы инертизации — вытеснения воздуха из объема резервуара в целях исключения возможности образования взрывоопасной смеси; замещения — замена нейтрального газа (азота) метаном; захолаживания — охлаждения конструкции емкости хранения до температуры 143 К [1, 2].

Захолаживание позволяет уменьшить количество регазифицируемого газа при загрузке [3] и хранении [4], исключить возникновение низкотемпературных напряжений в элементах конструкции [5], а также снизить вероятность возникновения аварийных ситуаций в период эксплуатации [6].

Существующая методика подготовительных работ подразумевает пошаговое осуществление процессов. Инертизация и замещение азота метаном проводятся при температуре окружающей среды, а затем выполняется равномерное захолаживание путем распыления СПГ внутри емкости, при соблюдении скорости охлаждения 8–10 К/ч с постепенным замедлением скорости охлаждения до 3–5 К/ч при приближении к 143 К [7]. Превышение установленных скоростных параметров охлаждения может привести к критическим низкотемпературным напряжениям в металлических элементах системы, запаздыванию охлаждения изоляции [8] и аккумулярованию ею тепловой энергии [9].

В целях энергетических затрат на захолаживание предлагается осуществлять конвективное охлаждение многослойной стенки [9] воздухом и азотом взамен классически используемого СПГ (рис. 1).

Использование воздуха в качестве рабочего агента при захолаживании обладает рядом преимуществ в сравнение с традиционным СПГ:

- отсутствует необходимость ожигать хлад-агент перед распылением внутри хранилища, что влечет снижение энергетических затрат на подготовку хладагента;
- снижение разницы температур между хлад-агентом и стенкой хранилища и, как следствие, исключение случаев локальных очагов пленочного кипения криоагента;
- снижение экономических затрат ввиду применения общедоступного воздуха в качестве рабочего вещества вместо метана.

В целях обоснования используемой методики захолаживания необходимо провести моделирование процесса конвективного охлаждения внутреннего газового пространства и многослойной стенки хранилища.

В основе расчета используется комбинированный метод Канторовича—Бубнова—Галеркина, который позволяет получать приближенные аналитические решения для сложных задач теплообмена. Построение расчетной модели позволит исследовать температурные поля и динамику охлаждения, а также оценить влияние различных параметров на эффективность этого процесса.

Описание расчетной модели процесса захолаживания криогенного хранилища СПГ

Одним из основных требований к протеканию процесса предварительного охлаждения храни-

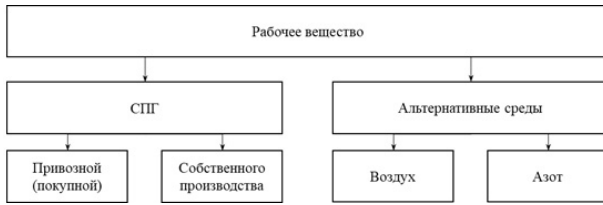


Рис. 1. Рабочие вещества для процесса заохлаживания криогенных резервуаров для СПГ
Fig. 1. Working substances for the process of cooling cryogenic tanks for liquefied natural gas (LNG)

лища является плавное изменение температуры. Скорость изменения температуры способствует минимизации термических напряжений в корпусе резервуара, а также более равномерному и полному охлаждению теплоизоляции хранилища, что способствует ее оптимальной работе по предохранению криопродукта от нагревания его тепловым потоком, проникающим из окружающей среды.

В связи с тем, что толщина стенки много меньше геометрических размеров хранилища, поиск решения можно осуществлять путем рассмотрения модели многослойной, бесконечной, плоской стенки.

Криогенная емкость представляет собой атмосферный резервуар, внутренняя мембрана которого выполнена из никельсодержащей стали ($Ni > 9\%$), отделенной от внешнего бетонного слоя теплоизоляционным материалом (рис. 2). Для повышения надежности и обеспечения безопасной эксплуатации в конструкции днища и стенок предусматривается вторичная мембрана в структуре теплоизоляции [10], позволяющая исключить утечку из криогенного резервуара.

Теплофизические свойства материала каждого из слоев многослойной стенки толщиной δ характеризуются величинами $\lambda(T)$, $c(T)$, $\rho(T)$, $a(T)$. Охлаждение внутренней стенки хранилища происходит путем подачи газообразного флюида с температурой T_r . Охлаждение конструкции продолжается до тех пор, пока температура внутренней стенки хранилища от T_0 не достигнет $T_{зак}$.

Аналитическое описание задачи для многослойной стенки представляется в следующем виде [11 – 12]:

$$\lambda_i(\rho) \frac{\partial T_i(\rho, Fo)}{\partial Fo} = \frac{a_i(\rho)}{a} \left\{ \frac{\partial}{\partial \rho} \left[\lambda_i(\rho) \frac{\partial T_i(\rho, Fo)}{\partial \rho} \right] + \frac{a_i(\rho)}{a} (\sum \delta)^2 q_i(\rho, Fo) \right\} + \quad (1)$$

$$(Fo > 0; \rho_{i-1} < \rho < \rho_i; i = \overline{1, m}; \rho_0 = 0; \rho_m = 1); \quad (2)$$

$$\frac{\partial T_i(0, Fo)}{\partial \rho} - Bi_1 [T_i(0, Fo) - T_{вн}(Fo)] = 0; \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T_i(\rho_i, Fo)}{\partial \rho} &= \frac{\partial T_{i+1}(\rho_i, Fo)}{\partial \rho} \\ \lambda_i \frac{\partial T_i(\rho_i, Fo)}{\partial \rho} &= \lambda_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}(\rho_i, Fo)}{\partial \rho} \end{aligned} \right\} (i = \overline{1, m-1}); \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_i(\rho, 0)}{\partial \rho} = \frac{\partial T_{0i}(\rho)}{\partial \rho}; \quad (5)$$

$$\frac{\partial T_m(1, Fo)}{\partial \rho} - Bi_2 [T_{oc}(0, Fo) - T_m(1, Fo)] = 0, \quad (6)$$

где $\rho = x/\sum\delta$ — относительная координата; m — число слоев в конструкции стенки; a — наимень-

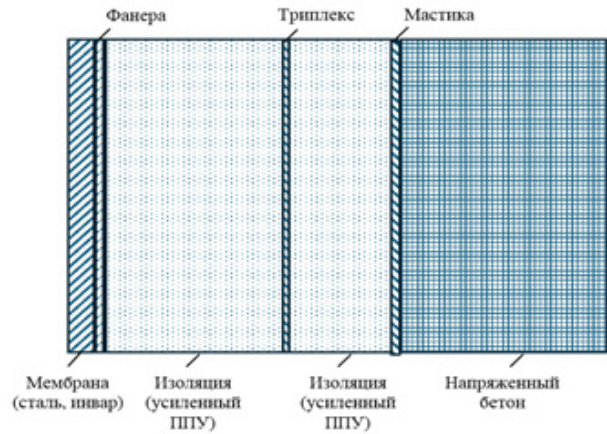


Рис. 2. Строение стенки криогенного хранилища СПГ
Fig. 2. Structure of the wall of a cryogenic LNG storage facility

ший из коэффициентов теплопроводности a_i ($i = \overline{1, m}$); $T_{вн}$, T_{oc} — температуры внутренней и окружающей среды; $Bi_1 = \alpha_1 \sum \delta / \lambda$, $Bi_2 = \alpha_2 (\sum \delta) / \lambda$ — критерий Био; $Fo = \alpha t / (\sum \delta)^2$ — критерий Фурье.

В соответствии с предложенным методом расчета решение принимает вид [12]:

$$T_m(\rho, Fo) = \Phi_i(\rho) + f_i(Fo) \varphi_{ii}(\rho) = \sum_{k=1}^n f_k(Fo) \varphi_{ki}(\rho), \quad (i = \overline{1, m}), \quad (7)$$

где $f_k(Fo)$, $k = \overline{1, n}$ — неизвестные функции времени; $\varphi_k(\rho)$ — координатные функции, удовлетворяющие однородным граничным условиям и однородным условиям сопряжения; $\Phi_i(\rho)$ — функции, удовлетворяющие неоднородным условиям сопряжения. Неизвестные функции времени $f_k(Fo)$ находятся путем составления невязки ко всем координатным функциям и решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений 1-го порядка [4].

$$\sum_{k=1}^n [N_{jk} f'_k(Fo) + M_{jk} f_k(Fo)] + N_j + M_j [T'_{c1}(Fo) + T'_{c2}(Fo) + q_i(Fo)] = 0, \quad (8)$$

$$(j = \overline{1, n}),$$

где

$$N_{jk} = - \sum_{i=1}^m \int_{\rho_{i-1}}^{\rho_i} \lambda_i(\rho) \varphi_k(\rho) \varphi_j(\rho) d\rho, \quad (9)$$

$$M_{jk} = - \sum_{i=1}^m \int_{\rho_{i-1}}^{\rho_i} \left\{ \frac{a_i (\sum \delta)^2}{a} q_i(\rho, Fo) + \left[\lambda_i(\rho) \frac{\partial \Phi_i(\rho)}{\partial \rho} \right] \right\} \varphi_{ij}(\rho) d\rho, \quad (10)$$

$$M_j = - \sum_{i=1}^m \int_{\rho_{i-1}}^{\rho_i} \varphi_{ij}(\rho) d\rho, \quad (i = \overline{1, m}, j, k = \overline{1, n}). \quad (11)$$

Преимущество предложенной методики расчета заключается в возможности адаптивности к геометрии и материалам многослойной стенки с переменными во времени теплофизическими свойствами. Введение локальных систем координат позволяет значительно упростить расчетную модель и сократить время обработки результатов без по-

Таблица 1. Исходные данные
Table 1. Initial data

| Наименование | Обозначение | Величина |
|--|---------------|-------------------------|
| Толщина стенки внутренней емкости (мембраны) | δ_1 | 0,01 м |
| Толщина изоляционного слоя | $\delta_{из}$ | 0,4 м |
| Толщина стенки внешнего резервуара | δ_2 | 1 м |
| Плотность внутренней мембраны | ρ_1 | 7900 кг/м ³ |
| Плотность изоляции | $\rho_{из}$ | 70 кг/м ³ |
| Плотность бетона | ρ_2 | 2100 кг/м ³ |
| Коэффициент теплопроводности бетонного слоя | λ_2 | 1,8 Вт/м·К |
| Начальная температура внутри резервуара | t_0 | 273 К |
| Конечная температура внутри резервуара | $t_{зак}$ | 143 К |
| Коэффициент теплоотдачи от внешней стенки к окружающей среде | α_2 | 9,4 т/м ² ·К |

Таблица 2. Теплофизические свойства воздуха
Table 2. Thermophysical properties of air

| Температура, К | Плотность, кг/м ³ | Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·К) | Теплопроводность, Вт/(м·К) | Кинематическая вязкость, (м ² /с) × 10 ⁻⁶ | Объемный коэффициент теплового расширения, (1/К) × 10 ⁻³ | Критерий Прандтля |
|----------------|------------------------------|--|----------------------------|---|---|-------------------|
| 123 | 2,793 | 1,026 | 0,0116 | 3,08 | 8,21 | 0,76 |
| 173 | 1,98 | 1,009 | 0,016 | 5,95 | 5,82 | 0,74 |
| 223 | 1,534 | 1,005 | 0,0204 | 9,55 | 4,51 | 0,725 |
| 273 | 1,293 | 1,005 | 0,0243 | 13,3 | 3,67 | 0,715 |
| 293 | 1,205 | 1,005 | 0,0257 | 15,11 | 3,43 | 0,713 |

Таблица 3. Теплофизические свойства металла внутренней мембраны
Table 3. Thermophysical properties of the inner membrane metal

| Температура, К | Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·К) | Теплопроводность, Вт/(м·К) |
|----------------|--|----------------------------|
| 120 | 0,274 | 21 |
| 140 | 0,313 | 23,1 |
| 160 | 0,343 | 24,6 |
| 180 | 0,367 | 25,9 |
| 200 | 0,389 | 27 |

тери точности. Математическое моделирование по комбинированному методу Канторовича – Бубнова – Галеркина позволяет получать результаты, коррелирующие с экспериментальными исследованиями [12].

Применение метода к поставленной задаче

В этом исследовании рассматривается применение комбинированного метода Канторовича – Бубнова – Галеркина для обоснования целесообразности перехода к воздушному охлаждению крупнотоннажного хранилища СПГ. Исходные данные для расчета представлены в табл. 1.

Для решения поставленной задачи на основе табличных значений были получены аппроксимирующие полиномы для определения теплофизических свойств воздуха (табл. 2), как рабочего агента, металла, из которого изготовлена первичная мембрана (табл. 3), и ограждающей изоляции [13].

$$\rho_B = -2 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 2 \cdot 0,0002^{-6} \cdot T^2 - 0,059T + 7,5134$$

$$c_{pB} = 3 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 - 3 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 - 1 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot T + 1,005$$

$$\lambda_B = -6 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 0,0001 \cdot T - 0,0009$$

$$v_B = 1 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 0,0308 \cdot T - 2,1856$$

$$\beta_B = 1 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0,0862 \cdot T + 16,636$$

$$P_{гв} = 1 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 0,0007 \cdot T + 0,8319$$

Для дальнейших вычислений были получены аппроксимирующие полиномы теплофизических свойств металла от температуры:

$$c_{pст} = -4 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 + 3 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 9 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0,0144 \cdot T - 0,5445$$

$$\lambda_B = -2 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 0,1471 \cdot T + 6,8212$$

Теплопроводность изоляции принимается согласно [14]:

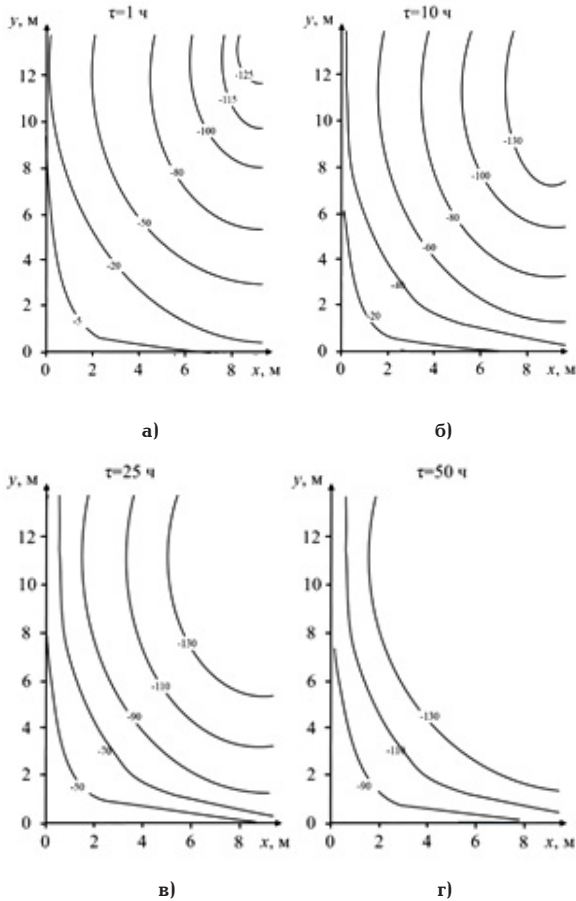


Рис. 3. Графики изотерм в газовом пространстве резервуара при захлаживании альтернативным методом при а) $\tau = 1$ ч; б) $\tau = 10$ ч; в) $\tau = 25$ ч; г) $\tau = 50$ ч
 Fig. 3. Isotherm graphs in the gas space of the tank during convective cooling at: а) $\tau = 1$ h; б) $\tau = 10$ h; в) $\tau = 25$ h; г) $\tau = 50$ h

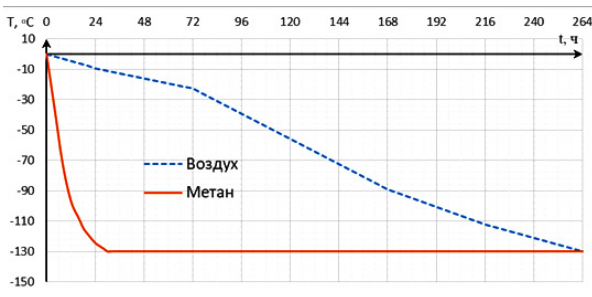


Рис. 4. Изменение температуры на внутренней стенке резервуара при захлаживании метаном и воздухом от времени
 Fig. 4. Change in temperature on the inner wall of the tank during cooling with methane and air over time

$$\lambda_{из} = \frac{0,008 \cdot T^2 + 0,1 \cdot T + 38}{1000}$$

Теплопроводность бетона принимается постоянной ввиду малого градиента температур внутри слоя.

Анализ результатов

В ходе исследования выполнен расчет охлаждения газового пространства криогенного резервуара СПГ. Согласно полученным результатам расче-

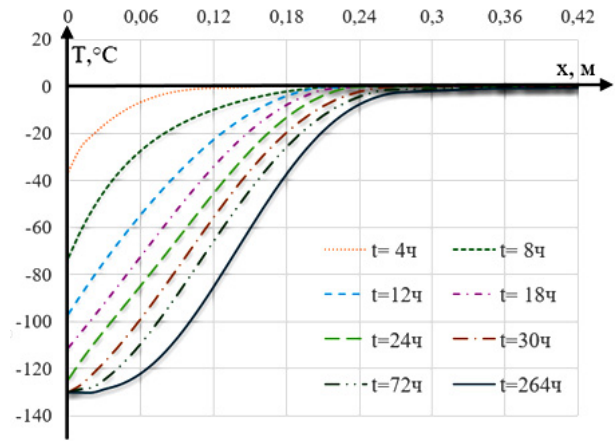


Рис. 5. Распределение температурного поля внутри многослойной стенки при захлаживании СПГ
 Fig. 5. Distribution of the temperature field inside the multilayer wall during LNG cooling

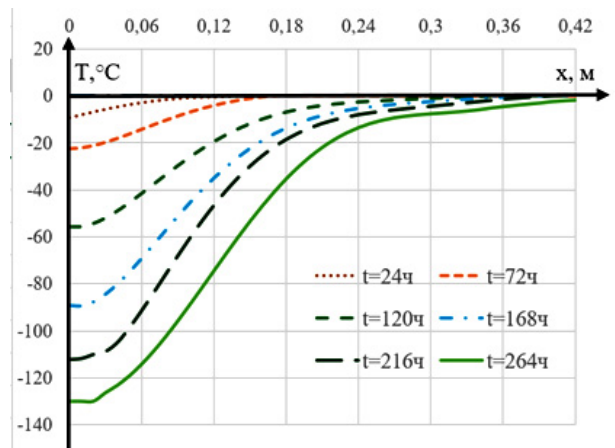


Рис. 6. Распределение температурного поля внутри многослойной стенки при захлаживании воздухом
 Fig. 6. Distribution of the temperature field inside a multilayer wall during air cooling

та, полное захлаживание газового объема резервуара завершается при $\tau = 72$ ч. Графики изотерм температурного поля в газовом пространстве в зависимости от времени представлены на рис. 3.

Кроме этого, по результатам расчета поставленной задачи установлено, что время, необходимое для захлаживания внутренней мембраны до необходимой температуры, равной -130 °С, путем воздушного конвективного охлаждения в 8,8 раза больше, чем при охлаждении метаном (264 часа и 30 часов соответственно) (рис. 4). Также стоит отметить изменение характера охлаждения альтернативным методом при $\tau = 72$ ч, что обусловлено достижением равномерного распределения температурного поля в газовом пространстве резервуара.

Относительно низкие коэффициенты конвективной теплопередачи, достижимые при использовании окружающего воздуха, особенно при небольшой разнице температур, приводят к значительно более низкой скорости охлаждения по сравнению с традиционным методом охлаждения с использованием СПГ [15].

На рис. 5 и рис. 6 представлены результаты расчета распределения температурного поля внутри многослойной стенки при захлаживании традици-

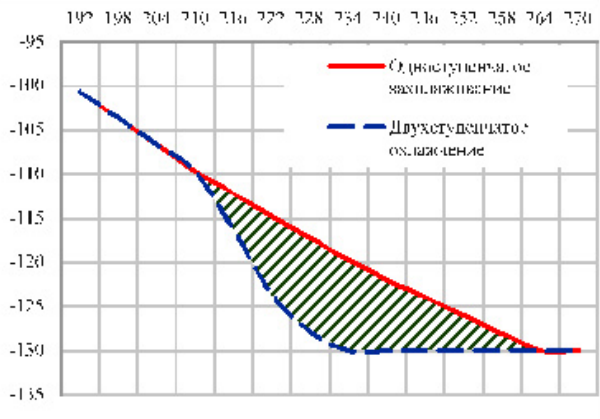


Рис. 7. График изменения температурного поля на внутренней стенке резервуара при 1- и 2-ступенчатом захлаживании

Fig. 7. Graph of the change in the temperature field on the inner wall of the tank during 1- and 2-stage cooling

онным (метаном) и альтернативными методами (воздухом) соответственно.

Из полученных результатов можно сделать вывод: смена рабочего агента, несмотря на увеличение общего времени процесса, позволяет достичь более равномерного охлаждения многослойной стенки.

Однако по завершении воздушного охлаждения в рамках подготовки к наполнению криогенного хранилища необходимо осуществить его инертизацию. В связи с этим в целях повышения энергоэффективности процесса и снижения времени комплексной подготовки криогенного хранилища к эксплуатации предлагается в процессе захлаживания в момент времени $\tau_{см}$ заместить рабочий агент с воздуха на азот.

Для проведения расчета приняты аппроксимирующие полиномы теплофизических свойств азота от температуры, в соответствии с [16], (прим. T , °C):

$$\rho_{N_2} = 4,364 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 3,398 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1,219$$

$$c_{pN_2} = 3,814 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0,021 \cdot T + 1,041$$

$$\lambda_{N_2} = -3,77 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 7,5 \cdot 10^{-5} \cdot T + 0,024$$

$$v_{N_2} = 8,223 \cdot 10^{-11} \cdot T^2 + 9,09 \cdot 10^{-8} \cdot T + 1,336 \cdot 10^{-5}$$

Для интенсификации процесса захлаживания целесообразно осуществлять переход от однофазного (газ-газ) охлаждения к двухфазному (жидкость-газ) путем подачи жидкого азота с помощью насосов в нижнюю часть хранилища. Во временной отрезок смены способа подачи рабочего агента в хранилище расчет процесса сводится к квазистационарным исчислениям [17].

Сравнительный график изменения температурного напора внутри многослойной стенки при одноступенчатом и двухступенчатом захлаживании представлен на рис. 7.

Оптимизация технологического процесса путем введения второй ступени охлаждения и смены рабочего агента способствует сокращению времени осуществления процесса захлаживания на 30,1 ч ($\tau_{заж2} = 233,9$ ч) и обеспечению одновременного азотирования хранилища. Общее время подготовки криогенного хранилища (с учетом инертизации) сокращается на 102,1 ч (4,25 сут).

Применение комбинированного метода Канторовича и Бубнова–Галеркина составляет аналитический инструмент для решения основных дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих теплообмен в теплозащитном ограждении.

Метод Бубнова–Галеркина использует набор базисных функций для точного приближения пространственного распределения температуры внутри ограждения, что позволяет учитывать сложные температурные градиенты.

Построенная расчетная модель процесса захлаживания криогенного хранилища для сжиженного природного газа позволяет более точно предсказывать характеристики эффективного захлаживания. Полученные результаты могут быть использованы для оптимизации конструкции хранилищ и повышения их эксплуатационных характеристик.

По результатам расчета были сделаны следующие выводы. Одноступенчатое конвективное воздушное охлаждение представляет собой простое и экономичное решение для непрерывного медленного охлаждения резервуаров для СПГ. Однако у него есть ряд ключевых недостатков:

- конвективное воздушное охлаждение характеризуется относительно более низкими скоростями теплопередачи по сравнению с другими методами, особенно при уменьшении разницы температур между резервуаром и воздухом;

- достижение криогенных температур при одноступенчатом воздушном охлаждении приводит к значительному увеличению времени охлаждения.

Двухступенчатое захлаживание в виде синергии конвективного воздушного охлаждения и охлаждения жидким азотом позволяет сократить общее время охлаждения по сравнению с одноступенчатым воздушным охлаждением и одновременно обеспечить инертизацию хранилища.

Список источников

1. Jinshu L., Song X., Deng J. [et al.]. Numerical prediction of temperature field for cargo containment system (CCS) of LNG carriers during pre-cooling operations // Journal of Natural Gas Science and Engineering. 2016. Vol. 29. P. 382–391. DOI: 10.1016/j.jngse.2016.01.009.
2. Haddar M., Hammami M., Baccar M. Numerical parametric study of a cooling system for an LNG storage tank // Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles. 2019. Vol. 74. 21. DOI: 10.2516/ogst/2018097.
3. Shin K., Son S., Moon J. [et al.]. Dynamic modeling and predictive control of boil-off gas generation during LNG loading // Computers & Chemical Engineering. 2022. Vol. 160. 107698. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2022.107698.
4. Rodkin Y. E., Sulin A. B., Ryabova T. V. Increasing energy efficiency of LNG transportation and storage processes // Oil and gas engineering (OGE-2022). 2023. DOI: 10.1063/5.0141930.
5. Родькин Я. Э., Зайцев А. В., Сулин А. Б. Пути снижения потерь СПГ при транспортировке и хранении // Вестник Международной академии холода. 2023. № 4. С. 44–50. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-44-50. EDN: NLSOEZ.
6. Qadrdan M., Abeysekera M., Wu J. [et al.]. Fundamentals of Natural Gas Networks // The Future of Gas Networks. Springer: Cham, 2020. P. 5–22. DOI: 10.1007/978-3-319-66784-3_2.
7. Zhu K., Li Y., Ma Y. [et al.]. Influence of filling methods on the cool down performance and induced thermal stress distribution in cryogenic tank // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 141. P. 1009–1019. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.06.030.

8. Kulitsa M., Wood D. Boil-off gas balanced method of cool down for liquefied natural gas tanks at sea // *Advances in Geo-Energy Research*. Vol. 4. P. 199–206. 2020. DOI: 10.26804/ager.2020.02.08.

9. Zhu K., Li C., Ma Y. [et al.]. Experimental study on cool down characteristics and thermal stress of cryogenic tank during LN2 filling process // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 130. P. 951–961. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.079.

10. Hedayat A., Cartagena W., Majumdar A., LeClair A. C. Modeling and analysis of chill and fill processes for the cryogenic storage and transfer engineering development unit tank // *Cryogenics*. 2016. Vol. 74. P. 106–112. DOI: 10.1016/j.cryogenics.2015.11.003.

11. Аверин Б. В., Кудинов И. В., Котова Е. В., Еремин А. В. Обобщенные функции в нелинейных задачах теплопроводности для многослойных конструкций // *Теплофизика высоких температур*. 2013. Т. 51, № 6. С. 912. DOI: 10.7868/S004036441305013X. EDN: REKCXD.

12. Модели термомеханики с конечной и бесконечной скоростью распространения теплоты: моногр. / Под ред. В. А. Кудинова. Москва: Проспект, 2020. 224 с. ISBN 978-5-392-29251-6. DOI: 10.31085/9785392292516-2019-224.

13. Li W., Shao Q. Q., Liang J. Numerical study on oil temperature field during long storage in large floating roof tank // *International journal of heat and mass transfer*. 2019. Vol. 130. P. 175–186. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.024.

14. Sures Kumar A., Nikhil P. S., Nallaperumal A. M. Cryogenic characterisation of polyurethane foam for thermal insulation of cryogenic tanks of launch vehicles // *Indian Journal of Cryogenics*. 2022. P. 97–98.

15. Roh S., Son G., Song G., Bae J. Numerical study of transient natural convection in a pressurized LNG storage tank // *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 52. P. 209–220. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.11.021.

16. Азимов А. Мир азота. Москва: Медиа, 2016. 160 с.

17. Kumar R., Kumar A. Das. Numerical study of boiling of Liquid Nitrogen on a liquid-liquid contact plane. 2021. DOI: 10.48550/arXiv.2102.02423.

РОДЬКИН Яков Эдуардович, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург. ORCID: 0000-0003-0301-0151

Адрес для переписки: rodyakov1997@niuitmo.ru

СУЛИН Александр Борисович, доктор технических наук, профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5540-5765

AuthorID (РИНЦ): 445299

ORCID: 0000-0002-4580-6070

AuthorID (SCOPUS): 6507491881

ResearcherID: W-4842-2017

Адрес для переписки: absulin@itmo.ru

Для цитирования

Родькин Я. Э., Сулин А. Б. Построение расчетной модели процесса захлаживания криогенного хранилища для сжиженного природного газа // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2025. Т. 9, № 1. С. 56–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-56-63. EDN: USLHRM.

Статья поступила в редакцию 22.01.2025 г.

© Я. Э. Родькин, А. Б. Сулин

CONSTRUCTION OF A COMPUTATIONAL MODEL FOR THE PROCESS OF COOLING DOWN A CRYOGENIC STORAGE FACILITY FOR LIQUEFIED NATURAL GAS

Ya. E. Rodkin, A. B. Sulin

ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Lomonosov Str., 9, 191002

As part of the preparation of the cryogenic storage facility for operation, the following processes are performed during commissioning: inerting — displacing air from the tank volume in order to exclude the possibility of forming an explosive mixture; substitution — replacing neutral gas (nitrogen) with methane; chilling — cooling the storage tank structure to a temperature of 143 K. Chilling allows to reduce the amount of regasified gas during loading and storage, eliminate the occurrence of low-temperature stresses in the structural elements, and reduce the likelihood of emergency situations during operation. This article presents a comparative analytical study of the process of two-phase and convective cooling of a cryogenic storage facility for liquefied natural gas. The Kantorovich–Bubnov–Galerkin method is used to model non-stationary heat exchange in the storage facility's insulating structure. This method allows to obtain approximate analytical solutions describing temperature fields and cooling dynamics. As part of the study, dependencies of the change in temperature pressure on the inner wall of the tank during cooling with methane and air over time are obtained, and graphs of isotherms in the gas space of the tank during convective cooling with air were constructed.

Keywords: liquefied natural gas, cryogenic storage of liquefied natural gas, cooling, non-stationary heat exchange, convective heat exchange, analytical modeling.

References

1. Jinshu L., Song X., Deng J. [et al.]. Numerical prediction of temperature field for cargo containment system (CCS) of LNG carriers during pre-cooling operations. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*. 2016. Vol. 29. P. 382–391. DOI: 10.1016/j.jngse.2016.01.009. (In Engl.).
2. Haddar M., Hammami M., Baccar M. Numerical parametric study of a cooling system for an LNG storage tank. *Oil & Gas Science and Technology — Rev. IFP Energies nouvelles*. 2019. Vol. 74. 21. DOI: 10.2516/ogst/2018097. (In Engl.).
3. Shin K., Son S., Moon J. [et al.]. Dynamic modeling and predictive control of boil-off gas generation during LNG loading. *Computers & Chemical Engineering*. 2022. Vol. 160. 107698. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2022.107698. (In Engl.).
4. Rodkin Ya. E., Sulin A. B., Ryabova T. V. Increasing energy efficiency of LNG transportation and storage processes. *Oil and gas engineering (OGE-2022)*. 2023. DOI: 10.1063/5.0141930. (In Engl.).
5. Rodkin Ya. E., Zaitsev A. V., Sulin A. B. Puti snizheniya poter' SPG pri transportirovke i hranenii [Decreasing LNG losses at handling and storage]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No. 4. P. 44–50. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-44-50. EDN: NLSOEZ. (In Russ.).
6. Qadrdan M., Abeysekera M., Wu J. [et al.]. Fundamentals of Natural Gas Networks. *The Future of Gas Networks*. Springer: Cham, 2020. P. 5–22. DOI: 10.1007/978-3-319-66784-3_2. (In Engl.).
7. Zhu K., Li Y., Ma Y. [et al.]. Influence of filling methods on the cool down performance and induced thermal stress distribution in cryogenic tank. *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 141. P. 1009–1019. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.06.030. (In Engl.).
8. Kulitsa M., Wood D. Boil-off gas balanced method of cool down for liquefied natural gas tanks at sea. *Advances in Geo-Energy Research*. Vol. 4. P. 199–206. 2020. DOI: 10.26804/ager.2020.02.08. (In Engl.).
9. Zhu K., Li C., Ma Y. [et al.]. Experimental study on cool down characteristics and thermal stress of cryogenic tank during LN2 filling process. *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 130. P. 951–961. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.079. (In Engl.).
10. Hedayat A., Cartagena W., Majumdar A., LeClair A. C. Modeling and analysis of chill and fill processes for the cryogenic storage and transfer engineering development unit tank. *Cryogenics*. 2016. Vol. 74. P. 106–112. DOI: 10.1016/j.cryogenics.2015.11.003. (In Engl.).
11. Averin B. V., Kudinov I. V., Kotova E. V., Eremin A. B. Obobshchennyye funktsii v nelineynkh zadachakh teploprovodnosti dlya mnogoslonykh konstruksiy [Generalized functions in thermal conductivity problems for multilayered constructions]. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*. 2013. Vol. 51, no. 6. P. 912. DOI: 10.7868/S004036441305013X. EDN: REKCXD. (In Russ.).
12. Modeli termomekhaniki s konechnoy i beskonechnoy skorost'yu rasprostraneniya teploty [Models of thermomechanics with finite and infinite heat propagation velocity] / Ed. by V. A. Kudinov. Moscow, 2020. 224 p. ISBN 978-5-392-29251-6. DOI: 10.31085/9785392292516-2019-224. (In Russ.).
13. Li W., Shao Q. Q., Liang J. Numerical study on oil temperature field during long storage in large floating roof tank. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 130. P. 175–186. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.024. (In Engl.).
14. Sures Kumar A., Nikhil P. S., Nallaperumal A. M. Cryogenic characterisation of polyurethane foam for thermal insulation of cryogenic tanks of launch vehicles. *Indian Journal of Cryogenics*. 2022. P. 97–98. (In Engl.).

15. Roh S., Son G., Song G., Bae J. Numerical study of transient natural convection in a pressurized LNG storage tank. *Applied Thermal Engineering*. 2013. Vol. 52. P. 209–220. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.11.021. (In Engl.).
16. Azimov A. Mir azota [World of Nitrogen]. Moscow: Media, 2016. 160 p. (In Russ.).
17. Kumar R., Kumar A. Das. Numerical study of boiling of Liquid Nitrogen on a liquid-liquid contact plane. 2021. DOI: 10.48550/arXiv.2102.02423. (In Engl.).

RODKIN Yakov Eduardovich, Graduate Student of the «Energy Efficient Engineering Systems» Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.
ORCID: 0000-0003-0301-0151
Correspondence address: rodyakov1997@niuitmo.ru

SULIN Aleksander Borisovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the «Energy Efficient Engineering

Systems» Educational Centre, ITMO University, Saint Petersburg.
SPIN-code: 5540-5765
AuthorID (RSCI): 445299
ORCID: 0000-0002-4580-6070
AuthorID (SCOPUS): 6507491881
ResearcherID: W-4842-2017
Correspondence address: absulin@itmo.ru

For citations

Rodkin Ya. E., Sulin A. B. Construction of a computational model for the process of cooling down a cryogenic storage facility for liquefied natural gas. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 56–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-56-63. EDN: USLHRM.

Received January 22, 2025.
© Ya. E. Rodkin, A. B. Sulin

МОДЕЛИРОВАНИЕ, УПРАВЛЕНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Тарраф Мохаммад¹, В. В. Гаевский¹, Диб Мухаммад²

¹Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ),
Россия, 125319, г. Москва, пр. Ленинградский, 64

²Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14, стр. 1

Растущий дефицит и стоимость ископаемого топлива в сочетании с осознанием проблем, связанных с глобальным потеплением, привели в последние годы к разработке гибридных транспортных средств, которые в настоящее время являются промышленным решением для снижения потребления топлива, а значит, и выбросов CO₂ и загрязняющих веществ. На этом фоне недавно был проведен ряд научно-исследовательских программ, посвященных моделированию гибридных автомобилей с целью определения оптимальной архитектуры, моделирования энергетического поведения и определения законов управления энергией; проектированию гибридных автомобилей с целью проверки компонентов и теоретически определенных законов управления энергией; испытаниям автомобилей с целью проверки их работы в реальных условиях. Данная статья посвящена моделированию и симуляции гибридного автомобиля с двумя источниками энергии: двигателем внутреннего сгорания и электродвигателем. Для моделирования принята схема «последовательно-параллельного» гибридного исполнения, поэтому каждый компонент моделируется отдельно. Модель транспортного средства, взятая для моделирования, состоит из набора различных компонентных блоков путем их структурированного соединения. Для управления трансмиссией разрабатывается стратегия управления, роль которой заключается в выборе в каждый момент времени оптимального распределения мощности между различными источниками энергии таким образом, чтобы минимизировать расход топлива и выбросы вредных веществ.

