

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

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

Том 9, № 2

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 № 2 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 20.06.2025 г.
Дата выхода в свет 30.06.2025 г.

Формат 60x84 1/8
13,95 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1–100). Заказ 49
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. 2 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 20.06.2025
Date of Publication 30.06.2025

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 13,95
Offset Paper

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

Circulation 500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1-100)
Order 49
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

Drozdo 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

Kropotín 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. А. Пронин, П. А. Белов, В. А. Цветков, М. Х. Джумаев, П. А. Егоров. Профилирование рабочих органов героторного винтового компрессора | 5 |
| В. Л. Юша. К вопросу о применимости полуэмпирических методик расчёта рабочих процессов холодильного одноступенчатого длинноходового поршневого компрессора в области влажного пара | 13 |
| С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, Р. Э. Кобыльский, И. С. Бусаров. Экспериментальное исследование особенностей рабочих процессов тихоходных интенсивно охлаждаемых длинноходовых поршневых компрессорных ступеней | 25 |
| А. Д. Ваняшов, Д. В. Бычков, А. В. Беликов. Получение газодинамических характеристик циркуляционного центробежного компрессора водородсодержащего газа на основе анализа фактических эксплуатационных режимов | 33 |
| А. Н. Любимов, А. Г. Лахман. О методике учета задуммисной линии при расчете газодинамических характеристик центробежного компрессора | 41 |
| Дееб Али, А. Н. Дорошин, Диб Мухаммад. Обзор применения систем геотермальных тепловых насосов в зданиях | 48 |
| А. С. Золотухин, Л. Н. Маренина, А. А. Дроздов, Е. Ю. Золотухина, А. М. Яблоков. Верификация математической модели трансзвуковой осевой компрессорной ступени | 61 |
| А. В. Бураков, А. А. Котлов, Л. Г. Кузнецов. Особенности разработки поршневых компрессоров отпарного газа, используемых в комплексах для сжижения, хранения и перегрузки природного газа | 71 |

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

| | |
|---|-----|
| В. И. Кузнецов, И. О. Кузнецова, Д. Д. Шпаковский. Критериальная база рабочего процесса струйного эжектора | 78 |
| П. А. Брызгунов, В. А. Григоров, Л. Е. Гришин, Е. А. Иванова. Исследование характеристик «безлопаточных» вентиляторов применительно к двигателям беспилотных летательных аппаратов | 86 |
| И. В. Колганов. Обзор электрических ракетных двигателей для двигательных установок малых космических аппаратов | 94 |
| А. Н. Маркушин, А. В. Бакланов. Результаты испытания двухзонной камеры сгорания в составе газотурбинного двигателя | 104 |

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ

| | |
|---|-----|
| Т. А. Дуюн, Элмфи Монаем Хамад. Комплексный технико-экономический анализ солнечных фотоэлектрических материалов разных поколений | 110 |
|---|-----|

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

| | |
|--|----|
| V. A. Pronin, P. A. Belov, V. A. Tsvetkov, M. H. Dzhumayev, P. A. Egorov. Profiling of operating elements of gerotor screw compressor | 5 |
| V. L. Yusha. On the applicability of semi-empirical methods for calculating the operating processes of a single-stage long-stroke reciprocating compressor in the sphere of wet steam | 13 |
| S. S. Busarov, A. V. Nedovenchany, R. E. Kobylskiy, I. S. Busarov. Experimental study of the features of the working processes of low-speed intensively cooled long-stroke piston compressor stages | 25 |
| A. D. Vanyashov, D. V. Bychkov, A. V. Belikov. Obtaining gas dynamic characteristics of the circulation centrifugal compressor of hydrogen-containing gas based on the analysis of actual operating modes | 33 |
| A. N. Liubimov, A. G. Lakhman. Methods of considering the balance piston line for calculating a centrifugal compressor performance map | 41 |
| Deeb Ali, A. N. Doroshin, Deeb Muhammad. Review of the application of geothermal heat pump systems in buildings | 48 |
| A. S. Zolotukhin, L. N. Marenina, A. A. Drozdov, E. Yu. Zolotukhina, A. M. Yablokov. Verification of mathematical model of transonic axial compressor stage | 61 |
| A. V. Burakov, A. A. Kotlov, L. G. Kuznetsov. Features of development of boil-off reciprocating compressors used in complexes for storage and transportation of liquid natural gas | 71 |

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

| | |
|--|-----|
| V. I. Kuznetsov, I. O. Kuznetsova, D. D. Shpakovskiy. Criteria base of the jet ejector operating process | 78 |
| P. A. Bryzgunov, V. A. Grigorov, L. E. Grishin, E. A. Ivanova. Study of the small multicopters bladeless propulsors characteristics | 86 |
| I. V. Kolganov. Review of electric rocket engines for small spacecraft propulsion systems | 94 |
| A. N. Markushin, A. V. Baklanov. Test results of a two-zone combustion chamber in a gas turbine engine | 104 |

MATERIAL SCIENCE AND PROCESSING TECHNOLOGY

| | |
|--|-----|
| T. A. Duyun, Elmnifi Monaem Hamad. Comprehensive techno-economic analysis of solar photoelectric materials of different generations | 110 |
|--|-----|

УДК/UDC 621.514.5

DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-5-12

EDN: YIUTDG

Научная статья / Original article

ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГЕРОТОРНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

В. А. Пронин¹, П. А. Белов¹, В. А. Цветков^{1,2}, М. Х. Джумаев¹, П. А. Егоров¹

¹Университет ИТМО, Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

²АНО «Уральский научный центр»,

Россия, 190005, г. Санкт-Петербург, ул. 7-я Красноармейская, д. 16, лит. А

Героторный винтовой компрессор с внутренним зацеплением роторов представляет собой инновационный тип машин объемного принципа сжатия различных газовых сред, обладающий значительным потенциалом для расширения области применения технологии винтовых компрессоров. Основным компонентом данного типа компрессора является винтовая пара с внутренним зацеплением, методология профилирования которой до настоящего времени оставалась недостаточно изученной. В статье представлена расчетная модель профилирования рабочих органов на основе теории циклоидального зацепления, включающая получение координат торцовых профилей и винтовых образующих для роторов с различными типами профиля. Разработан алгоритм генерации геометрических 3D моделей с использованием программы твердотельного моделирования.

Ключевые слова: героторный винтовой компрессор, рабочие органы, роторы, внутреннее зацепление, объемное сжатие, торцовый профиль, винтовые образующие, CAD-модель.

Для цитирования: Пронин В. А., Белов П. А., Цветков В. А., Джумаев М. Х., Егоров П. А. Профилирование рабочих органов героторного винтового компрессора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 5–12. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-5-12. EDN: YIUTDG.



© Пронин В. А., Белов П. А., Цветков В. А., Джумаев М. Х., Егоров П. А., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

PROFILING OF OPERATING ELEMENTS OF GEROTOR SCREW COMPRESSOR

V. A. Pronin¹, P. A. Belov¹, V. A. Tsvetkov^{1,2}, M. H. Dzhumaev¹, P. A. Egorov¹

¹ITMO University, Russia, St. Petersburg, Lomonosova St., 9, 191002

²AUO "Ural Scientific Center", Russia, St. Petersburg, 7th Krasnoarmeyskaya St., 16, lit. A, 190005

The gerotor screw compressor with internally meshing rotors is an innovative type of machines of the volumetric principle of compression of various gas media, which has a significant potential for expanding the applications of screw compressor technology. The main component of this compressor model is an internally meshed screw pair, the methodology of profiling of which has remained insufficiently studied. The paper presents a computational model for the operating element profiling based on the theory of cycloidal meshing, including the generation of front profile coordinates and helical formations for rotors with different profile types. The article develops an algorithm for generating geometric 3D models using solid modeling software.

Keywords: gerotor screw compressor, operating elements, rotors, internal meshing, volumetric compression, front section, screw formers, CAD-model.

For citation: Pronin V. A., Belov P. A., Tsvetkov V. A., Dzhumaev M. H., Egorov P. A. Profiling of operating elements of gerotor screw compressor. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket*



© Pronin V. A., Belov P. A., Tsvetkov V. A., Dzhumaeв M. H., Egorov P. A., 2025. The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Современные тенденции развития технологий, таких как станкостроение с числовым программным управлением (ЧПУ) и аддитивные технологии 3D-печати, позволили значительно упростить и удешевить процесс изготовления сложных винтовых конструкций с высокой точностью. Также использование селективного лазерного спекания (SLM) и электронно-лучевой плавки (EBM) позволяют создавать винтовые роторы с различными геометрическими параметрами, обладающими специализированной топологией и улучшенными эксплуатационными характеристиками [1]. Такие современные методы производства открыли новые возможности для разработки винтовых пар с переменным шагом, переменным профилем и различными режимами зацепления.

Одним из направлений развития винтовых технологий, является разработка героторного винтового компрессора. Принципиальная схема такой конструкции представлена на рис. 1.

Героторный винтовой компрессор с внутренним зацеплением в своей конструкции содержит внутренний ротор с внешними винтовыми зубьями и внешний ротор с внутренними винтовыми зубьями. Внутренний ротор вращается относительно своей оси и приводит в движение внешний ротор, вращающийся относительно своей оси. В каждом плоском сечении роторов образуется циклоидальное зацепление. Пересекающиеся поверхности роторов формируют непрерывные линии контакта между зубьями винтов, создавая ряд герметично замкнутых камер. При вращении роторов каждая из камер уменьшается в размерах по мере продвижения от области всасывания к области нагнетания, обеспечивая компримирование рабочей среды [2–5].

В данном варианте реализации представленной конструкции передача крутящего момента от двигателя (электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания) к компрессору передается через внутренний ротор.

Машина такого типа — маслозаполненная. Масло используется для привода внешнего ротора, уменьшения трения, уплотнения рабочих зазоров и охлаждения вращающихся частей компрессора.

Такая машина может оснащаться двумя типами рабочих органов:

1. Роторы с переменным профилем и постоянным шагом винтов [2–5].
2. Роторы с постоянным профилем и переменным шагом винтов [6–7].

Каждый из типов имеет свои особенности в геометрии и профилировании.

Благодаря внутреннему зацеплению и современным методам производства данная технология может превзойти не только традиционные однороторные и двухроторные винтовые, но и спиральные компрессоры по энергоэффективности, компактности и уровню звукового давления [4]. Это предоставляет возможность использовать геротор-

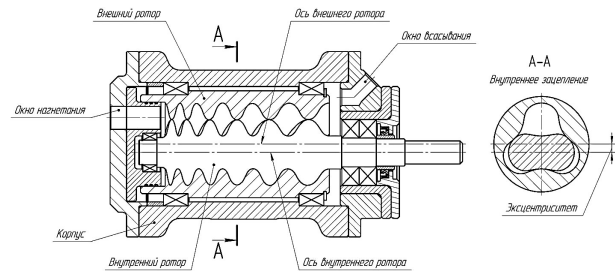


Рис. 1. Принципиальная схема героторного винтового компрессора

Fig. 1. Basic scheme of the gerotor screw compressor

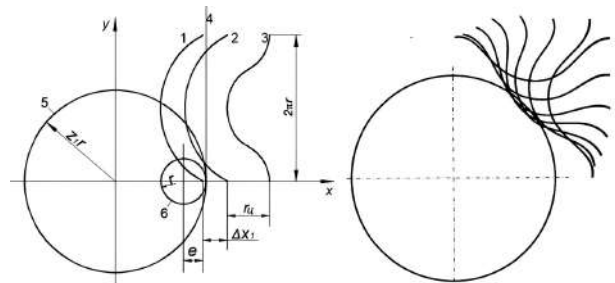


Рис. 2. Метод образования торцового профиля рабочих органов: 1 — укороченная циклоида; 2 — смещенная циклоида; 3 — эквидистанта смещенной циклоиды; 4 — направляющая прямая; 5 — направляющая окружность; 6 — производящая окружность радиуса r ; e — эксцентриситет; Δx_1 — смещение циклоиды; r_n — радиус эквидистанты; z_1 — число зубьев ротора
Fig. 2. Method of forming the front profile of working tools: 1 — shortened cycloid; 2 — displaced cycloid; 3 — equidistant of displaced cycloid; 4 — guiding straight line; 5 — guiding circle; 6 — producing circle of radius r ; e — eccentricity; Δx_1 — displacement of cycloid; r_n — radius of equidistant; z_1 — number of rotor teeth

ный винтовой компрессор в мобильных установках для компримирования воздуха и в холодильных системах, где критически важны малые габариты, низкое энергопотребление и минимальная виброакустическая нагрузка.

Принцип построения торцового профиля роторов

В винтовых компрессорах особое внимание уделяется обеспечению герметичности и минимизации потерь на трение, что требует точного расчета геометрии зацепления [8].

Профилирование рабочих органов героторного винтового компрессора основано на теории циклоидального зацепления, которое находит широкое применение в проектировании героторных механизмов, таких как однороторные жидкостные насосы, планетарные редукторы и винтовые забойные двигатели. Профили таких машин формируются на основе общих принципов, определяемых условиями зацепления [9–12]. Принцип построения торцового профиля роторов представлен на рис. 2.

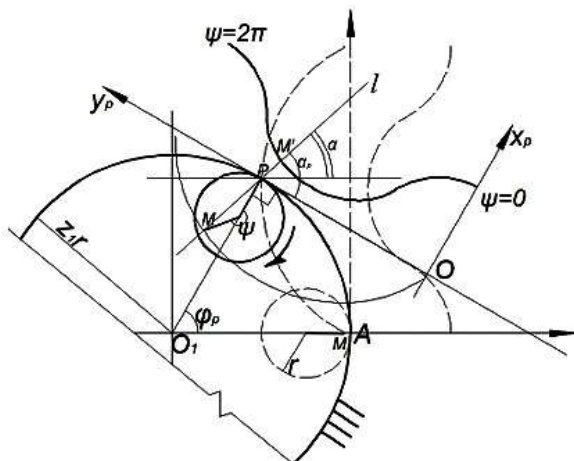


Рис. 3. Положение эквидистанты смещенной циклоиды при обкатке
Fig. 3. Equidistant position of the displaced cycloid at rolling-in

Профилирование рабочих органов компрессора выполняется на основании циклоидального торцового профиля, представляющего собой огибающую эквидистанты смещенной циклоиды, которая образуется при обкатке направляющей прямой по неподвижной базовой окружности 5 радиуса $z_1 r$. Для построения применяются исключительно укороченные циклоиды ($e < r$). При этом удлиненные ($e < r$) и классические ($e = r$) не применяются из-за образования негладких поверхностей и самопересечений кривой [9].

Циклоида — кривая, описываемая точкой, связанной с окружностью, катящейся по заданной линии. Если катящаяся окружность 6 находится внутри направляющей окружности 5, то в процессе обкатки образуется гипоциклоидальная кривая, если же катящаяся окружность расположена снаружи направляющей, то происходит построение эпициклоидальной кривой. Параметры исходного и сопряженного профилей обозначаются соответственно индексами 1 и 2.

В начальном положении (рис. 3) направляющая прямая 4 (ось y_p подвижной системы координат x_p, y_p), заданная с контуром эквидистанты смещенной циклоиды, расположена перпендикулярно к неподвижной горизонтальной оси x , при этом профиль может иметь нулевое ($\Delta x_1 = 0$), положительное ($\Delta x_1 > 0$) или отрицательное ($\Delta x_1 < 0$) смещение в зависимости от расположения эквидистанты смещенной циклоиды относительно направляющей прямой [10], тогда относительно осей x_p, y_p параметрические уравнения циклоиды имеют вид:

$$x_p = ueq(c_0 - \cos \psi) + \Delta x_1; \quad (1)$$

$$y_p = e(c_0 \psi - q \sin \psi). \quad (2)$$

Здесь ψ — угловой параметр циклоиды (относительный угол поворота катящейся окружности), изменяющийся в диапазоне $0 \dots 2\pi$.

Коэффициент типа профиля u принимает следующие значения: $u = 1$ для эпициклоидального профиля (когда направления вращения катящейся окружности и направляющей прямой совпадают); $u = -1$ для гипоциклоидального профиля.

Коэффициент внецентренности:

$$c_0 = \frac{r}{e}, \quad (3)$$

Коэффициент формы зуба:

$$c_e = \frac{r_u}{e}. \quad (4)$$

Коэффициенты для расчета торцового контура:

$$q = 1 - \frac{c_e}{W}, \quad (5)$$

$$W = \sqrt{1 + c_0^2 - 2c_0 \cos \psi}. \quad (6)$$

Торцовый контур эквидистанты смещенной циклоиды в общем случае является проекцией, при этом плоскость контура наклонена под углом γ относительно торцовой плоскости.

Координаты торцового контура в системе осей x_p^*, y_p^* (где x_p^* — горизонтальная ось; y_p^* — новое положение направляющей прямой с учетом угла наклона γ) связаны с координатами исходного контура рейки следующими соотношениями:

$$x_p^* = x_p + rz_1(1 - \cos \gamma), \quad (7)$$

$$y_p^* = y_p \cos \gamma. \quad (8)$$

При использовании плоско-пространственной коррекции формулы, описывающие условия обкатки эквидистанты смещенной циклоиды и координаты её профиля, преобразуются к следующему виду. Угол поворота направляющей прямой:

$$\varphi_p = \frac{\psi - \Delta_1}{z_1}. \quad (9)$$

Угловое смещение направляющей прямой:

$$\Delta_1 = -\frac{1}{\cos \gamma} \left[\frac{\xi}{c_0} A + \frac{\cos \gamma t g^2 \gamma}{c_0} \sin \psi + z_1(1 - \cos \gamma) A \right], \quad (10)$$

где коэффициент A равен

$$A = \frac{u}{\cos \gamma} \frac{\sin \psi}{c_0 - \cos \psi}. \quad (11)$$

Конечные формулы образования торцового профиля ротора в поперечном сечении:

$$X_1 = (x_p^* + z_1 r \cos \gamma) \cos \varphi_p - (y_p^* - z_1 r \varphi_p \cos \gamma) \sin \varphi_p; \quad (12)$$

$$Y_1 = (x_p^* + z_1 r \cos \gamma) \sin \varphi_p - (y_p^* - z_1 r \varphi_p \cos \gamma) \cos \varphi_p; \quad (13)$$

Необходимым условием сопряжения профилей внутреннего и внешнего ротора является соотношение между их смещениями:

$$\Delta x_2 = \Delta x_1 - u(c_0 - 1)e. \quad (14)$$

Уравнения сопряженного профиля аналогичны уравнениям исходного профиля, с учетом эксцентриситета и количества зубьев внешнего ротора:

$$X_2 = (x_p^* + z_2 r \cos \gamma) \cos \varphi_p - (y_p^* - z_2 r \varphi_p \cos \gamma) \sin \varphi_p - e; \quad (15)$$

Таблица 1. Исходные данные для расчета торцового профиля
Table 1. Initial data for the front profile calculation

| Параметр | Буквенное обозначение | Значение | |
|---------------------------------|-----------------------|----------|---|
| Число зубьев внутреннего ротора | z_1 | 2 | 4 |
| Число зубьев внешнего ротора | z_2 | 3 | 5 |
| Коэффициент типа профиля | u | 1 | |
| Эксцентриситет | e | 10 мм | |
| Коэффициент внецентроидности | c_0 | 2 | |
| Коэффициент формы зуба | c_e | 3 | |
| Смещение исходного профиля | x_1 | 0 мм | |
| Угол пространственной коррекции | γ | 25° | |

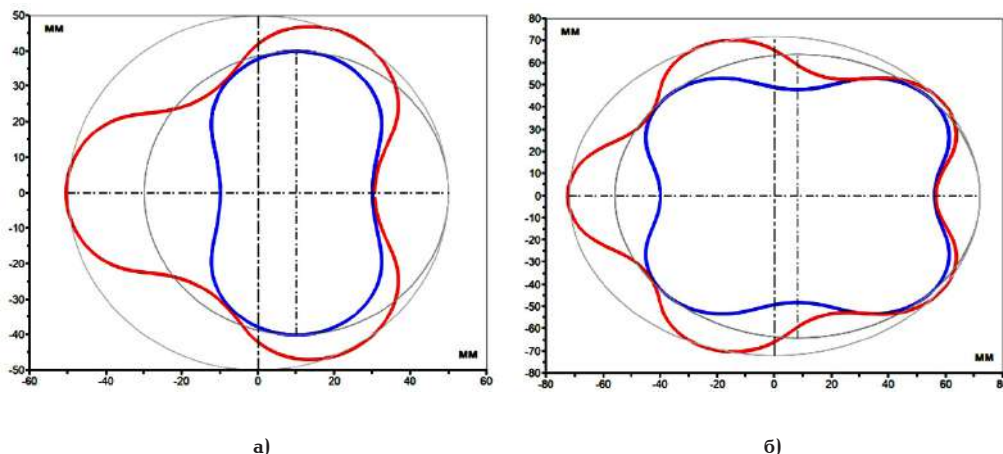


Рис. 4. Рассчитанные исходные профили: а — количество зубьев внутреннего и внешнего роторов 2 и 3; б — количество зубьев внутреннего и внешнего роторов 4 и 5
Fig. 4. Calculated initial profiles: a — number of teeth of inner and outer 2 and 3 rotors; б — number of teeth of inner and outer 4 and 5 rotors

$$Y_2 = (x_p + z_2 r \cos \gamma) \sin \varphi_p - (y_p - z_2 r \cos \gamma) \cos \varphi_p. \quad (16)$$

Данные уравнения являются общими и справедливы для любого профиля на всем интервале изменения угла поворота φ_p .

При этом наружный (описывающий) диаметр исходного профиля:

$$D_1 = 2e[(z_1 + u)c_0 + 1 - uc_e]. \quad (17)$$

Наружный (описывающий) диаметр сопряженного профиля:

$$D_2 = D_1 + 2e. \quad (18)$$

Такая методика профилирования торцовых профилей роторов позволяет рассчитать различные геометрические размеры в зависимости от параметров эксплуатации компрессора [5].

Проведем расчет для следующих параметров, представленных в табл. 1. Графическая интерпретация результатов расчета координат профилей при различных числах зубьев роторов представлена на рис. 4.

Принцип построения винтовых образующих роторов

После проведения расчета координат торцовых профилей производится расчет геометрических параметров винтовой образующей, которая определя-

ет пространственную форму рабочих поверхностей роторов.

Поверхности внутреннего и внешнего ротора формируются за счет винтового движения торцового профиля.

При этом траектории всех точек профилей представляют собой винтовые линии (постоянного или переменного шага), расположенные на соосных цилиндрических поверхностях или на поверхностях усеченного конуса (в случае с переменным профилем) [13–14].

Основными исходными параметрами при проектировании являются диаметр, который задается через описанную и вписанную окружности исходного профиля, длина ротора, шаг винтов.

В случае использования переменного торцового профиля, когда геометрические размеры профиля роторов меняются вдоль их длины, необходимо дополнительно задать конечный диаметр на противоположном конце винтовой образующей. Конечный диаметр может быть выбран с учетом требуемых эксплуатационных характеристик компрессора, таких как степень сжатия и производительность.

Шаг винтовой образующей представляет собой расстояние между одинаковыми точками соседних витков и является важным параметром, влияющим на объемную производительность компрессора [15]. На заданной длине можно получить как постоянный, так и переменный шаг в зависимости от выбранной конструктивной схемы.

Параметрические уравнения винтовых образующих:

$$X = \frac{1}{2} \left(D_1 - \frac{t(D_1 - D_{1к})(2s_n - t(s_n - s_k))}{s_n + s_k} \right) \cos(\alpha t); \quad (19)$$

$$Y = \frac{1}{2} \left(D_1 - \frac{t(D_1 - D_{1к})(2s_n - t(s_n - s_k))}{s_n + s_k} \right) \sin(\alpha t); \quad (20)$$

$$Z = \frac{Lt(2s_n - t(s_n - s_k))}{s_n + s_k}, \quad (21)$$

где D_1 и $D_{1к}$ — начальный и конечный наружный (описывающий) диаметр торцового профиля (в роторе с постоянным профилем $D_1 = D_{1к}$); L — длина ротора; s_n и s_k — начальный и конечный шаг винтовой поверхности; t — параметр винтовой образующей, изменяющийся в диапазоне 0...1.

Угол развертки винтовой образующей:

$$\alpha = \frac{4\pi L}{s_n + s_k}. \quad (22)$$

Проведем расчет винтовых образующих для параметров, представленных в табл. 2.

На рис. 5–6 представлена графическая интерпретация расчета координат винтовых образующих для двух типов рабочих органов.

Построение твердотельных моделей роторов

Современные методы проектирования роторных машин требуют высокой точности генерации 3D-моделей, что особенно критично для героторных компрессоров с внутренним зацеплением. Использование параметрического моделирования в CAD-системах позволяет значительно сократить время разработки и минимизировать ошибки, связанные с ручным вводом данных.

После проведения расчетов полученные координаты исходного профиля и винтовых образующих импортируются в специализированное программное обеспечение для твердотельного параметрического моделирования (например, CAD-системы, такие как SolidWorks, Компас-3D или Creo).