Ключевые слова: последовательно-параллельный гибридный автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, автомобильная аккумуляторная батарея, стандартный европейский ездовой цикл, система управления энергией, электродвигатель.

Введение

Автомобильная промышленность испытывает все большее давление, требуя создания автомобилей, использующих преимущества альтернативных источников энергии. В связи с ростом цен на топливо и все более строгими критериями по выбросам вредных веществ в атмосферу необходимо разрабатывать новые технологии для удовлетворения этих потребностей. В то же время автомобильная промышленность должна удовлетворять своих клиентов, поддерживая высокие стандарты производительности, но при этом продолжать пользоваться уже существующей инфраструктурой, такой как «бензоколонки». Такие компании, как Toyota, General Motors (GM) и Ford, прилагают все усилия, чтобы вывести подобные системы на рынок. Разработка системы, объединяющей новые технологии (электрические источники энергии: электродвигатели, аккумуляторы, топливные элементы) с существующими технологиями (бензиновые/дизельные двигатели) для создания гибридного автомобиля, требует масштабного процесса разработки, в который вовлечены все инженеры, участвующие в проектировании. Такая система относится к междисциплинарным системам, требующим множе-

ства навыков для ее разработки, проектирования и управления энергией [1].

В общей конструкции автомобиля задействовано множество компонентов. Некоторые из них совершают поступательные движения, некоторые — вращательные, а некоторые сочетают оба движения относительно друг друга и дороги. Поэтому для точного моделирования реакции автомобиля, особенно при продольном движении, необходимо учитывать динамику нескольких тел [2].

В гибридных автомобилях в трансмиссии выбирается способ работы электромотора в соединении с двигателем внутреннего сгорания (ДВС). Существует три типа структур силовых трансмиссий в гибридном автомобиле: последовательная трансмиссия; параллельная трансмиссия; последовательно-параллельная трансмиссия. Гибриды с последовательной трансмиссией питаются механической энергией только от электромотора, который работает либо от батареи, либо от генератора, работающего на бензине. В гибридах с параллельной трансмиссией электромотор и ДВС могут одновременно отдавать механическую энергию. Последовательно-параллельные трансмиссии позволяют ДВС и электромотору отдавать энергию независимо друг от друга или в сочетании друг с другом [3–4].

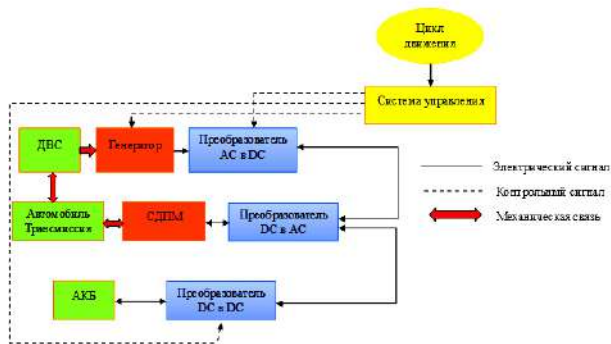


Рис. 1. Общий вид имитационной модели гибридного автомобиля
 Fig. 1. General view of the hybrid vehicle's simulation model

Последовательно-параллельные трансмиссии объединяют преимущества и недостатки параллельных и последовательных трансмиссий. Благодаря сочетанию этих двух конструкций двигатель может как напрямую приводить колеса в движение (как в параллельной трансмиссии), так и быть фактически отключенным, когда мощность обеспечивает только электродвигатель (как в последовательной трансмиссии). На низких скоростях он работает скорее как последовательный автомобиль, а на высоких скоростях, где последовательная трансмиссия менее эффективна, на ее место приходит двигатель внутреннего сгорания, и потери энергии сводятся к минимуму [5].

Toyota Prius помогла сделать последовательно-параллельные трансмиссии популярными. В Toyota Prius использована схема последовательно-параллельной гибридной трансмиссии, известной также как гибридная трансмиссия с разделением мощности.

Существуют различные программные средства для моделирования и анализа гибридных автомобилей. Обратное моделирование подразумевает, что на вход подается характеристика скорости, которой должен следовать транспорт, а на выходе получаются требуемые значения момента, скорости и мощности для различных компонентов. Самым большим недостатком этого инструмента является его неспособность отразить поведение гибридных автомобилей в переходных процессах, поскольку все компоненты гибридных электромобилей моделируются либо эмпирическими зависимостями, либо данными, собранными во время установившегося режима работы [6].

В перспективных моделях энергия течет от источника к потребителю и заранее известна в качестве входных данных. Она проходит через различные этапы с известными параметрами, начиная от аккумулятора или ДВС и заканчивая электронными переключателями и, наконец, колесами. При перспективном подходе требования к крутящему моменту, напряжениям и токам сравниваются с фактическими переменными системы, и с помощью контроллеров эти ошибки между ними минимизируются для достижения желаемых характеристик [7]. Данный подход, имеющий доступ к внутренним переменным системы, очень удобен для разработки аппаратуры и детального моделирования. Такой подход также позволяет более точно представить динамику системы и стратегию управления, что является важным моментом при слож-

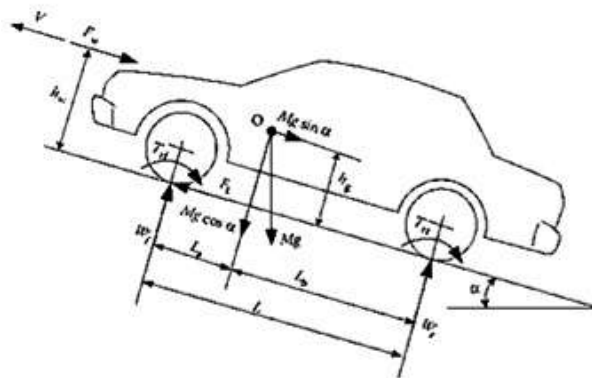


Рис. 2. Силы, действующие на автомобиль
 Fig. 2. Forces acting on a vehicle

ном взаимодействии энергосистем и аккумуляторов энергии.

В данной статье в Matlab/Simulink исследуется модель последовательного/параллельного гибридного автомобиля с электроприводом при использовании положения педалей (ускорения/замедления), которые были получены из цикла движения в качестве основного входного сигнала. Моделирование иллюстрирует поток энергии и ее распределение, а также различные режимы работы гибридного автомобиля.

Модель гибридного автомобиля

Все компоненты тяги смоделированы и сгруппированы вместе для построения модели (рис. 1), способной имитировать поведение гибрида, который сочетает различные источники энергии эффективным и оптимальным образом с помощью системы управления, основанной на алгоритме, который позволяет выгодно распределять мощность, что приводит к экономии топлива и снижению выбросов в атмосферу.

Для целей моделирования и воспроизведения дорожной поездки с различными условиями движения используется стандартный европейский ездовой цикл (NEDC) [8]

Динамика автомобиля

Различные силы, которым подвергается движущийся автомобиль, показаны на рис. 2.

Движущийся автомобиль подвергается воздействию различных внешних и массовых сил [9]. Тяговое усилие F_t в зоне контакта шин колеса с поверхностью дороги приводит автомобиль в движение. Оно создается под воздействием крутящего момента двигателя, а затем передается через трансмиссию на ведущие колеса. При движении автомобиля возникает сопротивление. Это сопротивление обычно включает в себя сопротивление качению, аэродинамическое сопротивление и сопротивление подъему. Согласно второму закону Ньютона, ускорение автомобиля можно записать как:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\sum F_t - \sum F_r}{\delta M}, \quad (1)$$

где V — скорость автомобиля, $\sum F_t$ — общее тяговое усилие автомобиля, $\sum F_r$ — общее сопротивление, M — масса автомобиля, а δ — коэффициент массы, который помогает преобразовать инерцию вращения вращающихся элементов в перемещение.

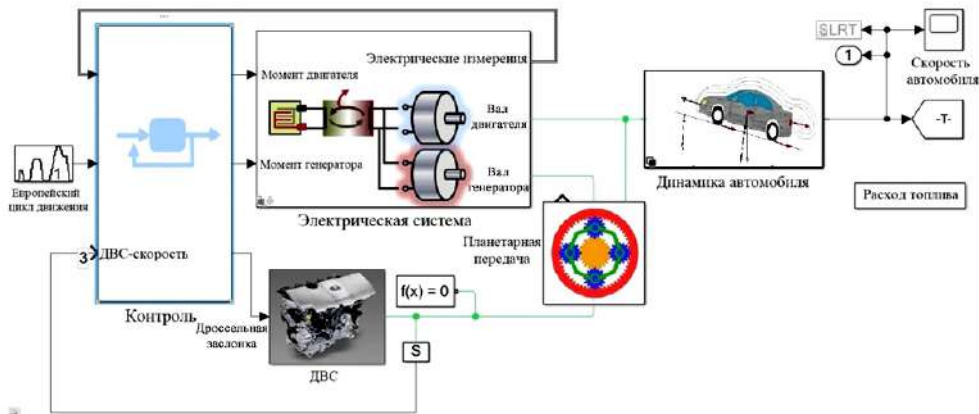


Рис. 3. Модель гибридного автомобиля с использованием Matlab Simulink
 Fig. 3. Hybrid vehicle's model using Matlab Simulink

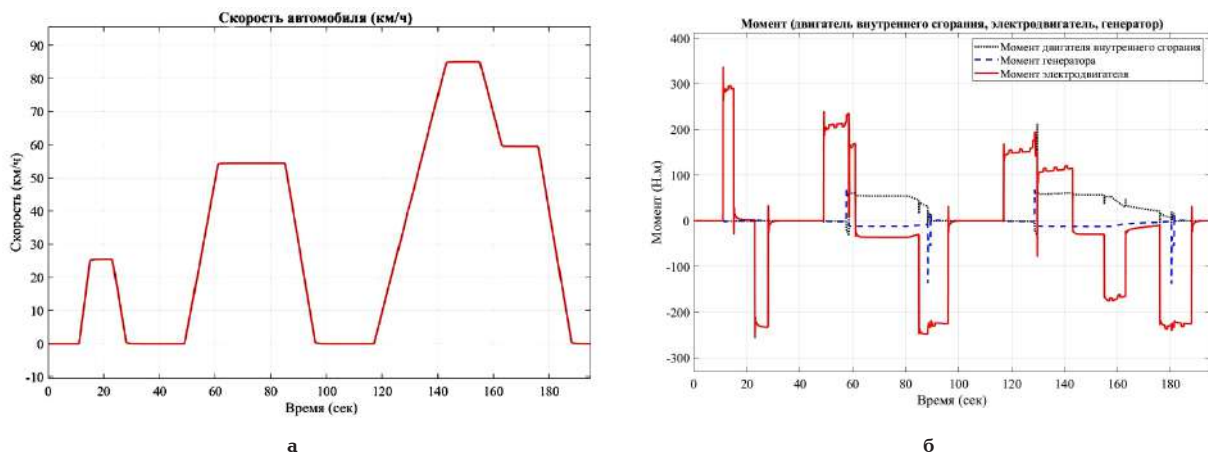


Рис. 4. Параметры автомобиля: а — скорость автомобиля (км/ч); б — моменты ДВС, электродвигателя и генератора
 Fig. 4. Vehicle parameters: а — vehicle speed (km/h); б — torques of internal combustion engine, electric motor and generator

Динамическое уравнение для движения автомобиля в прямолинейном направлении имеет вид [10]:

$$M \frac{dV}{dt} = (F_{it} + F_{ir}) - F_{rt} + F_{rr} + F_g + F_w \quad (2)$$

где F_{it} и F_{ir} — тяговое усилие передних и задних шин; F_{rt} и F_{rr} — сопротивление качению передних и задних шин; F_g — сопротивление на склоне; F_w — аэродинамическое сопротивление.

Автомобиль моделируется как движущаяся масса, на которую действует движущая сила F_{it} , развиваемая трансмиссией, и различные силы, связанные с окружающей средой.

Система управления энергией

Представленная система управления энергией использует простой алгоритм, основанный на пороговой логике. Ее задача — в зависимости от положения педали акселератора и скорости автомобиля управлять трансмиссией, роль которой заключается в выборе в каждый момент времени оптимального распределения мощности между различными источниками энергии с целью минимизации расхода топлива и выбросов вредных веществ.

Для лучшего понимания был использован Stateflow, чтобы проиллюстрировать различные режимы работы гибридного двигателя, а также переходы от одного источника энергии к другому. Существует четыре возможных режима работы:

Режим запуска

Автомобиль запускается от электродвигателя. Цель состоит в том, чтобы иметь полностью элек-

трический режим и держать двигатель внутреннего сгорания выключенным, чтобы не использовать его в зоне низкого КПД.

Ускорение

При интенсивном разгоне электродвигатель выдает максимальную мощность в основном от аккумулятора, а также от генератора, который приводится в действие двигателем внутреннего сгорания. Двигатель внутреннего сгорания работает в зоне оптимальной эффективности, поскольку при высокой потребности в крутящем моменте двигатель внутреннего сгорания выдает максимальную мощность.

Крейсерский режим

В крейсерском режиме эпитциклическая коробка передач распределяет мощность, вырабатываемую двигателем внутреннего сгорания, непосредственно приводя в движение колеса, а также генератор, который, в свою очередь, обеспечивает мощность, необходимую электродвигателю, что, в свою очередь, способствует увеличению тягового усилия.

Режим торможения

Когда автомобиль тормозит или замедляется, электрическая машина работает в режиме генератора и рекуперировывает кинетическую энергию торможения для подзарядки аккумулятора.

Результаты моделирования

На рис. 3 показана полная симуляционная модель гибридного автомобиля.

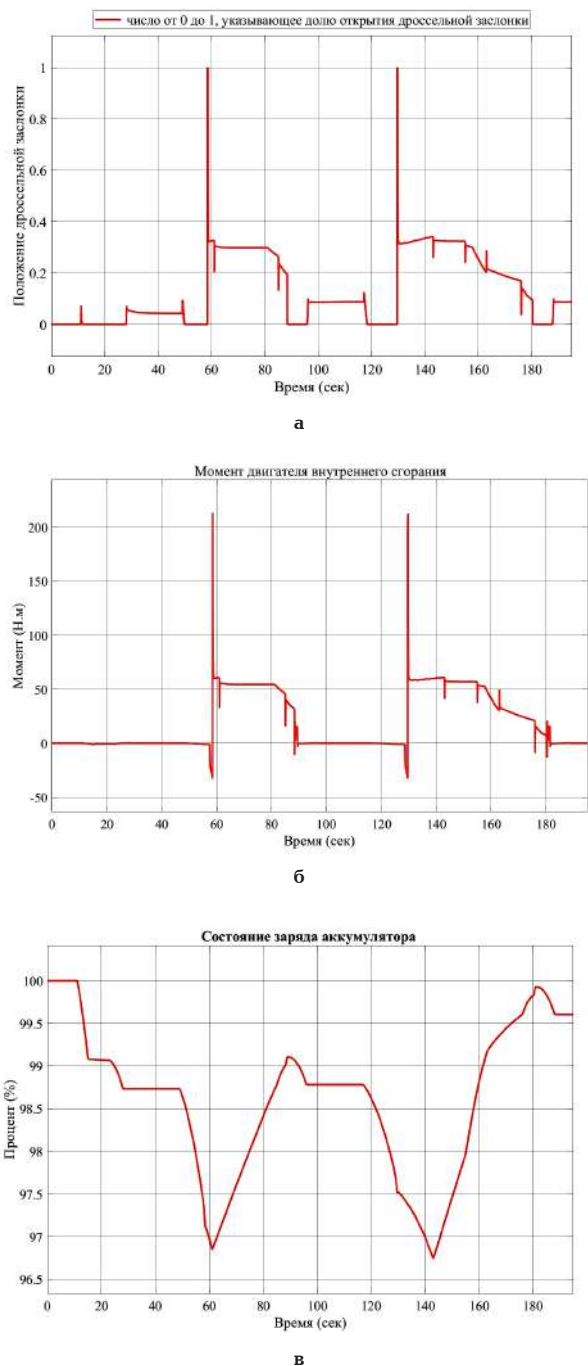


Рис. 5. Параметры автомобиля, учитываемые при движении:
 а — сигнал педали акселератора; б — момент ДВС;
 в — уровень заряда аккумулятора
Fig. 5. Vehicle parameters considering at driving:
 а — accelerator pedal signal; б — internal combustion engine torque; в — battery charge level

На рис. 4а, б показаны параметры автомобиля, моделируемые в программе. На основе распределения моментов определяются основные функции гибридного автомобиля: когда автомобиль неподвижен, ДВС систематически отключается. Электродвигатель запускает автомобиль до определенной скорости, после чего включается ДВС для обеспечения тяги и одновременной подзарядки автомобильной аккумуляторной батареи (АКБ) через электродвигатель, который работает в режиме генератора. Когда скорость автомобиля стабилизируется (при скорости ниже 50 км/ч), тяга переходит в чисто электрический режим. Любое замедление автомобиля проис-

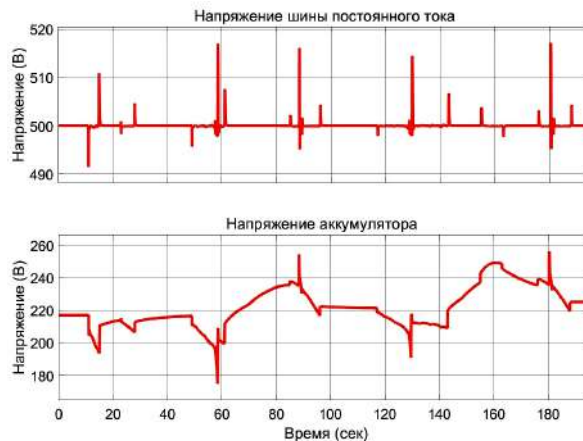


Рис. 6. Параметры электрической составляющей автомобиля при движении
Fig. 6. Electrical component parameters of the vehicle at driving

ходит за счет электрической машины, которая рекуперировывает энергию торможения.

Состояния двигателей автомобиля подтверждают результаты моделирования: электродвигатель вносит непрерывный вклад в течение всего цикла поездки, а состояние ДВС показывает, что он задействуется только в периоды высокой потребности в мощности, например при ускорении. Наконец, генератор включается при выключении двигателя внутреннего сгорания для подачи энергии на электродвигатель; он мгновенно отключается при включении двигателя внутреннего сгорания, а затем снова запускается для подзарядки аккумулятора. Добавление электродвигателя значительно снижает использование двигателя внутреннего сгорания и даже позволяет приводить автомобиль в движение полностью на электричестве.

На рис. 5а, б, в показаны параметры автомобиля, учитываемые при движении. Достижение скорости, задаваемой водителем с помощью педали акселератора, идентично показателю крутящего момента двигателя внутреннего сгорания.

Исходя из положения педали акселератора и скорости автомобиля, электронный блок управления определяет оптимальную скорость вращения двигателя внутреннего сгорания и степень открытия дроссельной заслонки. По результатам расчетов был смоделирован полностью электрический режим, когда при выключенном двигателе активируется только электрический двигатель. Намерение держать двигатель внутреннего сгорания выключенным в значительной степени объясняется его неэффективностью на низких скоростях. При ограниченной системе аккумуляции энергии и мощности двигателя/генераторной установки полностью электрический режим включался на низких скоростях и в условиях низкого энергопотребления.

Состояние заряда аккумулятора (%) — это состояние заряда аккумулятора во время используемого цикла движения (рис. 5в). Первое состояние заряда составляло 100 %. Рабочий диапазон составляет от 100 до 96 %. Нисходящий график отражает характер разряда в течение короткого периода моделирования. Колебания состояния заряда были вызваны тем, что аккумулятор питался за счет рекуперативного торможения. Из-за ограничения работы аккумулятора при низком уровне заряда автомо-

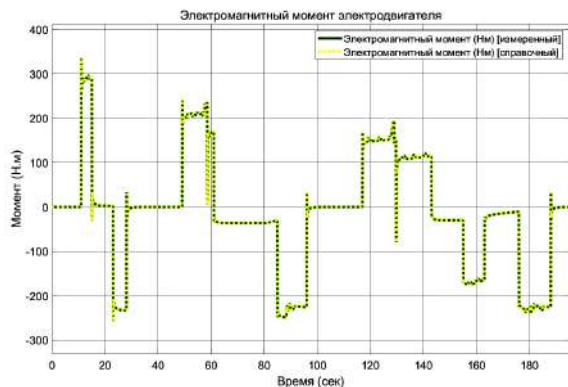


Рис. 7. Электромагнитный момент электродвигателя
Fig. 7. Electromagnetic torque of the electric motor

биль достигает точки, когда необходимо запустить двигатель внутреннего сгорания.

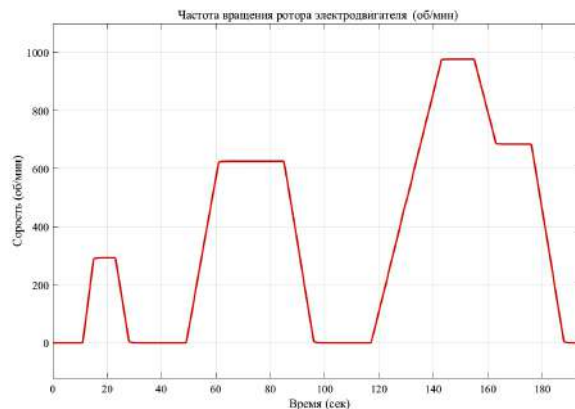
В результате время работы в полностью электрическом режиме в этом цикле движения составило 60 секунд. Если емкость системы накопления энергии не была увеличена, время работы в полностью электрическом режиме всегда зависит от состояния заряда аккумулятора и для него не существует установленного времени или диапазона.

На рис. 6 показаны параметры электрической составляющей автомобиля при движении.

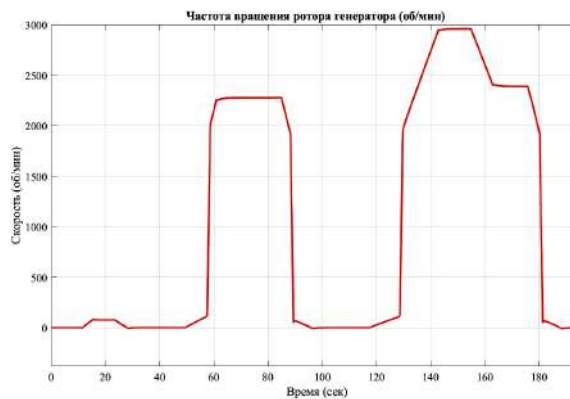
Напряжение на аккумуляторе поддерживается на уровне около 220 В. Во время разгона напряжение падает ниже 220 В для питания двигателя, а во время замедления аккумулятор подзаряжается, получая энергию от торможения. Напряжение шины постоянного тока инверторов повышается с помощью преобразователя до 500 В, что обеспечивает меньший ток (и, следовательно, меньшие потери) при той же потребляемой мощности. При этом временная эволюция фазового тока статора в зависимости от скорости адаптируется и его амплитуда подстраивается к изменению скорости.

На рис. 7 показаны изменения электромагнитного момента электродвигателя. Сначала мы имеем высокий момент двигателя при запуске. Двигатели сохраняют этот высокий электромагнитный момент после остановки до тех пор, пока их скорость не стабилизируется. После этого крутящий момент двигателя начинает уменьшаться, а затем стабилизируется.

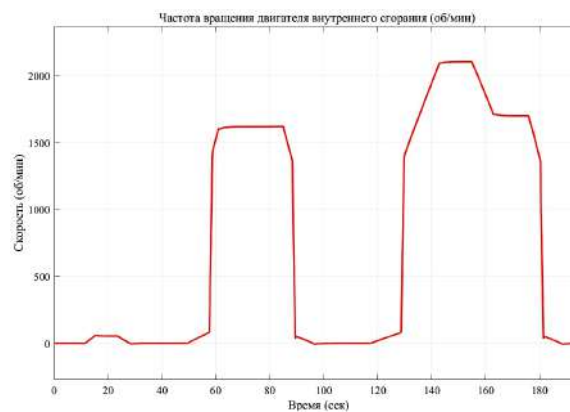
На рис. 8а, б, в показаны частоты вращения электродвигателя, генератора и ДВС соответственно (об/мин). Частота вращения электродвигателя идентична скорости автомобиля. Это связано с полностью электрическим режимом, в котором преобладает тяга автомобиля. Частота вращения генератора идентична скорости ДВС, что объясняется гибридной архитектурой используемого гибридного автомобиля, где генератор приводится в действие двигателем внутреннего сгорания. Стратегия управления выбирает оптимальное распределение мощности между электромотором, генератором и аккумулятором. Эта стратегия позволяет постоянно поддерживать электромотор в рабочем состоянии, не разряжая аккумулятор, и подзаряжать его во время замедления. Это означает, что ДВС может использоваться с максимальной эффективностью, а выбросы оксидов углерода могут быть снижены или даже исключены, в частности, за счет запуска автомобиля полностью на электротяге.



а



б



в

Рис. 8. Частоты вращения двигателей: а — частота вращения ротора электродвигателя (об/мин); б — частота вращения ротора генератора (об/мин); в — частота вращения ДВС (об/мин)

Fig. 8. Engine speeds: а — electric motor rotor speed (rpm); б — generator rotor speed (rpm); в — internal combustion engine speed (rpm)

Заключение

1. Используемая архитектура автомобилей и стратегия управления обеспечивают очень выгодное распределение мощности с точки зрения расхода топлива, поскольку на скорости ниже 50 км/ч автомобиль может двигаться в полностью электрическом режиме с выключенным двигателем внутреннего сгорания.

2. Выше указанной скорости гибридная стратегия управления способна приводить автомобиль в движение как с помощью электрического двигателя, так и с помощью двигателя внутреннего сгорания в зависимости от уровня заряда аккумулятора.

3. Чтобы решить проблему зарядки аккумулятора, была проведена рекуперация энергии торможения, вырабатываемой двигателем внутреннего сгорания, для подзарядки аккумулятора гибридного автомобиля.

4. Моделирование в Matlab/Simulink показывает стабильную работу автомобиля, который следует заданному циклу движения. Выбор компонентов и технологические достижения в области электроники, силовой электроники и автоматизации облегчили интеграцию экологически чистой энергии в традиционные автомобили.

5. В статье подчеркивается важность управления энергией, поскольку наличие двух видов энергии на борту автомобиля означает, что она должна эффективно распределяться, чтобы ездить без ограничений.

Приложение

Параметры автомобиля (Снаряженная масса: 1325 кг)

— ДВС

Максимальная мощность — 11,4 кВт;

Максимальная скорость — 6000 об/мин.

Расход топлива:

Обычный бензин

Город — 51 миль на галлон;

Шоссе — 49 миль на галлон;

Комбинированный — 50 миль на галлон.

Электричество + бензин

Комбинированный — 95 миль на галлон.

— Аккумулятор

Номинальное напряжение — 200 В;

Номинальная емкость — 8,1 Ач;

Последовательное сопротивление — 0,02 Ω;

Начальное состояние заряда — 75,75 %.

— Синхронный двигатель с постоянным магнитом

Сопротивление статора — 0,0910 Ω;

Индуктивность — 16e-04 Гн;

Максимальный крутящий момент — 400 Нм;

КПД — 91 %.

— Генератор

Сопротивление статора — 0,0048 Ω;

Индуктивность — 6,3500e-04 Гн;

Максимальный крутящий момент — 400 Нм;

КПД — 94 %.

Список источников

1. Шабанов А. В., Ломакин В. В., Шабанов А. А., Сальников В. И. Применение комбинированных силовых установок на автомобилях и экологическая безопасность окружающей среды // Известия МГТУ «МАМИ». 2013. № 1 (15). С. 232–239. EDN: QIMILT.

2. Alagarsamy T., Moulik B. Review on optimal design of hybrid electric vehicles and electric vehicles // 2018 3rd International Conference for Convergence in Technology (I2CT), Pune, India. 2018. P. 1–5. DOI: 10.1109/I2CT.2018.8529748.

3. Thommypillai M. P. Optimal path-tracking of virtual racers using gainscheduled preview control: PhD thesis, Imperial College of London, United Kingdom. 2010. 177 p.

4. Bradai S., Ghariani M., Guermazi A. Study of the traction chains of different models of electric vehicles with the ADVISOR tool // 2016 7th International Renewable Energy Congress

(IREC), Hammamet, Tunisia. 2016. P. 1–6. DOI: 10.1109/IREC.2016.7478878.

5. Brooker A., Hendricks T., Johnson V. [et al.]. Advisor 3. 2+ Documentation. National renewable energy laboratory, National wind technology center, Washington, D. C. Office, 2001.

6. Wipke K. B., Cuddy M. R., Burch S. D. Advisor 2. 1: a user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach // IEEE Transactions on Vehicular Technology. 1999. Vol. 48. P. 1751–1761. DOI: 10.1109/25.806767.

7. Gaurav A., Gaur A. Modelling of hybrid electric vehicle charger and study the simulation results // 2020 International Conference on Emerging Frontiers in Electrical and Electronic Technologies (ICEFEET), Patna, India. 2020. P. 1–6. DOI: 10.1109/ICEFEET49149.2020.9187007.

8. Шишков Д. А., Дуганова Е. В., Резников Н. В. Особенности конструкции последовательно-параллельной схемы исполнения гибридной силовой установки на примере автомобиля Toyota Prius // Перспективные направления развития автотранспортного комплекса: сб. ст. XIII Междунар. науч.- практ. конф. / под ред. В. В. Салмина. Пенза: Изд-во РИО ПГАУ, 2019. С. 233–237. EDN: UGUFQL.

9. Emadi A., Rajashekara K., Williamson S., Lukic S. Topological overview of hybrid electric and fuel cell vehicular power system architectures and configuration // IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2005. Vol. 54 (3). P. 763–770. DOI: 10.1109/TVT.2005.847445.

10. Сатер Г., Гаевский В. В., Шадрин С. С. Расчетно-экспериментальный метод повышения надежности подвески автомобиля // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2020. № 4 (63). С. 20–28. EDN: OGRGVL.

ТАРРАФ МОХАММАД, аспирант кафедры «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ), г. Москва.

Адрес для переписки: mohammadasaat90@gmail.com
ГАЕВСКИЙ Виталий Валентинович, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Автомобили» МАДИ, г. Москва.

SPIN-код: 2212-1128

AuthorID (РИНЦ): 293298

AuthorID (SCOPUS): 57195109825

ORCID: 0000-0002-0349-0813

Адрес для переписки: vit-life@rambler.ru

ДИБ МУХАММАД, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Электромеханика, электрические и электронные аппараты» Национального исследовательского университета «МЭИ», г. Москва.

AuthorID (SCOPUS): 57216623195

Адрес для переписки: muhamaddeeb002@gmail.com

Для цитирования

Тарраф Мохаммад, Гаевский В. В., Диб Мухаммад. Моделирование, управление и регулирование энергопотребления гибридного автомобиля // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 64–71. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-64-71. EDN: ACAFJE.

Статья поступила в редакцию 30.01.2025 г.

© Тарраф Мохаммад, В. В. Гаевский, Диб Мухаммад

MODELLING, CONTROLLING AND REGULATING THE ENERGY CONSUMPTION OF A HYBRID VEHICLE

Tarraf Mohammad¹, V. V. Gayevskiy¹, Deeb Muhammad²

¹Moscow State Automobile and Road Construction State Technical University, Russia, Moscow, Leningradskiy Ave., 64, 125319

²National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya Str., 14, bld. 1, 111250

The increasing scarcity and cost of fossil fuels, combined with the awareness of global warming issues, have led in recent years to the development of hybrid vehicles, which are now an industrial solution to reduce fuel consumption and thus CO₂ emissions and pollutants. Against this background, a number of research programmes have recently been conducted on hybrid vehicle modelling to determine the optimal architecture, simulate energy behaviour and define energy management laws; hybrid vehicle design to validate components and theoretically defined energy management laws; and vehicle testing to verify vehicle performance under real-world conditions. This paper focuses on modelling and simulation of a hybrid vehicle with two energy sources: an internal combustion engine and an electric motor. A 'series-parallel' hybrid scheme is adopted for modelling, so each component is modelled separately. The vehicle model taken for modelling consists of a set of different component blocks by connecting them in a structured manner. A control strategy is developed to control the powertrain, the role of which is to select at each instant of time the optimal power allocation between the different power sources in such a way as to minimize fuel consumption and emissions.

Keywords: series-parallel hybrid vehicle, internal combustion engine, automotive battery, standard European driving cycle, energy management system, electric motor.

References

1. Shabanov A. V., Lomakin V. V., Shabanov A. A., Sal'nikov V. I. Primeneniye kombinirovannykh silovyykh ustanovok na avtomobilyakh i ekologicheskaya bezopasnost' okruzhayushchey sredy [The use of combined power units in vehicles and environmental safety]. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2013. No. 1 (15). P. 232–239. EDN: QIMILT. (In Russ.).

2. Alagarsamy T., Moulik B. A Review on Optimal Design of Hybrid Electric Vehicles and Electric Vehicles. *3rd International Conference for Convergence in Technology (I2CT)*. 2018. P. 1–5. DOI: 10.1109/I2CT.2018.8529748. (In Engl.).

3. Thommypillai M. P. Optimal path-tracking of virtual racecars using gainscheduled preview control: PhD thesis, Imperial College of London. London, United Kingdom. 2010. 177 p. (In Engl.).

4. Bradai S., Ghariani M., Guermazi A. Study of the traction chains of different models of electric vehicles with the ADVISOR tool. *7th International Renewable Energy Congress (IREC)*. 2016. P. 1–6. DOI: 10.1109/IREC.2016.7478878. (In Engl.).

5. Brooker A., Hendricks T., Johnson V. [et al.]. Advisor 3. 2+ Documentation. National Renewable Energy Laboratory, National Wind Technology Center, Washington, D. C. Office, 2001. (In Engl.).

6. Wipke K. B., Cuddy M. R., Burch S. D. Advisor 2. 1: a user-friendly advanced powertrain simulation using a combined backward/forward approach. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 1999. Vol. 48. P. 1751–1761. DOI: 10.1109/25.806767. (In Engl.).

7. Gaurav A., Gaur A. Modelling of Hybrid Electric Vehicle Charger and Study the Simulation Results. *International Conference on Emerging Frontiers in Electrical and Electronic Technologies (ICEFEET)*. 2020. P. 1–6. DOI: 10.1109/ICEFEET49149.2020.9187007. (In Engl.).

8. Shishkov D. A., Duganova E. V., Reznikov N. V. Osobennosti konstruksii posledovatel'no-parallel'noy skhemy ispolneniya gibridnoy silovoy ustanovki na primere avtomobilya Toyota Prius [Design features of the series-parallel execution scheme of the hybrid power plant on the example of the Toyota Prius]. *Perspektivnyye napravleniya razvitiya avtotransportnogo kompleksa. Perspective Directions of the Development of the Motor Transport Complex* / ed. by V. V. Salmin. Penza, 2019. P. 233–237. EDN: UGUFQL. (In Russ.).

9. Emadi A., Rajashekara K., Williamson S., Lukic S. Topological overview of hybrid electric and fuel cell vehicular power system architectures and configuration. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2005. Vol. 54 (3). P. 763–770. DOI: 10.1109/TVT.2005.847445. (In Engl.).

10. Sater G., Gayevskiy V. V., Shadrin S. S. Raschetno-eksperimental'nyy metod povysheniya nadezhnosti podveski avtomobilya [Design-experimental method of increasing the reliability of car suspension]. *Vestnik Moskovskogo avtomobil'no-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI). Bulletin of the Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI)*. 2020. No. 4 (63). P. 20–28. EDN: OGRGVL. (In Russ.).