Таблица 2. Исходные данные для расчета винтовой образующей
 Table 2. Initial data for screw formations calculation

| Параметр | Буквенное обозначение | Значение | |
|-------------------|-----------------------|----------------|----------------|
| | | Постоянный шаг | Переменный шаг |
| Начальный шаг | s_n | 100 мм | 100 мм |
| Конечный шаг | s_k | | 40 мм |
| Начальный диаметр | D_1 | 80 мм | 80 мм |
| Конечный диаметр | $D_{1к}$ | 40 мм | |
| Длина ротора | L | 200 мм | |

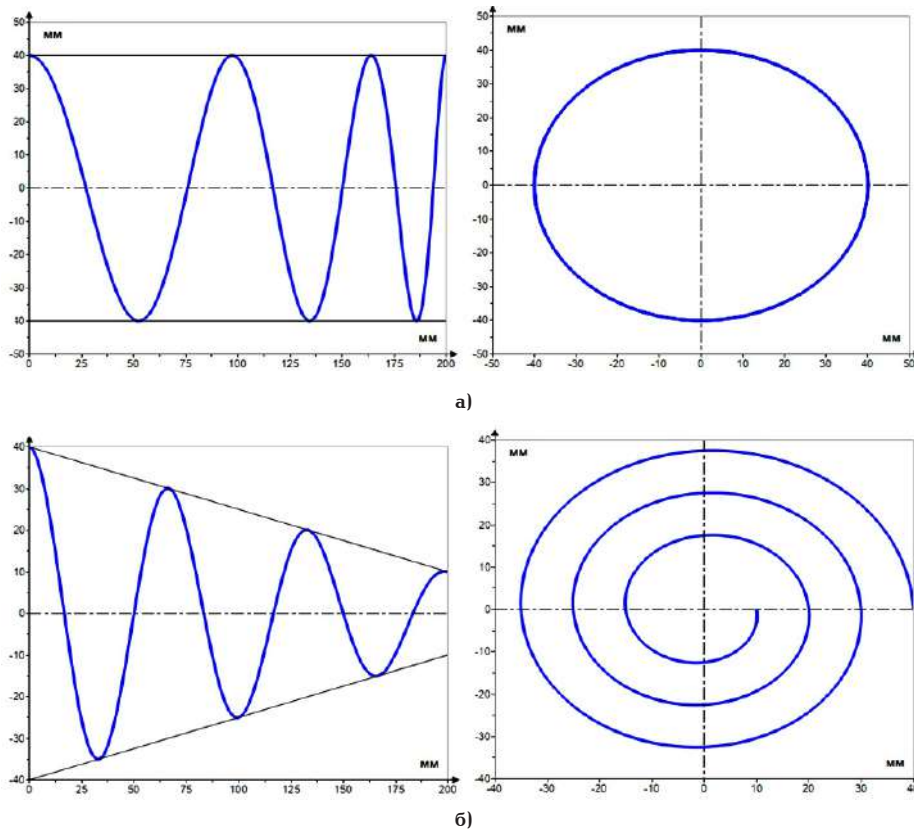


Рис. 5. Винтовые образующие: а — постоянный профиль и переменный шаг винтов; б — переменный профиль и постоянных шаг винтов
 Fig. 5. Screw formations: а — constant profile and variable screw pitch; б — variable profile and constant screw pitch

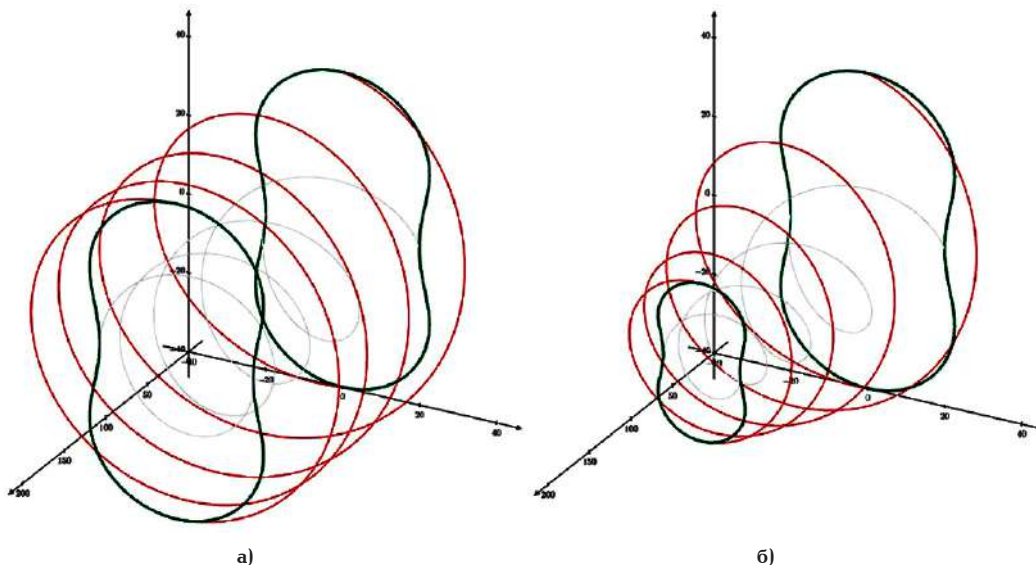


Рис. 6. Пространственная интерпретация координат исходного профиля и винтовых образующих ($z = 2$): а — постоянный профиль и переменный шаг винтов; б — переменный профиль и постоянный шаг винтов

Fig. 6. Dimensional interpretation of the initial profile coordinates and screw formations ($z = 2$): a — constant profile and variable screw pitch; б — variable profile and constant screw pitch

На первом этапе формируется скелетный профиль роторов (рис. 7), который служит основой для генерации трехмерной геометрии. Затем, посредством методов поверхностного моделирования, включая NURBS аппроксимацию и алгоритмы сшивания поверхностей (surface stitching), создается высокоточная твердотельная модель (рис. 8) [16–18].

Данная методика обеспечивает точное представление топологии взаимодействующих поверхностей, что является важным для последующего анализа газовых сил, моментов, газодинамических характеристик компрессора методом конечно-элементного анализа (FEA), активно используемого в современном винтовом компрессоростроении [19], а также оптимизации геометрических параметров винтовой пары.

Применение такого подхода позволяет минимизировать погрешности, связанные с дискретизацией геометрии, и повышает достоверность результатов при исследовании контактных напряжений, гидродинамических характеристик и кинематики взаимодействия роторов. Кроме того, использование параметризованных моделей обеспечивает возможность проведения многокритериальной оптимизации с применением методов машинного обучения и метамоделирования, что соответствует современным тенденциям в области компьютерного инжиниринга [18].

Заключение

В работе представлена методика профилирования рабочих органов героторного винтового компрессора с внутренним зацеплением, основанная на обкатке укороченных циклоид. Разработанный метод расчета позволяет формировать поверхности роторов с различными вариациями шага винтовых образующих и геометрии торцовых профилей.

Разработанная расчетно-аналитическая модель представляет собой эффективный инструмент для параметрического проектирования и структурного анализа рабочих органов подобных машин, что открывает возможности для проведения численных экспериментов с последующей многокритериальной

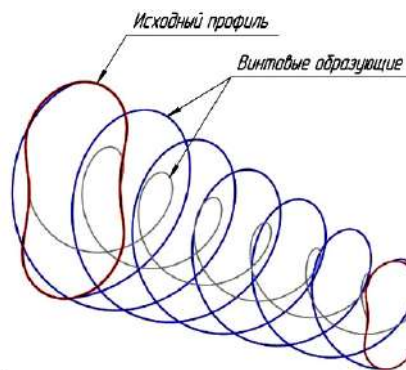


Рис. 7. Скелетный профиль ротора в программе твердотельного моделирования

Fig. 7. Rotor skeleton profile in a solid modeling program



Рис. 8. Твердотельные модели рабочих органов винтовой машины: а — постоянный профиль и переменный шаг винтов; б — переменный профиль и постоянный шаг винтов

Fig. 8. Solid state model of the operating elements of a screw machine: a — constant profile and variable screw pitch; б — variable profile and constant screw pitch

ной оптимизацией геометрических и кинематических параметров.

Результаты работы могут быть использованы для проектирования не только компрессоров, но и других машин, таких как винтовые насосы и гидровигатели. Дальнейшие исследования в этой области направлены на экспериментальную верификацию

Список источников / References

1. Wang Y., Xiong L., Feng D. Research progress on the manufacturing of screw-shaped parts in screw compressors. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 5. P. 1945. DOI: 10.3390/app14051945.

2. Dmitriev O., Tabota E. A working conical screw compressor. *Fluid Machinery Congress*. Woodhead Publishing Boston, 2014. P. 103–108. DOI: 10.1016/B978-0-0810-0109-7.50010-8.

3. Dmitriev O., Tabota E., Eurlng I. A. A miniature rotary compressor with a 1: 10 compression ratio. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2015. Vol. 90, no. 1. 012055. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012055.

4. Dmitriev O., Arbon I. M. D. Comparison of energy-efficiency and size of portable oil-free screw and scroll compressors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 232, no. 1. P. 2–9. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012057.

5. Lu Y., Balodimos N., Calder B. [et al.]. Experimental Study of conical rotary compressor for high pressure ratio applications. *13th International Conference on Compressors and their Systems*. 2023. P. 515–525. DOI: 10.1007/978-3-031-42663-6_42.

6. Read M. G., Stosic N., Smith I. K. The influence of rotor geometry on power transfer between rotors in gerotor-type screw compressors. *Journal of Mechanical Design*. 2020. Vol. 142, no. 7. 073501. DOI: 10.1115/1.4045508.

7. Read M. G., Smith I. K., Stosic N. Influence of rotor geometry on tip leakage and port flow areas in gerotor-type twin screw compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 236, no. 1. P. 94–102. DOI: 10.1177/0954408920962412.

8. Сакун И. А. Винтовые компрессоры: основы теории, методы расчета, конструкции. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1970. 400 с.

Sakun I. A. Vintovyye kompressory: Osnovy teorii, metody rascheta, konstruktсии [Screw compressors: fundamentals of theory, calculation methods, designs calculations, designs]. 2nd., rev. and suppl. Leningrad, 1970. 400 p. (In Russ.).

9. Балденко Д. Ф., Балденко Ф. Д., Гноевых А. Н. Одновинтовые гидравлические машины. В 2 т. Т. 1. Одновинтовые насосы. Москва, 2005. 488 с.

Baldenko D. F., Baldenko F. D., Gnoyevykh A. N. Odnovintovyye gidravlicheskiye mashiny. V 2 t. T. 1. Odnovintovyye nasosy [Single-screw hydraulic machines. In 2 vols. Vol. 1. Single screw pumps]. Moscow, 2005. 488 p. (In Russ.).

10. Балденко Д. Ф., Балденко Ф. Д., Гноевых А. Н. Винтовые забойные двигатели: справочное пособие. Москва: ОАО Изд-во «Недра», 1999. 375 с.

Baldenko D. F., Baldenko F. D., Gnoev A. N. Vintovyye zaboynyye dvigateli: spravochnoye posobiye [Screw downhole motors: a reference guide]. Moscow, 1999. 375 p. (In Russ.).

11. Яо Ян. Исследование и оптимизация циклоидального зацепления рабочих органов винтовых забойных двигателей для бурения скважин: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2022. 151 с.

Yao Yang. Issledovaniye i optimizatsiya tsikloidal'nogo zatsepleniya rabochikh organov vintovykh zaboynyx dvigateley dlya bureniya skvazhin [Research and optimization of cycloidal meshing of operating elements of screw downhole motors for drilling wells]. Moscow, 2022. 151 p. (In Russ.).

12. Рязанцев В. М. Теоретические основы проектирования роторно-вращательных насосов с циклоидальными зацеплениями: дис. ... д-ра техн. наук. Тула, 2009. 395 с.

Ryazantsev V. M. Teoreticheskiye osnovy proyektirovaniya rotorono-vrashchatel'nykh nasosov s tsikloidal'nymi zatseplenyami [Theoretical basis for design of rotary pumps with cycloidal gears]. Tula, 2009. 395 p. (In Russ.).

13. Васильев А. С. Специальная стратегия обработки сложнопрофильных конических винтовых поверхностей рабо-

Vasil'yev A. S. Spetsial'naya strategiya obrabotki slozhnoprofil'nykh konicheskikh vintovykh poverkhnostey rabochikh organov odnovintovykh kompressorov [Special strategy of treatment of difficulty-profile conical screw surfaces of single-screw compressors working bodies]. *Zapiski Gornogo instituta. Journal of Mining Institute*. 2019. Vol. 235. P. 60–64. DOI: 10.31897/PMI.2019.1.60. EDN: ZDTUQX. (In Russ.).

14. Айметдинов Б. И., Сызранцев В. Н., Черная Л. А. Расчет образующих поверхностей рабочих элементов конусно-винтовых компрессоров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 8 (653). С. 44–51. EDN: SJUVSX.

Aimetdinov B. I., Syzrantsev V. N., Chernaya L. A. Calculation of forming surfaces of working elements of cone-screw compressors [Calculation of the generating lines of working surfaces of conical screw compressors]. *Izvestiya vysshee obrazovaniya vysshee obrazovaniya. Mechanical Engineering. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2014. No. 8 (653). P. 44–51. EDN: SJUVSX. (In Russ.).

15. Wu H. Research on performance of variable-lead rotor twin screw compressor. *Energies*. 2021. Vol. 14, no. 21. 6970. DOI: 10.3390/en14216970.

16. Baroiu N., Viorel P., Teodor V. [et al.]. Geometrical analysis, for rapid prototyping, of the compressor's helical conic rotor model. *MATEC Web of Conferences. EDP Sciences*. 2018. Vol. 176. P. 02006. DOI: 10.1051/mateconf/201817802006.

17. Baroiu N., Viorel P., Teodor V. [et al.]. Comparative study regarding two constructive solutions for conical worm from pump construction. *Technologies in Machine Building*. 2018. Vol. 36. P. 41–48. DOI: 10.35219/tmb.2018.1.06.

18. Aissa M. H., Verstraete T. Metamodel-assisted multidisciplinary design optimization of a radial compressor. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*. 2019. Vol. 4, no. 4. P. 35. DOI: 10.3390/ijtp4040035.

19. Цветков В. А., Пронин В. А., Иванов Л. В., Белов П. А. Совершенствование конструкции внутреннего регулятора объемной производительности винтового однороторного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2024. № 2. С. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-3-12. EDN: JTLBCK.

Tsvetkov V. A., Pronin V. A., Ivanov L. V., Belov P. A. Sovershenstvovaniye konstruktсии vnutrennego regulyatora ob'yemnoy proizvoditel'nosti vintovogo odnorotornogo kompressora [Improving design of internal regulator of volumetric capacity for a screw single-rotor compressor]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No. 2. P. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-3-12. EDN: JTLBCK. (In Russ.).

ПРОНИН Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3737-3495

AuthorID (РИНЦ): 706161

ORCID: 0000-0002-9278-5903

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Адрес для переписки: maior.pronin@mail.ru

БЕЛОВ Павел Андреевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург. Адрес для переписки: mr.beloff99@gmail.com

ЦВЕТКОВ Вадим Александрович, кандидат технических наук, ассистент образовательного центра

«Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург; доцент АНО «Уральский научный центр», г. Санкт-Петербург.

AuthorID (РИНЦ): 8455-6307

ORCID: 0000-0003-4357-0022

Адрес для переписки: wadimtsvetkov@mail.ru

ДЖУМАЕВ Мухаммед Хемраевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: genri001@mail.ru

ЕГОРОВ Павел Алексеевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

ORCID: 0009-0006-1529-8104

Адрес для переписки: e-mail: egorovpavel331@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 18.04.2025; одобрена после рецензирования 25.05.2025; принята к публикации 03.06.2025.

PRONIN Vladimir Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

ORCID: 0000-0002-9278-5903

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

BELOV Pavel Andreevich, Postgraduate at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: mr.beloff99@gmail.com

TSVETKOV Vadim Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, Assistant at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg; Associate Professor at the AUO "Ural Scientific Center", Saint Petersburg.

AuthorID (RSCI): 8455-6307

ORCID: 0000-0003-4357-0022

Correspondence address: wadimtsvetkov@mail.ru

DZHUMAЕV Mohammed Khemraevich, Postgraduate at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: genri001@mail.ru

EGOROV Pavel Alekseevich, Postgraduate at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

ORCID: 0009-0006-1529-8104

Correspondence address: egorovpavel331@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 18.04.2025; approved after reviewing 25.05.2025; accepted for publication 03.06.2025.

К ВОПРОСУ О ПРИМЕНИМОСТИ ПОЛУЭМПИРИЧЕСКИХ МЕТОДИК РАСЧЕТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ХОЛОДИЛЬНОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ДЛИННОХОДОВОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА В ОБЛАСТИ ВЛАЖНОГО ПАРА

В. Л. Юша

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

Рассмотрены вопросы применимости известных полуэмпирических методик расчета рабочих процессов холодильных тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров для теоретического исследования этих процессов в области влажного пара. Показано наличие существенных факторов неопределенности при таких расчетах, позволяющих говорить о необходимости создания новых полуэмпирических методик расчета и неприменимости существующих. Последнее определяется отсутствием надежных экспериментальных результатов как в части применяемых эмпирических зависимостей для определения мгновенного коэффициента теплоотдачи в проточной части холодильного тихоходного поршневого компрессора, так и в части верификации полученных расчетно-теоретических результатов.

Показано, что применение таких упрощающих допущений, как отсутствие перетечек через неплотности в рабочей камере; постоянство величины коэффициента теплоотдачи в цилиндре в течение процесса сжатия; равенство температуры зеркала цилиндра и температуры кипения рабочего тела; расчет коэффициента теплоотдачи по неverified эмпирическим зависимостям, полученным для других технических объектов, и ряд других — недопустимы, так как приводят к неприемлемым результатам. Учитывая теоретическую привлекательность рассматриваемого вопроса, можно предположить необходимость проведения в дальнейшем широкого спектра экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров в области влажного пара, в том числе имеющих целью определение эмпирических зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи в проточной части ступени тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров.

Ключевые слова: поршневой холодильный компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, полуэмпирическая методика расчета, влажный пар, коэффициент теплоотдачи, холодильный коэффициент, температура нагнетания.

Для цитирования: Юша В. Л. К вопросу о применимости полуэмпирических методик расчета рабочих процессов холодильного одноступенчатого длинноходового поршневого компрессора в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 13–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-13-24. EDN: BGBRII.



© Юша В. Л., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

ON THE APPLICABILITY OF SEMI-EMPIRICAL METHODS FOR CALCULATING THE OPERATING PROCESSES OF A SINGLE-STAGE LONG-STROKE RECIPROCATING COMPRESSOR IN THE SPHERE OF WET STEAM

V. L. Yusha

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

The issues of applicability of well-known semi-empirical methods for calculating the operating processes of low-speed reciprocating compressors for the theoretical study of these processes in the field of wet steam

are considered. It is shown that there are significant uncertainty factors in such calculations, suggesting the need to create new semi-empirical calculation methods and the inapplicability of existing ones. The latter is determined by the lack of reliable experimental results, both in terms of the empirical dependencies used to determine the instantaneous heat transfer coefficient in the flow part of a low-speed reciprocating compressor, and in terms of verification of the obtained computational and theoretical results. It is shown that the use of simplifying assumptions such as the absence of leakage through leaks in the working chamber; the constancy of the heat transfer coefficient in the cylinder during the compression process; the equality of the temperature of the cylinder mirror and the boiling point of the working fluid; the calculation of the heat transfer coefficient based on unverified empirical dependencies obtained for other technical facilities, and a number of others are unacceptable, since they lead to unacceptable results. At the same time, given the theoretical attractiveness of the issue under consideration, it can be assumed that in the future a wide range of experimental and theoretical studies of low-speed reciprocating compressors workflows in the field of wet steam, including those aimed at determining empirical dependencies for calculating heat transfer coefficients in the flow part of the low-speed reciprocating compressors stage.

Keywords: reciprocating refrigeration compressor, low-speed long-stroke stage, operating processes, semi-empirical calculation method, wet steam, heat transfer coefficient, refrigeration coefficient, discharge temperature.

For citation: Yusha V. L. On the applicability of semi-empirical methods for calculating the operating processes of a single-stage long-stroke reciprocating compressor in the sphere of wet steam. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 13–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-13-24. EDN: BGBRII.



© Yusha V. L., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Поршневые компрессоры широко применяются в составе малых холодильных машин [1–11]. Потенциальный интерес представляют малорасходные одноступенчатые поршневые тихоходные длинноходовые компрессоры (ДЛТПК) с внешним интенсивным охлаждением цилиндра, особенностью рабочих процессов которых является возможность реализации квазиизотермического процесса сжатия даже при высоких отношениях давления нагнетания к давлению всасывания [12–15]. Актуальна гипотеза о реализации охлаждения цилиндра холодильного ДЛТПК такой интенсивности, при которой процесс сжатия рабочего вещества мог бы сопровождаться его частичной конденсацией [16–18]. Первые теоретические результаты, носящие исключительно качественный характер, позволили предположить возможность конденсации части рабочего вещества в процессе его сжатия при определённых условиях, связанных с высокоинтенсивным теплообменом. Кроме того, были выявлены существенные факторы неопределённости, кардинально влияющие на результаты расчётов. Прежде всего это относится к эмпирическим зависимостям для определения коэффициента теплоотдачи в рабочей камере ДЛТПК [18]. Применительно к ДЛТПК такие эмпирические соотношения отсутствуют и экспериментальные исследования таких процессов не проводились, а использование известных инженерных методик для определения коэффициентов теплоотдачи, полученных применительно к теплообменникам-конденсаторам или другим техническим объектам, приводит к недопустимому разбросу результатов расчёта. Очевидным выводом упомянутых работ является необходимость проведения широкого спектра предварительных экспериментальных исследований.

Однако появились публикации, в которых сделана попытка на основе известных полуэмпирических моделей рабочих процессов поршневых компрессо-

ров с применением эмпирических зависимостей, рекомендуемых для расчёта теплообменников-конденсаторов, выполнить оценку энергоэффективности рабочих процессов ДЛТПК в области влажного пара [19]. Для оценки корректности таких исследований далее приводится анализ основных факторов, влияющих на рассматриваемые процессы интенсивно охлаждаемого ДЛТПК, а также анализ результатов, представленных в [19].

1. Оценка возможности реализации квазиизотермического процесса сжатия в несмазываемой поршневой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением

Поскольку реализация процессов сжатия в области влажного пара предполагает высокую интенсивность отвода теплоты от сжимаемого газа, выполним оценку принципиальной возможности реализации квазиизотермического процесса сжатия в ДЛТПК с однофазным рабочим телом. Известно, что для обеспечения изотермического процесса сжатия в идеальном одноступенчатом компрессоре необходимо всю механическую энергию, подведённую к газу, отвести к охлаждающей среде [20–22]:

$$Q_{ис} = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \varepsilon = P \cdot V \cdot \ln \varepsilon = \\ = \pi (4\tau)^{-1} \cdot P \cdot \psi \cdot D^3 \cdot \ln \varepsilon, \quad (1)$$

где P — давление всасывания, Па; $\psi = S/D$; S — ход поршня, м; D — диаметр цилиндра, м; T — температура всасывания, К; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); ε — отношение давления нагнетания ступени к давлению всасывания; m — массовая производительность идеальной компрессорной ступени, кг/с; τ — время процесса сжатия, с; $V = \pi (4\tau)^{-1} \cdot D^2 \cdot S$ — секундный описанный объём, м³/с.

При этом интенсивность процессов теплообмена на внешней поверхности рабочей камеры ком-

прессорной ступени и на внутренних поверхностях её рабочей камеры должна быть достаточной для обеспечения отвода требуемого количества теплоты сжатия.

Предположим, что реализуется наименее эффективная схема охлаждения ступени, при которой охлаждающая среда омывает лишь внешнюю поверхность стенки цилиндра (без охлаждения крышки цилиндра и днища поршня). В данном случае минимальная площадь поверхности теплообмена может быть описана следующим соотношением (при допущении о пренебрежимо малой толщине стенки):

$$F_{внеш} = \pi \cdot k_p \cdot S \cdot D = \pi \cdot k_p \cdot \psi \cdot D^2, \quad (2)$$

где k_p — коэффициент оребрения внешней поверхности стенки цилиндра.

При этом величина отводимой к охлаждающей среде тепловой мощности может быть определена следующим образом [23]:

$$Q_{внеш} = \alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot k_p \cdot \psi \cdot D^2, \quad (3)$$

где α — средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ΔT — средний температурный напор, К (на внешней поверхности цилиндра).

В нашем случае должно выполняться условие $Q_{внеш} \geq Q_{из}$, то есть

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot k_p \cdot \psi \cdot D^2 \geq \pi (4\tau)^{-1} \cdot P \cdot \psi \cdot D^3 \cdot \ln \varepsilon \quad (4)$$

или

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot k_p \geq (4\tau)^{-1} \cdot P \cdot D \cdot \ln \varepsilon. \quad (5)$$

При фиксированных давлениях всасывания и нагнетания конструкция ступени и её система охлаждения должна обеспечивать реализацию следующего условия:

$$4\alpha \cdot \Delta T \cdot k_p \cdot \tau / D \geq P \cdot \ln \varepsilon. \quad (6)$$

Применительно к рассматриваемому объекту при превышении величиной температуры нагнетания величины температуры охлаждающей среды на 5...10 К является пренебрежимо малым [14], поэтому в первом приближении можно принять величину температурного напора $\Delta T \approx 10$ К. В этом случае при времени процесса сжатия 1 с, $\varepsilon = 100$, $P = 10^5$ Па и воздушном охлаждении цилиндра ($\alpha \approx 10$ Вт/(м²·К) из соотношения (6) следует, что должно выполняться следующее условие:

$$400k_p/D \geq 5 \cdot 10^5 \text{ или } k_p/D \geq 1,25 \cdot 10^3. \quad (7)$$

Легко видеть, что при диаметрах цилиндра от 1 мм до 50 мм это условие может быть выполнено при коэффициенте оребрения $k_p \geq 1,25 \cdot 62,5$. Такие коэффициенты оребрения технологически реализуемы, эффективно применяются в технике и могут быть применены в конструкции компрессорной ступени [24, 25]. Соответственно, при водяном охлаждении цилиндра ($\alpha \approx 1000$ Вт/(м²·К) даже при диаметре цилиндра 0,1 м достаточно, чтобы $k_p \geq 1,25$. При малых диаметрах (до 0,04 м) цилиндр может быть выполнен без дополнительного внешнего оребрения. Очевидно, что при меньших величинах ε также обеспечивается требуемая интенсивность внешнего охлаждения ступени. Таким

образом, имеется принципиальная возможность за счёт доступных конструктивных решений обеспечить требуемую интенсивность внешнего охлаждения цилиндра.

Однако необходимо обеспечить и требуемую интенсивность отвода теплоты от рабочего газа в полости цилиндра. В данном случае отводимая от сжимаемого газа тепловая мощность может быть определена из выражения, аналогичного выражению (3):

$$Q_{внутр} = \alpha \cdot \Delta T \cdot F, \quad (8)$$

где применительно к внутренней поверхности рабочей камеры: α — средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ΔT — средний температурный напор, К; F — суммарная площадь теплообмена внутренних поверхностей рабочей камеры, м².