TARRAF MOHAMMAD, Graduate Student of the Automobiles Department, Moscow State Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), Moscow.

Correspondence address: mohammadasaat90@gmail.com

GAYEVSKIY Vitaliy Valentinovich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Automobiles Department, MADI, Moscow.

SPIN-code: 2212-1128

AuthorID (RSCI): 293298

AuthorID (SCOPUS): 57195109825

ORCID: 0000-0002-0349-0813

Correspondence address: vit-life@rambler.ru

DEEB MUHAMMAD, Candidate of Technical Sciences, Assistant of the Electromechanics, Electrical and Electronic Apparatuses Department, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow.

AuthorID (SCOPUS): 57216623195

Correspondence address: muhamaddeeb002@gmail.com

For citations

Tarraf Mohammad, Gayevskiy V. V., Deeb Muhammad. Modelling, controlling and regulating the energy consumption of a hybrid vehicle. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 64–71. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-64-71. EDN: ACAFJE.

Received January 30, 2025.

© Tarraf Mohammad, V. V. Gayevskiy,
Deeb Muhammad

ВЫБОР И ИЗУЧЕНИЕ СПОСОБОВ РЕАЛИЗАЦИИ МОДЕЛИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

А. В. Бураков¹, Р. Р. Хотский², Л. Г. Кузнецов¹

¹АО «Компрессор», Россия, 194044, г. Санкт-Петербург,
пр. Большой Сампсониевский, 64

²808 военное представительство МО РФ,
Россия, 192012, г. Санкт-Петербург, ул. Бабушкина, 123

В статье в качестве объекта диагностирования рассматривается система сжатого воздуха, входящая в комплекс компрессорного оборудования для производства, хранения, распределения газов для космодромов, обеспечивающих запуск ракет-носителей. Выбрана модель диагностирования поршневого компрессора как основного устройства для производства сжатого воздуха, основанная на анализе характерных неисправностей. Разработаны векторы состояния элементов системы сжатого воздуха на основе множества структурных параметров, характеризующих техническое состояние объекта диагностирования. Предложено использовать вейвлет-анализ для обработки диагностических параметров полученных при анализе индикаторных диаграмм ступеней поршневого компрессора.

Ключевые слова: поршневой компрессор, индикаторная диаграмма, ряды Фурье, вейвлет-анализ, модель диагностирования, диагностические параметры, техническая диагностика.

Введение

АО «Компрессор» является разработчиком и изготовителем специализированных судовых компрессорных установок, а также систем и изделий для производства, хранения и распределения сжатого воздуха, которые используются на космодромах «Байконур», «Плесецк» и «Восточный».

В настоящее время роль системы сжатого воздуха (ССВ) на космодромах гражданского и военного назначения возрастает в связи с необходимостью обеспечения постоянной боевой готовности. Особое место занимают комплексы компрессорного оборудования и систем для производства, хранения, распределения газов для космодромов, обеспечивающих стартовые комплексы воздухом высокого, среднего и низкого давления (ВВД, ВСД и ВНД) и запуск ракет-носителей [1].

Таким образом, система сжатого воздуха является сложной технической системой (СТС), соединяющей в себе большое количество функционально связанных элементов, играет существенную роль в обеспечении боевой и повседневной эксплуатации космических комплексов. В то же время она является одной из наименее изученных с точки зрения внедрения методов и средств диагностирования наземных аэрокосмических систем [2]. Эти два обстоятельства подчеркивают актуальность изучаемого вопроса.

Основная часть

Основным элементом ССВ любой системы сжатого воздуха является компрессор. Объектом исследования является современная станция компрессорная автоматизированная СКА 60/200, созданная в рамках поставки для универсального десантного

корабля-вертолетоносца (УДК) проекта 23900. Проведены квалификационные испытания и выполнена постановка на производство под контролем ВП МО РФ [3].

Станция широко используется в качестве элемента ССВ надводных кораблей, однако широкий диапазон рабочих параметров по давлению и производительности, хорошие массогабаритные характеристики с учетом размещения всех элементов на единой раме, обеспечения требований по удорожайности [4] позволяют рассматривать станцию СКА 60/200 для применения в составе системы сжатого воздуха (ССВ) на космодромах гражданского и военного назначения.

Станция компрессорная автоматизированная СКА 60/200 приведена на рис. 1.

Термин «техническое диагностирование» (ТД) в соответствии с действующим государственным стандартом [5] можно трактовать как «определение технического состояния объекта технического диагностирования».

В качестве объекта технического диагностирования в данной статье принимается непосредственно изделие в целом и элементы, из которых состоит указанное изделие, в частности.

В качестве основных задач, возлагаемых на ТД, рассмотрим:

- контроль технического состояния объекта;
- поиск места неисправности;
- определение причин неисправности;
- прогнозирование состояния объекта.

Задачи, которые необходимо выполнять с помощью системы технического диагностирования (СТД), определяются структурой объекта технического диагностирования (ТД) и особенностями его технического обслуживания (ТО). В общем случае можно выделить две основные задачи:



Рис. 1. Станция компрессорная автоматизированная СКА 60/200

Fig. 1. SKA 60/200 automated compressor station

1. Автоматизация процесса поиска причин нарушения работоспособности, правильности функционирования или исправности объекта.

2. Определение текущего технического состояния объекта и прогнозирование его изменения в процессе эксплуатации.

Решение первой задачи применимо к объектам, имеющим ярко выраженную блочную структуру [6]. Особенностью эксплуатации объекта с развитой блочной структурой является сложность определения вышедшего из строя элемента (блока) при потере работоспособности объекта. Восстановление работоспособности здесь осуществляется путем замены вышедшего из строя элемента на новый. К таким объектам относятся различные радиотехнические средства, системы автоматического управления и т.п.

Для механических объектов, подобных компрессорам, наиболее важным является решение второй задачи [7]. Знание текущего технического состояния таких объектов без их разборки (согласно опыту проведения работ по государственным контрактам предприятия с Министерством обороны Российской Федерации по техническому обслуживанию на всех этапах жизненного цикла широкой номенклатуры компрессорного оборудования, эксплуатируемого на объектах ВМФ) дает возможность оптимально планировать ремонт и проводить своевременные профилактические работы, отказаться от регламентных переборок механизмов, нарушающих приработку их узлов и деталей, свести к минимуму возможные случайные отказы оборудования, значительно сократить время обнаружения причин нарушения работоспособности, более

обоснованно решать вопросы использования технических средств и комплекта запасных частей и принадлежностей изделия (ЗИП).

Выбор системы ТД применительно к различным станциям компрессорным автоматизированным типа СКА, СКАВ и аналогичных, основан на изучении наиболее часто встречающихся случаев выходов из строя компрессорных станций в процессе их использования по прямому назначению, с учетом вычислительных возможностей программируемых логических контроллеров, применяющихся в составе приборов управления и позволяющих реализовывать сложные алгоритмы измерения ряда технических параметров в процессе применения компрессорной станции по прямому назначению.

Выполненный анализ существующих работ [8–12], а также статистических данных (журналы учета полученных рекламаций предприятий АО НПО «Компрессор» и АО «Компрессор» за период с 2017 по 2024 годы) о выявленных случаях выхода из строя компрессорных станций позволяет сделать вывод о том, что наиболее часто встречающиеся неисправности поршневых компрессоров (ПК) связаны с нарушениями в работе всасывающих и нагнетательных клапанов, поршней (поршневых колец) в цилиндрах (в ЦПГ), шатунов и коленчатого вала (в КШМ), а также с нарушениями в работе систем охлаждения и смазки.

При работе СКА60/200 технически возможно измерять и анализировать посредством программируемого логического контроллера, входящего в штатный прибор управления (локальный измерительный комплекс), основные параметры компрессорных станций: давление на выходе I, II, III, IV ступени компрессора; температуру воздуха на выходе I, II, III, IV ступени; давление на входе и выходе охлаждающей воды; температуру на входе и выходе охлаждающей воды; давление в системе смазки; температуру в системе смазки; давление воздуха в адсорберах блока осушки; точку росы (влажность) воздуха на выходе из блока осушки воздуха, которые будем использовать как диагностические параметры (далее ДП).

На основании данных показателей сформирован вектор диагностических параметров, в составе которого используются контролируемые параметры, отвечающие следующим требованиям:

- 1) независимость параметров между собой;
- 2) возможность их прямого замера;
- 3) связь измеряемых параметров со структурными, которые характеризуют состояние компрессорной станции;
- 4) возможность определения по выделенным параметрам условий работоспособности и правильного функционирования компрессорной станции.

Анализируя характерные неисправности ПК, делаем выводы о необходимости выявления структурных параметров, характеризующих состояние следующих элементов:

- 1) для элемента ЦПГ в качестве структурных параметров принимаем:
 - величину зазоров между поршнем и цилиндром;
 - величину уменьшения диаметра поршневых колец вследствие износа;
- 2) для элемента КШМ в качестве структурных параметров принимаем:
 - величину зазоров между диаметрами коренных подшипников и коренными шейками коленчатого вала;

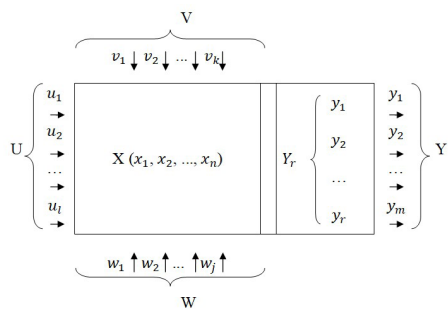


Рис. 2. Модель диагностирования поршневого компрессора
Fig. 2. Piston compressor diagnostic model

— величину зазоров между шатунами и шатунной шейкой коленчатого вала;

3) для элементов «Самодействующие клапаны (СК)» в качестве структурных параметров принимаем:

— величину зазора между седлом клапана и пластиной;

— снижение жесткости пружины клапана;

— уменьшение размеров пластины клапана;

4) для элемента «Система охлаждения компрессора» в качестве структурных параметров принимаем:

— величину зазоров между корпусом водяного насоса и рабочим колесом;

— увеличение гидравлического сопротивления (вследствие засорения) холодильников ступеней;

5) для элемента «Система смазки компрессора» в качестве структурных параметров принимаем:

— величину зазоров между корпусом и шестеренками в масляном насосе;

— величину зазора между диаметром сальника подшипника и диаметром вала в масляном насосе.

Таким образом, возможно решить задачи определения неисправностей элементов компрессора в процессе его функционирования; прогнозирования этих неисправностей; определения работоспособности механизма в целом. Наименьший перечень параметров, положенных в основу формирования вектора ДП, сформирован на базе возможностей штатного контрольно-измерительного комплекса (КИК), а также рекомендаций известных методов диагностирования [13–16].

Выбор модели диагностирования

Модель диагностирования поршневого компрессора (ПК) на основе вектора его динамических параметров описана в работах [7, 17] и изображена на рис. 2, где: $X \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ — множество структурных параметров, характеризующее техническое состояние объекта диагностирования;

$Y_r \{y_1, y_2, \dots, y_r\}$ — множество измеряемых параметров штатным КИК;

$Y \{y_1, y_2, \dots, y_m\}$ — перечень диагностических параметров, связанных со структурными параметрами $X \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$;

$U \{u_1, u_2, \dots, u_i\}$ — управляющие воздействия;

$V \{v_1, v_2, \dots, v_k\}$ — контролируемые внешние факторы;

$W \{w_1, w_2, \dots, w_j\}$ — неконтролируемые воздействия.

Состояние объекта диагностирования — непосредственно компрессора в сборе и элементов, из которых он состоит, — характеризуется множе-

ством структурных параметров $X \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$. Для ПК станции компрессорной СКА60/200 множество параметров может быть представлено в виде

$$X \{x_1, x_2, \dots, x_9\}, \quad (1)$$

где x_1 — разница диаметров поршня и цилиндра;

x_2 — разница диаметров поршневых колец до и после работы компрессора;

x_3 — разница диаметрами коренного подшипника и коренной шейки коленчатого вала;

x_4 — разница между диаметрами шатунов и шатунной шейки коленчатого вала;

x_5 — разница между размерами седла и пластины клапана;

x_6 — разница жесткости пружины клапана до и после работы компрессора;

x_7 — разница толщин пластин клапанов до и после работы компрессора;

x_8 — разница между шириной корпуса и шириной шестеренок в масляном насосе;

x_9 — разница между диаметрами сальника подшипника и вала в масляном насосе.

Множество параметров Y_r компрессорной станции, подвергаемое контролю,

$$Y_r \{y_1, y_2, \dots, y_r\}. \quad (2)$$

Множество Y_r (2) ограничено, прежде всего, количеством контрольно-измерительных приборов (КИП) и вычислительными возможностями промышленного логического контроллера, входящего в состав контрольно-измерительного комплекса (КИК) в штатной системе автоматического управления компрессорной станции СКА60/200.

Требуется выбрать на базе Y_r перечень независимых друг от друга, доступных для непосредственного измерения диагностических параметров, которые должны быть и функционально связаны с множеством структурных параметров X ПК станции компрессорной СКА60/200.

Множество Y_r для исследуемой компрессорной станции СКА60/200 включает в себя 18 параметров (т.е. $r = 18$):

- 1 — давление в I ступени ПК;
- 2 — давление во II ступени ПК;
- 3 — давление в III ступени ПК;
- 4 — давление в IV ступени ПК;
- 5 — температура воздуха на входе в I ступень ПК;
- 6 — температура воздуха на выходе из I ступени ПК;
- 7 — температура воздуха на входе во II ступень ПК;
- 8 — температура воздуха на выходе из II ступени ПК;
- 9 — температура воздуха на входе в III ступень ПК;
- 10 — температура воздуха на выходе из III ступени ПК;
- 11 — температура воздуха на входе в IV ступень ПК;
- 12 — температура воздуха на выходе из IV ступени ПК;
- 13 — давление воды на входе в систему охлаждения ПК;
- 14 — давление воды на выходе системы охлаждения ПК;
- 15 — температура воды на выходе системы охлаждения ПК;

16 — давление масла на выходе масляного насоса ПК;

17 — температура масла в масляном баке ПК;

18 — давление воздуха на выходе из ПК (на выходе из блока осушки).

На основании уравнения состояния и расчёта производительности относительно стандартных условий можно получить следующее соотношение:

$$\frac{V_k}{V_{ст}} = \frac{P_{ст}}{P_k(T_k/T_{ст})} \cdot 60. \quad (3)$$

Используя выражение для отношения давлений $\left(\pi_{к.ст.} = \frac{P_{к.ст.}}{P_{н.ст.}}\right)$, возможно вычисление всех термодинамических параметров, следовательно, в качестве диагностического параметра ЦПГ i -ой ступени принимаем отношение давлений в ступени, т.е. $y_1 = \pi_{ст.1}, \dots, y_4 = \pi_{ст.4}$.

В поршневом компрессоре работоспособность КШМ определяется величиной зазоров между шатунами и шатунной шейкой коленчатого вала: y_5 .

Работа самодействующих клапанов в I, II, III, IV ступенях компрессора характеризуется значением перепада давлений в I, II, III, IV ступенях. Значения перепадов давления в I, II, III, IV ступенях может быть определено расчетом через $\pi_{ст.i}$, т.е. через y_1, \dots, y_4 .

После I, II, III, IV ступеней компрессора установлены соответствующие охладители воздуха типа «воздух–вода». Качество работы охладителей I, II, III, IV ступеней однозначно могут характеризоваться температурой на входе–выходе и значением разницы давления воды на входе и на выходе из соответствующего охладителя. Значение разницы давления показывает гидродинамическое сопротивление водяных полостей холодильников и водяных полостей охлаждения компрессора, а на основании разности температуры можно судить о качестве охлаждения воздуха в холодильниках после I, II, III, IV ступеней компрессора. На основании вышеизложенного значения перепада давления и температуры воды в системе охлаждения используем как диагностические параметры компрессора — y_6 и y_7 .

Для проверки правильности работы системы смазки в компрессоре необходимо контролировать температуру и давление масла, поэтому значение давления на масляном насосе y_8 , которое характеризует работоспособность насоса и значение температуры масла в баке компрессора y_9 , которое характеризует качество охлаждения масла, используем как диагностические параметры.

Учитывая период испытаний и эксплуатации станции СКА60/200 и аналогичных компрессорных станций, можно сделать вывод об основных элементах, состоянии которых влияет на выход из строя компрессора:

- поршневые кольца;
- поршни;
- втулки цилиндров;
- всасывающие и нагнетательные клапаны;
- межступенчатые теплообменники;
- коренные подшипники коленчатого вала;
- масляный насос;
- водяной насос.

Поэтому для оптимальной оценки работоспособности данные параметры целесообразно контролировать.

На основании вышеизложенного выбираем базовый список диагностических параметров СКА60/200, которые характеризуются вектором $Y = \{y_m\}$ при $m = 1, 2, \dots, 9$.

$$Y_r \{y_1, y_2, \dots, y_9\}, \quad (4)$$

где y_1 — степень сжатия в I ступени ПК;

y_2 — степень сжатия во II ступени ПК;

y_3 — степень сжатия в III ступени ПК;

y_4 — степень сжатия в IV ступени ПК;

y_5 — разница между диаметрами шатунов и шейками вала;

y_6 — давление воды на выходе из холодильников системы охлаждения;

y_7 — температура воды на выходе из холодильников системы охлаждения;

y_8 — давление на выходе масляного насоса компрессора;

y_9 — температура масла в масляном баке компрессора.

Выбор вектора диагностических параметров (ВДП) Y и описание их связи со структурными параметрами X приведен, учитывая также воздействие факторов, которые можно представить в виде трех множеств:

$$U \{u_1, u_2, \dots, u_l\}, V \{v_1, v_2, \dots, v_k\}, W \{w_1, w_2, \dots, w_j\}.$$

Множества, характеризующие внешние воздействующие факторы:

$U \{u_1, u_2, \dots, u_l\}$ — воздействия, оказываемые на объект от окружающей среды (u_1 — температура окружающей среды, u_2 — относительная влажность, u_3 — атмосферное давление);

$V \{v_1, v_2, \dots, v_k\}$ — механические воздействия на компрессор (v_1 — механический удар, v_2 — воздействие вибрации, v_3 — землетрясение);

$W \{w_1, w_2, \dots, w_j\}$ — воздействия на компрессор со стороны органов управления (w_1 — включение и отключение, w_2 — воздействие от некорректного включения, w_3 — воздействие от некорректного выполнения алгоритма управления).

Ввиду сложности сбора статистических данных отсутствует возможность определения степени влияния указанных внешних факторов на зависимость между диагностическими и структурными параметрами. Расчетные методы диагностической модели, имеющие возможность учета влияния внешних факторов применительно к поршневым компрессорам, отсутствуют или имеют низкую точность.

Для выбора оптимальной для поршневого компрессора модели диагностирования изучим существующие методы диагностики и способы их реализации.

Индикаторная диаграмма была разработана Джеймсом Уаттом и его сотрудником Джоном Саутером еще в 1796 году, чтобы понять, как повысить эффективность паровых двигателей. Индикаторная диаграмма компрессора — это графическая зависимость давления в цилиндре компрессора от переменного объема газа в цилиндре. По ней можно определить индикаторный объемный коэффициент, показатели политроп процессов сжатия и обратного расширения и другие параметры, характеризующие работу компрессора, поэтому принимаем индикаторную диаграмму ступени компрессора в качестве диаграммы состояния работы ступени компрессора.

В общем виде анализ неисправностей с помощью диаграмм состояния представлен на рис. 3–5.

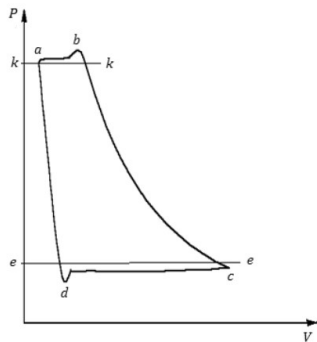


Рис. 3. Построенная по параметрам работы в штатном режиме диаграмма работы ступени компрессора SKA60/200
Fig. 3. Diagram of the SKA60/200 compressor stage operation based on normal operation parameters

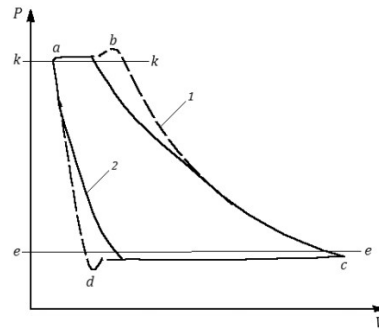


Рис. 5. Диаграмма работы ступени компрессора SKA60/200, имеющей неплотности клапанов: 1 — клапаны в исправном состоянии; 2 — наличие неплотностей в клапанах
Fig. 5. Operation diagram of SKA60/200 compressor stage with leaky valves: 1 — valves in proper condition; 2 — presence of leaky valves

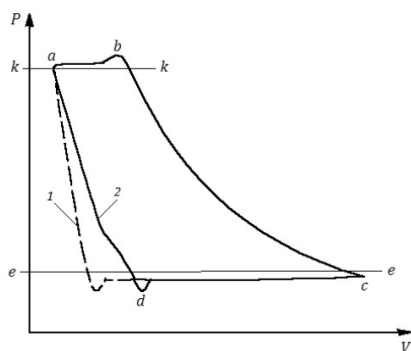


Рис. 4. Диаграмма работы ступени компрессора SKA60/200 с увеличенным мертвым пространством: 1 — цилиндр в исправном состоянии; 2 — наличие неисправности в цилиндре
Fig. 4. Diagram of SKA60/200 compressor stage operation with increased blind space: 1 — cylinder in proper condition; 2 — fault in cylinder

На рис. 3 представлена диаграмма состояния ступени компрессора SKA60/200 при штатной его работе.

На рис. 4 и 5 представлены диаграммы состояния с различными видами неисправностей.

На рис. 3 представлена идеальная диаграмма состояния ступени нового компрессора, где $d-c$ — процесс, в котором давление всасывания ниже атмосферного давления ($e-e$); $b-a$ — процесс, в котором нагнетание проходит выше давления в нагнетательном трубопроводе ($k-k$); $a-d$ — процесс расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве.

На рис. 4 представлена диаграмма состояния компрессора, имеющего слишком большое вредное пространство. Линия расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве $a-d$, отклонилась вправо от нормального положения, и фактическая длина линии всасывания $d-c$ меньше нормальной линии всасывания.

На диаграмме состояния компрессора, представленной на рис. 5, в начале и в конце процесса сжатия и процесса всасывания имеются отклонения. Данное отклонение свидетельствует о наличии неплотности во всасывающих и нагнетательных клапанах.

В качестве варианта метода диагностирования возможно применение метода с использованием анализа диаграммы состояния ступени компрессора с разложением её в ряд Фурье [17].

В настоящее время авторы данной статьи ведут исследование по использованию вейвлет-преобразований для обработки диагностических параметров, полученных посредством анализа индикаторных диаграмм ступеней ПК, так как вейвлет-анализ не оставляет «хвостов» и образует значительно меньше коэффициентов, чем разложение в ряды Фурье.

Теория вейвлетов в ряде случаев может использоваться в качестве альтернативы анализу с разложением в ряд Фурье, так как упрощает обработку коэффициентов, которые применяются в качестве диагностических параметров поршневого компрессора. Одним из ключевых особенностей вейвлет-анализа является то, что с его помощью можно достоверно определить изменения локализованных диагностических параметров и, соответственно, получить более точный анализ технического состояния ПК, в то время как анализ с разложением в ряд Фурье не позволяет этого сделать в связи с тем, что в коэффициентах Фурье определяется изменение диагностических параметров за все время его существования.

Изучим применение диаграмм состояния ступени компрессора для диагностики ПК.

Диаграмма состояния ступени поршневого компрессора своими значениями и геометрией определяет функциональную зависимость между структурными параметрами, характеризующими техническое состояние компрессора и его ступеней и диагностическими измеряемыми параметрами, характеризующими термодинамические процессы. Причем геометрия измеренной диаграммы построена уже с учетом внешних воздействий и требует аналитического расчета.

Поэтому диаграмма состояния ступени компрессора, построенная с необходимым по точности разрешением, может являться диагностической моделью, которая определяет взаимосвязь между структурными параметрами, характеризующими фактическое техническое состояние ступеней компрессора, и диагностическими параметрами, характеризующими физические процессы, происходящие в каждой ступени ПК.

В связи с вариативностью диагностических и структурных параметров во времени возможно представить зависимости, определяющие процессы диаграммы состояния ступени компрессора, в виде графических зависимостей от времени, имеющих в ПК периодический характер. Данный способ направлен на решение следующих проблем:

1) введением в состав ДП коэффициентов временного ряда для повышения скорости диагностирования элементов ПК, что позволяет использовать возможность не только качественной, но и количественной оценки изменения как самих диагностических параметров на уровне их математических ожиданий, так и их корреляционных связей.

Для диагностики судовых дизельных двигателей, например, используется эффект изменения корреляционных связей, который происходит перед изменением параметров, характеризующих его работу [18];

2) выражение процессов диаграммы состояния ступени компрессора в виде графических зависимостей от времени с использованием выборки контролируемых параметров определенного диапазона позволяет решать задачу прогнозирования изменения состояния этого временного ряда, а значит, технического состояния ПК.

При рассмотрении в качестве объекта диагностирования всей ССВ первый блок ее вектора состояния принимается в виде вектора состояния СКА60/200. Он дополняется вторым блоком, характеризующим техническое состояние остальных элементов системы.

Контроль работоспособности системы сжатого воздуха

Рассматривая ССВ как СТС, определим множество структурных параметров $X \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ основных её элементов:

- блок осушки и очистки воздуха БО60/200;
- редукционные клапана;
- воздушный редуктор;
- баллоны;
- трубопроводы сжатого воздуха.

Определение работоспособности ССВ и её элементов осуществляется на основе анализа её характерных неисправностей.

Блок осушки и очистки воздуха БО60/200 (рис. 6) является автоматизированным, поэтому при возникновении предаварийного состояния система автоматики сама отключит блок, о чем появится соответствующее сообщение на пульте управления ПУ СКА60/200 [19] (рис. 7). Однако штатная система автоматики не позволяет контролировать изменение технического состояния основных элементов блока и, соответственно, прогнозировать его остаточный ресурс. Эта проблема может быть решена, если вектор диагностических параметров блока и тенденция его изменения будут контролироваться и анализироваться общей системой технического диагностирования компрессорной станции.

Вектор состояния блока осушки и очистки воздуха БО60/200 будет иметь вид

$$X_1 = \{x_{1,1}, x_{1,2}, \dots\}, \quad (5)$$

где $x_{1,1}$ — давление воздуха за фильтрами тонкой очистки;

$x_{1,2}$ — влагосодержание воздуха на выходе из БОО;

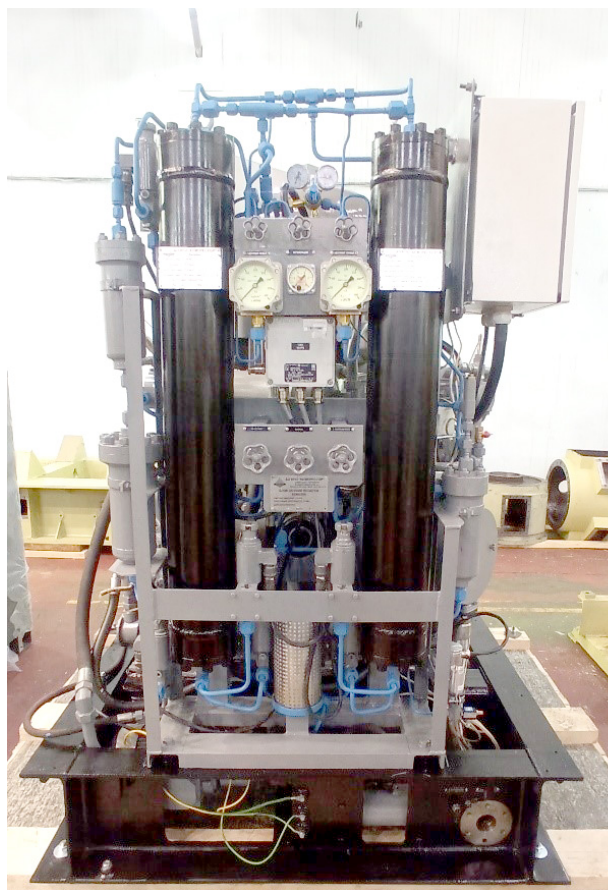


Рис. 6. Общий вид блока осушки и очистки воздуха БО60/200

Fig. 6. General view of the BO60/200 dehumidification and air purification unit



Рис. 7. Пульт управления ПУ СКА60/200
 Fig. 7. PU SCA60/200 control panel

$x_{1,3}$ — давление воздуха за БОО;
 $x_{1,4}$ — давление воздуха до фильтров тонкой очистки;
 $x_{1,5}$ — давление воздуха перед БОО;
 $x_{1,6}$ — давление в адсорберах БОО.

Порядок определения работоспособности и характерных неисправностей электромагнитных клапанов и регулятора давления приведен в руководстве по эксплуатации СКА60/200.

На основании указанных данных вектор состояния электромагнитных клапанов будет иметь вид

$$X_2 = \{x_{2,1}, x_{2,2}, \dots\}, \quad (6)$$

где $x_{2,1}$ — давление на входе в электромагнитный клапан;

$x_{2,2}$ — давление на выходе из электромагнитного клапана.

Вектор состояния регулятора давления принимает следующий вид

$$X_3 = \{x_{3,1}, x_{3,2}, \dots\}, \quad (7)$$

где $x_{3,1}$ — давление на входе в регулятор давления;

$x_{3,2}$ — давление на выходе редуктора давления.

На базе анализа наиболее распространенных причин выходов из строя баллонов для хранения воздуха и анализа известных методов диагностирования [20] вектор состояния баллонов воздуха высокого давления примет вид

$$X_4 = \{x_{4,1}, x_{4,2}, \dots\}, \quad (8)$$

где $x_{4,1}$ — давление воздуха в баллоне;

$x_{4,2}$ — температура поверхности корпуса баллона;

$x_{4,3}$ — влагосодержание воздуха в баллоне;

$x_{4,4}$ — значение уменьшения толщины стенки корпуса баллона (вследствие коррозии).

Контроль за техническим состоянием трубопроводов производится согласно инструкции по эксплуатации ССВ и анализу известных методов диагностирования [21].

Вектор состояния трубопроводов сжатого воздуха может быть представлен в виде

$$X_5 = \{x_{5,1}, x_{5,2}, \dots\}, \quad (9)$$

где $x_{5,1}$ — давление воздуха до распределительного клапана;

$x_{5,2}$ — давление воздуха после распределительного клапана.

В соответствии с (5)–(9) вектор состояния элементов ССВ окончательно примет вид

$$X_{ссв} = \{X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, \dots\}. \quad (10)$$

Опыт эксплуатации ССВ показывает, что параметры, выделенные в качестве диагностических, с течением времени меняются по различным зависимостям:

1. Такие параметры, как:

— перепад давления воздуха на фильтрах;

— давление воздуха за БОО;

— перепад давления воздуха на электромагнитных клапанах;

— давление воздуха в баллоне;

— и т.д.

изменяются линейно либо скачкообразно.

2. Такие параметры, как:

— температура в адсорберах БОО;

— влажность воздуха в баллоне;

— напряженность электрического поля поверхности корпуса баллона;

— и т.д.

изменяются линейно либо экспоненциально.

Штатными КИП можно измерять следующие параметры элементов ССВ:

— давление воздуха до и после фильтров;

— давление воздуха перед и за БОО;

— температуру в адсорберах БОО;

— влажность воздуха за БОО;

— давление воздуха до и после распределительного клапана;

— перепад давления воздуха на предохранительном клапане системы;

— давление воздуха на входе в регулятор давления;

— давление воздуха на выходе из регулятора давления;

— давление воздуха в баллоне.

Все эти параметры характеризуют работоспособность соответствующего узла ССВ. Поэтому, включая функционально связанные параметры, принимаем следующий вектор состояния второго блока

$$Y = \{y_{10}, \dots, y_{16}\}, \quad (11)$$

где y_{10} — давление воздуха за водомаслоотделителями;

y_{11} — давление воздуха за БОО;

y_{12} — влажность воздуха за БОО;

y_{13} — давление воздуха за распределительным клапаном;

y_{14} — давление воздуха за предохранительным клапаном;

y_{15} — давление воздуха, пониженное редуктором;

y_{16} — давление воздуха в баллоне.

Эти параметры подлежат периодическому контролю л/с в процессе эксплуатации ССВ.

Для ССВ, как единого объекта ВДП, получаем на основе (4) и (11)

$$Y = \{y_1, \dots, y_{16}\}. \quad (12)$$

Решить задачу прогнозирования изменения значения вектора X , а значит, и технического состояния ССВ, можно на основе контроля за ним и статистической обработки значений выборки измерений как совокупности случайных величин и использования метода экстраполяции восстановления временного ряда, в форме которого может быть представлен данный вектор состояния [22]. При этом за основу математического описания процессов изменения величин ДП можно взять алгоритмы экспоненциального сглаживания и линейного изменения их значений.

Так, в работе [19], учитывая, что процесс получения выборки значений ДП является случайным процессом, а их значения — случайными величинами, выполнено преобразование известных базовых алгоритмов в их робастные аналоги, что позволило избежать влияния статистической неопределенности в отношении закона их распределения.

Выводы

Таким образом, ССВ, являясь СТС, состоящей из функционально связанных элементов, представлена в виде объекта диагностирования, а именно разработан вектор ее состояния, определены вид

диагностической модели и методы ее реализации. Обосновано применение к решению диагностических задач нового подхода на основе анализа диаграмм состояния ступеней компрессора, позволяющего повысить оперативность диагностирования технического состояния объекта и прогнозировать изменение этого состояния.

Предложенная модель диагностирования ПК, а также всей системы сжатого воздуха, основанная на анализе характерных неисправностей и разложения процессов, образующих диаграммы состояния его ступеней, может найти широкое применение при разработке новых видов диагностических комплексов компрессорного оборудования и систем производства, хранения, распределения газов, обеспечивающих стартовые комплексы воздухом, что, в свою очередь, повысит надежность эксплуатации на космодромах гражданского и военного назначения и их технических устройств.