Известно, что в рассматриваемой ступени при $\varepsilon \approx 100$ величина коэффициента теплоотдачи за время процесса сжатия может изменяться примерно от 10 до 10000...20000 Вт/(м²·К) в зависимости от рабочего режима при $\varepsilon \approx 10$ — от 10 до 1000 Вт/(м²·К) [14, 26]. С учётом недостаточной изученности процессов теплообмена в рассматриваемых малоразмерных тихоходных компрессорных ступенях в первом приближении предположим, что средняя величина коэффициента теплоотдачи в рабочей камере ступени за время процесса сжатия составляет около 100 Вт/(м²·К). Величину среднего температурного напора ΔT примем равной 10 К, как и в предыдущем случае.

Суммарная площадь теплообмена внутренних поверхностей рабочей камеры включает в себя площади днища поршня, крышки цилиндра, зеркала цилиндра. Её максимальная величина может быть определена из следующего выражения:

$$\begin{aligned} F_{\max} &= 2\pi \cdot D^2/4 + \pi \cdot D \cdot S = \\ &= \pi \cdot D^2/2 + \pi \cdot \psi \cdot D^2 = \pi \cdot D^2(0,5 + \psi) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} F_{\min} &= 2\pi \cdot D^2/4 + \pi \cdot D \cdot S / \varepsilon = \\ &= \pi \cdot D^2/2 + \pi \cdot \psi \cdot D^2 / \varepsilon = \pi \cdot D^2(0,5 + \psi/\varepsilon). \end{aligned} \quad (10)$$

Для приближённого анализа рассмотрим некоторую среднюю площадь поверхности теплообмена $F_{cp} = (F_{\max} + F_{\min})/2$:

$$F_{cp} = \pi \cdot D^2 \cdot 0,5[1 + \psi(1 + \varepsilon)/\varepsilon]. \quad (11)$$

С учётом $\varepsilon \gg 1$ выражение (11) можно представить в упрощённом виде:

$$F_{cp} \approx \pi \cdot D^2 \cdot 0,5(1 + \psi). \quad (12)$$

Соответственно, условие $Q_{внутр} \geq Q_{из}$ будет определяться следующим соотношением:

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot D^2 \cdot 0,5(1 + \psi) \geq \pi (4\tau)^{-1} \cdot P \cdot \psi \cdot D^3 \cdot \ln \varepsilon \quad (13)$$

или

$$4\tau \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot 0,5(1 + \psi) / (\psi \cdot D) \geq P \cdot \ln \varepsilon. \quad (14)$$

Таким образом, при времени процесса сжатия 1 с, $\varepsilon = 100$, $P = 10^5$ Па и $\alpha \approx 100$ Вт/(м²·К) из соотношения (14) следует, что должно выполняться следующее приближённое условие: $D \leq 4 \cdot 10^{-4}$ м.

Если предположить, что $\alpha \approx 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тогда должно выполняться условие $D \leq 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Соответственно, при $\alpha \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и времени процесса сжатия 3 с : $D \leq 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. То есть за счёт реализации сверхмалых диаметров цилиндра и/или увеличения времени процесса сжатия существует теоретическая возможность реализации квазиизотермического процесса сжатия. С учётом особенностей действительного рабочего процесса рассматриваемой ступени в части высокой интенсивности массовых потоков газа через неплотности рабочей камеры, а также ряда проблем, связанных с изготовлением цилиндропоршневого уплотнения и самодействующих клапанов для столь миниатюрного цилиндра, можно предположить, что «классическая» схема «сухой» поршневой ступени для достижения изотермического процесса сжатия трудно реализуема.

Выполним оценку достижимой величины показателя политропы процесса сжатия. Как было показано выше (см. выражения (8), (13)), отводимая от сжимаемого газа тепловая мощность определяется следующим соотношением:

$$Q_{\text{внутр}} \approx \alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot D^2 \cdot 0,5(1 + \psi). \quad (15)$$

Для оценки достижимой величины показателя политропы процесса сжатия воспользуемся известным соотношением для определения величины тепловой мощности, отводимой от газа при политропном процессе сжатия [20 – 22]:

$$Q_{\text{пол}} = (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \cdot n(n - 1)^{-1} \cdot P \cdot V(\epsilon^{(n-1)/n} - 1) \quad (16)$$

или

$$Q_{\text{пол}} = (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \cdot n(n - 1)^{-1} \cdot \times \\ \times P \cdot \pi(4\tau)^{-1} \cdot \psi \cdot D^3(\epsilon^{(n-1)/n} - 1). \quad (17)$$

Соответственно, условие $Q_{\text{внутр}} \geq Q_{\text{пол}}$ с учётом упрощений будет определяться следующим соотношением:

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot 0,5(1 + \psi) \geq (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \times \\ \times n(n - 1)^{-1} \cdot P \cdot (4\tau)^{-1} \cdot \psi \cdot D(\epsilon^{(n-1)/n} - 1)$$

или

$$4\tau \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot 0,5(1 + \psi) / (\psi \cdot D) \geq (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \times \\ \times n(n - 1)^{-1} \cdot P(\epsilon^{(n-1)/n} - 1). \quad (18)$$

Поскольку в нашем случае рассматриваются варианты ступени при $\psi > 10$, в первом приближении соотношение (18) можно упростить:

$$4\tau \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot 0,5/D > (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \times \\ \times n(n - 1)^{-1} \cdot P(\epsilon^{(n-1)/n} - 1). \quad (19)$$

Тогда при времени процесса сжатия 1 с , $\epsilon = 100$, $\Delta T = 10 \text{ К}$, $P = 105 \text{ Па}$ и $\alpha \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ следует, что должно выполняться приближённое условие:

$$D \leq 2 \cdot 10^{-3} / X,$$

$$\text{где } X = (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \cdot n(n - 1)^{-1} \cdot (\epsilon^{(n-1)/n} - 1). \quad (20)$$

Простой анализ показывает, что при $n = 1,01$ диаметр цилиндра должен быть равным примерно $0,0004 \text{ м}$, при $n = 1,1$ — $D \approx 0,0005 \text{ м}$, при $n = 1,2$ — $D \approx 0,0006 \text{ м}$. Для $\alpha \approx 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ должны выполняться следующие условия: при $n = 1,01$ — $D \approx 0,004 \text{ м}$, при $n = 1,1$ — $D \approx 0,005 \text{ м}$, при $n = 1,2$ — $D \approx 0,006 \text{ м}$. А для $\alpha \approx 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, соответственно: при $n = 1,01$ — $D \approx 0,04 \text{ м}$, при $n = 1,1$ — $D \approx 0,05 \text{ м}$, при $n = 1,2$ — $D \approx 0,06 \text{ м}$. Последние из приведённых результатов ($D \approx 0,04... 0,06 \text{ м}$) соответствуют известным экспериментальным данным [14] и позволяют говорить о возможности обеспечения практически значимой интенсивности охлаждения сжимаемого газа в ступени ДЛТПК при значительном снижении показателя политропы процесса сжатия.

2. Оценка влияния неплотностей в рабочей камере несмазываемой поршневой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением на её рабочие процессы

Одним из распространённых упрощающих допущений является допущение об отсутствии неплотностей в рабочей камере. Остановимся на анализе влияния наличия зазоров в закрытых клапанах нагнетания на рабочие процессы ДЛТПК. Известно, что в действительной ступени поршневого компрессора в закрытых самодействующих клапанах в контакте между седлом и запорным органом существуют микрозазоры, обусловленные шероховатостью поверхностей сопрягаемых деталей, дефектами их поверхностей и отклонением от правильной геометрической формы. Величина условного зазора при этом обычно не должна превышать 10^{-6} м [14, 22, 27 – 29]. При этом имеют место процессы течения газа через эти микрозазоры, обуславливающие массовый обмен между рабочей камерой ступени и камерами газораспределения. Однако в быстроходных поршневых компрессорах суммарный массовый расход газа через все неплотности рабочей камеры обычно составляет не более 1 % от общей массы газа в цилиндре [22]. Последнее — с целью упрощения математического описания рабочих процессов и сокращения времени расчётов — позволяет принять упрощающее допущение об отсутствии массовых потоков через неплотности в рабочей камере поршневой ступени.

В ступенях ДЛТПК длительность рабочего цикла в 10...50 раз выше, чем в ступенях их быстроходных аналогов [14, 22, 27 – 29]. Поэтому применительно к ним необходимо оценить необходимость дополнения математической модели рабочих процессов ступени расчётом величины массовых потоков газа через неплотности клапанов.

Масса газа, перемещающаяся за время рабочего цикла через микрозазор в закрытом клапане, может быть в первом приближении определена по известному выражению [22]

$$m = \epsilon_p \cdot \Phi \cdot \tau (\Delta P \cdot \rho)^{0,5}, \quad (21)$$

где ΔP — перепад давления на клапане, Па; ϵ_p — коэффициент расширения газа; τ — время истечения газа, с; ρ — плотность газа перед клапаном, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\Phi = \mu \cdot F = \mu \cdot P \cdot \delta = P \cdot \delta_{\text{экв}}$ — эквивалентная площадь проходного сечения микрозазора, м^2 ; P — периметр микрозазора в закрытом клапане, м; δ — высота микрозазора в закрытом клапане, м; $\delta_{\text{экв}} = \mu \cdot \delta$ — эквивалентная высота микрозазора в закрытом клапане, м.

Легко оценить, например, что для клапана нагнетания при $\Delta P \approx 10$ МПа, $\varepsilon_p \approx 1$, $\tau \approx 2...4$ с; $\rho \approx 100$ кг/м³; $P = \pi \cdot D$ ($D = 0,002$ м) и $\delta_{жк} \approx 0,5 \times 10^{-6}$ м масса газа, перемещающаяся через микрозазор за время цикла, составит примерно $m \approx 10^{-3}$ кг.

Однако и масса газа в рабочей камере ступени при температуре всасывания 300 К; давлении всасывания 0,1 МПа, диаметре цилиндра 0,05 м, величине хода поршня 0,5 м составляет также примерно 10^{-3} кг. Даже с учётом достаточно грубых допущений и приближённого характера приведённых расчётов можно утверждать, что величина массы газа, перемещаемой через закрытый клапан нагнетания, может быть соизмерима с величиной массы газа в рабочей камере ступени.

Не будем забывать, что кроме клапана нагнетания в рабочей камере ДЛТПК имеют место зазоры в закрытом клапане всасывания и в уплотнении цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Следовательно, суммарные перетечки газа через эти неплотности могут оказывать существенное, а в некоторых случаях и определяющее влияние на эффективность рабочего процесса ДЛТПК. Известные исследования многократно подтвердили данное предположение [30–33]. Процессы течения газа и через зазоры в закрытых клапанах, и через зазоры в ЦПГ обязательно должны быть учтены в математической модели рабочих процессов ДЛТПК.

3. Оценка влияния плёнки жидкости на рабочий процесс несмазываемой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением

Поскольку предполагаемым объектом исследования являются рабочие процессы ДЛТПК в области влажного пара, есть вероятность, что на поверхностях рабочей камеры может образоваться плёнка жидкости. Наличие такой плёнки в принципе может отразиться на факторах, влияющих на рабочий процесс ступени.

Во-первых, по сравнению с «сухой» ступенью, может измениться величина коэффициента теплопередачи от рабочего газа через стенку к внешней охлаждающей среде (то есть её термическое сопротивление). Соответственно, это может отразиться на интенсивности охлаждения сжимаемого газа. Во-вторых, дополнительная жидкостная плёнка может привести к изменению суммарной теплоёмкости системы «стенка–жидкость», что может повлиять на процессы теплообмена в течение рабочего цикла.

Выполним оценку влияния жидкостной плёнки на термическое сопротивление стенки цилиндра. В случае «сухой» ступени при отсутствии жидкостной плёнки на поверхностях рабочей камеры термическое сопротивление стенки цилиндра может быть определено выражением [23]

$$R_1 = 1/(\alpha_1 \cdot D_1) + 0,5\lambda_{ct}^{-1} \cdot \ln(D_2/D_1) + 1/(\alpha_2 \cdot D_2), \quad (22)$$

где α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях стенки цилиндра, Вт/(м²·К); λ_{ct} — коэффициент теплопроводности материала стенки цилиндра, Вт/(м·К); D_1 — внутренний диаметр цилиндра, м; D_2 — внешний диаметр цилиндра, м.

Применительно к ДЛТПК за счёт регулирования величины внешнего оребрения и свойств охлаждающей среды можно реализовать условие $\alpha_1 \cdot D_1 \approx \alpha_2 \cdot D_2$. Тогда выражение (22) можно представить в упрощённом виде

$$R_1 = 2/(\alpha_1 \cdot D_1) + 0,5 \cdot \lambda_{ct}^{-1} \cdot \ln(D_2/D_1). \quad (23)$$

Применительно к «мокрой» рабочей камере компрессорной ступени при допущении об одинаковой толщине плёнки жидкости на всей поверхности зеркала цилиндра можно реализовать аналогичное условие $\alpha_0 \cdot D_0 \approx \alpha_2 \cdot D_2$, где α_0 и D_0 — соответственно коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности плёнки и внутренний диаметр рабочей камеры с учётом толщины плёнки δ ($D_0 = D_1 - 2\delta$). В этом случае термическое сопротивление системы «стенка–плёнка жидкости» может быть представлено следующим соотношением:

$$R_2 = 2/(\alpha_1 \cdot D_1) + 0,5\lambda_{ж}^{-1} \cdot \ln(D_1/D_0) + 0,5\lambda_{ct}^{-1} \cdot \ln(D_2/D_1), \quad (24)$$

где $\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности плёночной жидкости, Вт/(м·К).