Список источников

1. Наумчик И. В., Дзитолев М. С., Помошник М. В. Влияние величины вредного пространства на интегральные характеристики поршневого компрессора системы газоснабжения в составе стартового комплекса // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2023. № 5. С. 553–558. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-5-553-554. EDN: IYXRVN.
2. Ларькин В. В., Бегунов М. Л., Николаев С. Г. [и др.] Об актуальности разработки перспективной системы контроля технического состояния сложных технических систем на основе предиктивной диагностики // Модели и методы развития технологий машиностроения в условиях цифровизации экономики России / под ред. А. А. Поповича. Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2022. С. 201–206. EDN: CGOYAP.
3. ГОСТ РВ 0015-301–2020. Система разработки и постановки на производство военной техники. Постановка на производство изделий. Основные положения. Введ. 01–07–2021. 42 с.
4. Кузнецов Л. Г., Бураков А. В., Грибанов Д. А., Хотский Р. Р. Методика расчета трудоемкости разработки судовых компрессорных станций с использованием аналога на основе ранжирования технических характеристик // Морской вестник. 2023. № 2 (86). С. 65–67. EDN: TLHLQH.
5. ГОСТ 20911–89. Техническая диагностика. Термины и определения. Введ. 01–01–1991. Москва: Стандартинформ, 2009. 12 с.
6. Борисевич М. А. Основные направления и задачи механизации и автоматизации восстановления сложных технических систем // Проблемы науки. 2022. № 3 (71). С. 32–37. EDN: GMNERU.
7. Меньшиков Д. С. Разработка модели прогноза сигналов предвестников неисправностей газоперекачивающих агрегатов // Международный технико-экономический журнал. 2022. № 5-6. С. 36–44. DOI: 10.34286/1995-4646-2022-86-5/6-36-44. EDN: BWPSAX.
8. Атанов И. В., Капустин И. В., Грицай Д. И., Кулаев Е. В. Неисправности компрессоров холодильного оборудования // Аграрная наука и производство в условиях становления цифровой экономики Российской Федерации и мирового сообщества: материалы 17 Междунар. науч.-практ. конф. ФМСХ. Ставрополь: АГРУС, 2021. С. 14–21. EDN: YSLLHJ.
9. Сокина О. В., Хазин М. Л., Волегов С. А. Анализ причин неисправности клапанов поршневых компрессоров // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. тр. XXII Междунар. науч.-техн. конф. Екатеринбург, 04–05 апреля 2024 года. Екатеринбург: Изд-во Уральского гос. горного ун-та, 2024. С. 385–388. EDN: ICNDXV.
10. Манойлина С. З., Артемьев В. Н., Зайцев Н. А. Основные неисправности современных поршневых компрессоров и способы их устранения // Тенденции развития технических средств и технологий в АПК: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Воронеж, 20 февраля 2023 года. Воронеж: Воронежский государственный аграрный университет им. Императора Петра I, 2023. С. 182–188. EDN: ELOQAO.
11. Дылдин Г. П., Макаров В. Н. Насосы и компрессоры. Москва: Ай Пи Ар Медиа, 2023. 183 с. ISBN 978-5-4497-2260-7. EDN: JMLNZB.
12. Савон Я. В., Приходько М. Г., Евдокимов Е. А. Неисправности системы смазки компрессоров // Наука. Новое поколение. Успех: сб. материалов III Междунар. науч.-практ. конф., Краснодар, 29 апреля 2022 года. Краснодар: Новация, 2022. С. 293–295. EDN: YJLIV.
13. Котлов А. А. Параметрический анализ самодействующих клапанов поршневых компрессоров методами математического моделирования // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2019. № 5 (710). С. 27–35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-5-27-35. EDN: DYSHCP.
14. Оскома А. А. Статистический метод диагностирования компрессоров воздуха высокого давления как эффективный способ повышения безопасности их эксплуатации // Проблемы безопасности на транспорте: межвузовский сб. науч. тр. конф. Санкт-Петербург: Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова, 1997. С. 5–13.
15. Кудрявцева И. С., Науменко А. П., Демин А. М., Одинец А. И. Вероятностно-статистический критерий оценки состояния по параметрам виброакустического сигнала // Динамика систем, механизмов и машин. 2019. Т. 7, № 2. С. 113–122. DOI: 10.25206/2310-9793-7-2-113-122. EDN: EYLIAI.
16. Ходырев А. И., Шахов А. В. Математическое моделирование неисправностей ступени поршневого компрессора в целях технического диагностирования // Территория Нефтегаз. 2020. № 1-2. С. 46–54. EDN: FSNQDW.
17. Оскома А. А., Суриков Д. Г. Формирование модели диагностирования СКAB-7,5 на основе вектора его диагностических параметров // Вестник Международной академии холода. 2021. № 4. С. 30–37. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-30-37. EDN: AUQLDG.
18. Равин А. А. Диагностическое обеспечение судового энергетического оборудования: проблемы и решения: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2016. 436 с. EDN: CFMONC.
19. Бураков А. В., Хотский Р. Р., Зуев П. Ю., Абрамов А. И. Разработка систем управления, обеспечивающих диагностику с применением робастного метода для перспективных судовых поршневых компрессоров // Морской вестник. 2024. № 3 (91). С. 33–37. EDN: KCVSKY.
20. Венцолис Л. С., Коновалов П. Н., Рыбалко В. В. Диагностирование корабельных КТЭУ и ГТЭУ. Санкт-Петербург: ВМА им. Кузнецова, 1995. 336 с.
21. Рамазанов Р. М., Рамазанов М. И., Губайдуллин К. Ж. Диагностирование состояния трубопроводных обвязок компрессорных станций // Достижения науки и образования. 2020. № 2 (56). С. 5–10. EDN: BVPUXA.
22. Краснов А. Ю. Статистические методы в инженерных исследованиях. Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2022. 119 с.

БУРАКОВ Александр Васильевич, начальник ЦКБ АО «Компрессор», г. Санкт-Петербург.
SPIN-код: 8501-1234
AuthorID (РИНЦ): 994917
AuthorID (SCOPUS): 57210981312
ORCID: 0000-0002-3553-2854
Адрес для переписки: 47otdel@compressor.spb.ru
ХОТСКИЙ Ростислав Ростиславович, заместитель начальника 808 военного представительства МО РФ, г. Санкт-Петербург.



SPIN-код: 5240-0228
AuthorID (РИНЦ): 1234008
ORCID: 0009-0002-7064-1279

КУЗНЕЦОВ Леонид Григорьевич, доктор технических наук, профессор, генеральный конструктор АО «Компрессор», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3819-4361
AuthorID (РИНЦ): 359074
ResearcherID: A-8766-2018

Адрес для переписки: office@compressor.spb.ru

Для цитирования

Бураков А. В., Хотский Р. Р., Кузнецов Л. Г. Выбор и изучение способов реализации модели диагностирования компрессорных станций ракетно-космического комплекса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 72–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-72-82. EDN: JRHMTO.

Статья поступила в редакцию 28.10.2024 г.

© А. В. Бураков, Р. Р. Хотский, Л. Г. Кузнецов

SELECTION AND STUDY OF METHODS FOR IMPLEMENTING A DIAGNOSTIC MODEL FOR COMPRESSOR STATIONS OF THE ROCKET AND SPACE COMPLEX

A. V. Burakov¹, R. R. Khot'skiy², L. G. Kuznetsov¹

¹JSC «Compressor»,
Russia, Saint Petersburg, Bolshoi Sampsonievsky Ave., 64, 194044
²808 Military Representative Office of the Russian Defense Ministry,
Russia, Saint Petersburg, Babushkina Str., 123, 192012

The article considers a compressed air system as an object of diagnosis, which is part of a complex of compressor equipment for the production, storage, and distribution of gases for spaceports providing launch vehicles. A model for diagnosing a reciprocating compressor as the main device for the production of compressed air is selected, based on the analysis of characteristic malfunctions. Vectors of the state of the elements of the compressed air system have been developed based on a variety of structural parameters characterizing the technical condition of the diagnostic object. It is proposed to use wavelet analysis to process the diagnostic parameters obtained by analyzing the indicator diagrams of the stages of a reciprocating compressor.

Keywords: piston compressor, indicator diagram, diagnostic model, diagnostic parameters, technical diagnostics.

References

1. Naumchik I. V., Dzitoyev M. S., Pomoshnik M. V. Vliyaniye velichiny vrednogo prostranstva na integral'nyye kharakteristiki porshnevoogo kompressora sistemy gazosnabzheniya v sostave startovogo kompleksa [The influence of the amount of harmful space on the integral characteristics of the piston compressor of the gas supply system as part of the launch complex]. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2023. No. 5. P. 553–558. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-5-553-554. EDN: IYXR VH. (In Russ.).
2. Larkin V. V., Begunov M. L., Nikolayev S. G. [et al.] Ob aktual'nosti razrabotki perspektivnoy sistemy kontrolya tekhnicheskogo sostoyaniya slozhnykh tekhnicheskikh sistem na osnove prediktivnoy diagnostiki [On the relevance of developing a promising system for monitoring the technical condition of complex technical systems based on predictive diagnostics]. *Modeli i metody razvitiya tekhnologiy mashinostroyeniya v usloviyakh tsifrovizatsii ekonomiki Rossii. Models and Methods of Mechanical Engineering Technology Development in the Conditions of the Russian Economy Digitalisation* / Ed. by A. A. Popovich. Saint Petersburg, 2022. P. 201–206. EDN: CGOYAP. (In Russ.).
3. GOST RV 0015-301–2020 Sistema razrabotki i postanovki na proizvodstvo voyennoy tekhniki. Postanovka na proizvodstvo izdeliy. Osnovnyye polozheniya [System of development and commissioning of military equipment. Setting up the production of products. The main provisions]. 42 p. (In Russ.).
4. Kuznetsov L. G., Burakov A. V., Gribanov D. A., Khot'skiy R. R. Metodika rascheta trudoyemkosti razrabotki sudovykh kompressornykh stantsiy s ispol'zovaniyem analoga na osnove ranzhirovaniya tekhnicheskikh kharakteristik [Method for calculating the labor intensity of the development of ship compressor stations using an analogue based on the ranking of technical characteristics]. *Morskoy Vestnik*. 2023. No. 2 (86). P. 65–67. EDN: TLHLQH. (In Russ.).
5. GOST 20911–89. Tekhnicheskaya diagnostika. Terminy i opredeleniya [Technical diagnostics. Terms and definitions]. Moscow, 2009. 12 p. (In Russ.).
6. Borisevich M. A. Osnovnyye napravleniya i zadachi mekhanizatsii i avtomatizatsii vosstanovleniya slozhnykh tekhnicheskikh sistem [Main directions and tasks of mechanisation and automation of complex technical systems reconstruction]. *Problemy nauki. Problems of Science*. 2022. No. 3 (71). P. 32–37. EDN: GMNERY. (In Russ.).
7. Men'shikov D. S. Razrabotka modeli prognoza signalov predvestnikov neispravnostey gazoperekachivayushchikh agregatov [Development of a model for prediction of signals of harbingers of malfunctions in gas-compressor units]. *Mezhdunarodnyy tekhniko-ekonomicheskyy zhurnal. International Technical and Economic Journal*. 2022. No. 5-6. P. 36–44. DOI: 10.34286/1995-4646-2022-86-5/6-36-44. EDN: BWPSAX. (In Russ.).
8. Atanov I. V., Kapustin I. V., Gritsay D. I., Kulayev E. V. Neispravnosti kompressorov kholodil'nogo oborudovaniya [Malfunctions of compressors of refrigeration equipment]. *Agrarnaya Nauka i Proizvodstvo v Usloviyakh Stanovleniya Tsifrovoy Ekonomiki Rossiyskoy Federatsii i Mirovogo Soobshchestva*. Stavropol, 2021. P. 14–21. EDN: YSLLHJ. (In Russ.).
9. Sokerina O. V., Khazin M. L., Volegov S. A. Analiz prichin neispravnosti klapanov porshnevykh kompressorov [Analysis of the causes of malfunction of piston compressor valves]. *Tekhnologicheskoye Oborudovaniye Dlya Gornoy i Neftegazovoy Promyshlennosti*. Yekaterinburg, 2024. P. 385–388. EDN: ICNDXV. (In Russ.).
10. Manoylina S. Z., Artem'yev V. N., Zaytsev N. A. Osnovnyye neispravnosti sovremennykh porshnevykh kompressorov i sposoby ikh ustraneniya [The main malfunctions of modern reciprocating compressors and ways to eliminate them]. *Tendentsii Razvitiya Tekhnicheskikh Sredstv i Tekhnologiy v APK*. Voronezh, 2023. P. 182–188. EDN: ELOQAO. (In Russ.).
11. Dyldin G. P., Makarov V. N. Nasosy i kompressory [Pumps and compressors]. Moscow, 2023. 183 p. ISBN 978-5-4497-2260-7. EDN: JMLNZB. (In Russ.).

12. Savvon Ya. V., Prikhod'ko M. G., Evdokimov E. A. Neispravnosti sistemy smazki kompressorov [Compressor lubrication system malfunctions]. *Nauka. Novoye Pokoleniye. Uspekhi*. Krasnodar, 2022. P. 293–295. EDN: YJIIIV. (In Russ.).

13. Kotlov A. A. Parametricheskii analiz samodestvuyushchikh klapanov porshnevnykh kompressorov metodami matematicheskogo modelirovaniya [A parametric analysis of self-acting valves of reciprocating compressors using mathematical modeling methods]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2019. No. 5 (710). P. 27–35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-5-27-35. EDN: DYSHCP. (In Russ.).

14. Oskoma A. A. Statisticheskii metod diagnostirovaniya kompressorov vozdukh vysokogo davleniya, kak effektivnyy sposob povysheniya bezopasnosti ikh ekspluatatsii [Statistical method of the high-pressure air compressor diagnostics as an effective way to improve safety of their operation]. *Problemy Bezopasnosti na Transporte. Problems of Transport Safety*. Saint Petersburg, 1997. P. 5–13. (In Russ.).

15. Kudryavtseva I. S., Naumenko A. P., Demin A. M., Odinets A. I. Veroyatnostno-statisticheskii kriteriy otsenki sostoyaniya po parametram vibroakusticheskogo signala [Probabilistic and statistical criteria for assessing the condition by vibroacoustic signal parameters]. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. 2019. Vol. 7, no. 2. P. 113–122. DOI: 10.25206/2310-9793-7-2-113-122. EDN: EYLLAI. (In Russ.).

16. Khodyrev A. I., Shakhov A. V. Matematicheskoye modelirovaniye neispravnostey stupeni porshnevoogo kompressora v tselyakh tekhnicheskogo diagnostirovaniya [Mathematical simulation of reciprocating compressor stage defects for technical diagnosis]. *Territoriya Neftegaz. Neftegaz Territory*. 2020. No. 1-2. P. 46–54. EDN: FSNQDW. (In Russ.).

17. Oskoma A. A., Surikov D. G. Formirovaniye modeli diagnostirovaniya SKAV-7,5 na osnove vektora ego diagnosticheskikh parametrov [Model for diagnosing SKAB-7.5 on the basis of the vector for its diagnosing parameters]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 4. P. 30–37. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-30-37. EDN: AUQLDG. (In Russ.).

18. Ravin A. A. Diagnosticheskoye obespecheniye sudovogo energeticheskogo oborudovaniya: problemy i resheniya [Diagnostic support of marine power equipment: problems and solutions]. Saint Petersburg, 2016. 436 p. EDN: CFMONC. (In Russ.).

19. Burakov A. V., Khotskiy R. R., Zuyev P. Yu., Abramov A. I. Razrabotka sistem upravleniya, obespechivayushchikh diagnostiku s primeneniym robastnogo metoda dlya perspektivnykh sudovykh porshnevnykh kompressorov [Development of control

systems providing diagnostics using a robust method for advanced marine reciprocating compressors]. *Morskoy Vestnik*. 2024. No. 3 (91). P. 33–37. EDN: KCVSKY. (In Russ.).

20. Ventsyulis L. S., Kononov P. N., Rybalko V. V. Diagnostirovaniye korabel'nykh KTEU I GTEU [Diagnostics of the shipboard Boiler Turbine Power Plants and Gas Turbine Power Plants]. Saint Petersburg, 1995. 336 p. (In Russ.).

21. Ramazanov R. M., Ramazanov M. I., Gubaydullin K. Zh. Diagnostirovaniye sostoyaniya truboprovodnykh obvyazok kompressornykh stantsiy [Diagnostics of compressor station piping systems condition]. *Dostizheniya Nauki i Obrazovaniya*. 2020. No. 2 (56). P. 5–10. EDN: BVPYXA. (In Russ.).

22. Krasnov A. Yu. Statisticheskiye metody v inzhenernykh issledovaniyakh [Statistical methods in engineering research]. Saint Petersburg, 2022. 119 p. (In Russ.).

BURAKOV Aleksandr Vasilyevich, Head of the Central Design Bureau, JSC «Compressor», Saint Petersburg.

SPIN-code: 8501-1234

AuthorID (RSCI): 994917

AuthorID (SCOPUS): 57210981312

ORCID: 0000-0002-3553-2854

Correspondence address: 47otdel@compressor.spb.ru

KHOTSKEY Rostislav Rostislavovich, Deputy Head of the 808 Military Representative Office of the Russian Defense Ministry, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5240-0228

AuthorID (RSCI): 1234008

ORCID: 0009-0002-7064-1279

KUZNETSOV Leonid Grigorievich, Doctor of Technical Sciences, Professor, General Designer, JSC «Compressor», Saint Petersburg.

SPIN-code: 3819-4361

AuthorID (RSCI): 359074

ResearcherID: A-8766-2018

Correspondence address: office@compressor.spb.ru

For citations

Burakov A. V., Khotskiy R. R., Kuznetsov L. G. Selection and study of methods for implementing a diagnostic model for compressor stations of the rocket and space complex. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 72–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-72-82. EDN: JRHMTO.

Received October 28, 2024.

© A. V. Burakov, R. R. Khotskiy, L. G. Kuznetsov

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРУИ РАЗРЕЖЕННОГО ГАЗА, ИСТЕКАЮЩЕГО ИЗ ИОННО-ОПТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

К. И. Жариков, И. С. Вавилов

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Рассматривается струя ионизированного разреженного газа, выходящая из ионно-оптической системы прототипа резонаторного ВЧ-ионного двигателя в окружающее пространство с низким фоновым давлением. После ряда предположений истекающая струя в первом приближении заменена на нейтральный разреженный газ, что позволяет охарактеризовать течение, удовлетворяющее гипотезе сплошности потока. Уравнения, описывающие движение сплошной среды, решаются численно с помощью метода Бубнова–Галеркина, применяющегося в динамике разреженного газа. Учтен нестационарный перенос тепла за счет взаимодействия газового потока с локальной областью тепловыделения в зазоре между сеточными элементами ионно-оптической системы. Механизм тепловыделения описывается уравнением теплопроводности, которое решается совместно с уравнениями газовой динамики. Полученные результаты расчетов приводятся в сравнении с экспериментальными данными. С помощью проведенного моделирования удалось получить пространственную структуру потока нейтрального разреженного газа в цилиндрических каналах и микроканалах двигателя. Благодаря сравнению полученной пространственной структуры с реальной термовизуализационной картиной струи можно оценить вклад резонаторного ускорения в общую энергию струи.

Ключевые слова: численное моделирование, разреженный газ, осесимметричное течение, тепловыделение, струя, термограмма, структура потока.

Введение

Создание математических моделей и способов их моделирования для исследования процессов, протекающих в микродвигателях космических аппаратов, объясняется практической важностью решения широкого круга задач, связанных с современным этапом развития освоения космоса [1–3].

Важной особенностью объекта исследования является прототип микродвигателя, принцип работы которого основан на ускорении заряженных частиц в ёмкостном зазоре тороидального резонатора при условии наличия в его объёме источника электромагнитного излучения [4]. Источник ВЧ/СВЧ-колебаний, заодно и источник плазмы, выполнен на основе твердотельных СВЧ-элементов. Рабочее тело представляет собой смесь плазмы и нейтрального газа, истекающего из ограниченного объёма в пространство с пониженным фоновым давлением (<100 Па). Полученные авторами ранее экспериментальные исследования [4, 5] послужили основой к проведению текущих исследований в части возможности оценки энергетического вклада резонаторного ускорения в общую энергию ионизированной струи по тепловому следу при малых напряжениях в ИОС, а также отсутствию в открытой печати представления о линейных и поперечных размерах разреженной струи. Тем самым возник вопрос, а возможно ли с помощью теории газовой динамики разреженного газа описать процесс истечения нейтрального газа в виде свободной струи с целью определения степени влияния теплового воздействия, геометрических параметров сеточ-

ных элементов ионно-оптической системы на термогазодинамические и геометрические параметры струи?

За последние десятилетия разработаны различные математические модели СВЧ-плазмы, истекающей в область пониженного давления [6–10], однако данные модели имеют ограниченный диапазон входных параметров (рабочее тело, массовый расход, объемная мощность тепловыделения и т.д.), и не рассматривают газодинамику потока плазмы. Таким образом, для эффективного проектирования ионно-плазменных микродвигателей космических аппаратов и сокращения затрат на проведение дорогостоящих и трудоемких экспериментов является актуальной разработка математической модели для моделирования струи разреженного газа, истекающего из ионно-оптической системы (ИОС) ионного двигателя в пространство с пониженным фоновым давлением.

Постановка задачи

Согласно анализу литературы [11–18], моделирование процесса газодинамики в каналах с различной конфигурацией поперечного сечения является одной из наиболее значимых в прикладном аспекте областей динамики разреженного газа [19]. Как известно, динамика разреженного газа является разделом аэродинамики, целью которой является исследование процессов с учетом молекулярной структуры газа. Область исследований динамики разреженного газа охватывает процессы, протекающие в газах очень малой плотности (например,

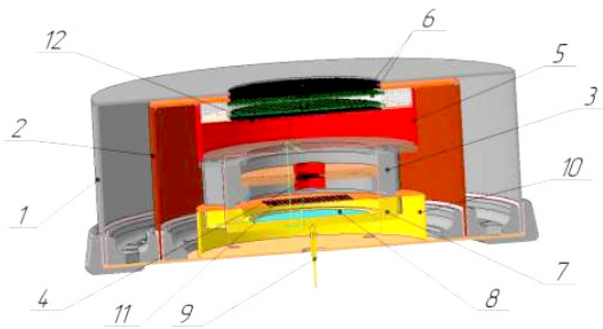


Рис. 1. Модель микродвигателя с СВЧ-ускорителем рабочего тела: 1 — внешний цилиндрический резонатор; 2 — внутренний цилиндрический резонатор; 3 — полость плазмотрона; 4 — электроды емкостного ВЧ-разряда; 5 — пролетная полость; 6 — сеточный элемент тороидального резонатора; 7 — корпус с анодом; 8 — анод; 9 — штуцер подвода газа; 10 — корпусной элемент; 11 — защитная сетка; 12 — сеточные элементы ионно-оптической системы

Fig. 1. The model of the microthruster with a microwave accelerator working substance:
1 — external cylindrical resonator; 2 — internal cylindrical resonator; 3 — plasma generator cavity; 4 — capacitive RF discharge electrodes; 5 — flight cavity; 6 — toroidal resonator grid element; 7 — housing with anode; 8 — anode; 9 — gas supply nipple; 10 — housing element; 11 — protective grid; 12 — grid elements of the ion-optical system

движение летательных аппаратов на больших высотах) или процессы, в которых длина свободного пробега молекул соизмерима с характерными сечениями самого потока (ударные волны).

Активное применение численных методов позволяет моделировать течения в широком диапазоне чисел Кнудсена — от переходных режимов до течений со скольжением потока [20–22]. Однако необходимо отметить, что в области переходного течения использование уравнений Навье–Стокса неприменимо [23], так как нужно учитывать статистическое распределение частиц в среде, описываемое кинетическими уравнениями Больцмана [20, 24, 25].

В работе [26] проведен анализ и оценка характерных масштабов элементарных процессов в ВЧ-плазме пониженного давления. Согласно полученным данным, ВЧ-плазма в диапазоне пониженного давления (13,3–133 Па) и течения ламинарного потока ($2 \leq Re \leq 700$) имеет следующие особенности: степень термической неравновесности $10 \leq \theta \leq 100$; число Кнудсена для нейтрального газа $0,008 \leq Kn \leq 0,07$; для ионного газа $5 \cdot 10^{-4} \leq Kn \leq 5 \cdot 10^{-3}$; для электронного газа $0,001 \leq Kn \leq 0,1$. Таким образом, течение электронного и нейтрального газов можно охарактеризовать течением между переходным режимом и режимом сплошной среды, а течение заряженных частиц — режиму сплошной среды. Тем самым определяется цель данной работы: разработка математической модели, отвечающей гипотезе сплошности потока для моделирования газодинамики струи нейтрального разреженного газа, истекающего в пространство с пониженным фоновым давлением. Достижение данной цели осуществимо при решении следующих задач:

- 1) определение конфигурации поперечного сечения канала и режима течения;
- 2) оценка распределения потенциала электростатического поля от сеточных элементов ионно-

оптической системы для определения величины тепловыделения;

- 3) описание процесса нестационарного переноса тепла при движении сплошной среды.

Теория

В ходе ранних исследований были созданы прототипы ионных двигателей: электростатический ионный двигатель и двухззорный СВЧ ионный двигатель [4, 5]. У обоих двигателей имеется двухэлектродная ИОС с постоянной ускоряющей разностью потенциалов (рис. 1). Ускоряющая система представлена двумя сеточными элементами (поз. 12) — перфорированными электродами. Наружный диаметр составляет $d = 50$ мм, толщина — $\delta = 0,635$ мм. Диаметр отверстий сетки экрана составляет 0,8 мм, а диаметр отверстий сетки ускорения — 0,5 мм. Количество отверстий в сетках — по 856 штук.

По имеющимся данным сеточных элементов можно определить конфигурацию поперечного сечения каналов, в которых происходит течение разреженного газа. Согласно данным работ [27–30], предложено разделять каналы в зависимости от значения гидравлического диаметра на обычные $D_h \geq 3 \cdot 10^{-3}$ м; мини-каналы $2 \cdot 10^{-4} \leq D_h \leq 3 \cdot 10^{-3}$ м и микроканалы $10^{-5} \leq D_h \leq 2 \cdot 10^{-4}$ м. Следовательно, рассматриваемые области течения газа в экранированной полости электродов (поз. 12) будут соответствовать обычному каналу, а область в межэлектродном зазоре — микроканалу.

Модель сплошной среды для разреженного газа позволяет использовать уравнения Навье–Стокса для описания поведения газа при относительно низких давлениях. Однако необходимо отметить, что модель сплошной среды имеет свои ограничения и может быть некорректна в условиях очень высокой разреженности газа, когда число $Kn < 0,1$.

Для рассматриваемой конструкции ИОС и конфигурации поперечного сечения канала определение режима течения осуществляется по оценке величины критерияльных чисел Рейнольдса и Кнудсена. Так, для азота в диапазоне скоростей от 1 до 85 м/с и рассматриваемых конфигураций каналов число Рейнольдса лежит в диапазоне для обычного канала $1 < R < 300$ и микроканала — $4 < Re < 450$, что характеризует ламинарный режим течения.

Для диапазона давлений газа от 10 до 100 Па в рассматриваемой области течения число Кнудсена составляет $0,0014 \leq Kn \leq 0,013$, что позволяет рассмотреть применение модели сплошной среды для данной задачи с приемлемой точностью.

Решение задачи о распределении потенциала электростатического поля является краевой задачей, имеющей соответствующее решение при заданных граничных условиях. Так, потенциал электростатического поля $E = -grad\phi$ описывается общеизвестным уравнением Пуассона, которое для плоскопараллельной задачи является линейным дифференциальным уравнением в частных производных второго порядка и имеет вид [31]:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0. \quad (1)$$

При рассмотрении расчетной области ИОС принимается двумерная осесимметричная область, которая представляет собой половину от наружного диаметра сеточных элементов (рис. 2).

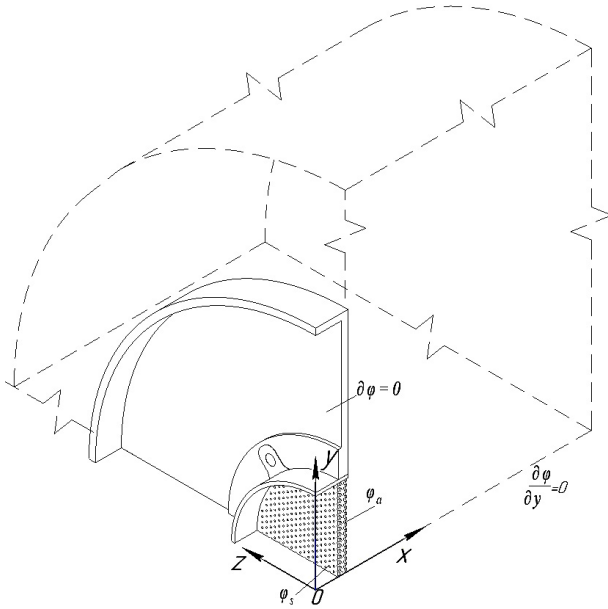


Рис. 2. Расчётная область ионно-оптической системы
Fig. 2. Computational domain of the ion-optical system

Для решения уравнения (1) дополнительно введем краевые условия согласно расчетной области (рис. 2):

— на верхних и боковых границах расчетной области, удаленных на достаточном расстоянии от сеточных элементов, принято условие Неймана:

$$\partial\varphi = 0;$$

— на нижней границе расчетной области, являющейся осью симметрии сеточных элементов ИОС, принято условие Дирихле:

$$\frac{\partial\varphi}{\partial y} = 0;$$

— на поверхностях каждой пары сеточных электродов принято условие Дирихле, соответственно, на экранной сетке потенциал φ_s и на сетке ускорителя φ_a .

Таким образом, потенциал φ удовлетворяет уравнению Лапласа в расчетной области $x \in (0, l_{vc})$, $y \in (0, d_{vc})$ и заданным граничным условиям:

$$\text{при } x \in (0, d_{hf}) \text{ и } y \in (0, d/2) \quad \partial\varphi = 0;$$

$$\text{при } x \in (0, l_{vc}) \quad \frac{\partial\varphi}{\partial y} = 0;$$

$$\text{при } x \in (d_{ag}, d_{ag} + \delta) \quad \varphi = \varphi_s;$$

$$\text{при } x \in (d_{gc}, d_{gc} + \delta) \quad \varphi = \varphi_a;$$

где l_{vc} , d_{vc} — длина и диаметр вакуумной камеры соответственно.

Плотность энергии электрического поля определяется уравнением:

$$q_v = \frac{1}{2} \int (E \cdot D) dF, \quad (2)$$

где D — вектор электрического смещения:

$$D = E \cdot \varepsilon, \quad (3)$$

ε — коэффициент диэлектрической проницаемости.

Предполагается, что основным механизмом тепловыделения является область в зазоре между сеточными элементами ИОС; напряженность электрического поля и плотность тепловой энергии, в текущей системе координат (рис. 2) совпадает с полем и энергией в системе координат, представленной на рис. 1. Плотность тепловой энергии (2) обусловлена только величиной разности потенциалов электростатического поля и не зависит от газодинамических параметров рассматриваемого течения тем самым рассматривается фиксированная область энерговыведения.

При указанных выше допущениях решение задачи о динамике газа с учетом нестационарного переноса тепла будет использоваться следующая система уравнений, включающая в себя уравнение движения Навье — Стокса [32]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} &= -\frac{\partial p}{\partial t}; \\ \rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) &= \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u_x}{\partial y} \right); \\ \rho \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) &= \\ &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u_y}{\partial y} \right); \\ \rho \left(\frac{\partial U}{\partial t} + u_x \frac{\partial U}{\partial x} + u_y \frac{\partial U}{\partial y} \right) &= \\ &= -\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial y} + \nabla(\lambda \nabla T) + q_v; \\ p &= \rho RT; \end{aligned} \quad (4)$$

где u_x , u_y — проекции скорости по осям x и y ;

ρ — плотность;

p — давление;

μ — коэффициент динамической вязкости;

U — внутренняя энергия;

T — температура;

λ — коэффициент теплопроводности.

Система уравнений (4) определяет поля скорости, температуры и давления с учетом конвективного движения разреженного газа. Граничные условия, позволяющие решить данную систему, являются следующими: на границе соприкосновения сплошной среды с твердой стенкой — величина проекций скорости равна нулю:

$$u_x, u_y = 0,$$

а температура и нормальная составляющая теплового потока являются непрерывными функциями:

$$T = T_w, \quad \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \lambda_w \frac{\partial T_w}{\partial n}, \quad (5)$$

где индекс w — обозначает параметры, отнесенные к твердой стенке.

На входе в расчетную модель задаются следующие параметры: осевая скорость u_x и температура T_0 невозмущенного газового потока, мощность объемного энергоснабжения q_v , рассчитанная по уравнению (2) и дополняющая систему уравнений (4), — уравнение теплопроводности в виде:

$$\nabla^2 T = -\frac{q_v}{a} \quad (6)$$

При расчете течений необходимо учитывать эффекты вязкостных сил, действующих от неподвижной стенки на перемещающуюся сплошную среду. Рассматривая течение разреженного газа, принимается во внимание тот факт, что вязкость разреженных газов не зависит от давления и имеет степенную зависимость от температуры. Для чего вводится в расчет зависимость коэффициента динамической вязкости разреженного газа от температуры, используя уравнение Чэпмена — Энскога [33]:

$$\mu = 2,6693 \cdot 10^{-5} \frac{\sqrt{M \cdot T}}{\sigma^2 \Omega_\mu} \quad (7)$$

где M — молярная масса газа;

Ω_μ — интеграл столкновений, определяемый с помощью потенциала Штокмайера;

σ — диаметр эффективного поперечного сечения соударения молекул.

Результаты расчетов

Расчетная область моделирования представляла собой пространство, ограниченное стенками вакуумной камеры и сеточными элементами ИОС. Построение области моделирования осуществлялось посредством задания линейных координат расчетной области.

Для решения уравнения (1) используется пяти-точечная разностная схема для эллиптических уравнений на сетке с одинаковым шагом по осям x и y в виде [34]:

$$\varphi^k(i, j) = \frac{\varphi^{k-1}(i-1, j) - 2\varphi^{k-1}(i, j) + \varphi^{k-1}(i+1, j)}{h^2} + \frac{\varphi^{k-1}(i, j-1) - 2\varphi^{k-1}(i, j) + \varphi^{k-1}(i, j+1)}{l^2}$$

где i, j — координаты узлов сетки по осям x и y ;

h, l — шаг узлов по соответствующим осям x и y .

Для отыскания решения данной системы уравнений (4–6) использовались прямые методы математической физики, в частности, систему уравнений (4), описывающую газодинамику газа, решают с помощью метода Бубнова — Галеркина [20, 25], а уравнение (6) аппроксимируют с помощью явно-невной разностной схемы [34]. При этом уравнение (6) будет решаться прежде, чем система (4), т.к. величины коэффициент вязкости и температура явно входят в систему (4).

Коэффициенты разложения определяются из интегральных условий, выражающих ортогональность невязки к каждой базисной функции. Таким образом, задача сводилась к решению системы алгебраических уравнений для коэффициентов разложения.

Общий вид расчетной сетки для численного моделирования расчетной области представлен

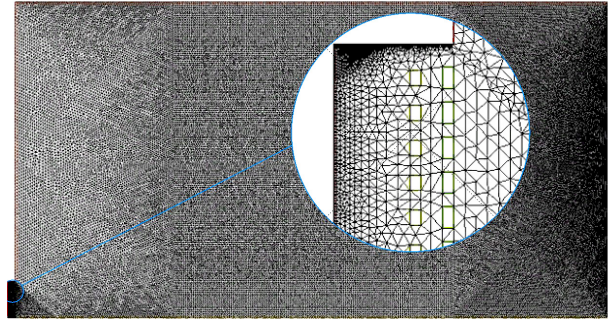


Рис. 3. Конечно-элементная модель расчетной области
Fig. 3. Finite element model of the computational domain

на рис. 3. Общее количество элементов расчетной области изменялось от 300 тыс. до 500 тыс. ячеек.

Исходные значения величины потенциала на сеточных элементах были приняты равными 600 В. Результаты расчетов представлены контурами распределения потенциала (рис. 4а), напряженности (рис. 4б) и плотности энергии (рис. 4в) электростатического поля. Согласно полученным результатам, вектор напряженности поля направлен перпендикулярно эквипотенциальным поверхностям, что свидетельствует о верной постановке задачи и ее решении.

Моделирование газодинамики струи нейтрального разреженного газа осуществлялось при следующих граничных условиях:

- формирование горизонтальной составляющей скорости, равной $u_x = 5$ м/с со стороны левого торца расчетной области (рис. 2);

- установление условия открытого (выходного) канала [35] $p = 0$ со стороны правого торца расчетной области;

- установление условия прилипания потока $V = 0$ и непрерывности функции температуры и теплового потока (5) на граничных элементах расчетной области.

Решение системы уравнений (4) позволило получить результаты, представленные на рис. 5а. Из рис. 5а следует, что наиболее высокая температура наблюдается вблизи сеточных элементов ИОС, по причине непосредственной близости локального источника тепловыделения. Более низкая температура наблюдается в расчетной области и с течением времени (нестационарностью процесса истечения) не меняется.