В качестве примера рассмотрим следующие параметры стенки цилиндра и плёнки: жидкость — вода; материал стенки цилиндра — сталь; толщина стенки цилиндра 0,001 м. В диапазоне изменения величины диаметра D_1 от 0,001 м до 0,05 м — величина $R_1 = 10,01...10,0004$ м·К/Вт, а величина $R_2 = 10,2...10,003$ м·К/Вт. При этом $k_1/k_2 = R_2/R_1 = 1,02...1,0002$. Даже при сверхмалых диаметрах цилиндра 0,001 м и толщине плёнки около 100 мкм изменение коэффициента теплопередачи и термосопротивления в сравнении с «сухой» стенкой составляют около 2 %, а при больших диаметрах — существенно меньше 1 %. При увеличении толщины стенки, соответственно, влияние плёнки также снижается. Очевидно, что для конденсата с другими свойствами результаты аналогичного сравнения будут отличаться незначительно.

Поскольку рабочие процессы в рабочей камере ДЛТПК происходят циклически, соответствующим образом изменяется направление теплового потока между газом и стенкой цилиндра. При этом теплоёмкость последней может существенно влиять на циклическое изменение градиента температур. Выполним оценку влияния жидкостной плёнки на теплоёмкость стенки цилиндра ДЛТПК. При оценке возможного влияния дополнительного слоя вещества (жидкостной плёнки) на внутренней поверхности стенки цилиндра на изменение теплоёмкости системы «стенка–плёнка жидкости» воспользуемся известными справочными данными по величине удельной теплоёмкости и плотности конструктивных материалов и жидкостей [34]: для стали $c_{ст} \approx 0,4$ кДж/(кг·К) и $\rho_{ст} \approx 7800$ кг/м³, для алюминия $c_{ал} \approx 0,9$ кДж/(кг·К) и $\rho_{ал} \approx 2700$ кг/м³, для воды $c_{вода} \approx 4,2$ кДж/(кг·К) и $\rho_{вода} \approx 1000$ кг/м³, для масла $c_{м} \approx 2,0$ и $\rho_{м} \approx 900$ кг/м³. При этом теплоёмкость стенки или плёнки с конкретными геометрическими размерами будет составлять $C = m \cdot c_{ya}$ или $C = c_{ya} \cdot \rho \cdot V$; соответственно она составит: для стальной стенки $C_{ст} = C_{ст} \approx 0,4 \cdot 7800 V_{ст} \approx 3000 V_{ст}$ кДж/(кг·К), для стенки из алюминия $C_{ал} = C_{ал} \approx 0,9 \cdot 2700 V_{ал} \approx 2500 V_{ал}$ кДж/(кг·К), для водяной плёнки $C_{па} = C_{па}^{вода} \approx 4,2 \cdot 1000 V_{па} \approx 4200 V_{па}$ кДж/(кг·К), для масляной плёнки $C_{па} = C_{па}^{м} \approx 2,0 \cdot 900 V_{па} \approx 1800 V_{па}$ кДж/(кг·К). При толщине стенки более 0,001 м и толщине плёнки не более 0,0001 м соотношение объёмов жидкости и металла $V_{па}/V_{ст} \leq 0,1$, тогда даже при сверхмалой толщине стенки и при достаточно толстой плёнке $C_{па}/C_{ст} \leq 0,1$, а при толщине стенки около 0,005 м и толщине плён-

ки $0,00001 \text{ м } C_{\text{пл}}/C_{\text{ж}} < 0,01$. То есть применительно к практически значимой толщине стенки цилиндра и жидкостной плёнки (выберем в качестве примера воду как жидкость с наибольшей теплоёмкостью) изменение теплоёмкости системы «стенка – плёнка жидкости» по сравнению с теплоёмкостью «сухой» стенки пренебрежимо мало.

4. Оценка вероятности фазовых переходов хладона в рабочей камере несмазываемой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением (процесс нагнетания)

Представленные выше результаты оценки рабочих процессов интенсивно охлаждаемого ДЛТПК доказывают принципиальную возможность реализации высокой интенсивности отвода тепла от рабочего тела в течение рабочего цикла. Становится правомерным рассмотрение вопроса о возможности фазовых переходов рабочего тела в рабочей камере ДЛТПК, в том числе в процессе нагнетания. При его рассмотрении будем исходить из того, что конденсация хладона может происходить в том случае, когда его параметры состояния (давление и температура) соответствуют его параметрам состояния в области влажного пара — давлению и температуре конденсации [2, 8, 20, 21, 35]. То есть при некоторой фиксированной температуре конденсации процессы фазовых превращений хладона в рабочей камере могут происходить только при достижении соответствующего давления. При условии равномерного распределения параметров состояния хладона в объёме рабочей камеры конденсация может начаться и после окончания процесса сжатия в процессе нагнетания, когда имеет место охлаждение хладона в рабочей камере при неизменяющихся параметрах состояния.

Оценка по геометрическим соотношениям рабочей камеры и компонентов рабочего тела

Выполним оценку возможности конденсации хладона в рабочей камере компрессорной ступени на участке процесса нагнетания с точки зрения соотношения геометрического объёма рабочей камеры и объёмов пара и жидкости. Пусть в рабочей камере с некоторым объёмом V находится хладон с массой m , находящийся в состоянии насыщения, объём и масса пара составляют $V_{\text{п}}$ и $m_{\text{п}}$, а объём и масса жидкости — $V_{\text{ж}}$ и $m_{\text{ж}}$:

$$m = m_{\text{п}} + m_{\text{ж}}. \quad (25)$$

Следовательно,

$$m = V_0 \cdot \rho_{\text{п0}}; \quad m_{\text{п}} = V_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{пк}}; \quad m_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{жк}}, \quad (26)$$

где V_0 — объём рабочей камеры в конце процесса всасывания; $\rho_{\text{п0}}$ — плотность пара при температуре кипения (в конце процесса всасывания); $\rho_{\text{пк}}$ — плотность пара при температуре конденсации; $\rho_{\text{жк}}$ — плотность жидкости при температуре конденсации. Тогда

$$V_0 \cdot \rho_{\text{п0}} = V_{\text{п}} \rho_{\text{пк}} + V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{жк}}. \quad (27)$$

При этом

$$V_{\text{п}} + V_{\text{ж}} = V = V_0/\varepsilon_r. \quad (28)$$

Здесь $\varepsilon_r = V_0/V$ — геометрическая степень изменения объёма рабочей камеры (суммарного объёма хладона в рабочей камере). Из (28) следует, что

$$V_0 = V_{\text{п}} \cdot \varepsilon_r + V_{\text{ж}} \cdot \varepsilon_r. \quad (29)$$

Подставляя (5) в (3), получаем

$$V_{\text{п}} \cdot \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}} + V_{\text{ж}} \cdot \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}} = V_{\text{п}} \rho_{\text{пк}} + V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{жк}}$$

или

$$V_{\text{п}} (\rho_{\text{пк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}}) + V_{\text{ж}} (\rho_{\text{жк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}}) = 0. \quad (30)$$

Отсюда следует, что при некоторых параметрах состояния кипения и конденсации рассматриваемого хладона, а также при фиксированном изменении объёма рабочей камеры в состоянии насыщения отношение объёма жидкости к объёму пара можно оценить по следующему соотношению:

$$V_{\text{ж}}/V_{\text{п}} = (\varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}} - \rho_{\text{пк}})/(\rho_{\text{жк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}}). \quad (31)$$

Величина объёма жидкости будет стремиться к 0 при $\varepsilon_r = \rho_{\text{пк}}/\rho_{\text{п0}}$, а величина объёма пара — к 0 при $\varepsilon_r = \rho_{\text{жк}}/\rho_{\text{п0}}$. Условие же $V_{\text{ж}} = V_{\text{п}}$ будет выполняться при $(\rho_{\text{пк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}}) = (\rho_{\text{жк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}})$, то есть при $\varepsilon_r = 0,5 (\rho_{\text{жк}} + \rho_{\text{пк}})/\rho_{\text{п0}}$. Например, для аммиака при температуре кипения $-33 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $33 \text{ }^\circ\text{C}$ величина объёма жидкости будет стремиться к 0 при $\varepsilon_r \approx 10$, величина объёма пара — к 0 при $\varepsilon_r \approx 600$, а $V_{\text{ж}} = V_{\text{п}}$ — при $\varepsilon_r \approx 300$. Очевидно, что величина $\varepsilon_r \approx 600$ не имеет практического смысла, а величина $\varepsilon_r \geq 10$ вполне может быть реализована в рассматриваемой ступени ДЛТПК, по меньшей мере частичный процесс конденсации возможен.

Понятно, что для других веществ и при других температурах кипения и конденсации величина ε_r для рассмотренных вариантов может быть другой. Однако даже из рассмотренного примера можно сделать вывод, что, исходя из оценки соотношения объёмов рабочей камеры и жидкой фазы рабочего тела, в общем случае в процессе нагнетания в рабочей камере компрессорной квазиизотермической ступени однокомпонентный хладон может находиться в двухфазном состоянии. Но неизвестно, возможно ли отвести от конденсирующегося хладагента требуемое количество теплоты с учётом ограниченных геометрических размеров рабочей камеры. Остановимся на этом вопросе подробнее.

Оценка с точки зрения обеспечения требуемой интенсивности отвода тепла от рабочего тела

Выполним оценку вероятности конденсации хладона в рабочей камере компрессорной ступени на участке процесса нагнетания с точки зрения возможности отвода тепла конденсации. В данном случае отводимая от сжимаемого газа тепловая мощность может быть определена из выражения, описывающего закон Ньютона – Рихмана [23]:

$$Q_{\text{внутр}} = \alpha \cdot \Delta T \cdot F \cdot \Delta t, \quad (32)$$

где применительно к внутренней поверхности рабочей камеры α — средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ΔT — средний температурный напор, К; Δt — время процесса нагнетания, с; F — средняя за время процесса нагнетания площадь теплообменных внутренних поверхностей рабочей камеры, м².

Для приближённого анализа по аналогии с разделом 1 рассмотрим некоторую среднюю площадь поверхности теплообмена $F_{\text{ср}} = (F_{\text{макс}} + F_{\text{мин}})/2$:

$$F_{\text{макс}} = \pi \cdot D^2(0,5 + \psi/\varepsilon), \quad (33)$$

$$F_{\text{мин}} = \pi \cdot D^2(0,5 + \psi \cdot \alpha_m), \quad (34)$$

$$F_{\text{ср}} = \pi \cdot D^2 \cdot 0,5[1 + \psi(\alpha_m + 1/\varepsilon)] \quad (35)$$

или, поскольку $\alpha_m \ll 1/\varepsilon$,

$$F_{\text{ср}} \approx \pi \cdot D^2 \cdot 0,5(1 + \psi/\varepsilon). \quad (36)$$

Тогда

$$Q_{\text{внутр}} \approx 0,5\alpha \cdot \pi \cdot D^2(1 + \psi/\varepsilon) \cdot \Delta T \cdot \Delta \tau. \quad (37)$$

Выделяемое в процессе конденсации хладагента максимальное количество теплоты может составить

$$Q_{\phi} \approx m \cdot r_0, \quad (38)$$

где $m = P_0 \cdot V_h / (R \cdot T_0) = 0,25P_0 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \psi / (R \cdot T_0)$.

Условие реализации конденсации хладагента в процессе нагнетания логично представить в виде $Q_{\text{внутр}} \geq Q_{\phi}$ или

$$\begin{aligned} 0,5\alpha \cdot \pi \cdot D^2(1 + \psi/\varepsilon) \cdot \Delta T \cdot \Delta \tau &\geq \\ &\geq 0,25P_0 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \psi \cdot r_0 / (R \cdot T_0). \end{aligned} \quad (39)$$

Применительно к рассматриваемому объекту при $\psi \gg \varepsilon$ можно принять, что $(1 + \psi/\varepsilon) \approx \psi/\varepsilon$. Тогда соотношение (39) можно упростить:

$$2\alpha \cdot \Delta T \cdot \Delta \tau / (\varepsilon \cdot D) \geq P_0 \cdot r_0 / (R \cdot T_0).$$

Откуда можно получить следующее условие для возможной конденсации:

$$D/\Delta \tau \leq 2\alpha \cdot \Delta T \cdot R \cdot T_0 / (\varepsilon \cdot P_0 \cdot r_0). \quad (40)$$

Тогда, например, для аммиака при $\alpha \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\Delta T \approx 5 \text{ К}$, $R \approx 500 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $T_0 \approx 250 \text{ К}$, $\varepsilon \approx 8$, $P_0 \approx 200000 \text{ Па}$, $r_0 \approx 1300 \text{ кДж}/\text{кг}$, $\Delta \tau \approx 1 \text{ с}$ цилиндр компрессорной ступени должен быть выполнен при $D < 10^{-4} \text{ м}$, что в подавляющем большинстве случаев не может иметь практического значения.

Аналогичные результаты могут быть получены и для хладагента R12 при $\alpha \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\Delta T \approx 5 \text{ К}$, $R \approx 70 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $T_0 \approx 250 \text{ К}$, $\varepsilon \approx 8$, $P_0 \approx 150000 \text{ Па}$, $r_0 \approx 200 \text{ кДж}/\text{кг}$, $\Delta \tau \approx 1$, а с цилиндром компрессорной ступени должен быть выполнен при $D < 10^{-5} \text{ м}$, что также не имеет практического значения.

В случае увеличения времени процесса нагнетания и, возможно, при более высоких величинах коэффициента теплоотдачи, по-видимому, возможна частичная конденсация и при $D > 10^{-3} \dots 10^{-2} \text{ м}$. Во всяком случае теплофизические предпосылки для этого существуют. Таким образом, применительно к некоторому диапазону конструктивных и режимных параметров, можно констатировать, что ввиду наличия очевидных теплофизических предпосылок, имеющих место в процессе нагнетания тихоходной длинноходовой ступени холодильного поршневого компрессора, по-видимому, возможна частичная конденсация хладагента на поверхностях проточной части рабочей камеры ступени. Корректно было бы говорить о некоторых «следах конденсации». С большой степенью вероятности можно говорить о возможности достижения в рабочей камере такого состояния хладагента, которое соответствует области влажного насыщенного пара. Последнее имеет существенное практическое значение как для рабочих процессов и энергоэф-

фективности компрессорной ступени, так и для рабочих процессов и конструктивных параметров теплообменников-конденсаторов.

5. Оценка вероятности фазовых переходов хладагента в рабочей камере несмазываемой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением (процесс сжатия)

Рабочие процессы, в том числе процесс сжатия, холодильной поршневой несмазываемой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением в области влажного пара и соответствующие выводы по их энергоэффективности рассмотрены в [19]. Авторы указанной статьи выполнили комплекс расчётно-теоретических исследований рассматриваемой ступени при следующих условиях однозначности: температура кипения 263 К; температура конденсации 318 К; рабочее тело — хладагент R134a; начальная степень сухости 1; охлаждающая среда — хладагент R134a; тип компрессора — тихоходный интенсивно охлаждаемый поршневой компрессор; варьируемый параметр — время рабочего цикла; диаметр поршня 0,045 м; толщина стенки цилиндра 0,008 м; относительный мертвый объём 0,05. Система основных расчётных дифференциальных уравнений применяемой авторами полуэмпирической модели включает в себя уравнение первого закона термодинамики для открытой системы; уравнение Ньютона — Рихмана; уравнение Клапейрона — Клаузиуса; уравнение состояния реального газа и другие, расчет которой проводился методом Рунге — Кутты 4-го порядка в пакете MathCAD. Авторами анализируемой работы [19] принят ряд упрощающих допущений, многие из которых общеприняты и корректны, однако обоснованность некоторых из них вызывает серьёзные сомнения.

Например, авторы предполагают, что теплообмен между влажным паром и поршнем, а также между влажным паром и крышкой клапанов отсутствует. Однако вполне очевидно, что в конце процесса сжатия и в процессе нагнетания теплообмен между рабочим телом и поверхностями днища поршня и крышки цилиндра имеет определяющее значение в силу того, что площадь зеркала цилиндра на этом участке хода поршня соизмерима и даже меньше площади поверхностей поршня и крышки цилиндра. Это подтверждается и результатами многочисленных исследований интенсивно охлаждаемой тихоходной поршневой ступени при сжатии других газов [14].

В качестве упрощающих допущений авторы принимают постоянными параметры рабочего тела в цилиндре на всем протяжении процессов всасывания и нагнетания, что не соответствует действительным процессам в рассматриваемой ступени [14]. На самом деле изменение параметров состояния в процессах всасывания и нагнетания не только имеет место, но и влияет на процессы сжатия и обратного расширения. То есть при принятии этого допущения авторы фактически исключают из анализа полный рабочий цикл, но при этом результаты его анализа рассматривают как основные, в том числе при оценке холодильного коэффициента.

Необоснованным и, возможно, недопустимым является допущение об отсутствии неплотности рабочей полости цилиндра. Как было показано выше и известно из результатов экспериментальных и теоретических исследований аналогичных ступеней [14], массовые потоки рабочего тела через зазоры оказывает определяющее влияние на ра-

бочие процессы в полости цилиндра тихоходной ступени.

Крайне некорректным применительно к математической модели, претендующей на описание действительного рабочего рассматриваемого объекта, представляется принятое авторами упрощающее допущение о том, что коэффициент теплоотдачи на внутренних и внешних поверхностях рабочей камеры не меняются со временем. Это неприемлемо применительно к поверхности зеркала цилиндра по нескольким причинам. Во-первых, при изменении давления рабочего тела коэффициент теплоотдачи не может не изменяться, что подтверждено многочисленными исследованиями рабочих процессов поршневых компрессоров [14, 22, 36, 37]. Во-вторых, это допущение предполагает, что коэффициент теплоотдачи в начале процесса сжатия при степени сухости $X = 1$ и давлении кипения равен коэффициенту теплоотдачи в конце процесса сжатия при степени сухости $X = 0,7$ [19] и давлении конденсации. Последнее противоречит не только физическому смыслу, но даже той расчётной зависимости, которую они приводят в статье и которую используют в своей методике расчёта (18) в [19].

Следует отдельно остановиться на выборе формулы для расчёта коэффициента теплоотдачи. Применяемая авторами без всяких обоснований эмпирическая зависимость (18) в [19] со ссылкой на [15–18] по списку, приведённому в этой же статье [19], получена для совершенно других объектов исследования с существенно отличающимися рабочими процессами; а именно — для теплообменных аппаратов (конденсаторов), в которых не происходит процесс сжатия рабочего тела и отсутствует регенеративная составляющая, как это имеет место в рассматриваемой компрессорной ступени.

В своё время даже для однофазного рабочего тела (сухие газы) потребовалось проведение дополнительных экспериментальных исследований для определения условного мгновенного коэффициента теплоотдачи в рабочей камере тихоходного ДЛТПК, так как известные эмпирические зависимости, полученные ранее для быстроходных поршневых компрессоров, не позволяли получить верифицируемые расчётные результаты [14]. Что уж говорить о необоснованности применения эмпирических зависимостей, полученных для теплообменных аппаратов, при расчёте рабочих процессов поршневого компрессора в области влажного пара. Как было показано выше, именно коэффициент теплоотдачи является существенным фактором неопределённости при расчёте рабочих процессов поршневого интенсивно охлаждаемого компрессора в области

влажного пара с широким разбросом конечных результатов в зависимости от выбора методики его расчёта.

На рис. 1 приведены наиболее характерные результаты, представленные в [19] и требующие дополнительного анализа.

Рассмотрим соответствие параметров состояния в конце процессов сжатия известным термодинамическим соотношениям при реализации диаграмм 1 и 5 (рис. 1а, 1б, 1в). Применительно к диаграмме 1 в точке 2 (конец процесса сжатия — начало процесса нагнетания) рабочее тело характеризуется следующими параметрами состояния и свойствами: $T_1 \approx 333$ К; $X_1 \approx 1,0$; $V_1 \approx 350$ см³; $P_1 \approx 1,1594$ МПа; $m_1 = m_0$. Здесь m_0 — масса газа в начале процесса сжатия. Применительно к диаграмме 5 в точке 2 (конец процесса сжатия — начало процесса нагнетания) рабочее тело характеризуется следующими параметрами состояния и свойствами: $T_5 \approx 318$ К; $X_5 \approx 0,7$; $V_5 \approx 100$ см³; $P_5 \approx 1,1594$ МПа; $m_5 = 0,7m_0$.

Пусть величина коэффициента сжимаемости и величина газовой постоянной в обоих случаях одинаковы. Тогда, записывая уравнения состояния для этих двух случаев и поделив левую часть этого уравнения, записанную для кривой 1, на левую часть этого уравнения, записанную для кривой 5, а также соответственно поделив правую часть уравнения для кривой 1 на правую часть уравнения для кривой 5, получим следующее соотношение: $V_1/V_5 = T_1/(0,7T_5)$

Или, подставляя численные значения объёмов, получаем, что $7/2 = T_1/(0,7T_5)$ или $T_5 = 2T_1/4,9$. То есть при $T_1 \approx 333$ К температура в конце процесса сжатия при реализации диаграммы 5 должна быть равна примерно 136 К. Очевидно, что это противоречит физическому смыслу и результатам, полученным самими авторами (согласно [19] $T_5 \approx 318$ К).

Вызывает сомнение и оценка энергоэффективности рассматриваемого объекта исследования. В частности, авторы утверждают, что конденсация 30 % количества пара, поступившего в рабочую камеру в процессе всасывания, даже с учётом потерь холодопроизводительности на внешнее охлаждение цилиндра обеспечивает повышение коэффициента холодопроизводительности примерно в два раза. Остановимся на анализе этого вопроса подробнее.

Проведём сравнение двух рассмотренных авторами режимов работы (рис. 1): адиабатное сжатие (цикл 1) и сжатие со снижением степени сухости до 0,7 (цикл 5). Теоретические холодильные коэффициенты для этих вариантов определяются со-

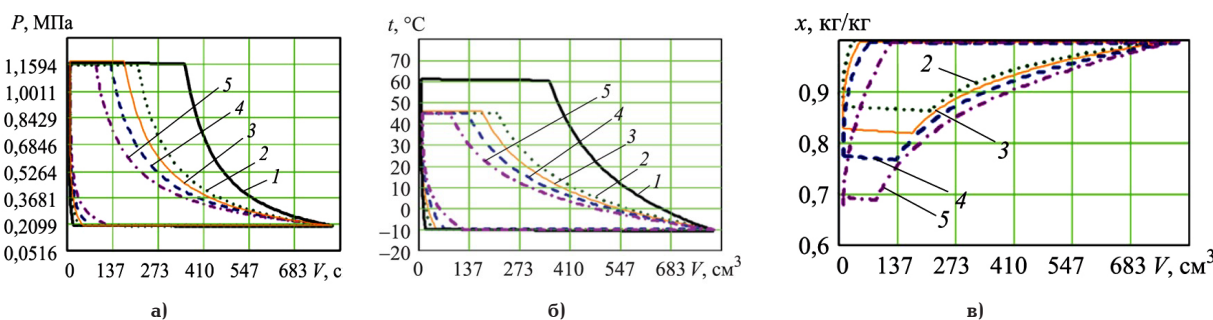


Рис. 1. Результаты расчётов рабочих процессов тихоходного интенсивно охлаждаемого поршневого компрессора в области влажного пара [23]

Fig. 1. Results of calculations of the operating processes of a low-speed intensively cooled reciprocating compressor in the sphere of wet steam [23]

ответствующими отношениями холодопроизводительностей и индикаторных мощностей. При этом отношение коэффициента холодопроизводительности цикла 5 к коэффициенту холодопроизводительности цикла 1 можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon_5/\varepsilon_1 = Q_5 \cdot N_1 / (Q_1 \cdot N_5). \quad (41)$$

Проведём оценку взаимосвязи между Q_1 и Q_5 , а также между N_1 и N_5 . Очевидно, что

$$Q_5 = Q_1 - Q_{\text{вс}} - Q_{\text{ф}} - Q_{\text{дисс}} - Q_{\text{сж}},$$

где $Q_{\text{вс}}$ — потери холодопроизводительности за счёт процесса обратного расширения; $Q_{\text{ф}}$ — потери холодопроизводительности, затрачиваемые на конденсацию рабочего тела в цилиндре, за счёт отбора части полезной холодопроизводительности для внешнего охлаждения цилиндра; $Q_{\text{дисс}}$ — диссипативные потери холодопроизводительности в проточной части компрессорного агрегата; $Q_{\text{сж}}$ — потери холодопроизводительности, затрачиваемые на отвод части теплоты сжатия рабочего тела в цилиндре, за счёт отбора части полезной холодопроизводительности для внешнего охлаждения цилиндра.

Из анализа представленных выше диаграмм следует, что $Q_{\text{вс}} \approx 0,12Q_1$. При этом $Q_{\text{ф}} \approx 0,3Q_1$, так как, согласно представленным авторами результатам, при реализации цикла 5 в рабочей камере во время процесса сжатия конденсируется около 30 % от массы рабочего тела, находящегося в начале процесса сжатия в парообразном состоянии. Величинами $Q_{\text{дисс}}$ и $Q_{\text{сж}}$ пренебрежём «в пользу авторов», так как величину диссипативных потерь оценить в данном случае затруднительно, а величина $Q_{\text{сж}}$ мала в силу небольшого отличия показателя политропы в цикле 5 от показателя адиабаты в цикле 1, величины которых в первом приближении можно оценить по параметрам состояния в начале и в конце процессов сжатия этих циклов. Данные показатели составляют примерно 1,113 и 1,116, что даёт пренебрежимо малое отличие в величинах индикаторной работы (в случае постоянной массы) и, как следствие, пренебрежимо малую величину $Q_{\text{сж}}$. В итоге, учитывая лишь $Q_{\text{вс}}$ и $Q_{\text{ф}}$, получаем

$$Q_5 \leq 0,58Q_1. \quad (42)$$

Поскольку отличием показателей политропы сжатия в циклах 1 и 5 в первом приближении можно пренебречь, будем считать, что снижение индикаторной мощности в цикле 5 по сравнению с циклом 1 определяется исключительно уменьшением массы паровой фазы рабочего тела в процессе сжатия за счёт конденсации части этого рабочего тела. При реализации цикла 5 масса пара в процессе сжатия изменяется от 100 до 70 % в соответствии с представленными авторами результатами по изменению степени сухости. Примем, опять же «в пользу авторов», что в цикле 5 сжимается постоянная масса пара, составляющая 0,7 от массы пара, сжимаемого в цикле 1. Тогда

$$N_5 \geq 0,7N_1. \quad (43)$$

Подставляя (42) и (43) в (41), получаем $\varepsilon_5/\varepsilon_1 \leq 0,58/0,7$.