Обсуждение результатов

В результате проведенных исследований были получены параметры струи ионизированного разреженного газа, ускоренного ИОС прототипа, что дало представление о линейных и поперечных размерах струи. Сравнение результатов моделирования температурного поля (рис. 5а) с экспериментальными результатами термограмм (рис. 5б) прототипа микродвигателя свидетельствуют о том, что поперечное распределение температуры в обоих случаях одинаково. Диаметральный размер в обоих случаях составляет ≈ 50 мм. Однако продольное распределение температуры различно (рис. 6). Так, для математического моделирования установившееся значение температуры струи составляет 18°C при линейном размере струи, равном ≈ 57 мм. В случае эксперимента установившееся значение температуры составляет $18,3^\circ\text{C}$ при

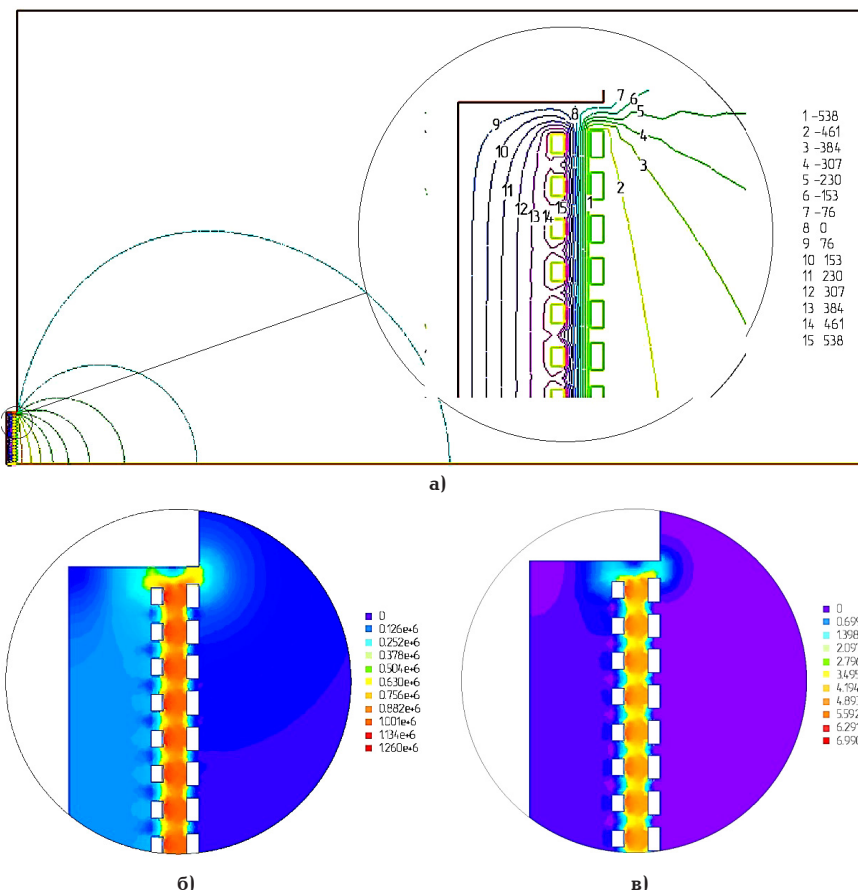


Рис. 4. Изолинии электростатического потенциала (а), поле напряженности (б) и плотности энергии (в) электрического поля между сеточными элементами ионно-оптической системы

Fig. 4. Isolines of electrostatic potential (a), field strength (b) and energy density (c) of the electric field between the grid elements of the ion-optical system

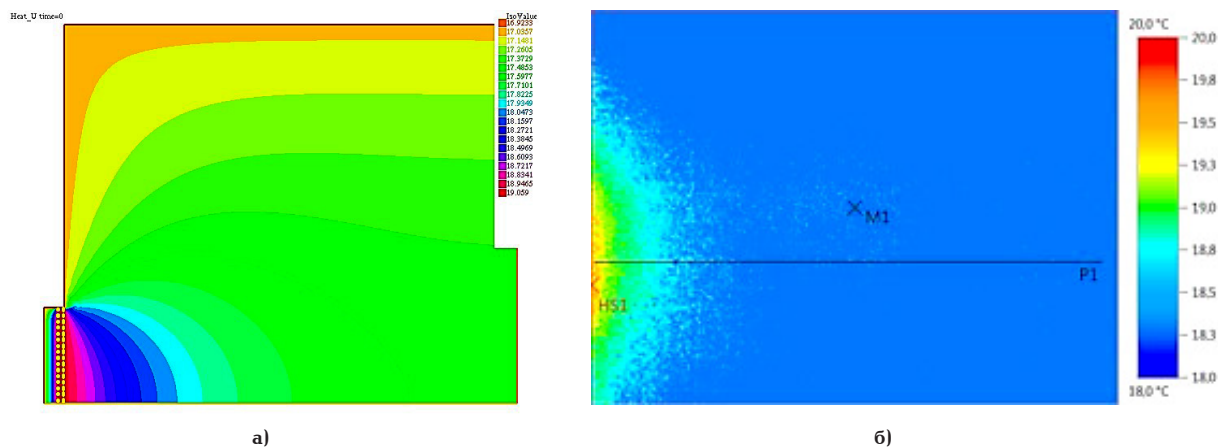


Рис. 5. Температурное поле (а) и термограмма (б) струи нейтрального разреженного газа, истекающая из прототипа микродвигателя

Fig. 5. Temperature field (a) and thermogram (b) of a jet of neutral rarefied gas flowing out of a prototype microthruster

длине, равной 70 мм. Данное различие линейных размеров струй в продольном распределении свидетельствует о том, что кроме подвода энергии к газу в зазоре между сеточными элементами ионно-оптической системы присутствует еще один источник энергии, который увеличивает скорость струи и, соответственно, глубину проникновения струи в фоновый газ. Данным источником может являться величина переменного ускоряющего напряжения, возникающего в тороидальном резонаторе. Поток ионизированного газа, взаимодействуя с перемен-

ным полем, получает приращение энергии, что в математической модели может быть представлено как подвод дополнительной тепловой энергии к газу. В представленном математическом моделировании данный момент исключен, т.к. рассматривается только работа ионно-оптической системы.

Дополнительное увеличение скорости ионизированного потока может быть обусловлено появлением многозарядных ионов при последовательном пересечении ускоряющих зазоров (зазор переменного напряжения и зазор постоянного напряжения

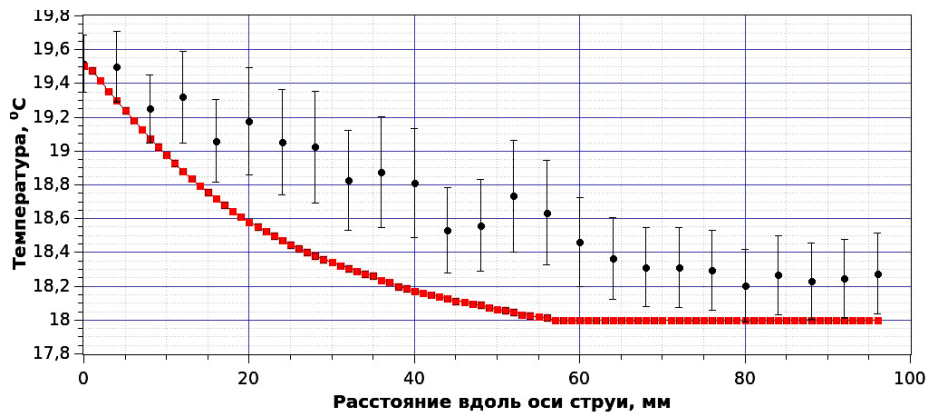


Рис. 6. График изменения температуры по оси ионно-оптической системы струи нейтрального разреженного газа
 Fig. 6. Graph of temperature change along the axis of the ion-optical system of a jet of neutral rarefied gas

ИОС), рассмотренное авторами в ходе проведения экспериментальных исследований [4]. С большой долей вероятности имеют место оба процесса: резонаторное ускорение и повышение заряда ионов.

Разработанная численная модель позволяет исследовать пространственную структуру потока смеси плазмы и нейтрального газа в цилиндрических каналах и микроканалах в зависимости от скорости потока и плотности тепловой энергии. Модель позволяет учитывать влияние как конструктивных особенностей расположения конструктивных параметров сеточных элементов ионно-оптической системы, а также параметров течения нейтрального газа.

Выводы и заключение

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод о том, что подход к исследованию таких течений с использованием численного моделирования является обоснованным. Струя нейтрального газа, протекающая через сеточные элементы ионно-оптической системы, имеет достаточно сложный пространственный характер вследствие неравномерности распределения параметров в продольном и поперечном направлениях. Дальнейшим этапом исследования является доработка математической модели с целью учета различных факторов и сокращения числа принятых допущений.

Современные средства численного моделирования позволяют проводить различные анализы, исследовать процессы с учетом различных факторов, что обеспечивает частичную замену натурных испытаний вычислительным экспериментом. Последний можно использовать также на этапе проектирования конструкции микродвигателя космического аппарата для определения оптимальных конструктивных параметров конструкции и течений. В части лабораторного исследования новых образцов микродвигателей численный метод позволяет произвести отсечение известных воздействий от суммарного воздействия с целью определения уровня неизвестного изучаемого воздействия. При этом результаты численного моделирования сравниваются с экспериментальными данными. В данной работе экспериментальная глубина проникновения струи прототипа ускорительного микродвигателя в фоновый газ сравнивается с моделированной глубиной проникновения одной из ускоряющих систем

прототипа ИОС. Параметры ИОС (напряжение, ток) легко определяются приборными средствами в процессе эксперимента, что нельзя сказать о параметрах переменного напряжения в ускоряющем зазоре тороидального резонатора. Соответственно, численное моделирование позволяет оценить вклад переменного напряжения в энергию ионизированного потока.

Список источников

1. Levchenko I., Xu S., Mazouffre S. [et. al.]. Perspectives, frontiers, and new horizons for plasma-based space electric propulsion // Phys. Plasmas. 2020. Vol. 27 (2). P. 020601. DOI: 10.1063/1.5109141.
2. Niu X., Liu H., Yu D. An integrative mathematical model of microwave ion thruster for mHz-frequency thrust noise analysis // Chinese Journal of Aeronautics. 2024. Vol. 37 (4). P. 121–136. DOI: 10.1016/j.cja.2023.11.015.
3. Myers R. Overview of major US industrial electric propulsion programs // Proc. of the 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Jul. 11–14 July 2004. Florida, 2004. P. 1–7. DOI: 10.2514/6.2004-3331.
4. Вавилов И. С., Федянин В. В., Ячменев П. С. [и др.]. Теоретико-экспериментальные исследования прототипа резонаторного сверхвысокочастотного ионного двигателя для космических аппаратов // Космическая техника и технологии. 2024. № 2 (45). С. 106–119. EDN: LZSNKM.
5. Вавилов И. С., Жариков К. И., Ячменев П. С. [и др.]. Калориметрические исследования СВЧ ионного двигателя // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 1. С. 118–127. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-118-127. EDN: UVLBDL.
6. Kaufman H. R. Technology of electron-bombardment ion thrusters // Advances in Electronics and Electron Physics. Colorado: Academic Press, 1975. Vol. 36. P. 265–373.
7. Абгарян М. В., Бишаев А. М., Рыков В. А. О моделировании струи разреженной плазмы на основе кинетических уравнений // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2023. Т. 63, № 12. С. 1984–1992. DOI: 10.31857/S0044466923120025. EDN: ZVAIWT.
8. Воронич И. В., Титарев В. А. Численный анализ течения разреженного газа через систему коротких каналов // Журнал вычислительной математики и математической физики. 2023. Т. 63, № 12. С. 1942–1959. DOI: 10.31857/S0044466923120281. EDN: RGYZZW.
9. Напалков О. Г., Кустова Е. В., Сайфутдинов А. И. Исследование СВЧ-разряда в воздухе на основе расширенной гидродинамической модели // Физико-химическая кинетика

в газовой динамике. 2023. Т. 24, № 5. С. 1–17. DOI: 10.33257/PhChGD.24.5.1063. EDN: LBPRUT.

10. Шемахин А. Ю., Желтухин В. С., Шемахин Е. Ю. Математическое моделирование ВЧ-разряда пониженного давления с продувом газа в нелокальном приближении: электро- и плазменная динамика // Инженерно-физический журнал. 2021. Т. 94, № 5. С. 1368–1376. EDN: ROXIMJ.

11. Sharipov F. Numerical simulation of rarefied gas flow through a thin orifice // Journal of Fluid Mechanics. 2004. Vol. 518. P. 35–60. DOI: 10.1017/S0022112004000710.

12. Boyd Iain D. [et. al.]. Particle Simulation of Hall Thruster Plumes in the 12V Vacuum Chamber. IEPC -2005-138 / Proc. of 29 IEPC. Oct. 31 – Nov. 4, 2005. New Jersey, 2005.

13. Kirichenko A. Ya., Martynuk S. P., Motornenko A. P. [et. al.]. A spherical microwave discharge induced at atmospheric pressure // Technical Physics Letters. 2002. Vol. 28 (8). P. 645–647. DOI: 10.1134/1.1505538.

14. Шапошников В. А., Гусев А. В., Суханов А. Ю. [и др.]. Математическое моделирование газодинамических и тепловых явлений в процессе плазмохимической конверсии SiCl₄ в СВЧ-разряде // Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. 2013. № 3 (1). С. 159–164. EDN: RAPWUP.

15. Торопов Г. П., Хартов С. А. Модель распространения струи плазменного двигателя при его испытаниях в вакуумной камере с учетом влияния электрического поля // Вестник Московского авиационного института. 2011. Т. 18, № 2. С. 83–88. EDN: NTERQZ.

16. Торопов Г. П., Хартов С. А. Математическая модель распространения струи плазменного ускорителя в объеме вакуумной камеры // Вестник Московского авиационного института. 2008. Т. 15, № 4. С. 16. EDN: JUUGBD.

17. Кузелев М. В., Поезд А. Д., Рухадзе А. А. [и др.]. Математическое моделирование процессов в плазменном СВЧ-генераторе // Математическое моделирование. 1989. Т. 1, № 11. С. 34–40.

18. Красовская Л. И., Брич М. А. Моделирование структуры плазменных потоков в трехструйных электродуговых реакторах // Теплофизика высоких температур. 2002. Т. 40, № 3. С. 365–375.

19. Шарипов Ф. М., Селезнев В. Д. Движение разреженных газов в каналах и микроканалах: моногр. Екатеринбург: УрО РАН, 2008. 230 с. ISBN 5-7691-1968-3.

20. Вычислительные методы в динамике разреженных газов: сб. ст. / Под ред. В. П. Шидловского. Москва: Мир, 1969. 276 с.

21. Иванов М. С., Кашковский А. В., Гимельшейн С. Ф., Маркелов Г. Н. Статистическое моделирование разреженных гиперзвуковых течений от свободно-молекулярного до околоконтинуального режимов течения // Теплофизика и аэромеханика. 1997. Т. 4, № 3. С. 251–268.

22. Sharipov F., Gramani Cumin L. M., Kalempa D. Plane couette flow of binary gaseous mixture in the whole range of the Knudsen number // European Journal of Mechanics – B/Fluids. 2004. Vol. 23 (6). P. 899–906. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2004.03.002.

23. Ермаков С. М., Михайлов Г. А. Статистическое моделирование. 2-е изд., доп. Москва: Наука, 1982. 294 с.

24. Коган М. Н. Динамика разреженного газа: кинетическая теория. Москва: Наука: Глав. ред. физ.-мат. лит.-ры, 1967. 440 с.

25. Белоцерковский О. М. Численное моделирование в механике сплошных сред. Москва: Наука, 1984. 520 с.

26. Желтухин В. С., Шемахин А. Ю. Расчет газодинамики струй ВЧ-плазмы пониженного давления // Ученые записки Казанского университета. Сер. Физико-математические науки. 2011. Т. 153, № 4. С. 135–142. EDN: OWZGJD.

27. Kandlikar S. G. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels // Experimental Thermal and Fluid Science. 2002. Vol. 26 (2–4). P. 389–407. DOI: 10.1016/S0894-1777(02)00150-4.

28. Cheng L., Mewes D. Review of two-phase flow and flow boiling of mixtures in small and mini channels // International Journal of Multiphase Flow. 2006. Vol. 32. P. 183–207. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2005.10.001.

29. Thome J. R. Boiling in microchannels: a review of experiment and theory // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2004. Vol. 25 (2). P. 128–139. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.005.

30. Cheng L., Ribatski G., Thome J. R. Two-Phase Flow Patterns and Flow-Pattern Maps: Fundamentals and Applications // Applied Mechanics Reviews. 2008. Vol. 61 (5). P. 050802. DOI: 10.1115/1.2955990.

31. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. В 2 т. Т. 1. Основные положения и общие методы. Москва: Мир, 1991. 504 с.

32. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика. В 10 т. Т. 6. Гидродинамика. Москва: Наука, 1986. 736 с.

33. Берд Р., Стьюарт В., Лайтфут Е. Явления переноса: пер. с англ. Москва: Химия, 1974. 687 с.

34. Самарский А. А. Теория разностных схем. Москва: Наука, 1977. 656 с.

35. Adam aigo M. Numerical solution of Navier Stokes equation using control volume and finite element method // International Journal of Applied Mathematical Research. 2016. Vol. 5 (1). P. 63–68. DOI: 10.14419/ijamr.v5i1.5616.

ЖАРИКОВ Константин Игоревич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 9469-0544

ORCID: 0000-0002-4966-1788

AuthorID (SCOPUS): 57192074889

ResearcherID: E-9087-2014

Адрес для переписки: freeorchids@mail.ru

ВАВИЛОВ Игорь Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 3468-6744

AuthorID (РИНЦ): 518332

AuthorID (SCOPUS): 56610211900

ResearcherID: B-2634-2014

Для цитирования

Жариков К. И., Вавилов И. С. Численное моделирование струи разреженного газа, истекающего из ионно-оптической системы ионного двигателя // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 83–91. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-83-91. EDN: ZMUNJY.

Статья поступила в редакцию 10.02.2025 г.

© К. И. Жариков, И. С. Вавилов

NUMERICAL SIMULATION OF A RAREFIED GAS JET EMANATING FROM AN ION-OPTICAL SYSTEM OF THE MICROTHRUSTER

K. I. Zharikov, I. S. Vavilov

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

A jet of ionized rarefied gas escaping from an ion-optical system of a prototype resonator RF-ion thruster into the surrounding space with low background pressure is considered. After a number of assumptions, the escaping jet is replaced in the first approximation by a neutral rarefied gas, which allows us to characterize the flow satisfying the hypothesis of flow continuity. The equations describing the motion of a continuous medium are solved numerically using the Bubnov–Galerkin method, which is used in rarefied gas dynamics. Non-stationary heat transfer is taken into account due to the interaction of the gas flow with a local heat release region in the gap between the grid elements of the ion-optical system. The heat release mechanism is described by the heat conduction equation, which is solved together with the gas dynamics equations. The obtained calculation results are compared with the experimental data. The conducted modeling made it possible to obtain the spatial structure of the neutral rarefied gas flow in the cylindrical channels and microchannels of the microthruster. By comparing the obtained spatial structure with the real thermal imaging picture of the jet, it is possible to estimate the contribution of the resonator acceleration to the total energy of the jet.

Keywords: numerical simulation, rarefied gas, axisymmetric flow, heat release, jet, thermogram, flow structure.

References

1. Levchenko I., Xu S., Mazouffre S. [et. al.]. Perspectives, frontiers, and new horizons for plasma-based space electric propulsion. *Phys. Plasmas*. 2020. Vol. 27 (2). P. 020601. DOI: 10.1063/1.5109141. (In Engl.).
2. Niu X., Liu H., Yu D. An integrative mathematical model of microwave ion thruster for mHz-frequency thrust noise analysis. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2024. Vol. 37 (4). P. 121–136. DOI: 10.1016/j.cja.2023.11.015. (In Engl.).
3. Myers R. Overview of major US industrial electric propulsion programs // Proc. of the 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Jul. 11–14 July 2004. Florida, 2004. P. 1–7. DOI: 10.2514/6.2004-3331. (In Engl.).
4. Vavilov I. S., Fedyanin V. V., Yachmenev P. S. [et al.]. Teoretiko-eksperimental'nyye issledovaniya prototipa rezonatornogo sverkhvysokochastotnogo ionnogo dvigatelya dlya kosmicheskikh apparatov [Theoretical and experimental studies of a prototype microwave resonator ion thruster for spacecraft]. *Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii. Space Technique and Technologies*. 2024. No. 2 (45). P. 106–119. EDN: LZSNKM. (In Russ.).
5. Vavilov I. S., Zharikov K. I., Yachmenev P. S. [et al.]. Kalorimetricheskiye issledovaniya SVCH ionnogo dvigatelya [Calorimetric studies of microwave ion thruster]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 1. P. 118–127. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-118-127. EDN: UVLBLD. (In Russ.).
6. Kaufman H. R. Technology of electron-bombardment ion thrusters // *Advances in Electronics and Electron Physics*. Colorado: Academic Press, 1975. Vol. 36. P. 265–373. (In Engl.).
7. Abgaryan M. V., Bishayev A. M., Rykov V. A. O modelirovani stui razrezhennoy plazmy na osnove kineticheskikh uravneniy [On the Simulation of a Rarefied Plasma Jet on the Basis of Kinetic Equations]. *Zhurnal Vychislitel'noi Matematiki i Matematicheskoi Fiziki*. 2023. Vol. 63, no. 12. P. 1984–1992. DOI: 10.31857/S0044466923120025. EDN: ZVAIWT. (In Russ.).
8. Voronich I. V., Titarev V. A. Chislennyy analiz techeniya razrezhenno gaza cherez sistemu korotkikh kanalov [Numerical Analysis of Rarefied Gas Flow through a System of Short Channels]. *Zhurnal Vychislitel'noi Matematiki i Matematicheskoi Fiziki*. 2023. Vol. 63, no. 12. P. 1942–1959. DOI: 10.31857/S0044466923120281. EDN: RGYZZW. (In Russ.).
9. Napalkov O. G., Kustova E. V., Sayfutdinov A. I. Issledovaniye SVCH razryada v vozdukh na osnove rasshirennoy gidrodinamicheskoy modeli [Study of microwave discharges in air on the basis of extended fluid-dynamic model]. *Fiziko-khimicheskaya kinetika v gazovoy dinamike. Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics*. 2023. Vol. 24, no. 5. P. 1–17. DOI: 10.33257/PhChGD.24.5.1063. EDN: LBPRUT. (In Russ.).
10. Shemakhin A. Y., Zheltukhin V. S., Shemakhin E. Yu. Matematicheskoye modelirovaniye VCh razryada ponizhenno davleniya s produvom gaza v nelokal'nom priblizhenii: elektro- i plazmodinamika [Mathematical simulation of a high-frequency low-pressure discharge with gas injection in non-local approximation: electro- and plasmadynamics]. *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal. Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2021. Vol. 94, no. 5. P. 1336–1343. DOI: 10.1007/s10891-021-02415-5. EDN: ROXIMJ. (In Russ.).
11. Sharipov F. Numerical simulation of rarefied gas flow through a thin orifice. *Journal of Fluid Mechanics*. 2004. Vol. 518. P. 35–60. DOI: 10.1017/S0022112004000710. (In Engl.).
12. Boyd Iain D. [et. al.]. Particle Simulation of Hall Thruster Plumes in the 12 V Vacuum Chamber. IEPC -2005-138 / Proc. of 29 IEPC. Oct. 31–Nov. 4, 2005. New Jersey, 2005. (In Engl.).
13. Kirichenko A. Ya., Martynyuk S. P., Motornenko A. P. [et. al.]. A spherical microwave discharge induced at atmospheric pressure. *Technical Physics Letters*. 2002. Vol. 28 (8). P. 645–647. DOI: 10.1134/1.1505538. (In Engl.).

14. Shaposhnikov V. A., Gusev A. V., Sukhanov A. Yu. [et al.]. Matematicheskoye modelirovaniye gazodinamicheskikh i teplovykh yavleniy v protsesse plazmokhimicheskoy konversii SiCl₄ v SVCH-razryade [Mathematical simulation of gas-dynamic and thermal phenomena in plasma-chemical conversion of SiCl₄ in a microwave discharge]. Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N. I. Lobachevskogo. *Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod*. 2013. No. 3 (1). P. 159–164. EDN: RAPWUP. (In Russ.).
15. Toropov G. P., Khartov S. A. Model' rasprostraneniya strui plazmennogo dvigatelya pri yego ispytaniyakh v vakuumnoy kamere s uchetom vliyaniya elektricheskogo polya [Model of plasma thruster jet propagation in vacuum chamber during testing considering electric field influence]. Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. *Aerospace MAI Journal*. 2011. Vol. 18, no. 2. P. 83–88. EDN: NTERQZ. (In Russ.).
16. Toropov G. P., Khartov S. A. Matematicheskaya model' rasprostraneniya strui plazmennogo uskoritelya v ob'yeme vakuumnoy kamery [A mathematical model of jet expansion inside vacuum chamber for plasma accelerator]. Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. *Aerospace MAI Journal*. 2008. Vol. 15, no. 4. P. 25–34. EDN: JUUGBD. (In Russ.).
17. Kuzelev M. V., Poyezd A. D., Rukhadze A. A. [et al.]. Matematicheskoe modelirovanie protsessov v plazmennom SVCH generatore [Mathematical modelling of processes in plasma UHF generator]. *Matematicheskoe Modelirovanie*. 1989. Vol. 1, no. 11. P. 34–40. (In Russ.).
18. Krasovskaya L. I., Britch M. A. Modelirovaniye struktury plazmennykh potokov v trekhstruynykh elektrodugovykh reaktorakh [Modeling of the Structure of Plasma Flows in Three-Jet Electric-Arc Reactors]. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*. 2002. Vol. 40, no. 3. P. 365–375. (In Engl.).
19. Sharipov F. M., Seleznev V. D. Dvizheniye razrezhennykh gazov v kanalakh i mikrokanalakh [Movement of rarefied gases in channels and microchannels]. Ekaterinburg, 2008. 230 p. ISBN 5-7691-1968-3. (In Russ.).
20. Shidlovskiy V. P. Vychislitel'nyye metody v dinamike razrezhennykh gazov [Computational methods in the dynamics of rarefied gases]. Moscow, 1969. 276 p. (In Russ.).
21. Ivanov M. S., Kashkovskiy A. V., Gimel'sheyn S. F., Markelov G. N. Statisticheskoye modelirovaniye razrezhennykh giperzvukovykh techeniy ot svobodno — molekulyarnogo do okolocontinual'nogo rezhimov techeniya [Statistical modeling of rarefied hypersonic flows from free-molecular to near-continuous flow regimes]. *Teplofizika i aeromekhanika. Thermophysics and Aeromechanics*. 1997. Vol. 4, no. 4. P. 343–354. (In Russ.).
22. Sharipov F., Gramani Cumin L. M., Kalempa D. Plane couette flow of binary gaseous mixture in the whole range of the Knudsen number. *European Journal of Mechanics – B/Fluids*. 2004. Vol. 23 (6). P. 899–906. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2004.03.002. (In Engl.).
23. Ermakov S. M., Mikhaylov G. A. Statisticheskoye modelirovaniye [Statistical Modeling]. 2nd ed., supplemented. Moscow, 1982. 294 p. (In Russ.).
24. Kogan M. N. Dinamika razrezhennogo gaza: kineticheskaya teoriya [Dynamics of a rarefied gas: kinetic theory]. Moscow, 1967. 440 p. (In Russ.).
25. Belotserkovskiy O. M. Chislennoye modelirovaniye v mekhanike sploshnykh sred [Numerical modeling in continuous media mechanics]. Moscow, 1984. 520 p. (In Russ.).
26. Zheltukhin V. S., Shemakhin A. Yu. Raschet gazodinamiki struy VCH-plazmy ponizhennogo davleniya [Calculation of gas dynamics of streams of a radio-frequency plasma at low pressure]. Uchenyye zapiski kazanskogo universiteta. Ser. Fiziko-matematicheskoye nauki. *Proceedings of Kazan University. Physics and Mathematics Series*. 2011. Vol. 153, no. 4. P. 135–142. EDN: OWZGJD. (In Russ.).
27. Kandlikar S. G. Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2002. Vol. 26 (2–4). P. 389–407. DOI: 10.1016/S0894-1777(02)00150-4. (In Engl.).
28. Cheng L., Mewes D. Review of two-phase flow and flow boiling of mixtures in small and mini channels. *International Journal of Multiphase Flow*. 2006. Vol. 32. P. 183–207. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2005.10.001. (In Engl.).
29. Thome J. R. Boiling in microchannels: a review of experiment and theory. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2004. Vol. 25 (2). P. 128–139. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.005. (In Engl.).
30. Cheng L., Ribatski G., Thome J. R. Two-Phase Flow Patterns and Flow-Pattern Maps: Fundamentals and Applications. *Applied Mechanics Reviews*. 2008. Vol. 61 (5). P. 050802. DOI: 10.1115/1.2955990. (In Engl.).
31. Fletcher K. Vychislitel'nyye metody v dinamike zhidkostey. V 2 t. T. 1. Osnovnyye polozheniya i obshchiye metody [Computational methods in fluid dynamics. In 2 vols. Vol. 1. Fundamentals and general methods]. Moscow, 1991. 504 p. (In Russ.).
32. Landau L. D., Lifshits E. M. Teoreticheskaya fizika. V 10 t. T. 6. Gidrodinamika [Theoretical Physics. In 10 vols. Vol. 6. Hydrodynamics]. Moscow, 1986. 736 p. (In Russ.).
33. Berd R., St'yuart V., Layftut E. Yavleniya perenosa [Transfer phenomena]: trans. from English. Moscow, 1974. 687 p. (In Russ.).
34. Samarskiy A. A. Teoriya raznostnykh skhem [Theory of difference schemes]. Moscow, 1977. 656 p. (In Russ.).
35. Adam aigo M. Numerical solution of Navier Stokes equation using control volume and finite element method. *International Journal of Applied Mathematical Research*. 2016. Vol. 5 (1). P. 63–68. DOI: 10.14419/ijamr.v5i1.5616. (In Engl.).

ZHARIKOV Konstantin Igorevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
SPIN-code: 9469-0544
ORCID: 0000-0002-4966-1788
AuthorID (SCOPUS): 57192074889
ResearcherID: E-9087-2014
Correspondence address: freeorchids@mail.ru
VAVILOV Igor Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 3468-6744
AuthorID (RCSI): 518332
AuthorID (SCOPUS): 56610211900
ResearcherID: B-2634-2014

For citations

Zharikov K. I., Vavilov I. S. Numerical simulation of a rarefied gas jet emanating from an ion-optical system of the microthruster. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 83–91. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-83-91. EDN: ZMUNJY.

Received February 10, 2025.

© K. I. Zharikov, I. S. Vavilov

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОЙ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ В БОКОВОЙ ПОЛОСТИ ВРАЩЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ

Д. А. Жуйков, Ю. Н. Шевченко, А. А. Кишкин,
А. А. Зуев, М. Г. Мелкозеров, А. В. Делков

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева,
Россия, 660037, г. Красноярск, пр. им. Газеты Красноярский Рабочий, 31

Рассмотрено течение вязкой несжимаемой жидкости в боковой полости вращения центробежных насосов и газовых турбин жидкостных ракетных двигателей. На основе теории пространственного пограничного слоя разработана система уравнений для определения коэффициента момента сопротивления, позволяющего определить механические (дисковые) потери и КПД агрегата. Коэффициент момента сопротивления зависит от окружающих напряжений трения, которые зависят от толщины пространственного пограничного слоя, которая для ограниченной полости не может развиваться безгранично, как при продольном обтекании пластины. Рассматривается влияние слияния пограничных слоев на стенке и на диске на механические потери ротора. Приведены численные данные обработки разнообразных конструкций агрегатов.

Ключевые слова: жидкостные ракетные двигатели, турбонасосные агрегаты, полость вращения, вращающийся диск, вязкое течение, напряжения трения, момент сопротивления, пространственный пограничный слой.

Введение

Турбонасосные агрегаты (ТНА) обеспечения подачи топлива современных и разрабатываемых жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) являются высоконагруженными энергетическими установками. Подача топлива осуществляется как в основную камеру ЖРД со сверхзвуковым соплом, так и на рулевые сопла [1–4]. Требования по надежности, энергетической эффективности и ресурсу работы двигателя нового поколения определяются в качестве важной проектно-расчетной задачи, определяемой точным расчетным диагностированием всех видов потерь, в том числе механических (дисковых) потерь рабочих колес турбин и насосов (рис. 1).

При расчете внутренних энергетических потерь турбонасосного агрегата выделяется задача определения, помимо гидравлических потерь рабочих колес, определение механических дисковых потерь, определяемых окружной составляющей напряжения трения потока между роторной и корпусной (неподвижной) частью агрегата. Величина мощности механических (дисковых) потерь колеса на трение превышает гидравлические потери рабочего колеса как на расчетном, так и тем более на режиме дросселирования. Расчет дисковых потерь ввиду сложности характера взаимодействия окружного потока с расходным течением утечек является весьма сложной задачей, которую целесообразно решать путем численного исследования на основе аналитического расчета момента сопротивления трения и верификацией результатов численного и гидродинамического экспериментов.

Экспериментальные и теоретические исследования, проведенные разными авторами, дают различные результаты [5–10]. Часть методик определения момента сопротивления имеет недостатки, связанные с использованием эмпирических констант, а также не учитывает влияние радиального течения в полости. Другие методики применяют закон изменения угловой скорости текучей среды между вращающимся диском и неподвижной стенкой, которая зависит не только от расходной составляющей абсолютной скорости ядра потока, но и от дополнительных напряжений трения на поверхности в пограничном слое (ПС) вызванных поперечным градиентом давления вращающейся жидкости или газа.

Основная часть

Сложное течение в полости представляет собой суперпозицию радиально-расходного течения вязкой текучей среды и вращательного движения между неподвижной и вращающейся поверхностями (рис. 2). В центробежных насосах после истечения из рабочего колеса 2 течение идет от периферии к центру вращения в полости 4 [1, 10].

Аналогичный характер течения имеет место и полости газовых турбин [1, 11].

Расчетная схема полости вращения представляет собой (рис. 3) течение в трех слоях: невязкое ядро потока (NVFC) — основной слой, течение в пограничном слое на стенке (δ_w) и течение в пограничном слое на вращающемся диске (δ_d), где введены общепринятые обозначения: R — радиус, W — поперечная скорость; U — окружная скорость, ω — угловая

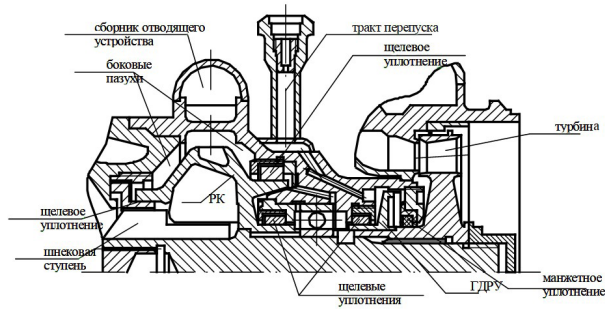


Рис. 1. Турбонасосный агрегат с центробежным насосом и осевой турбиной
Fig. 1. Turbopump unit with centrifugal pump and axial turbine

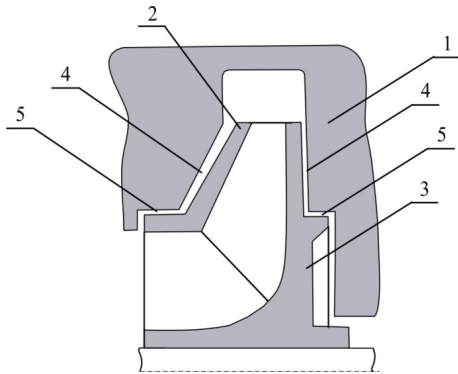


Рис. 2. Схема центробежного агрегата:
1 — корпус; 2 — покрывной диск рабочего колеса; 3 — ведущий диск рабочего колеса; 4 — торцевая полость вращения (боковая пазуха); 5 — щелевое уплотнение
Fig. 2. Diagram of the centrifugal unit:
1 — housing; 2 — cover disc of the impeller;
3 — drive disc of the impeller;
4 — end cavity of rotation (side sinus);
5 — slot seal

скорость, V_r — радиальная скорость, δ — толщина пограничного слоя; индексы: mid — среднее значение, f — ядро потока, w — параметр на стенке, d — параметр на диске.

Основные критериальные комплексы:
— относительный нормальный зазор

$$G_d = \frac{z}{R_d} \quad (1)$$

Число гидродинамического подобия Рейнольдса:

$$Re_f = \frac{\omega_f R^2}{\nu}, Re_d = \frac{\omega_d R_d^2}{\nu} \quad (2)$$

— коэффициент быстроходности для насоса и турбины [2]:

$$n_s = 193,3 \frac{\omega_d \sqrt{\dot{V}_n}}{H^{3/4}}, n_{st} = 193,3 \frac{\omega_d \sqrt{\dot{V}_n}}{L^{3/4}} \quad (3)$$

где \dot{V}_n — номинальный объемный расход текучей среды через рабочее колесо агрегата, R_d — радиус диска, H — потребный напор насоса, L — техническая работа турбины;

— безразмерный радиус:

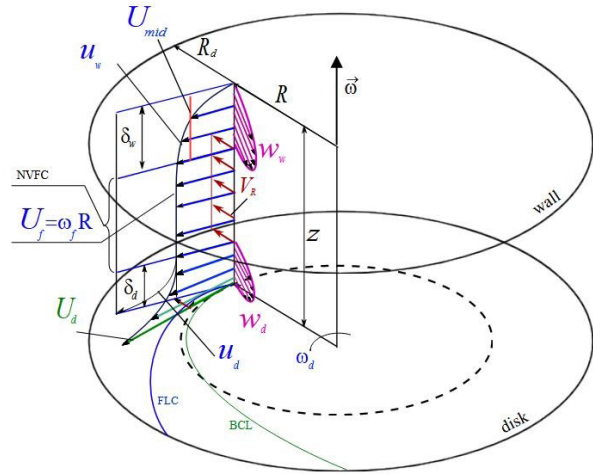


Рис. 3. Расчетная схема течения в полостях вращения:
NVFC — безвязкотное ядро потока; FLC — линия тока ядра потока; BCL — донная линия тока; z — ширина зазора; V_r — радиальная скорость ядра потока; U_f — окружная скорость ядра потока; U_d — окружная скорость диска; U_{mid} — среднее значение скорости по толщине пограничного слоя; u_w — окружная скорость в ПС на стенке; u_d — окружная скорость в ПС на диске; ω_f — угловая скорость ядра потока; δ_w — толщина пограничного слоя на стенке; δ_d — толщина пограничного слоя на диске; ω_d — угловая скорость вращения диска; R_d — радиус диска; w_w — поперечная скорость в ПС на стенке; w_d — поперечная скорость в ПС на диске
Fig. 3. Calculation scheme of the flow in the rotational cavities:

NVFC — non-viscous flow core; FLC — the flow line of the flow core; BCL — bottom current line; z — gap width; V_r — radial velocity of the flow core; U_f — circumferential velocity of the flow core; U_d — circumferential velocity of the disk; U_{mid} — average velocity value over the thickness of the boundary layer; u_w — circumferential velocity of the boundary layer of the wall; u_d — circumferential velocity of the boundary layer of the disk; ω_f — angular velocity of the flow core; δ_w — thickness of the boundary layer of the wall; δ_d — thickness of the boundary layer of the disk; ω_d — angular velocity of the disk; R_d — radius of the disk; w_w — across velocity in PS on the wall; w_d — across velocity in PS on the disk

$$\theta = \frac{R - R_2}{R_1 - R_2} \quad (4)$$

— относительная угловая скорость (закрутка):

$$\varphi = \frac{\omega}{\omega_d} \quad (5)$$

Напряжения трения для случая турбулентного потока

Для турбоагрегатов ракетных двигателей наиболее характерны турбулентные режимы течения в полостях вращения и для описания характера изменения скорости потока в пограничном слое, как правило, используют степенной профиль скорости [5, 12–13]:

$$\bar{u} = \frac{1}{y^m} \quad (6)$$

где $\bar{u} = \frac{u}{U_\delta}$ — безразмерный параметр скорости по толщине пограничного слоя, U_δ — скорость в ядре потока, $\bar{y} = \frac{y}{\delta}$ — безразмерная координата

от стенки, δ — толщина пограничного слоя, m — целое число в диапазоне от 7 до 11 для турбулентного режима.

В случае установившегося течения в трубе $\delta = R_0$ — толщина пограничного слоя равна радиусу трубы [5, 13]. Воспользуемся общим выражением для оценки напряжения трения через коэффициент гидравлического трения:

$$\frac{\tau_0}{\rho U_{\text{mid}}^2} = \frac{\lambda}{8}, \quad (7)$$

где U_{mid} — среднее значение скорости по толщине пограничного слоя (рис. 3).

Для гидравлической поверхности трубы в диапазоне $4000 \leq \text{Re} \leq 3 \times 10^6$ применим формулу Блязиуса [5]:

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (8)$$

Из источника [12] имеем связь между относительными толщинами пограничного слоя и толщиной пограничного слоя для степенного закона (6):

— толщина вытеснения продольного потока:

$$\delta^{**} = \frac{\delta}{m+1}; \quad (9)$$

— толщина потери импульса:

$$\delta^{**} = \frac{m \cdot \delta}{(m+1)(m+2)}. \quad (10)$$

Формула (6) позволяет определить связь между средней скоростью и максимальной скоростью:

$$\frac{U_{\text{mid}}}{U_{\text{max}}} = \frac{2m^2}{(1+m)(1+2m)}, \quad (11)$$

из которой следует, что при $m = 7$ значение $U_{\text{mid}} = 0,817 U_{\text{max}}$ [5].

Малое отличие величин средней и максимальной скоростей обусловлено сравнительно равномерным в турбулентном потоке распределением скорости по сечению канала. Значение коэффициентов, учитывающих влияние неравномерности распределения скорости по сечению канала на кинетическую энергию жидкости, вычисленные на основании степенного закона распределения скорости, составляет $a_k = 1 \dots 1,1$. Поэтому при расчетах турбулентных потоков в уравнении Бернулли [5] можно полагать $a_k = 1$ вместо $a_k = 2$ при ламинарном течении.

Учтем, что $U_{\text{mid}} \cong U_{\text{max}}$ для степенного закона $m > 7$, число Re в выражении (8) равно:

$$\text{Re} = \left(\frac{Ud}{\nu} \right) = \left(\frac{2\delta U}{\nu} \right). \quad (12)$$

Из выражения (10) для $m = 7$ имеем:

$$\delta = \frac{(m+1)(m+2)}{m} \cdot \delta^{**} = \frac{8 \cdot 9}{7} \cdot \delta^{**}. \quad (13)$$

Тогда (12) приобретает вид:

$$\text{Re} = \left(\frac{Ud}{\nu} \right) = 20,572 \left(\frac{U\delta^{**}}{\nu} \right) = 20,572 \text{Re}_{\delta^{**}}. \quad (14)$$

Учитывая (14), (8), получаем выражения для турбулентного напряжения трения:

$$\frac{\tau_0}{\rho U^2} = \frac{\lambda}{8} = \frac{0,316}{8} \frac{1}{(20,572)^{0,25} \text{Re}_{\delta^{**}}^{0,25}},$$

$$\frac{\tau_0}{\rho U^2} = 0,0186 \text{Re}_{\delta^{**}}^{-0,25}. \quad (15)$$

Относительные характеристики пограничного слоя на статорных и роторных поверхностях

Следует отметить, что все выражения, используемые для оценки толщины потери импульса в случае ламинарного потока, используются для турбулентного режима течения для случая степенного профиля скорости (6) [12, 14] для случая $m = 7$ с пересчетом относительных характеристик (существенно положительных) констант пространственного пограничного слоя (ППС):

$$H = \frac{\delta_{\alpha}^{\cdot}}{\delta_{\alpha}^{**}} = \frac{m+2}{m} = 1,286, \quad (16)$$

$$I = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{\delta_{\alpha R}^{**}}{\delta_{\alpha}^{**}} = \frac{6(m+3)}{(m+4)(m+5)} = 0,455, \quad (17)$$

$$L = \frac{1}{\varepsilon^2} \cdot \frac{\delta_R^{**}}{\delta_{\alpha}^{**}} = \frac{18(m+1)}{(m+5)(m+8)} = 0,8, \quad (18)$$

$$M = \frac{1}{\varepsilon} \frac{\delta_{\varphi\varphi}^{**}}{\delta_{\varphi}^{**}} = \frac{3(m+1)}{m+5} = 2, \quad (19)$$

$$K = M + I = \frac{1}{\varepsilon} \frac{\delta_{\varphi\varphi}^{**}}{\delta_{\varphi}^{**}} + \frac{1}{\varepsilon} \frac{\delta_{\alpha R}^{**}}{\delta_{\alpha}^{**}} =$$

$$= \frac{484m^4 + 367m^3 + 115m^2 + 17m + 1}{(3m+1)^2(4m+1)(5m+1)} = 2,455. \quad (20)$$

Напряжения трения в относительном виде для абсолютной скорости C [12]:

$$\frac{\tau_{0w}}{\rho C^2} = 0,0186 \text{Re}_{\delta_w^{**}}^{-0,25} = 0,0186 \left(\frac{C\delta_w^{**}}{\nu} \right)^{-0,25}. \quad (21)$$

Для радиально-окружного потока выражения проекции напряжений трения имеют вид:

$$\tau_{0\alpha} = \tau_{0w} \cos \alpha, \quad (22)$$

$$\tau_{0R} = \tau_{0w} \sin \alpha, \quad (23)$$

$$\tau_{0R(\alpha)} = \varepsilon \tau_{0\alpha}, \quad (24)$$

где ε — угол отклонения линии тока на донной поверхности.

Радиальная составляющая абсолютной скорости определяется от объемного расхода в каверне:

$$V_R = \frac{\dot{V}}{2\pi R(z - \delta_{\Sigma}^{\cdot})}, \quad (25)$$

где δ_{Σ}^{\cdot} — суммарная толщина пограничного слоя на стенке и на диске, \dot{V} — объемный расход рабочей жидкости через полость.

На неподвижном основании напряжение трения от окружной составляющей абсолютной скорости на основе (21) вычисляется:

$$\tau_{0\alpha}^w = 0,0186 \rho U_w^2 \left(\frac{U_w}{v} \delta_{\Sigma w}^{\ddot{\cdot}} \right)^{-0,25}, \quad (26)$$

где R, ω_f — локальные значения радиуса и угловой скорости основного потока, ρ и v — плотность и кинематическая вязкость текучей среды, $U_w = \omega_f R$ — окружная скорость ядра потока на стенке, $\delta_{\Sigma w}^{\ddot{\cdot}}$ — суммарная толщина потери импульса на стенке определяется по выражению [12, 15]:

$$\delta_{\Sigma w}^{\ddot{\cdot}} = \delta_{\alpha w}^{\ddot{\cdot}} \frac{U_w^2}{U_w^2 + V_R^2} + \delta_R^{\ddot{\cdot}} \frac{V_R^2}{U_w^2 + V_R^2}, \quad (27)$$

где толщина потери импульса на стенке от окружной составляющей абсолютной скорости определяется [15]:

$$\delta_{\alpha w}^{\ddot{\cdot}} = \Omega \left(\frac{v}{\omega_f} \right)^{0,2} R^{0,6} \quad (28)$$

где коэффициент относительных характерных постоянных на стенке для $m = 7$

$$\Omega = 0,04535 \left(\frac{4M^2 - 7L}{1 + H} \right)^{0,4} \left(\frac{2}{I} + \frac{1}{L} \right)^{0,8} = 0,332,$$

а толщина потери импульса от радиальной составляющей абсолютной скорости [5] определяется в виде [6]:

$$\delta_R^{\ddot{\cdot}} = 0,036 \left(\frac{V_R}{v} \right)^{-0,2} |R - R_1|^{0,8} \quad (29)$$

Напряжение окружного трения на диске определяется выражением:

$$\tau_{0\alpha}^d = 0,0186 \rho (U_d)^2 \left(\frac{U_d}{v} \delta_{\Sigma d}^{\ddot{\cdot}} \right)^{-0,25}, \quad (30)$$

где $U_d = (\omega_d - \omega_f)R$ — окружная скорость ядра потока на диске, $\delta_{\Sigma d}^{\ddot{\cdot}}$ — суммарная толщина потери импульса на диске определяется по выражению [12, 15]:

$$\delta_{\Sigma d}^{\ddot{\cdot}} = \delta_{\alpha d}^{\ddot{\cdot}} \frac{U_d^2}{U_d^2 + V_R^2} + \delta_R^{\ddot{\cdot}} \frac{V_R^2}{U_d^2 + V_R^2}, \quad (31)$$

где толщина потери импульса на диске от окружной составляющей определяется в виде [10]:

$$\delta_{\alpha d}^{\ddot{\cdot}} = E \left(\frac{v}{\omega_d - \omega_f} \right)^{0,2} R^{0,6} \quad (32)$$

где коэффициент относительных характерных постоянных на диске для $m = 7$,

$$E = \left[\frac{5}{3} D \right]^{0,8} = \left[\frac{5}{3} \frac{0,01256}{\sqrt{(1+H) \cdot I}} \cdot \left(\frac{2}{I} + \frac{1}{L} \right) \right]^{0,8} = 0,366.$$

Радиальное напряжение трения суммируется из радиальных напряжений от окружного движения и расходного:

$$\tau_{0R}^d = \tau_{0R(\alpha)}^d + \tau_{0R(V)}^d,$$

$$\tau_{0R}^w = \tau_{0R(\alpha)}^w + \tau_{0R(V)}^w, \quad (33)$$

где радиальное напряжение трения от расходной составляющей определяется классическими выражениями [5], имеют вид:

$$\tau_{0R(V)}^w = 0,0186 \rho V_R^2 \left(\frac{V_R}{v} \delta_{\Sigma w}^{\ddot{\cdot}} \right)^{-0,25},$$

$$\tau_{0R(V)}^d = 0,0186 \rho V_R^2 \left(\frac{V_R}{v} \delta_{\Sigma d}^{\ddot{\cdot}} \right)^{-0,25}. \quad (34)$$

Напряжения трения в радиальном направлении от окружной скорости связаны с окружными напряжениями трения [12, 15]:

$$\tau_{0R(\alpha)}^w = \varepsilon_w \tau_{0\alpha}^w,$$

$$\tau_{0R(\alpha)}^d = \varepsilon_d \tau_{0\alpha}^d, \quad (35)$$

где $\varepsilon_w = \operatorname{tg}(\phi_w)$, $\varepsilon_d = \operatorname{tg}(\phi_d)$, ϕ_w, ϕ_d — углы отклонения линии тока на неподвижной и подвижной поверхностях при $y = 0$ (рис. 3) для $m = 7$:

$$\varepsilon_w = \sqrt{\frac{1+H}{L}} = 1,69;$$

$$\varepsilon_d = \sqrt{\frac{(1+H)I}{3LI + 4L(K-2I)}} = 0,415. \quad (36)$$

Эти величины зависят от выбранной эпюры продольной скорости в пространственном пограничном слое (6).

Необходимо учитывать, что напряжения трения — это векторные параметры, могут принимать как положительную, так и отрицательную величину и определяются направлением радиальных и окружных составляющих скоростей. Для радиального течения за положительное значение напряжений трения принято направление от центра как на стенке, так и на диске, но для окружного течения для вращающейся поверхности, если угловая скорость ядра потока меньше угловой скорости диска, а для неподвижной поверхности всегда знак положительный, т.е. всегда оказывает подтормаживающее действие, однако диск может подкручивать основной слой потока.

Расчетная оценка момента сопротивления по характеристикам пограничного слоя

Для оценки толщины пограничного слоя введем относительную толщину пограничного слоя:

$$G_\delta = \frac{\delta_{\Sigma d} + \delta_{\Sigma w}}{z}, \quad (37)$$

где суммарные толщины определяются на основе профиля скорости в ПС (6) [5]:

$$\delta_{\Sigma d} = N \delta_{\Sigma d}^{\ddot{\cdot}}, \quad \delta_{\Sigma w} = N \delta_{\Sigma w}^{\ddot{\cdot}}. \quad (38)$$

При численном решении выражений (30) учитывается конечное приращение момента сопротивления элементарного кольца диска, определяемое по выражению:

Таблица 1. Исследуемые агрегаты
Table 1. Studied aggregates

| Агрегат | Н.О. — N ₂ O ₄ [Об] | Турбина [Об] | Турбина — РД-119 [Гх] | РД-119 Н.г — НДМГ [Гх] | РД-119 Н.о — O ₂ [Гх] |
|--|--|--------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------------------|
| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| m, кг/с | 42 | 2,57 | 0,95 | 12,385 | 18,47 |
| w, рад/с | 2950 | 2410 | 2199 | 2199 | 2199 |
| Температура, С | 20 | 1000 | 760 | 20 | -183 |
| γ, кг/м ³ | 1400 | 1,21 | 9,66 | 790 | 1144 |
| n, м ² /с | 5e-6 | 6,2e-5 | 5,8e-5 | 7,468E-05 | 1,652e-7 |
| H, кДж/кг | 17,5 | 890 | 595,7 | 14 | 8,444 |
| D _g , м | 0,114 | 0,25 | 0,169 | 0,144 | 0,116 |
| D _y , м | 0,083 | 0,05 | 0,072 | 0,085 | 0,085 |
| n _s | 64,914 | 22,111 | 6,217 | 41,354 | 61,321 |
| Re (D ₂) | 1,917e6 | 5e5 | 2,532e5 | 1,528e5 | 4,515e7 |
| Re(D _y) | 1,016e6 | 2,429e4 | 4,597e4 | 5,319e4 | 2,403e7 |
| V _{полости} , м ³ /с | 0,003 | 0,001 | 0,001 | 3,919e-4 | 4,036e-4 |
| n ₀₁ , м | 0,002 | 0,01 | 0,026 | 0,0037 | 0,0095 |
| n ₀₂ , м | 0,01 | 0,01 | 0,014 | 0,0028 | 0,0036 |

$$\Delta M_d = 2\pi\tau_{0a}^d R^2 \Delta R, \quad (39)$$

интегрирование которого позволяет определить момент сопротивления трения одной стороны диска по кольцевой площади от R₁ до R₂.

Таким образом, имеем замкнутую систему формул для расчета механических дисковых потерь, для решения которой должны быть заданы граничные условия: радиус входа в полость R₁ и радиус выхода R₂, а также объемный расход с учетом направления и угловая скорость с учетом знака по отношению к угловой скорости вращения диска.

Для анализа механических дисковых потерь различных турбоагрегатов можно применить коэффициент момента сопротивления, смоченного с двух сторон диска [2, 9]:

$$C_M = \frac{2M_d}{\frac{\rho}{2} R^5 \omega_d^2}. \quad (40)$$

Для проведения исследования были выбраны боковые полости нескольких агрегатов, представленные в табл. 1. А именно насосы горючего НДМГ и окислителя на жидком O₂, турбины РД-119 [16], насос окислителя N₂O₄, газовая автономная турбина [2].

В результате решения системы уравнений на рис. 4 показано изменение относительной суммарной толщины ПС (37) в полости Агрегата № 1, где видно, что суммарная толщина пограничного слоя на стенке и диске при различных закрутках φ ядра потока превышает величину нормального зазора z при минимальном значении безразмерного радиуса θ = 0 более чем в 2 раза и монотонно линейно увеличивается к входу R₁. Подобный вид изменения наблюдается и у других агрегатов из табл. 1. При этом можно оценить изменение локального числа Рейнольдса для ядра потока в полости Агрегата № 1 при тех же значениях относительной сум-

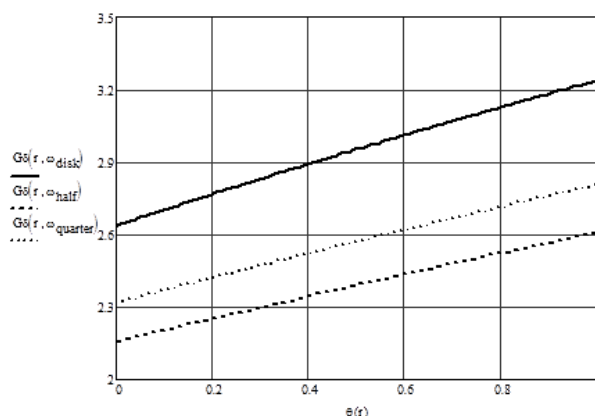


Рис. 4. Изменение относительной суммарной толщины ПС в полости Агрегата № 1
Fig. 4. Change in the relative total thickness of the PS in the cavity of No. 1 Unit

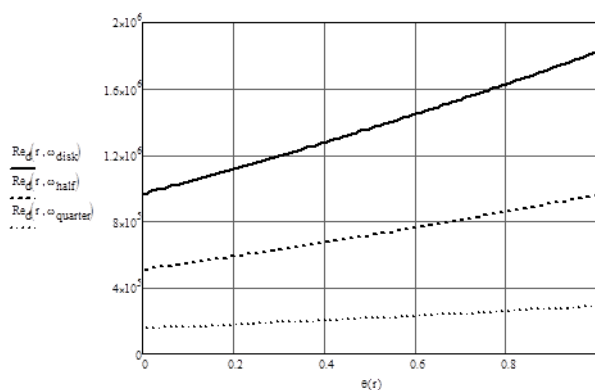


Рис. 5. Изменение числа Рейнольдса ядра потока в полости Агрегата № 1
Fig. 5. Change in the Reynolds number of the flow core in the cavity of No. 1 Unit

Таблица 2. Относительная суммарная толщина ПС и локальное число Рейнольдса для ядра потока для различных полостей вращения агрегатов из таблицы 1

Table 2. Relative total thickness of the PS and the local Reynolds number for the flow core for the various rotational cavities of the aggregates from the Table 1

| Агрегат | n_s | θ | G_δ | | | Re | | |
|---------|--------|----------|------------------|-----------------|------------------|------------------|-----------------|------------------|
| | | | $\varphi = 0,95$ | $\varphi = 0,5$ | $\varphi = 0,15$ | $\varphi = 0,95$ | $\varphi = 0,5$ | $\varphi = 0,15$ |
| 1 | 64,914 | 1 | 3,24 | 2,61 | 2,80 | 1,82E+06 | 9,59E+05 | 2,88E+05 |
| 1 | 64,914 | 0 | 2,64 | 2,15 | 2,32 | 9,65E+05 | 5,08E+05 | 1,52E+05 |
| 2 | 22,111 | 1 | 8,50 | 6,81 | 7,33 | 4,80E+05 | 2,53E+05 | 7,58E+04 |
| 2 | 22,111 | 0 | 3,36 | 2,74 | 2,94 | 2,31E+04 | 1,22E+04 | 3,64E+03 |
| 3 | 6,217 | 1 | 2,78 | 2,23 | 2,40 | 2,41E+05 | 1,27E+05 | 3,80E+04 |
| 3 | 6,217 | 0 | 1,67 | 1,34 | 1,44 | 4,37E+04 | 2,30E+04 | 6,90E+03 |
| 4 | 41,775 | 1 | 18,43 | 14,76 | 15,89 | 1,45E+05 | 7,63E+04 | 2,29E+04 |
| 4 | 41,775 | 0 | 13,38 | 10,76 | 11,58 | 5,05E+04 | 2,66E+04 | 7,98E+03 |
| 5 | 61,039 | 1 | 1,86 | 1,49 | 1,60 | 4,25E+07 | 2,24E+07 | 6,72E+06 |
| 5 | 61,039 | 0 | 1,54 | 1,23 | 1,33 | 2,28E+07 | 1,20E+07 | 3,61E+06 |

Таблица 3. Коэффициенты C_M для различных полостей агрегатов

Table 3. C_M coefficients for different cavities of aggregates

| Агрегат | n_s | Учет слияния | C_M | | | | | |
|---------|--------|--------------|------------------|-------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|
| | | | $\varphi = 0,95$ | J, % | $\varphi = 0,5$ | $\vartheta, \%$ | $\varphi = 0,15$ | $\vartheta, \%$ |
| 1 | 64,914 | нет | 1,72E-05 | | 1,08E-03 | | 2,82E-03 | |
| 1 | 64,914 | да | 2,27E-05 | 31,6 | 1,35E-03 | 24,8 | 3,58E-03 | 27,1 |
| 2 | 22,111 | нет | 2,95E-05 | | 1,86E-03 | | 4,84E-03 | |
| 2 | 22,111 | да | 4,89E-05 | 65,5 | 2,92E-03 | 56,6 | 7,72E-03 | 59,4 |
| 3 | 6,217 | нет | 3,31E-05 | | 2,09E-03 | | 5,43E-03 | |
| 3 | 6,217 | да | 4,15E-05 | 25,4 | 2,48E-03 | 18,7 | 6,56E-03 | 20,9 |
| 4 | 41,775 | нет | 3,39E-05 | | 2,14E-03 | | 5,56E-03 | |
| 4 | 41,775 | да | 6,86E-05 | 102,2 | 4,09E-03 | 91,3 | 1,10E-02 | 97,8 |
| 5 | 61,039 | нет | 9,06E-06 | | 5,72E-04 | | 1,49E-03 | |
| 5 | 61,039 | да | 1,04E-05 | 14,7 | 6,20E-04 | 8,5 | 1,64E-03 | 10,5 |

марной толщины ПС на рис. 5, где наблюдается ярко выраженный турбулентный режим течения.

Аналогичный характер и значения имеют место и для других полостей агрегатов из табл. 1. Общие результаты относительной суммарной толщины ПС и локального числа Рейнольдса для ядра потока в полости для различных полостей вращения агрегатов представлены в табл. 2. Согласно выражениям (26), (30), (34) напряжения трения уменьшаются с ростом толщины потери импульса ПС, которая определяет толщины ПС (38). Но суммарная толщина ПС не может быть больше величины нормального зазора z , соответственно, необходимо пересчитать действительную толщину ПС на стенке и диске.

Введем коэффициент соотношения ПС на стенке и диске:

$$\sigma_\delta = \frac{\delta_d}{\delta_w} \quad (41)$$

Тогда можем определить толщину ПС на стенке и диске:

$$\delta_w = \frac{z}{\sigma_\delta + 1}, \quad \delta_d = \delta_w \sigma_\delta \quad (42)$$

Теперь можем сравнить коэффициент момента сопротивления C_M для различных полостей вращения и различных агрегатов при различных закрутках ядра потока как без учета слияния, так и с учетом слияния пограничных слоев в зазоре. В табл. 3 представлены результаты исследования различных полостей агрегатов, где показана величина коэффициента момента сопротивления и относительное отклонение ϑ . Таким образом, в результате проведенного исследования установлено, что суммарная теоретическая толщина ППС превышает величину нормального зазора, и в некоторых случаях более чем в несколько раз, что очевидно не согласуется с реальной физической картиной и понятием пограничного слоя. Тогда как коэффициент момента сопротивления, определенный с учетом слияния ПС для некоторых случаев, отличается примерно в два раза.

Заключение

В целом, корректное определение коэффициента момента сопротивления и позволяет определить действительные механические (дисковые) потери и дисковый КПД любого турбоагрегата, что является, особенно в итоге, важной оптимизационной

задачей для турбонасосного агрегата двигателя летательного аппарата с точки зрения увеличения массы полезного груза и/или дальности полета.

Список источников

1. Боровский Б. И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов. Москва: Машиностроение, 1989. 184 с.
2. Овсянников Б. В., Боровский Б. И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. Москва: Машиностроение, 1971. 540 с.
3. Савчин Д. А., Назаров В. П. Разработка и анализ модели процесса получения напорной характеристики центробежных насосов жидкостных ракетных двигателей // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 1. С. 95–100. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-95-100. EDN: PVUBCF.
4. Яковлев А. Б. Математическое описание процессов в насосной системе подачи топлива в камеру сгорания жидкостного ракетного двигателя // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 116–122. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-116-122. EDN: CRJZBK.
5. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. Москва: Наука, 1974. 712 с.
6. Кусюмов А. Н., Романова Е. В. Течение между ограниченными и неограниченными дисками с учетом подвижности поверхности // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2011. № 2. С. 21–25. EDN: NXCBKF.
7. Jacques R., Le Quere P., Daube O. Axisymmetric numerical simulations of turbulent flow in rotor-stator enclosures // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2002. Vol. 23, no. 4. P. 381–397. DOI: 10.1016/S0142-727X(02)00137-6.
8. Owen J. M., Haynes C. M., Bayley F. J. Heat transfer from an air cooled rotating disk // Proc. of the Royal Society of London. A. 1974. Vol. 336. P. 453–473. DOI: 10.1098/rspa.1974.0029.
9. Волков К. Н., Емельянов В. Н. Течения и теплообмен в каналах и вращающихся полостях. Москва: Физматлит, 2010. 486 с.
10. Gülich J. F. Centrifugal pumps. 4th ed. Villeneuve, Switzerland: Springer International Publishing, 2020. 1264 с. DOI: 10.1007/978-3-030-14788-4.
11. Волков К. Н., Левихин А. А., Волобуев И. А., Мельникова А. И. Моделирование сопряженного теплообмена во вращающейся каверне микротурбины // Проблемы региональной энергетики. 2019. № 3 (44). С. 43–50. DOI: 10.5281/zenodo.3562185. EDN: ILHWET.
12. Кишкин А. А., Зуев А. А., Делков А. В. [и др.]. Аналитический подход при исследовании уравнений импульсов пограничного слоя при течи в межлопаточном канале газовых турбин // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28, № 1. С. 45–60. DOI: 10.34759/vst-2021-1-45-60. EDN: BPTTXM.
13. Жуйков Д. А., Зуев А. А., Толстопятов М. И. К расчету потерь в проточных частях агрегатов подачи жидкостных ракетных двигателей // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2020. № 6 (135). С. 21–34. DOI: 10.18698/0236-3941-2020-6-21-34. EDN: MZWHRD.
14. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. Москва: Физматгиз, 1962. 512 с.
15. Кишкин А. А., Шевченко Ю. Н., Зуев А. А., Жуйков Д. А. Расчетно-экспериментальное исследование закрученного кольцевого потока // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 57–68. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-57-68. EDN: RTYRHL.
16. Гахун Г. Г., Алексеев И. Г., Березанская Е. Л. [и др.]. Атлас Конструкций ЖРД. Описание. В 3 ч. / под общ. ред. Гахун Г. Г. Москва: МАИ, 1969. Ч. 2. 155 с.

ЖУЙКОВ Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов» Сибирского государственного университета науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева (СибГУ им. М. Ф. Решетнева), г. Красноярск.
SPIN-код: 1275-6858
AuthorID (РИНЦ): 113410
AuthorID (SCOPUS): 56543678400
ResearcherID: J-3180-2013
Адрес для переписки: dimitri_z@inbox.ru

ШЕВЧЕНКО Юлия Николаевна, аспирант кафедры «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.
SPIN-код: 9919-0610
AuthorID (РИНЦ): 1151109
AuthorID (SCOPUS): 57219486953
Адрес для переписки: gift_23j@mail.ru

КИШКИН Александр Анатольевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.
SPIN-код: 9919-8708
AuthorID (SCOPUS): 6506466412
Адрес для переписки: spsp99@mail.ru

ЗУЕВ Александр Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Двигатели летательных аппаратов» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.
SPIN-код: 7838-5458
AuthorID (РИНЦ): 626682
AuthorID (SCOPUS): 57205125261
Адрес для переписки: dla2011@inbox.ru

МЕЛКОЗЕРОВ Максим Геннадьевич, кандидат технических наук, директор Института машиноведения и мехатроники СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.
AuthorID (РИНЦ): 113408
AuthorID (SCOPUS): 6504045831
Адрес для переписки: mmg2002@mail.ru

ДЕЛКОВ Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.
SPIN-код: 4278-2740
AuthorID (РИНЦ): 610984
ORCID: 0009-0009-6684-1033
AuthorID (SCOPUS): 6506922319
Адрес для переписки: delkov-mx01@mail.ru

Для цитирования

Жуйков Д. А., Шевченко Ю. Н., Кишкин А. А., Зуев А. А., Мелкозеров М. Г., Делков А. В. Исследование течения вязкой несжимаемой жидкости в боковой полости вращения центробежных насосов и газовых турбин жидкостных ракетных двигателей на основе теории пространственного пограничного слоя // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 92–100. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-92-100. EDN: XZOZJG.

Статья поступила в редакцию 29.01.2025 г.

© Д. А. Жуйков, Ю. Н. Шевченко, А. А. Кишкин, А. А. Зуев, М. Г. Мелкозеров, А. В. Делков

RESEARCH OF VISCOUS INCOMPRESSIBLE FLUID FLOW IN THE LATERAL ROTATION CAVITY OF CENTRIFUGAL PUMPS AND GAS TURBINES OF LIQUID ROCKET ENGINES BASED ON THE SPATIAL BOUNDARY LAYER THEORY

D. A. Zhuikov, Yu. N. Shevchenko, A. A. Kishkin, A. A. Zuev,
M. G. Melkozerov, A. V. Delkov

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology,
Russia, Krasnoyarsk, Krasnoyarsky Rabochy Ave., 31, 660037

The flow of a viscous incompressible liquid in the lateral cavity of rotation of centrifugal pumps and gas turbines of liquid rocket engines is considered. Based on the theory of the spatial boundary layer, a system of equations has been developed to determine the coefficient of moment of resistance, which makes it possible to determine the mechanical (disk) losses and efficiency of the unit. The coefficient of the moment of resistance depends on the circumferential frictional stresses, which depend on the thickness of the spatial boundary layer, which for a limited cavity cannot develop indefinitely as with the longitudinal flow around the plate. The effect of the fusion of boundary layers on the wall and on the disk on the mechanical losses of the rotor is considered. Numerical data on the processing of various designs of aggregates are presented.

Keywords: liquid rocket engines, turbopump units, rotational cavity, rotating disk, viscous flow, frictional stresses, moment of resistance, spatial boundary layer.

References

1. Borovskiy B. I. Energeticheskiye parametry i kharakteristiki vysokosoborotnykh lopastnykh nasosov [Energy parameters and characteristics of high-speed vane pumps]. Moscow, 1989. 184 p. (In Russ.).
2. Ovsyannikov B. V., Borovskiy B. I. Teoriya i raschet agregatov pitaniya zhidkostnykh raketnykh dvigateley [Theory and calculation of power units for liquid rocket engines]. Moscow, 1971. 540 p. (In Russ.).
3. Savchin D. A., Nazarov V. P. Razrabotka i analiz modeli protsessa polucheniya napornoy kharakteristiki tsentrobezhnykh nasosov zhidkostnykh raketnykh dvigateley [Development and analysis of simulation of liquid-propellant rocket engine pump head curve obtaining process]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 1. P. 95–100. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-95-100. EDN: PVUBCF. (In Russ.).
4. Yakovlev A. B. Matematicheskoye opisaniye protsessov v nasosnoy sisteme podachi topliva v kameru sgoraniya zhidkostnogo raketnogo dvigatelya [Mathematical description of the processes in the pumping system for supplying fuel to the combustion chamber of a liquid rocket engine]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 3. P. 116–122. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-116-122. EDN: CRJZBK. (In Russ.).
5. Shlikhting G. Teoriya pogrannichnogo sloya [Boundary layer theory]. Moscow, 1974. 712 p. (In Russ.).
6. Kususumov A. N., Romanova E. V. Techeniye mezhdru ogranichennymi i neogranichennymi diskami s ucheto podvizhnosti poverkhnosti [Flow between finite and infinite disks with consideration of surface mobility]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Aviatsonnaya tekhnika*. 2011. No. 2. P. 21–25. EDN: NXCBBK. (In Russ.).
7. Jacques R., Le Quere P., Daube O. Axisymmetric numerical simulations of turbulent flow in rotor-stator enclosures. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2002. Vol. 23, no. 4. P. 381–397. DOI: 10.1016/S0142-727X(02)00137-6. (In Engl.).
8. Owen J. M., Haynes C. M., Bayley F. J. Heat transfer from an air cooled rotating disk. *Proc. of the Royal Society of London*. A. 1974. Vol. 336. P. 453–473. DOI: 10.1098/rspa.1974.0029. (In Engl.).
9. Volkov K. N., Yemelyanov V. N. Techeniya i teploobmen v kanalakh i vrashchayushchikhsya polostyakh [Currents and heat exchange in canals and rotating cavities]. Moscow, 2010. 486 p. (In Russ.).
10. Gülich J. F. Centrifugal pumps. 4th ed. Villeneuve, Switzerland: Springer International Publishing, 2020. 1264 s. DOI: 10.1007/978-3-030-14788-4. (In Engl.).
11. Volkov K. N., Levikhin A. A., Volobuyev I. A., Melnikova A. I. Modelirovaniye sopryazhennogo teploobmena vo vrashchayushcheyseya kaverne mikroturbiny [Simulation of coupled heat transfer in rotor/stator cavity of the microturbine]. Problemy regional'noy energetiki. *Problems of the Regional Energetics*. 2019. No. 3 (44). P. 43–50. DOI: 10.5281/zenodo.3562185. EDN: ILHWET. (In Russ.).
12. Kishkin A. A., Zuyev A. A., Delkov A. V. [et al.]. Analiticheskyy podkhod pri issledovanii uravneniy impul'sov pogrannichnogo sloya pri techenii v mezhlapatocnom kanale gazovykh turbin [Analytical approach while studying equations of boundary layer impulses at the flow in the inter-blade channel of gas turbines]. Vestnik Moskovskogo aviatsonnogo instituta. *Aerospace MAI Journal*. 2021. Vol. 28, no. 1. P. 45–60. DOI: 10.34759/vst-2021-1-45-60. EDN: BPTTXM. (In Russ.).
13. Zhuykov D. A., Zuyev A. A., Tolstopyatov M. I. K raschetu poter' v protochnykh chastyakh agregatov podachi zhidkostnykh raketnykh dvigateley [On Computing Losses in Blading Sections of Liquid Rocket Engine Pressurisation Stations]. Vestnik MGTU im. N. E. Bauman. Ser. Mashinostroyeniye. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*.

2020. No. 6 (135). P. 21–34. DOI: 10.18698/0236-3941-2020-6-21-34. EDN: MZWHRD. (In Russ.).

14. Stepanov G. Yu. *Gidrodinamika reshetok turbomashin* [Turbomachines impeller grid hydrodynamics]. Moscow, 1962. 512 p. (In Russ.).

15. Kishkin A. A., Shevchenko Yu. N., Zuyev A. A., Zhuykov D. A. *Raschetno-eksperimental'noye issledovaniye zakruchennogo kol'tsevoogo potoka* [Computational and experimental study of swirling ring flow]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 57–68. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-57-68. EDN: RTYRHL. (In Russ.).

16. Gakhun G. G., Alekseyev I. G., Berezanskaya E. L. [et al.]. *Atlas Konstruktsiy ZHRD. Opisaniiye. V 3 ch.* [Atlas of Liquid Rocket Engine Designs. Description. In 3 Parts.] / ed. by Gakhun G. G. Moscow, 1969. Part 2. 155 p. (In Russ.).

ZHUIKOV Dmitry Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Aircraft Engines Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology (Reshetnev University), Krasnoyarsk.

SPIN-code: 1275-6858

AuthorID (RSCI): 113410

AuthorID (SCOPUS): 56543678400

ResearcherID: J-3180-2013

Correspondence address: dimitri_z@inbox.ru

SHEVCHENKO Yulia Nikolaevna, Graduate Student of the Refrigeration, Cryogenic Engineering and Conditioning Department, Reshetnev University, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 9919-0610

AuthorID (RSCI): 1151109

AuthorID (SCOPUS): 57219486953

Correspondence address: gift_23j@mail.ru

KISHKIN Aleksandr Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Dean of the Refrigeration, Cryogenic Engineering and Conditioning Department, Reshetnev University, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 9919-8708

AuthorID (SCOPUS): 6506466412

Correspondence address: spsp99@mail.ru

ZUEV Alexander Alexandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Aircraft Engines Department, Reshetnev University, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 7838-5458

AuthorID (RSCI): 626682

AuthorID (SCOPUS): 57205125261

Correspondence address: dla2011@inbox.ru

MELKOZEROV Maxim Genadievich, Candidate of Technical Sciences, Director of the Institute of Machine Science and Mechatronics, Reshetnev University, Krasnoyarsk.

AuthorID (RSCI): 113408

AuthorID (SCOPUS): 6504045831

Correspondence address: mmg2002@mail.ru

DELKOV Aleksandr Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Refrigeration, Cryogenic Engineering and Conditioning Department, Reshetnev University, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 4278-2740

AuthorID (RSCI): 610984

ORCID: 0009-0009-6684-1033

AuthorID (SCOPUS): 6506922319

Correspondence address: delkov-mx01@mail.ru

For citations

Zhuikov D. A., Shevchenko Yu. N., Kishkin A. A., Zuev A. A., Melkozerov M. G., Delkov A. V. Research of viscous incompressible fluid flow in the lateral rotation cavity of centrifugal pumps and gas turbines of liquid rocket engines based on the spatial boundary layer theory. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 92–100. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-92-100. EDN: XZQZJG.

Received January 29, 2025.

© D. A. Zhuikov, Yu. N. Shevchenko, A. A. Kishkin, A. A. Zuev, M. G. Melkozerov, A. V. Delkov

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ РАЗДЕЛЯЮЩИХСЯ ПЕНЕТРАТОРОВ ПУТЕМ УЧЕТА ОСОБЕННОСТЕЙ ИХ УДАРНОГО ВНЕДРЕНИЯ В ИССЛЕДУЕМЫЕ НЕБЕСНЫЕ ТЕЛА

Е. В. Леун, С. А. Чалов

АО «НПО Лавочкина»,
Россия, 141402, Московская область, г. Химки, ул. Ленинградская, 24

В статье рассматриваются факторы, способные негативно повлиять на создание надежной радиосвязи инерционного разделяющегося пенетратора после его ударного внедрения в грунт исследуемого небесного тела с орбитальным аппаратом. Проведен расчет и анализ перегрузок, действующих на носовую головную и антенную части и показано, что перегрузка на вторую может быть в десятки раз больше, чем на первую. Проведен расчет и анализ входных диаметров воронок, образующихся от ударного внедрения пенетратора в разные грунты исследуемого небесного тела. Рассмотрены возможности совершенствования пенетраторов за счет использования сегментированных, телескопических и гибридных наконечников, а также обратного отстрела антенны, позволяющие снизить скорость удара и перегрузки при ударном внедрении пенетратора в грунт исследуемого небесного тела.

Ключевые слова: космические исследования, небесное тело, реголит, пенетратор, ударное внедрение, сегментированный наконечник, телескопический наконечник, гибридный наконечник.

Введение

Использование контактных методов изучения Луны, Марса и других исследуемых небесных тел (ИНТ) перспективно для космических исследований. Наиболее перспективными малыми космическими аппаратами для этого можно считать инерционные пенетраторы (в дальнейшем — пенетратор) с разделением в процессе ударного внедрения (проникания) головной (носовой) и антенной (хвостовой) частей (в дальнейшем — антенна) [1, 2]. Для космических исследований обычно достаточно погружения головной части в образующуюся воронку, каверну, кратер (в дальнейшем — воронка) глубиной около 5 м в лед, песчаный, каменистые и скальные грунты в зависимости от ИНТ. При этом связанная кабелем с погруженной головной частью антенна нижней частью частично погружена в воронку, но приемозлучательной частью остается на поверхности ИНТ, на входе воронки, как «пробка, вставленная в горлышко бутылки», для обеспечения радиосвязи с орбитальным аппаратом (ОА) как одного из важных условий успешной реализации всей научной миссии.

Ударное внедрение пенетратора в грунт ИНТ с одновременным отделением антенны от головной части — очень сложный многофакторный процесс с высокими перегрузками на головную часть, антенну и необходимостью обеспечения нацеливания антенны на ОА после ударного внедрения. Его возможными негативными последствиями, приводящими к потере радиосвязи, могут быть:

1) ударная перегрузка, превышающая предельную ударостойкость антенны, приводящая к нарушению ее целостности и выходу из строя;

2) возможный отскок антенны от входного прохода воронки с ее угловым поворотом при падении

на поверхность ИНТ, приводящим к нарушению нацеленности антенны на ОА;

3) образование воронки диаметром, превышающим поперечные размеры антенны, в том числе с неровными наклонными краями, с ее возможным западанием (заваливанием) во входной проход воронки с угловым поворотом, приводящим к нарушению нацеленности антенны на ОА.

Следовательно, целью исследований является совершенствование схемы ударного внедрения, конструкции и конструктивных характеристик пенетраторов для уменьшения негативных последствий вышеприведенных особенностей ударного внедрения в грунт ИНТ.

Постановка задачи

В связи с поставленной целью задачами данной работы являются расчет и анализ перегрузок, действующих на антенну и диаметры воронок в разные грунты ИНТ и образующихся в результате ударного внедрения в них пенетраторов. Также к задачам исследования следует отнести совершенствование конструкции пенетраторов и рассмотрение альтернативной схемы ударного внедрения пенетраторов для снижения ударных перегрузок и предотвращения нарушения радиосвязи с ОА после ударного внедрения в грунт ИНТ.

Теория

1. Критически важные факторы, способные негативно повлиять на создание радиосвязи между ОА и пенетратором после его ударного внедрения в грунт ИНТ.

Для традиционной схемы расположения частей пенетратора после его ударного внедрения в грунт

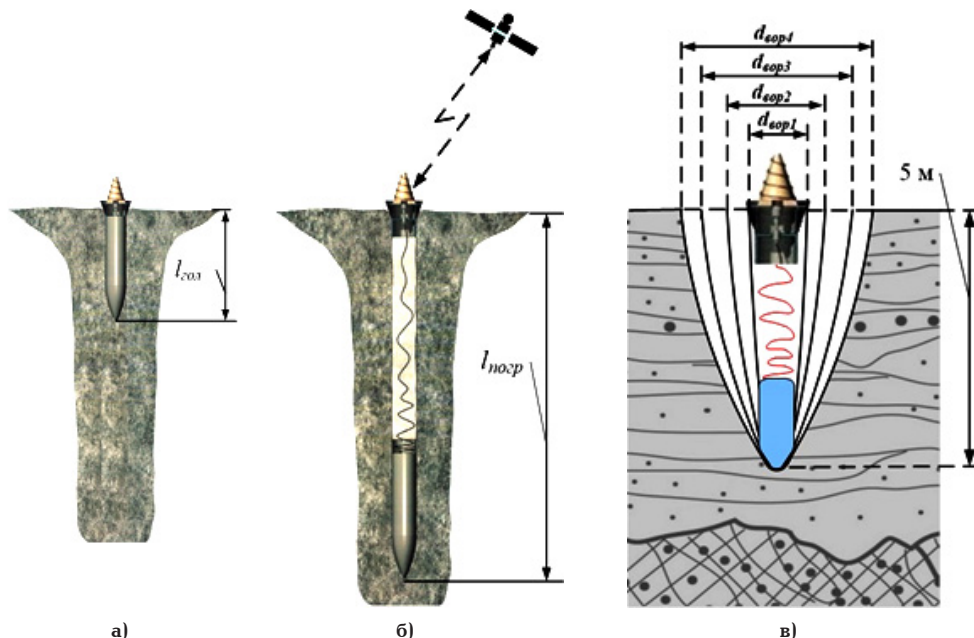


Рис. 1. Параметры ударного внедрения пенетратора в грунт ИНТ: погружение на длину головной части пенетратора $I_{порп} = I_{гол}$ с цилиндрической воронкой (а), погружение пенетратора на необходимую глубину $I_{порп} = I_{вор} = 5$ м с цилиндрической воронкой (б), разные диаметры входных отверстий конических воронок (в)

Fig. 1. Parameters of impact penetration of the penetrator into the SCB soil: immersion to the length of the head of the penetrator $I_{порп} = I_{гол}$ with a cylindrical funnel (a), immersion of the penetrator to the required depth $I_{порп} = I_{вор} = 5$ m with a cylindrical funnel (b), different diameters of the input openings of the conical funnels (v)

ИНТ характерно «насаживание» антенны на воронку подобно пробке на горлышко бутылки (рис. 1) [1]. Для такой схемы три группы критически важных факторов могут негативно повлиять на создание надежной радиосвязи с ОА.

Во-первых, перегрузки, действующие на антенну, и необходимость обеспечения ее достаточной ударостойкостью.

Во-вторых, превышение диаметра, создаваемой воронки поперечных размеров (диаметр антенны) $d_{ант}$ и возможность заваливания антенны в воронку с возможным ее переворачиванием и перенацеливанием в сторону от траектории полета ОА, существенно ухудшающим или даже исключающим возможности надежной радиосвязи. Для предупреждения этого необходимо обеспечение условия, при котором поперечные размеры (диаметр антенны) $d_{ант}$ будет превышать диаметр входного отверстия воронки $d_{вор}$ (рис. 1в).

$$d_{ант} > d_{вор}. \quad (1)$$

В-третьих, возможность отскока антенны от грунта с ее последующим переворачиванием и перенацеливанием в сторону от траектории полета ОА. Эти факторы рассмотрены далее более подробно.

2. Перегрузки, действующие на разделяющиеся части пенетратора при ударном внедрении в ИНТ.

При ударном внедрении пенетратора в грунт ИНТ значения перегрузки для антенны $G_{ант}$ примут два значения.

Процесс ударного внедрения пенетратора в грунт ИНТ можно разделить на два этапа. Первый этап начинается с момента ударного внедрения и до отделения антенны от головной части, когда глубина погружения пенетратора $I_{порп}$ не превышает длину его головной части $I_{гол}$ (рис. 1а):

$$I_{порп} \leq I_{гол}. \quad (2)$$

На первом этапе перегрузки антенны $G_{ант}(I_{порп} \leq I_{гол})$ и головной части $G_{гол}$ равны, максимальное значение которого определяется с помощью выражения:

$$G_{ант}(I_{порп} \leq I_{гол}) = G_{гол} = \frac{v_{уг}^2}{2gl_{порп}}, \quad (3)$$

где $v_{уг}$ — скорость удара пенетратора о поверхность ИНТ при ударном внедрении.

Второй этап возникает после отделения антенны от головной части с начала вдавливания антенны в грунт ИНТ, достигающего максимального значения $I_{гр}$, и до ее остановки, когда глубина погружения головной части пенетратора $I_{порп}$ больше ее длины $I_{гол}$ (рис. 1б):

$$I_{порп} > I_{гол}. \quad (4)$$

Для глубины воронки $I_{вор}$ максимальную перегрузку антенны $G_{ант}(I_{порп} > I_{гол})$ с уже сниженной скоростью движения до значения $v_{уг} \sqrt{1 - \frac{I_{гол}}{I_{вор}}}$ можно рассчитать по формуле:

$$G_{ант}(I_{порп} > I_{гол}) = \frac{\left(1 - \frac{I_{гол}}{I_{вор}}\right) v_{уг}^2}{2gl_{гр}}, \quad (5)$$

где $I_{гр}$ — максимальная глубина вдавливания антенны в грунт, м.

Для значений $I_{гол} = 2$ м, $I_{вор} = 5$ м, скорости удара $v_{уг}$, изменяющейся в диапазоне от 100 до 1000 м/с, и двух значений максимальных глубин вдавлива-

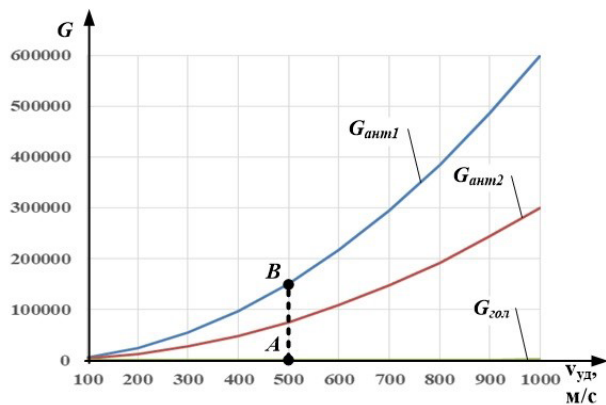


Рис. 2. Графики перегрузок, действующих на антенну $G_{ант1}$ и $G_{ант2}$ при вдавливании в грунт на 0,05 и 0,1 м соответственно, а также действующих на головную часть $G_{гол}$
 Fig. 2. Graphs of overloads acting on the $G_{ант1}$ and $G_{ант2}$ antenna when pressed into the ground by 0,05 and 0,1 m, as well as acting on the $G_{гол}$ head part

ния антенны в грунт $l_{гр1} = 0,05$ м и $l_{гр2} = 0,1$ м были рассчитаны значения перегрузок на головную часть $G_{гол}$ и на антенну $G_{ант1}$ и $G_{ант2}$ соответственно, представлены в виде графиков на рис. 2.

Если в качестве максимальной перегрузки, действующей на антенну, принять значение 100 000, то максимальная скорость удара $v_{уг}$ составит 400 м/с и ≈ 550 м/с соответственно для вышеприведенных значений параметров. При увеличении максимальной перегрузки до 200 000 максимальные скорости удара $v_{уг}$ возрастут до ≈ 580 м/с и ≈ 800 м/с соответственно

Отношение перегрузок $k_{ант/гол}$ антенны $G_{ант}$ к головной части $G_{гол}$ после отделения первой от второй можно записать в виде соотношения:

$$k_{ант/гол} = \frac{G_{ант}(l_{пор} > l_{гол})}{G_{гол}} = \left(1 - \frac{l_{гол}}{l_{вор}}\right) \frac{l_{вор}}{l_{гр}} = \frac{l_{вор} - l_{гол}}{l_{гр}} \quad (6)$$

Для вышеприведенных данных и, в том числе, глубин вдавливания антенны в грунт $l_{гр}$, равных 0,05 м и 0,1 м, значения такого отношения составили 60 и 30. Как видно, антенна является существенно более уязвимой к перегрузкам, обуславливая более тщательное внимание к вопросам ее проектирования и конструктивной проработки для обеспечения требуемой ударостойкости.

Характерно, что в момент отделения антенны от головной части воздействие на первую резко, почти скачкообразно, увеличивается на $\Delta G_{разг}$ со значения $G_{ант}(l_{пор} \leq l_{гол})$ до значения $G_{ант}(l_{пор} > l_{гол})$:

$$\Delta G_{разг} = G_{ант}(l_{пор} > l_{гол}) - G_{ант}(l_{пор} \leq l_{гол}) = \left(1 - \frac{l_{гол}}{l_{вор}}\right) v_{уг}^2 - \frac{v_{уг}^2}{2gl_{пор}} \quad (7)$$

Пример такого скачкообразного повышения нагрузки $\Delta G_{разг}$ показан на рис. 2 с помощью отрезка [A; B].

В зависимости от различных параметров значение такого скачкообразного удара может достигать

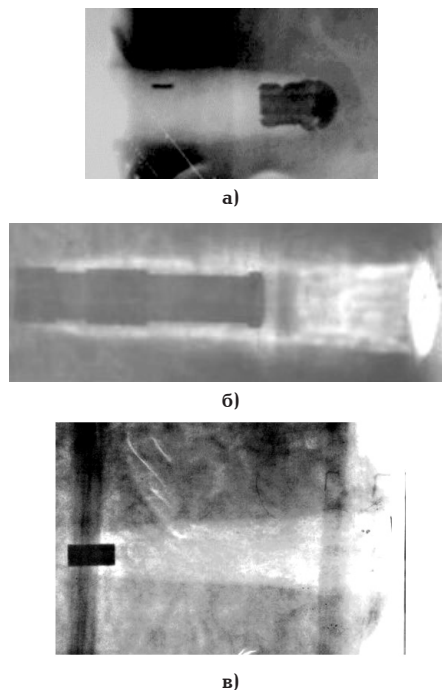


Рис. 3. Рентгенограммы воронок при пробитии ударником преграды: среда — песок, $v_{ya} = 1214$ м/с (а) [4], среда — песок, $v_{ya} = 174$ м/с, $W = 0,3\%$ (б) [3], среда — соленый лед, $v_{ya} = 800-1500$ м/с (в) [5]
 Fig. 3. X-ray images of craters when a striker penetrates barriers: medium — sand, $v_{ya} = 1214$ m/s (a) [4], medium — sand, $v_{ya} = 174$ m/s, $W = 0,3\%$ (b) [3], medium — salt ice, $v_{ya} = 800-1500$ m/s (в) [5]

100 000 и даже более, приводя как минимум к отскоку от грунта антенны и ее возможному переворачиванию, делая радиосвязь с ОА проблематичной.

3. Расчет и анализ диаметров входного отверстия воронки, образующейся от ударного внедрения пенетратора в различные ИНТ.

Для определения требуемых поперечных размеров (диаметров) антенны $d_{ант}$, соответствующих вышеприведенному условию (1), в данном разделе анализируются диаметры воронок, образуемых в результате ударного проникания ударников в различные типы грунтов, а именно в грунты, близкие к песчаным, подобные лунному, в грунты на основе водного льда, прочные каменные и скальные грунты.

3.1. Параметры воронки в грунтах, близких к песчаным, подобных лунному.

В [3, 4] анализируются результаты ударного внедрения различных ударников в песчаные грунты с помощью импульсного рентгеновского аппарата и последующим анализом рентгенограмм. Грунтовая преграда представляет собой контейнер, заполненный песком, шириной 5–10 см в зависимости от диаметра проникающего ударника. В опытах в основном использовался мелкозернистый песок, по свойствам близкий к лунному реголиту (прочность 10 МПа), плотностью $\rho \approx (1,6-1,8)$ г/см³ и влажностью $W \leq (8-12)\%$.

Как видно из полученных рентгенограмм на рис. 3а, б, в песчаных грунтах формируются воронки с нулевой или малой конусностью [3, 4]. Рентгенограмма воронки для соленого льда приведена на рис. 3в.

3.2. Параметры воронки в грунтах на основе водного льда.

В связи с отсутствием достаточной информации о солености льдов на ИНТ для объективности далее рассматриваются пресный и соленый льды. В [5] проанализированы профили воронок, образующиеся при пробитии преград из пресного и соленого (с соленостью $s = 10\%$) льдов и были введены два безразмерных параметра, а именно относительный радиус воронки $r'_{вор}$

$$r'_{вор} = \frac{r_{вор}}{r_{уг}} - 1, \quad (8)$$

а также относительное расстояние от переднего торца ударника до входа в ледяную преграду $l'_{вор}$:

$$l'_{вор} = \frac{l_{вор}}{r_{уг}}, \quad (9)$$

где $r_{вор}$ и $r_{уг}$ — радиусы воронки и ударника.

Для этих безразмерных параметров на основе экспериментальных данных определена зависимость $r'_{вор}(l'_{вор})$ также в безразмерных единицах:

$$r'_{вор}(l'_{вор}) = 3,6 - \frac{a_{лег}}{l'_{вор} + b_{лег}}. \quad (10)$$

После преобразований выражений (8)–(10) формируется уравнение

$$r_{вор} = \frac{23r_{уг} + r_{уг}^2(4,6b_{лег} - a_{лег})}{5 + b_{лег}r_{уг}}. \quad (11)$$

С учетом этого из формулы (11) можно создать два уравнения для пресного и соленого льдов, в которых вместо радиусов воронки $r_{вор}$ и ударника $r_{уг}$ используются диаметр воронки $d_{вор}$ и диаметр пенетратора $d_{пен}$. С учетом глубины воронки $l_{вор} = 5$ м и значений коэффициентов $a_{лег}$ и $b_{лег}$ для двух типов льда, равных 82,5 и 24,3 для пресного льда и 60,7 и 18 для соленого льда соответственно [5], получаем два уравнения:

для пресного льда

$$d_{вор} = \frac{d_{пен}(23 + 14,64d_{пен})}{5 + 12,15d_{пен}}, \quad (12)$$

для соленого льда

$$d_{вор} = \frac{d_{пен}(23 + 11,05d_{пен})}{5 + 9d_{пен}}. \quad (13)$$

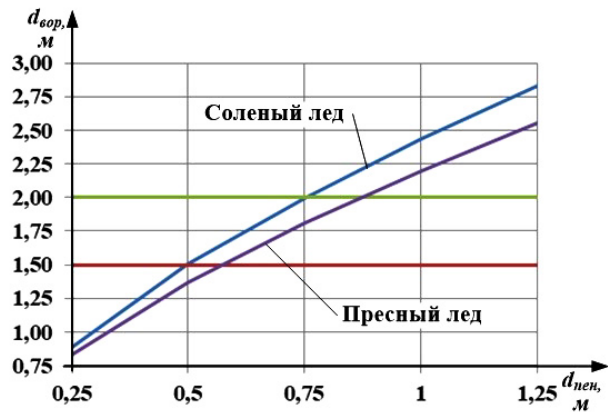


Рис. 4. Графики зависимостей входных диаметров воронки $d_{вор}$ от диаметра пенетратора $d_{пен}$ в соленом и пресном льдах для глубины воронки 5 м

Fig. 4. Graph of the dependence of the inlet diameters of the $d_{вор}$ funnel diameter on the $d_{пен}$ penetrator diameter in salt and fresh ice for the 5 m funnel depth

На основе этих формул рассчитаны значения диаметров воронок $d_{вор}$ для двух типов льдов и диаметров пенетраторов в диапазоне от 0,25 до 1,25 м, графики которых приведены на рис. 4. На этих графиках выделены границы приемлемого диапазона диаметров воронок $d_{вор}$ от 1,5 до 2 м, определяющие максимальные диаметры пенетраторов $d_{пен}$ не более 0,5–0,75 м для соленого льда и не более $\approx 0,6$ –0,88 м для пресного льда.

Также установлено [5], что с учетом погрешности измерений размеры образующейся в соленом льду каверны при реализованных в экспериментах условиях внедрения практически не зависят от температуры. В соленом льду ширина каверны в среднем на 20 % больше, чем в пресном.

3.3. Параметры воронки в мерзлых грунтах на основе водного льда и частиц реголита, прочных каменных и скальных грунтах.

Известно, что упрочнение льда может происходить за счет влияния дополнительных факторов, таких как низкие температуры [6], а также наличия в нем частиц реголита ИНТ. На примере фотографии частицы лунного реголита (рис. 5а) [7] видно, что она имеет пещеристую мелкопористую форму, во многом подобную структуре земного ракушечника (рис. 5б), добавление которого в воду может приводить к упрочнению льда не менее чем в 5 раз [2, 8]. Таким образом, можно предположить, что прочность льда с частицами реголита, в частности в полярных и/или околополярных районах Луны и в так называемых кратерах вечной тьмы, подоб-

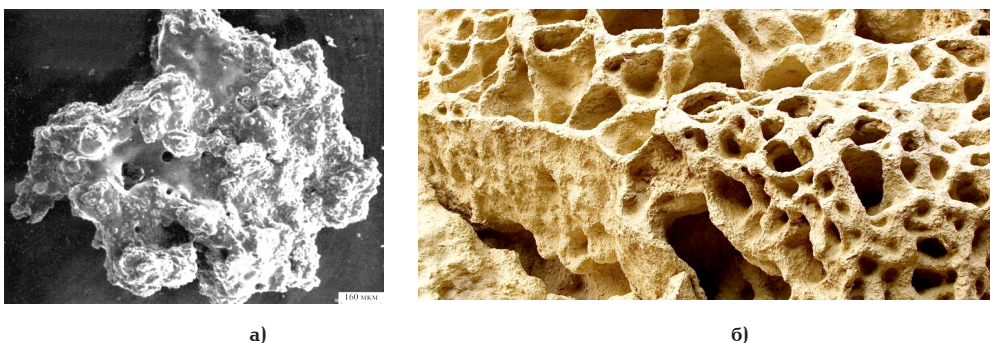


Рис. 5. Фотографии частицы лунного реголита (а) [7] и земного ракушечника (б)

Fig. 5. Photographs of a particle of lunar regolith (a) [7] and terrestrial shell rock (b)

ных лунному кратеру Шеклон, в отдельных местах может достигать значений 75–90 МПа, приближаясь к прочным каменистым и/или скальным грунтам, ударное внедрение в которые рассмотрено далее.

В [9] показано, что форма воронки во многом определяется отношением плотностей и прочностных параметров материалов ударника и преграды, расширяясь с ростом скорости. Значительное влияние на процесс расширения воронки, приближая ее к полусферической, может оказывать проявление взрывного характера ударного внедрения. При отсутствии взрывчатых веществ так называемый инерциальный взрыв при ударном внедрении может быть инициирован металлами [10], например, металлом, из которого изготовлен наконечник пенетратора. В основе такого взрыва лежит инерциально-электронная эмиссия [11], заключающаяся в инерционном выходе из тела подвижных заряженных частиц — электронов за счет резкого торможения при ударе. Критическое число вышедших электронов и опустошение кристаллической решетки металла одновременно с локальным разогревом от резкой деформации приводят к взрыву. В [11] показано, что значения максимальной скорости удара $v_{уг}$, приводящей к такому взрыву, связаны со скоростью звука в металлах $v_{зв}$. Поэтому предотвращение возникновения инерциального взрыва и значительного расширения образующейся воронки предполагает, помимо учета прочностных свойств, выбор металлов или их сплавов для наконечника пенетратора с высокой скоростью звука, например, титан ($v_{зв} = 4140$ м/с), вольфрам ($v_{зв} = 4310$ м/с), железо ($v_{зв} = 5170$ м/с), молибден ($v_{зв} = 6190$ м/с).

Для расчетов входных диаметров воронок принципиальное значение приобретает вопрос о ее форме, если необходимо экстраполировать экспериментальные результаты на более высокий, чем достигнутый в экспериментах диапазон скоростей удара. Как следует из [9], при соблюдении условий, исключающих инерциальный взрыв, и во многих случаях при скоростях менее 1,5–2 км/с низшее значение отношения глубины воронки к ее диаметру $l_{вор}/d_{вор}$ уменьшается до 1–2.

Консервативную оценку значения диаметра воронки с учетом всех возможных неидеальностей можно провести на основе уравнения из [12], где рассмотрено проникание пенетраторов с кавитатором в прочную каменистую среду. При некотором упрощении кавитатор можно считать головной частью пенетратора, а диаметр образуемой воронки — зависящей от диаметра кавитатора. Используя полученные результаты, представляем выражение для диаметра воронки $d_{вор}$, формируемой таким кавитатором диаметром d_c и с углом заострения 2λ :

$$d_{вор} = 2 \cos \lambda \left(2x \sin \lambda \left(\frac{d_c}{2 \cos \lambda} \right)^{1,5} + \left(\frac{d_c}{2 \cos \lambda} \right)^{2,5} \right)^{0,4}, \quad (14)$$

где x — расстояние от вершины кавитатора до рассматриваемого сечения воронки.

Это выражение сформировано на основе зависимостей инерционного расширения несжимаемой среды, полученных для случая сферической симметрии. Здесь диаметр воронки $d_{вор}$ увеличивается в направлении хвостовой части пенетратора.

В [8] рассмотрены пенетраторы гладкой, ступенчатой и конической форм. На рис. 6 представле-

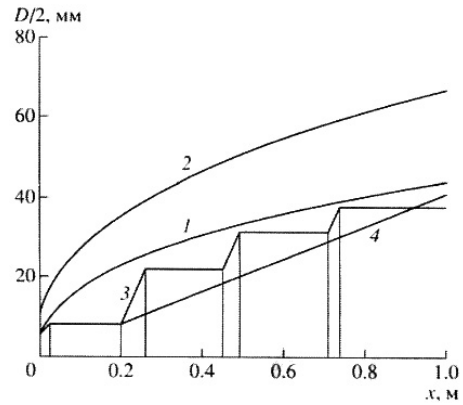


Рис. 6. Графики зависимостей полудиаметра воронки от расстояния относительно вершины кавитатора при проникании в реголит: 1 — $m = 5$ кг; 2 — $m = 20$ кг; 3 — ступенчатый пенетратор, 4 — конический пенетратор [12]
Fig. 6. Graphs of the dependence of the funnel half-diameter on the distance relative to the top of the cavitator during penetration into the regolith: 1 — $m = 5$ kg; 2 — $m = 20$ kg; 3 — stage penetrator; 4 — conical penetrator [12]

ны графики зависимостей полудиаметра воронки от ее глубины (расстояния относительно вершины кавитатора при проникании в реголит): 1 и 2 — зависимости гладких пенетраторов с массой 5 кг и 20 кг; 3 — ступенчатый пенетратор; 4 — конический пенетратор.

На основе полученных данных были определены аппроксимирующие функции для двух значений массы пенетратора и диаметров их кавитаторов: $d_{вор1}(m_{пен1}; d_{c1})$ и $d_{вор2}(m_{пен2}; d_{c2})$ на участках погружения (глубин воронки) 0,2–1 м в прочную каменистую среду плотностью $\rho = 1700$ кг/м³ и прочностью $C = 100$ МПа. Так, для двух пенетраторов с массой $m_{пен1} = 5$ кг и диаметром кавитатора $d_{c1} = 0,0095$ м, а также с массой $m_{пен2} = 20$ кг и диаметром кавитатора $d_{c2} = 0,019$ м при условии $2\lambda = \pi/2$ использовались аппроксимирующие функции для случая линейной регрессии:

$$d_{вор} = a_1 l_{вор} + b_1, \quad (15)$$

где a_1 — безразмерный коэффициент, b_1 — коэффициент с размерностью в метрах. После проведенных расчетов с помощью решателя [13] две аппроксимирующие функции для $d_{вор1}$ и $d_{вор2}$ по формуле (15) со средней ошибкой аппроксимации $\approx 4,6\%$ и $\approx 2,5\%$ соответственно приняли вид:

$$d_{вор1} = 0,048 l_{вор} + 0,04, \quad (16)$$

$$d_{вор2} = 0,076 l_{вор} + 0,0596. \quad (17)$$

Эти аппроксимирующие функции использованы для расчетов значений диаметров входа (входного диаметра) воронки от ее глубины в диапазоне от 0,5 до 5 м. Согласно расчетным данным, соотношения диаметров $d_{вор2}$ к $d_{вор1}$ изменяются в диапазоне от 1,53 до 1,57. Принимая во внимание допущение о подобии, можно предположить, что при увеличении диаметра кавитатора в пять раз с $d_{c1} = 0,0095$ м до $d_{c3} \approx 0,05$ м и с $d_{c2} = 0,019$ м до $d_{c4} \approx 0,1$ м расчетные значения диаметров соответствующих воронок $d_{вор3}$ и $d_{вор4}$ вырастут также

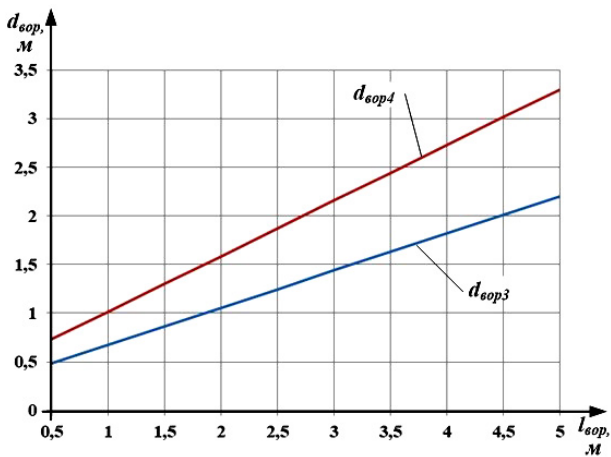


Рис. 7. Зависимости входных диаметров воронок $d_{вор3}$ и $d_{вор4}$ от ее глубины $l_{вор}$
 Fig. 7. Dependence of the inlet diameters of the $d_{вор3}$ and $d_{вор4}$ funnels and on the $l_{вор}$ depth

примерно в пять раз, подобно меняясь в соотношении диаметров $d_{вор2}$ к $d_{вор1}$ в диапазоне от 7,63 до 7,85. С учетом этого были рассчитаны диаметры воронок $d_{вор3}$ и $d_{вор4}$, представленные в виде графиков на рис. 7. Они показали, что для глубины воронки $l_{вор} = 5$ м их входные диаметры составят $d_{вор3} \approx 2,2$ м и $d_{вор4} \approx 3,3$ м. На основе проведенных расчетов получаем $l_{вор}/d_{вор3} = 5/2,2 \approx 2,27$ и $l_{вор}/d_{вор4} = 5/3,3 \approx 1,51$. Как видно, полученные данные не ниже 1 и удовлетворяют вышеприведенному результату проведенных ранее исследований. Однако полученные значения для диаметров воронок $d_{вор3}$ и $d_{вор4}$ делают проблематичным на практике выполнение условия (1).

Радикальными способами преодоления ограничений и улучшения тактико-технических характеристик в сложном многофакторном процессе ударного внедрения в грунт ИНТ, связанных с перегрузками, обеспечением гарантированной нацеленности антенны, можно считать реализацию альтернативного способа. Он заключается в реализации возможностей снижения перегрузок путем повышения глубины проникания без увеличения скорости удара, а также обратного отстрела антенны, обладающей возможностью адаптивного нацеливания на движущийся ОА.

4. Возможности совершенствования пенетратора в целях предотвращения негативного влияния факторов для создания надежной радиосвязи.

Снижение перегрузок от ударного внедрения пенетраторов в ИНТ возможно при уменьшении скорости удара с одновременным повышением глубины проникания за счет использования наконечников пенетраторов оживальной формы и специальных конструкций: сегментированных, телескопических или сегментированных телескопических (в дальнейшем — гибридные). Такие возможности рассмотрены далее.

4.1. Результаты исследований внедрения сегментированных, телескопических и гибридных ударников.

Глубина воронки $l_{вор}$ пропорциональна скорости удара $v_{уг}$, но также зависит от конструктивных параметров пенетратора. Зависимость от последних можно выразить упрощенным эмпирическими выражением:

$$l''_{вор} = k_{кон} l_{вор} = k_{нак} k_{форм} l_{вор} \quad (18)$$

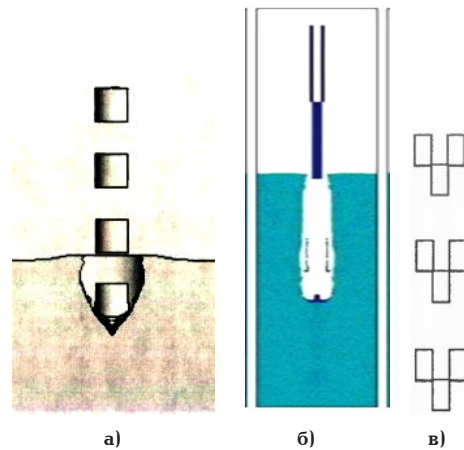


Рис. 8. Схематичное изображение сегментированного (а) [14], телескопического (б) [15] и гибридного (в) [9] ударников
 Fig. 8. Schematic representation of segmented (a) [14], telescopic (b) [15] and hybrid (v) [9] impactors

где $l''_{вор}$ — увеличенная глубина воронки от изменения конструктивных параметров пенетратора; $k_{кон}$, $k_{нак}$ и $k_{форм}$ — коэффициенты конструкции, наконечника и формы головной части.

Так, ранее в работах [14–16] рассматривались особенности внедрения в преграду сегментированных (рис. 8а), телескопических (рис. 8б) и гибридных (рис. 8в) ударников. Было показано, что использование сегментированных наконечников позволяет повысить глубину проникания в грунт до 80 %, т.е. $k_{нак1} \approx 1,8$ [14–16]. Ударники телескопической конструкции также увеличивают глубину проникания в грунт до 50 %, т.е. $k_{нак2} \approx 1,5$ [14–16].

В [17] представлены исследования по влиянию формы головной части ударника на глубины воронок на примере льда. По полученным результатам исследований можно определить аппроксимирующие функции для случая линейной регрессии для отношений оживальной головной части к конической и плоской $k_{ож/кон}$ и $k_{ож/плос}$ соответственно:

$$k_{ож/кон} = a_2 v_{уг} + b_2 \quad (19)$$

$$k_{ож/плос} = a_3 v_{уг} + b_3 \quad (20)$$

где a_2 и a_3 — коэффициенты с размерностью с/м; b_2 и b_3 — безразмерные коэффициенты.

Расчеты, проведенные с помощью решателя [13], позволили определить две искомые функции:

для отношения оживальной головной части к конической $k_{ож/кон}$ со средней ошибкой аппроксимации $\approx 1,37$ %

$$k_{ож/кон} = -0,0004v_{уг} + 1,5548 \quad (21)$$

и для оживальной головной части к плоской $k_{ож/плос}$ со средней ошибкой аппроксимации $\approx 3,9$ %

$$k_{ож/плос} = -0,0014v_{уг} + 2,0357 \quad (22)$$

Полученные формулы (21) и (22) показывают спадающий характер функций и то, что с ростом скорости удара влияние формы головной части постепенно снижается. Эти функции можно экстраполировать как минимум до скорости удара $v_{уг} = 500$ м/с. Рассчитанные значения функций $k_{ож/кон}$

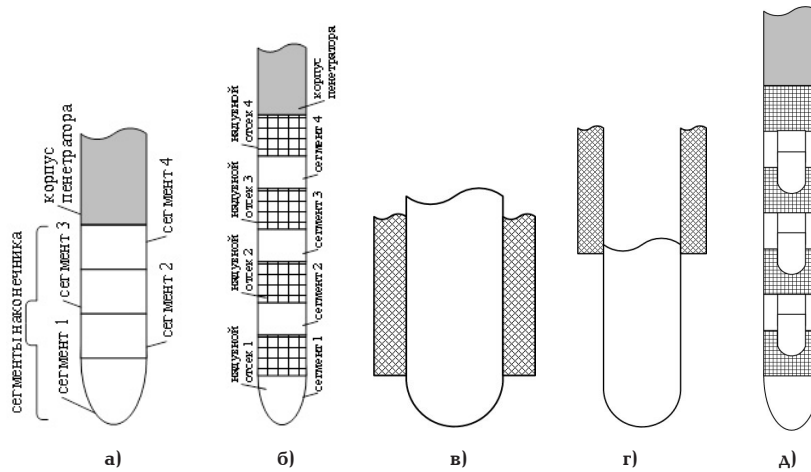


Рис. 9. Пенетратор с сегментированными наконечниками: в сложенном состоянии (а), в раздвинутом состоянии с надувными отсеками (б), пенетраторы телескопической конструкции в сложенном состоянии (в) с раздвинутыми частями (г), гибридная конструкция пенетратора (д)
 Fig. 9. Penetrator with segmented tips: in the folded state (a), with inflatable sections (b), penetrators of telescopic design in the folded state (v) with extended parts (r), hybrid design of the penetrator (d)

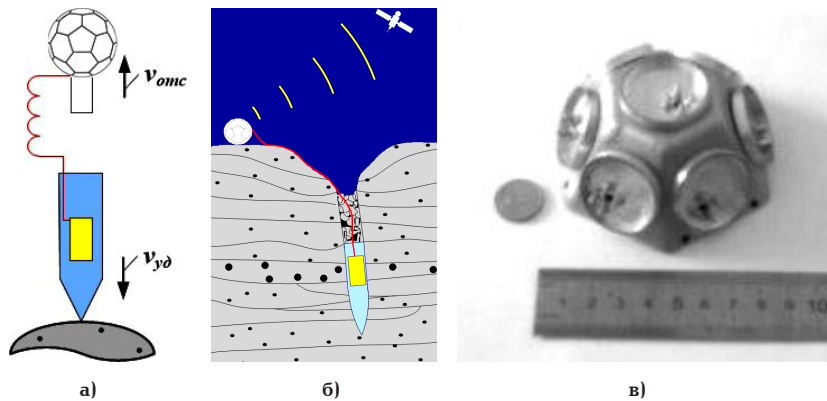


Рис. 10. Обратный отстрел антенны (а) и использование антенны после обратного отстрела для радиосвязи с ОА (б, научные приборы обозначены прямоугольником) и общий вид прототипа антенны (в) [21]
 Fig. 10. Reverse firing of the antenna (a) and the use of the antenna after reverse firing for radio communication with OA (b, scientific instruments are indicated by a rectangle) and a general view of the prototype antenna (v) [21]

и $k_{ож/плос}$, начиная от скорости удара 150 м/с, уменьшаются с 1,495 до 1,355 и с 1,826 до 1,336. Несмотря на это, степень влияния формы головной части достаточно большая в диапазоне от $\approx 35\%$ до $\approx 50\%$ и от $\approx 35\%$ до $\approx 83\%$ для оживальной формы по отношению к конической и плоской соответственно.

Как следует из вышеизложенного, целенаправленным конструктивным совершенствованием наконечника пенетратора можно достичь повышение глубины (или уменьшение скорости удара $v_{уд}$) в два и более раз. Такие исследования создают основу для совершенствования пенетраторов. Наиболее удобным материалом для изготовления дискретных сегментов пенетраторов, а также внешней или внутренней цилиндрических частей телескопической конструкции, может быть лед из дистиллированной воды. После ударного внедрения в грунт ИНТ он удаляется за счет нагрева и сублимации.

Подготовка к ударному внедрению пенетратора с сегментированным наконечником в основном заключается в следующем. Изначально доставляемый на ОА для сброса пенетратор представляет сложную конструкцию (рис. 9а). Далее, перед отстрелом от ОА пенетратор «раскладывается» за счет

раздвижения сегментов приводами, реализованными, например, на основе элементов с памятью формы [18], на основе пружин и давления подаваемого газа в надуваемых конструкциях [19] (рис. 9б). Последний способ, вероятно, можно считать наиболее «экологичным» для последующих научных исследований с точки зрения минимизации воздействия на грунт ИНТ. Таким образом, ударное внедрение в грунт ИНТ осуществляется наконечником пенетратора, реализованного в виде разнесенных с определенным интервалом ледяных сегментов. Телескопический (в сложенном и раздвинутом состоянии) и гибридный наконечники пенетраторов показаны на рис. 9в, г и д.

4.2. Снижение перегрузки антенны за счет ее обратного отстрела.

Снижения перегрузки антенны $G_{ант}$ можно достичь за счет снижения ее скорости удара о грунт ИНТ, которое можно реализовать ее обратным отстрелом (рис. 10а, научные приборы пенетратора обозначены желтым прямоугольником). Наиболее предпочтительно осуществлять обратный отстрел антенны на этапе максимального снижения скорости пенетратора в процессе его погружения в грунт

ИНТ. Это удобнее реализовать непосредственно перед отделением антенны от головной части (рис. 1а) в идеале при глубине погружения, равного длине головной части: $l_{погр} \approx l_{гол}$. При таком варианте перегрузка антенны $G'_{ант1}$ будет зависеть от разностной скорости, равной разности текущей скорости движения головной части в грунте $v_{yg} \sqrt{1 - \frac{l_{гол}}{l_{вор}}}$, и скорости отстрела $v_{омс}$ в выражении

$$G'_{ант1} = \frac{\left(v_{yg} \sqrt{1 - \frac{l_{гол}}{l_{вор}}} - v_{омс} \right)^2}{2gl_{rp}}. \quad (23)$$

Для выбранных ранее значений $l_{гол} = 2$ м, $l_{вор} = 5$ м имеем $v_{yg} \sqrt{1 - \frac{l_{гол}}{l_{вор}}} \approx 0,77v_{yg}$. Тогда формула упрощается к следующему виду:

$$G'_{ант1} = \frac{(0,77v_{yg} - v_{омс})^2}{2gl_{rp}}. \quad (24)$$

Расчеты показывают, что при росте скорости удара v_{yg} от 500 до 1000 м/с и скорости обратного отстрела антенны 300 м/с и для двух значений глубин вдавливания антенны в грунт $l_{rp1} = 0,05$ м и $l_{rp2} = 0,1$ м перегрузка $G'_{ант1}$ увеличивается с 7225 до 220900 и с ≈ 3613 до 110450.

С учетом современного научно-технического задела в направлении повышения ударостойкости блоков такие значения не являются запредельными. Например, как следует из [20], для наиболее ответственного узла в виде генератора частоты на поверхностных акустических волнах и для микросхем ведущих западных стран в 2010 г. значение G достигало 100 тыс. и 100 тыс. в течение 1 мс соответственно. Современные темпы прогресса позволяют уверенно предполагать достижение значений максимальной перегрузки до 300 тыс. к настоящему времени.

Тем не менее дополнительное снижение перегрузки антенны до значения $G'_{ант2}$ можно обеспечить, используя вышеописанные конструктивные способы повышения проникания и изменив формулу (24) к следующему виду:

$$G'_{ант2} = \frac{\left(\frac{0,77}{k_{кон}} v_{yg} - v_{омс} \right)^2}{2gl_{rp}}. \quad (25)$$

Расчеты показывают, что при условии $k_{кон} = 2$ для двух значений глубин вдавливания антенны в грунт $l_{rp1} = 0,05$ м и $l_{rp2} = 0,1$ м перегрузки $G'_{ант2}$ равны ≈ 100000 и ≈ 50000 соответственно с возможностью достижения скорости удара 1600 м/с. При более низкой скорости удара, например 1000 м/с, перегрузки $G'_{ант2}$ уменьшаются до значений ≈ 7200 и ≈ 3600 соответственно, существенно снижая ударную нагрузку и демонстрируя высокую эффективность такого подхода.

Коэффициент снижения перегрузок k_{G1} , достигаемых с использованием обратного отстрела антенны, можно рассчитать как отношение $G_{ант}(l_{погр} > l_{гол})$, определяемое по выражению (5), к $G'_{ант1}$, рассчитываемой с помощью формулы (24), для ранее уже заданных значений $l_{гол} = 2$ м, $l_{вор} = 5$ м:

$$k_{G1} = \frac{G_{ант}(l_{погр} > l_{гол})}{G'_{ант1}} = \frac{0,6v_{yg}^2}{(0,77v_{yg} - v_{омс})^2} = \left(\frac{0,77v_{yg}}{0,77v_{yg} - v_{омс}} \right)^2. \quad (26)$$

Расчеты показывают, что при изменении скорости удара v_{yg} в диапазоне от 500 до 1000 м/с и скорости отстрела 300 м/с коэффициент снижения перегрузок k_{G1} снижается с 20,76 до 2,72.

Аналогично можно определить коэффициент снижения перегрузок k_{G2} , достигаемых с использованием обратного отстрела антенны в сочетании с конструктивными способами повышения проникания, как отношение формулы (5) к формуле (25) при условии $k_{кон} = 2$, формируя уравнение для расчета:

$$k_{G2} = \frac{G_{ант}(l_{погр} > l_{гол})}{G'_{ант2}} = \frac{0,6v_{yg}^2}{\left(\frac{0,77}{2} v_{yg} - v_{омс} \right)^2} = \left(\frac{0,77v_{yg}}{0,385v_{yg} - v_{омс}} \right)^2. \quad (27)$$

Расчеты показывают, что при изменении скорости удара v_{yg} в диапазоне от 800 до 1600 м/с и скорости отстрела 300 м/с коэффициент снижения перегрузок k_{G2} снижается с 6000 до 15,4.

Как видно из рассчитанных выше значений коэффициентов снижения перегрузок k_{G1} и k_{G2} , при относительно низких скоростях удара v_{yg} эффективность двух подходов, а именно обратного отстрела антенны и обратного отстрела антенны с конструктивными способами повышения глубины проникания, максимальны, постепенно ослабевающие по мере роста скоростей удара v_{yg} .

Кроме того, для дальнейшего снижения значения и соответствующей перегрузки антенны можно обеспечить обратный отстрел на этапе еще большего погружения и снижения скорости головной части, т.е. максимального приближения глубины ее погружения $l_{погр}$ к глубине воронки $l_{вор}$ с условием $l_{погр} \rightarrow l_{вор}$. Однако такой вариант предполагает реализацию пенетратора новой конструкции с вынесенной (удаленной) антенной от тыльной стороны головной части пенетратора и возможностью ее отстрела, сильно отличающейся от конструкций на рис. 1, что требует дополнительной конструктивной проработки, выходит за рамки данного исследования. Он будет рассмотрен в одной из будущих публикаций.

4.3. Обеспечение нацеленности антенны на ОА при использовании обратного отстрела при ударном внедрении в грунт ИНТ.

Один из важных вопросов пространственной нацеленности (диаграммы направленности по двум осям) антенны связан с ее угловым пространственным положением после обратного отстрела и пригрунтовывания. Для исключения неопределенности предлагается реализовать антенну на основе коммутируемой антенной системы (КАС), выполненной в виде усеченного полукосаэдра [21]. Его внешнюю форму можно описать сферой, а наиболее понятный и распространенный образ связан с классическим футбольным мячом (рис. 10б). Грани такой фигуры выполнены в виде пяти- и шестиугольников с заданным пространственным углом, каждый

из которых является излучателем, например, щелевым, вибраторным, патчевым или микрополосковым.

В соответствии с экспериментальными исследованиями из [21] данная КАС (рис. 10в) может работать на частоте 8,43 ГГц с коэффициентом усиления 6 дБ, осуществляя передачу информации со скоростью до 0,5 Мбит/с на дальностях до 30000 км. Представляется, что вес такой КАС, изготовленной из легких и высокопрочных материалов, может составлять не более 1,5 кг, позволяя достичь скорости отстрела до 300 м/с.

Таким образом, независимо от положения сферической антенны после обратного отстрела и пригрунтовывания нужная диаграмма направленности будет сформирована требуемой коммутацией одного или нескольких излучателей с формированием потока радиоволн нужного нацеливания в пределах рабочей полусферы и с возможностью адаптивного перенацеливания для отслеживания текущего положения ОА.

Результаты расчетов и их обсуждение

1. Для значений $l_{гол} = 2$ м, $l_{вор} = 5$ м и скорости удара v_{yg} , изменяющейся в диапазоне от 100 до 1000 м/с, и для двух значений глубин вдавливания антенны в грунт $l_{rp1} = 0,05$ м и $l_{rp2} = 0,1$ м были рассчитаны значения перегрузок, действующих на антенну, $G_{ант1}$ и $G_{ант2}$. При максимальной перегрузке, равной 100 000, максимальная скорость удара v_{yg} не должна превышать 400 м/с и ≈ 550 м/с. При увеличении максимальной перегрузки до 200 000 максимальные скорости удара v_{yg} возрастут до ≈ 580 м/с и ≈ 800 м/с.

2. При росте скорости удара v_{yg} от 500 до 1000 м/с и скорости обратного отстрела антенны 300 м/с, а также для двух значений глубин вдавливания антенны в грунт $l_{rp1} = 0,05$ м и $l_{rp2} = 0,1$ м, перегрузка $G_{ант}$ увеличивается с 7 225 до 220 900 и с ≈ 3 613 до 110 450. Этим подтверждается эффективность использования обратного отстрела антенны для повышения скорости удара v_{yg} .

3. Расчеты показывают, что при значении коэффициента конструкции $k_{кон} = 2$ для двух значений глубин вдавливания антенны в грунт $l_{rp1} = 0,05$ м и $l_{rp2} = 0,1$ м перегрузки $G_{ант}$ равны ≈ 100 000 и ≈ 50 000 с возможностью достижения скорости удара 1 600 м/с. При более низкой скорости удара 1 000 м/с перегрузки уменьшаются до значений ≈ 7 200 и ≈ 3 600, существенно снижая ударную нагрузку и демонстрируя высокую эффективность совместного использования обратного отстрела антенны и наконечников пенетраторов оживальной формы, а также специальных конструкций: сегментированных, телескопических или гибридных.

Выводы и заключение

1. В соответствии с задачами исследования проведены расчеты и анализ перегрузок, действующих на головную часть и антенну пенетратора, а также диаметры воронок, образующиеся в результате ударного внедрения в грунт ИНТ. Также рассмотрены возможности совершенствования пенетраторов для предотвращения нарушения радиосвязи с ОА после ударного внедрения в грунт ИНТ.

2. С точки зрения перегрузок, антенна является самым уязвимым элементом, требующим особого внимания и принятия специальных мер по ее защи-

те, для обеспечения радиосвязи с ОА после ударного внедрения пенетратора в грунт ИНТ.

3. В дальнейшем требуется подробная конструкторско-технологическая проработка и исследование пенетраторов в следующих направлениях:

— реализация сегментированных, телескопических и гибридных наконечников;

— осуществление обратного отстрела антенны;

— реализация вынесенной (удаленной) антенной от тыльной стороны головной части пенетратора и с возможностью ее обратного отстрела.

Благодарности

Работа выполнена в инициативном порядке.

Список источников

1. Леун Е. В., Нестерин И. М., Пичхадзе К. М., Поляков А. А. [и др.]. Обзор схем пенетраторов для контактных исследований космических объектов // Космическая техника и технологии. 2022. № 2. С. 103–117. EDN: AMJBCU.

2. Леун Е. В., Добрица Д. Б., Поляков А. А. [и др.]. К вопросу выбора конструкционных материалов для создания многофункциональных инерционных пенетраторов // Вестник НПО им. С. А. Лавочкина. 2023. № 4 (62). С. 80–86. DOI: 10.26162/LS.2023.62.4.011. EDN: WGHDNK.

3. Писецкий В. В. Высокоскоростное проникание пенетратора в различных режимах его деформирования в песчаный грунт: дис. ... канд. техн. наук. Саров, 2021. 132 с.

4. Герасимов С. И., Травов Ю. Ф., Иоисев А. Г. [и др.]. Экспериментальное и теоретическое исследование высокоскоростного проникания длинных стержневых ударников в песок // Журнал технической физики. 2022. Т. 92, № 3. С. 392–404. DOI: 10.21883/JTF.2022.03.52134.275-21. EDN: CBCTJR.

5. Герасимов С. И., Зубанков А. В., Калмыков А. П. [и др.]. Экспериментальное исследование движения ударника в соленом льду // Прикладная механика и техническая физика. 2020. Т. 61, № 4 (362). С. 54–58. DOI: 10.15372/PMTF20200407. EDN: FECVWQ.

6. Petorvic J. J. Review Mechanical properties of ice and snow // January Journal of Materials Science. 2003. Vol. 38. P. 1–6. DOI: 10.1023/A:1021134128038.

7. Slyuta E. N. Physical and mechanical properties of the lunar soil (a review) // Solar System Research. 2014. Vol. 48, no. 5. P. 330–353. DOI: 10.1134/S0038094614050050. EDN: SENWRV.

8. А. с. 1649218 СССР, МПК F 25 C 1/00, C 09 K 3/24. Способ получения искусственного льда / Рогожин С. В., Чеве-рев В. Г., Вайнерман Е. С. [и др.]. № 4694538; заявл. 23.05.1889; опубл. 15.05.1991. EDN: BMVUOZ.

9. Керкхоф Ф., Гольке В., Гольдсмит В. [и др.]. Физика быстротекающих процессов: пер. / под ред. Н. А. Златина. Москва: Мир, 1971. 352 с.

10. Марахтанов М. К., Велданов В. А., Духопельников Д. В. [и др.]. Моделирование механизма разрушения космических аппаратов в результате инерциального взрыва их металлических узлов при столкновении // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24, № 1. С. 17–25. EDN: YGSBOV.

11. Леун Е. В., Добрица Д. Б., Поляков А. А., Сысоев В. К. Анализ особенностей возникновения инерциального взрыва в задачах высокоскоростных ударов металлических пенетраторов в исследуемое небесное тело и метеорно-техногенных частиц в элементы космических аппаратов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 2. С. 99–110. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-99-110. EDN: GOWALR.

12. Велданов В. А., Смирнов В. Е., Хаврошкин О. Б. Лунный пенетратор: снижение перегрузок, управление проника-

нием // *Астрономический вестник. Исследования Солнечной системы*. 1999. Т. 33, № 5. С. 490.

13. Аппроксимация функции одной переменной. URL: <https://planetcalc.ru/5992/> (дата обращения: 10.02.2025).

14. Глазырин В. П. Деформирование и разрушение неоднородных материалов и конструкций при ударе и взрыве: дис. ... д-ра физ.-мат. наук. Томск, 2008. 249 с.

15. Федоров С. В., Ведданов В. А., Гладков Н. А., Смирнов В. Е. Численный анализ проникания в стальную преграду сегментированных и телескопических ударников из высокоплотного сплава // *Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение*. 2016. № 3 (108). С. 100–117. EDN: WBKDOT.

16. Федоров С. В. Высокоскоростное проникание в грунтово-скальные преграды удлинённых и сегментированных ударников // *Вестник Нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского*. 2011. № 4-4. С. 1819–1821. EDN: TBGQHP.

17. Орлова Ю. Н. Комплексное теоретико-экспериментальное исследование поведения льда при ударных и взрывных нагрузках: дис. ... канд. физ.-мат. наук. Томск, 2014. 189 с.

18. Папченко Б. П., Хегай Д. К., Сысоев В. К., Юдин А. Д. [и др.]. Трансформируемая мачта солнечного паруса на основе приводов из материалов с эффектом памяти формы // *Известия высших учебных заведений. Приборостроение*. 2021. Т. 64, № 1. С. 71–76. DOI: 10.17586/0021-3454-2021-64-1-71-76. EDN: PCSIRH.

19. Финченко В. С., Пичхадзе К. М., Ефанов В. В. Надувные элементы в конструкциях космических аппаратов — прорывная технология в ракетно-космической технике: моногр. Химки: Научно-производственное объединение им. С. А. Лавочкина, 2019. С. 488. EDN: KKDBIZ.

20. Ляшук А. Н., Завьялов С. А., Лепетаев А. Н. Проектирование высокочастотного автогенератора для ударостойких

применений // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2014. № 4. С. 43–46. EDN: SYOTQN.

21. Брагин И. В., Моисеев М. В., Истяков И. В. [и др.]. Система глобального телеметрического контроля изделий ракетно-космической техники на основе бортовых фазированных антенных решеток или многолучевых коммутируемых антенных систем // *Известия высших учебных заведений России. Радиоэлектроника*. 2013. № 1. С. 60–69. EDN: QCICJH.

ЛЕУН Евгений Владимирович, кандидат технических наук, ведущий инженер АО «НПО Лавочкина», г. Химки.

SPIN-код: 6060-8056

AuthorID (РИНЦ): 367560

AuthorID (SCOPUS): 57200722184

Адрес для переписки: stankin1999@mail.ru

ЧАЛОВ Сергей Александрович, ведущий инженер АО «НПО Лавочкина», г. Химки.

Адрес для переписки: chalovs@mail.ru

Для цитирования

Леун Е. В., Чалов С. А. Совершенствование инерционных разделяющихся пенетраторов путем учета особенностей их ударного внедрения в исследуемые небесные тела // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2025. Т. 9, № 1. С. 101–112. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-101-112. EDN: SRXHZC.

Статья поступила в редакцию 10.02.2025 г.

© Е. В. Леун, С. А. Чалов

IMPROVING INERTIAL SEPARATING PENETRATORS CONSIDERING THE FEATURES OF THEIR IMPACT PENETRATION INTO THE STUDIED CELESTIAL BODIES

E. V. Leun, S. A. Chalov

Lavochkin Association,
Russia, Moscow region, Khimki, Leningradskaya St., 24, 141402

The article considers factors that can negatively affect the creation of reliable radio communication between an inertial separating penetrator after its impact penetration into the soil of the studied celestial body and an orbital vehicle. The authors conduct the calculation and analysis of overloads acting to the forward head and antenna parts. Moreover, the research demonstrates that the overload on the antenna part can be dozens of times greater than on the forward head. The authors also present the calculation and analysis of the input diameters of the funnels formed from the impact penetration of the penetrator into different soils of the studied celestial body. The research considers possibilities of improving penetrators by using segmented, telescopic and hybrid tips, as well as reverse shooting of the antenna, which allow reducing the impact speed and overloads during impact penetration of the penetrator into the soil of the studied celestial body.

Keywords: space research, celestial body, regolith, penetrator, impact penetration, segmented tip, telescopic tip, hybrid tip.

Acknowledgments

The work was done on an initiative basis.

References

1. Leun E. V., Nesterin I. M., Pichkhadze K. M., Polyakov A. A. [et al.]. Obzor skhem penetratorov dlya kontaktnykh issledovaniy kosmicheskikh ob'yektov [Review of penetrator designs for contact studies of space objects]. *Kosmicheskaya tekhnika i tekhnologii. Space Technique and Technologies*. 2022. No. 2. P. 103–117. EDN: AMJBCU. (In Russ.).
2. Leun E. V., Dobritsa D. B., Polyakov A. A. [et al.]. K voprosu vybora konstruksionnykh materialov dlya sozdaniya mnogofunktsional'nykh inertsionnykh penetratorov [On the question of the choice of structural materials for the creation of multifunctional inertial penetrators]. *Vestnik NPO im. S. A. Lavochkina*. 2023. Vol. 4 (62). P. 80–86. DOI: 10.26162/LS.2023.62.4.011. EDN: WGHDK. (In Russ.).
3. Pisetsky V. V. Vysokoskorostnoye proniknoveniye penetratora v razlichnykh rezhimakh yego deformatsii v peschanyy grunt [High-speed penetration in various modes of its deformation into sandy soil]. Sarov, 2021. 132 p. (In Russ.).
4. Gerasimov S. I., Zubankov A. V., Kalmykov A. P. [et al.]. Eksperimental'noye issledovaniye dvizheniya udarnika v solenom l'du [Experimental and theoretical study of high-velocity penetration of long rod projectiles into sand]. *Zhurnal tekhnicheskoy fiziki. Technical Physics*. 2022. Vol. 92, no. 3. P. 392–404. DOI: 10.21883/JTF.2022.03.52134.275-21. EDN: CBCTJR. (In Russ.).
5. Gerasimov S. I., Zubankov A. V., Kalmykov A. P. [et al.]. Eksperimental'noye issledovaniye dvizheniya udarnika v solenom l'du [Experimental study of impactor motion in salt ice]. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika. Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 2020. Vol. 61, no. 4 (362). P. 54–58. (In Russ.).
6. Petorvic J. J. Review Mechanical properties of ice and snow. *January Journal of Materials Science*. 2003. Vol. 38. P. 1–6. DOI: 10.1023/A:1021134128038. (In Engl.).
7. Slyuta E. N. Physical and mechanical properties of the lunar soil (a review). *Solar System Research*. 2014. Vol. 48, no. 5. P. 330–353. DOI: 10.1134/S0038094614050050. EDN: SENWRV. (In Engl.).
8. SU 1649218 SSSR, IPN F 25 C 1/00, S 09 K 3/24. Sposob polucheniya iskusstvennogo l'da [Method of producing artificial ice] / Rogozhin S. V., Cheverev V. G., Vaynerman E. S. [et al.]. No. 4694538/13. (In Russ.).
9. Kerckhoff F., Gohlke W., Goldsmith W. [et al.]. Fizika bystroprotekeyushchikh protsessov [Physics of Fast Processes] / Ed. by N. A. Zlatin. Moscow, 1971. 352 p. (In Russ.).
10. Marakhtanov M. K., Veldanov V. A., Dukhopel'nikov D. V. [et al.]. Modelirovaniye mekhanizma razrusheniya kosmicheskikh apparatov v rezul'tate inertsiyal'nogo vzryva ik hmetallicheskikh uzlov pri stolknovenii [Modeling a spacecraft fracture mechanism occurring as a result of its metal components inertial explosion at collision] // Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo institute. *Aerospace MAI Journal*. 2017. Vol. 24, no. 1. P. 17–25. EDN: YGSBOV. (In Russ.).
11. Leun E. V., Dobriza D. B., Polyakov A. A., Sysoev V. K. Analiz osobennostey vozniknoveniya inertsiyal'nogo vzryva v zadachakh vysokoskorostnykh udarov metallicheskikh penetratorov v issleduyemoye nebesnoye telo i meteornotekhnogennykh chastits v elementy kosmicheskikh apparatov [The analysis of features of occurrence of inertial explosion in problems of high-speed impact of metal penetrators into the studied celestial body and meteor-technogenic particles into elements of spacecraft]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 2. P. 99–110. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-99-110. EDN: GOWALR. (In Russ.).

12. Veldanov V. A., Smirnov V. E., Khavroshkin O. B. Lunnyy penetrator: snizheniye peregruzok, upravleniye pronikaniyem [Lunar penetrator: reducing overload, controlling penetration]. *Astronomicheskii Vestnik. Issledovaniye Solnechnoy Sistemy*. 1999. Vol. 33, no. 5. P. 490. (In Russ.).

13. Approksimatsiya funktsii odnoy peremennoy [Approximation of one variable function]. URL: <https://planetcalc.ru/5992/> (accessed: 10.02.2025). (In Russ.).

14. Glazyrin V. P. Deformatsiya i razrusheniye neodnorodnykh materialov i konstruktivnykh pri udare i vzryve [Deformation and destruction of heterogeneous materials and structures under impact and explosion]. Tomsk, 2008. 249 p. (In Russ.).

15. Fedorov S. V., Veldanov V. A., Gladkov N. A., Smirnov V. E. Chislennyy analiz proniknoveniya v stal'nyuyu pregradu segmentirovannykh i teleskopicheskikh udarnikov iz vysokoplotnogo splava [Numerical analysis of penetration of segmented and telescopic projectiles of high density alloy into the steel target]. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N. E. Baumana. Seriya Mashinostroyeniye. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2016. No. 3 (108). P. 100–117. EDN: WBKDOT. (In Russ.).

16. Fedorov S. V. Vysokoskorostnoye proniknoveniye v gruntovo-skal'nyye pregrady protyazhennykh i segmentirovannykh udarnikov [High-velocity penetration of elongated and segmented projectiles into soil-rock targets]. *Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N. I. Lobachevskogo. Vestnik of Lobachevsky University of Nizhni Novgorod*. 2011. No. 4-4. P. 1819–1821. EDN: TBGQHP. (In Russ.).

17. Orlova Yu. N. Kompleksnoye teoretiko-eksperimental'noye issledovaniye povedeniya l'da pri udarnykh i vzryvnykh nagruzkakh [Complex theoretical and experimental study of ice under impact and explosive loads]. Tomsk, 2014. 189 p. (In Russ.).

18. Papchenko B. P., Khegay D. K., Sysoev V. K., Yudin A. D. [et al.]. Transformiruyemaya machta ul'trafiolotovogo parusa na osnove privodov iz materialov s efektom pamyati formy [Transformable solar sail mast based on drives made of shape memory materials]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Priborostroyeniye. Journal of Instrument Engineering*. 2021. Vol. 64, no. 1. P. 71–76. DOI: 10.17586/0021-3454-2021-64-1-71-76. EDN: PCSIRH. (In Russ.).

19. Finchenko V. S., Pichkhadze K. M., Efanov V. V. Naduvnyye elementy v konstruktivnykh oblachnykh apparatov —

proryvnaya tekhnologiya v raketno-kosmicheskoy tekhnike [Inflatable elements in spacecraft structures — breakthrough technology in rocket and space sphere]. *Khimki*, 2019. 488 p. EDN: KKDBIZ. (In Russ.).

20. Lyashuk A. N., Zavyalov S. A., Lepetaev A. N. Proyektirovaniye vysokochastotnogo avtogeneratora dlya udarostoykikh primeneniy [Design of high frequency oscillator for high shock applications]. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. 2014. No. 4. P. 43–46. EDN: SYOTQN. (In Russ.).

21. Bragin I. V., Moiseev M. V., Istyakov I. V. [et al.]. Sistema global'nogo teletricheskogo kontrolya izdeliy raketno-kosmicheskoy tekhniki na osnove bortovykh fazirovannykh antenykh reshetok ili mnogoluchevykh kommutiruyemykh antenykh sistem [Global system of telemetric control products rocket and space technology on the basis of airborne phased antenna arrays or multibeam switched antenna systems]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy Rossii. Radioelektronika. Journal of the Russian Universities. Radioelectronics*. 2013. No. 1. P. 60–69. EDN: QCICJH. (In Russ.).

LEUN Evgeny Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Lead Engineer, Lavochkin Association, Khimki.

SPIN-code: 6060-8056

AuthorID (RSCI): 367560

AuthorID (SCOPUS): 57200722184

Correspondence address: stankin1999@mail.ru

CHALOV Sergey Alexandrovich, Lead Engineer, Lavochkin Association, Khimki.

Correspondence address: chalovs@mail.ru

For citations

Leun E. V., Chalov S. A. Improving inertial separating penetrators considering the features of their impact penetration into the studied celestial bodies. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 101–112. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-101-112. EDN: SRXHZC.

Received February 10, 2025.

© E. V. Leun, S. A. Chalov

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК
Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение

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

Адрес издателя и редакции: 644050, Омская обл., г. Омск, пр. Мира, 11,
Омский государственный технический университет, корпус 6, каб. 424;
тел. (3812) 65-32-08; e-mail: onv@omgtu.ru

Адрес типографии: 644050, Омская обл., г. Омск, пр. Мира, 11,
Омский государственный технический университет, корпус 6, каб. 333,
тел. (3812) 65-32-08.

Цена свободная