То есть холодопроизводительность в цикле 5 снижается по отношению к холодопроизводительности в цикле 1, что вполне объяснимо, но суще-

ственно противоречит результатам и выводам авторов анализируемой статьи [19].

Нельзя согласиться и с результатами, касающимися оценки изменения нагрузки на конденсатор (представлены авторами в [19]), согласно которым при времени рабочего цикла около 3 с и при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра, тепловая нагрузка на конденсатор примерно в 2 раза ниже, чем при адиабатном сжатии. Ведь в указанной статье авторы показали, что на рассматриваемом режиме работы компрессора степень сухости при нагнетании составляет около 70 %, т.е. в цилиндре сконденсировано около 30 % рабочего тела. Основную нагрузку на конденсатор, как известно, составляет как раз тепловая мощность, необходимая для конденсации оставшегося в паровой фазе хладагента, т.е. в конденсаторе необходимо сконденсировать около 70 % от начальной массы рабочего тела, а это не 50 %, как утверждают авторы.

Из наиболее очевидных несоответствий можно отметить ещё одно. Исходя из представленных авторами результатов, следует, что степень сухости начинает уменьшаться с самого начала процесса сжатия. Согласно [19], с самого начала процесса сжатия от рабочего тела через стенку цилиндра отводится такое количество тепла, которое позволяет отвести и часть теплоты сжатия, и теплоту фазового перехода. Для этого необходимо, чтобы с самого начала процесса сжатия температура стенки была ниже температуры рабочего тела. Очевидно, что температура рабочего тела в рассматриваемом случае равна ≈ -10 °С. Это означает, что, по мнению авторов, температура стенки цилиндра должна быть не выше -10 °С. Это физически невозможно, так как температура рабочего тела за время цикла изменяется от -10 °С до $+45$ °С; температура стенки вследствие тепловой инерционности будет изменяться относительно некоторой средней величины (приблизительно около $+20$ °С... $+25$ °С) с существенно меньшей амплитудой. Возможно, авторы принимают величину температуры стенки равной -10 °С в качестве допущения, которое в данном случае совершенно некорректно, так как в итоге оказывает принципиальное влияние на результаты расчётов.

Отмеченные несоответствия работы [19] ни в коей мере не исключают в дальнейшем возможности применения полуэмпирических моделей для расчёта рабочих процессов интенсивно охлаждаемых поршневых компрессорных ступеней в области влажного пара. Но лишь доказывают, что без проведения широкого спектра предварительных экспериментальных исследований, без вновь полученных достоверных экспериментальных данных к любым теоретическим результатам, связанным с расчётами процессов сжатия холодильного тихоходного поршневого компрессора в области влажного пара, к последним следует относиться крайне осторожно. Пока они имеют исключительно качественный характер и не пригодны для выработки практических рекомендаций по проектированию холодильных компрессоров.

Выводы и заключение

Представлен анализ известных полуэмпирических методик расчёта рабочих процессов холодильных тихоходных поршневых компрессоров с точки зрения их применимости для теоретического исследования таких процессов в области влажного пара. Показано, что таким фактором, как те-

чение рабочего тела через неплотности в рабочей камере компрессорной ступени (применительно к рассматриваемой ступени), пренебрегать недопустимо. Эффективная интенсификация внешнего охлаждения при низких и средних давлениях возможна лишь в малоразмерных ступенях с диаметром цилиндра не более 10 мм, а интенсификация внешнего охлаждения путём частичного использования полезной холодопроизводительности ступени приводит к снижению величины холодильного коэффициента.

Применение таких упрощающих допущений, как постоянство величины коэффициента теплоотдачи в цилиндре в течение процесса сжатия; равенство температуры зеркала цилиндра и температуры кипения рабочего тела; расчёт коэффициента теплоотдачи по неверифицированным эмпирическим зависимостям, полученным для других технических объектов; постоянство параметров состояния рабочего тела в процессах всасывания и нагнетания и ряд других, — недопустимы, так как приводят к существенным, а в ряде случаев — недопустимым, неточностям в результатах расчётов.

Соответственно, последние на сегодняшний день носят исключительно качественный характер, обозначающий потенциальный интерес к рассматриваемому вопросу, но не пригодны для разработки практических рекомендаций по выбору конструктивных и режимных параметров холодильных поршневых компрессоров, позволяющих реализовать рабочие процессы в области влажного пара. Учитывая теоретическую привлекательность рассматриваемого вопроса, необходимо проведение широкого спектра экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов в области влажного пара, в том числе имеющих целью определение эмпирических зависимостей для расчёта коэффициентов теплоотдачи в проточной части тихоходной интенсивно охлаждаемой поршневой ступени.

Представленные в данной статье результаты анализа могут быть полезны специалистам, занимающимся исследованиями рабочих процессов компрессоров в области влажного пара.

Список источников / References

1. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки: справ. Москва: Агропромиздат, 1989. 672 с.
Zelikovskiy I. Kh., Kaplan L. G. Malye kholodil'nyye mashiny i ustanovki: sprav [Small refrigeration machines and units]. Moscow, 1989. 672 p. (In Russ.).
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and air-conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
3. Поршневые компрессоры // BITZER. URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/porshnevyye-kompressory/> (дата обращения: 16.02.2025).
Porshnevyye kompressory [Piston compressors]. BITZER. URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/porshnevyye-kompressory/> (accessed: 16.02.2025). (In Russ.).
4. Copeland — спиральные и поршневые компрессоры для климатической и холодильной техники // Copeland. URL: <https://copelandcompressor.ru/> (дата обращения: 26.01.2025).
Copeland — spiral'nyye i porshnevyye kompressory dlya klimaticheskoy i kholodil'noy tekhniki [Copeland — scroll and piston compressors for climate control and refrigeration technology]. Copeland. URL: <https://copelandcompressor.ru/> (accessed: 26.01.2025). (In Russ.).
5. Полугерметичные поршневые компрессоры RDL // Radoil. URL: <https://radoil.ru/doc/rdl-catalog-06-2024.pdf> (дата обращения: 05.02.2025).
Polugermetichnyye porshnevyye kompressory RDL [RDL semi-hermetic piston compressors]. Radoil. URL: <https://radoil.ru/doc/rdl-catalog-06-2024.pdf> (accessed: 05.02.2025). (In Russ.).
6. Компрессоры Belief. Каталог 2023. URL: belief.ru/images/stories/virtuemart/product/Каталог%20компрессоры%20Belief%202023.pdf (дата обращения: 05.02.2025).
Kompressory Belief. Katalog 2023 [Belief Compressors. Catalog 2023]. URL: https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf_fin.pdf (accessed: 05.02.2025). (In Russ.).
7. Кошкин Н. Н., Ткачев А. Г., Бадилькес И. С. [и др.]. Холодильные машины / под ред. Н. Н. Кошкина. Москва: Пищевая промышленность, 1973. 512 с.
Koshkin N. N., Tkachev A. G., Badyl'kes I. S. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigeration machines] / Ed. by N. N. Koshkin. Moscow, 1973. 512 p. (In Russ.).
8. Богданов С. Н., Бучко Н. А., Гуйго Э. И. Теоретические основы хладотехники. Теплообмен. Москва: Агропромиздат, 1986. 320 с.
Bogdanov S. N., Buchko N. A., Guygo E. I. Teoreticheskiye osnovy khladotekhniki. Teplomassoobmen [Theoretical foundations of refrigeration engineering. Heat and mass transfer]. Moscow, 1986. 320 p. (In Russ.).
9. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. Вып. 3 (63). DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YHEUPJ.
Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Entropiynostatisticheskiy analiz nizkotemperaturnykh transkriticheskikh tsiklov dioksida ugleroda [Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles]. Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2017. Issue 3. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. (In Russ.).
10. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY.
Khrekin A. S., Baranov I. V. Sravnitel'nyy analiz effektivnosti tsiklov kholodil'nykh mashin [Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 1. P. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY. (In Russ.).
11. Хрёкин А. С., Баранов И. В., Никитин А. А. Анализ эффективности циклов каскадных холодильных машин с применением диоксида углерода // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 55–64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64. EDN: OCCHZZ.
Khrekin A. S., Baranov I. V., Nikitin A. A. Analiz effektivnosti tsiklov kaskadnykh kholodil'nykh mashin s primeneniyyem dioksida ugleroda [The analysis of cascade refrigeration machine cycles efficiency using carbon dioxide]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 55–64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64. EDN: OCCHZZ. (In Russ.).
12. Прилуцкий И. К., Кузнецов Л. Г., Татаренко Ю. В., Молодова Ю. И. Двухступенчатые газовые поршневые компрессоры среднего давления с линейным приводом // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 4. С. 27–35. EDN: SGBARK.
Prilutskiy I. K., Kuznetsov L. G., Tatarenko Yu. V., Molodova Yu. I. Dvukhstupenchatyye gazovyye porshnevyye kompressory srednego davleniya s lineynym privodom [Two-stage gas reciprocating compressors of medium pressure with linear drive]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2022. No. 4. P. 27–35. EDN: SGBARK. (In Russ.).

13. Юша В. Л. Теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в холодильной технике и системах сжижения углеводородов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 17–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. EDN: SWSUHV.

Yusha V. L. Teoreticheskaya otsenka effektivnosti primeneniya odnostupenchatykh dlinnokhodovykh porshnevykh kompressorov v kholodil'noy tekhnike i sistemakh szhizheniya uglevodorodov [Theoretical assessment of the effectiveness of application single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration and hydrocarbon gas liquefaction systems]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 17–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. EDN: SWSUHV. (In Russ.).

14. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2023. 325 с. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (дата обращения: 15.01.2025).

Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-speed long-stroke stages]. *Omsk*, 2023. 325 p. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (accessed: 15.01.2025). (In Russ.).

15. Маковеева А. С. Совершенствование рабочих процессов и методики расчёта поршневых компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2019. 207 с. URL: <https://www.disserscat.com/content/sovershenstvovanie-rabochikh-protsesov-i-metodiki-rascheta-porshnevykh-kompressorov/read> (дата обращения 18.01.2025).

Makoveeva A. S. Sovershenstvovaniye rabochikh protsesov i metodiki rascheta porshnevykh kompressorov [Improvement of working processes and methods of calculation of reciprocating compressors]. *Saint Petersburg*, 2019. 207 p. URL: <https://www.disserscat.com/content/sovershenstvovanie-rabochikh-protsesov-i-metodiki-rascheta-porshnevykh-kompressorov/read> (accessed 18.01.2025). (In Russ.).

16. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The efficiency theoretical analysis of the ammonia refrigeration cycle based on the compression in the Wet Vapor Region. *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565.

Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The analysis of the uncertainty factors influence on the mathematical modeling of ammonia compression in the wet vapor region. *AIP Conference Proceedings*. 2021. Vol. 2412. 030043. DOI: 10.1063/5.0076077.

18. Садвакасов Д. Х., Чернов Г. И., Юша В. Л. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса сжатия аммиака в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38. EDN: ILJMKS.

Sadvakasov D. Kh., Chernov G. I., Yusha V. L. Analiz vliyaniya faktorov neopredelenosti na matematicheskoye modelirovaniye protsesta szhatiya ammiaka v oblasti vlazhnogo para [The analysis of uncertainty factors influence on mathematical modeling of ammonia compression in wet vapor area]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 3. P. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38. EDN: ILJMKS. (In Russ.).

19. Садвакасов Д. Х., Райковский Н. А., Чернов Г. И., Евдокимов В. С. Разработка упрощенной математической моде-

ли рабочих процессов тихоходного поршневого компрессора в области влажного пара для холодильных установок // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2024. № 3 (150). С. 118–135. EDN: ALNETV.

Sadvakasov D. Kh., Raykovskiy N. A., Chernov G. I., Evdokimov V. S. Razrabotka uproshchennoy matematicheskoy modeli rabochikh protsesov tikhokhodnogo porshneвого kompressora v oblasti vlazhnogo para dlya kholodil'nykh ustanovok [Development of the working process simplified mathematical model of the wet steam low-speed piston compressor for the refrigeration units]. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N. E. Baumana. Seriya Mashinostroyeniye. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2024. No. 3 (150). P. 118–135. EDN: ALNETV. (In Russ.).

20. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p.

21. Кириллин В. А., Сычёв В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 407 с. Kirillin V. A., Sychev V. V., Sheyndlin A. E. Tekhnicheskaya termodinamika [Technical thermodynamics]. *Moscow*, 1983. 407 p. (In Russ.).

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

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.).

23. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. 4-е изд., перераб. и доп. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.

Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. 4th ed., revision and supplement. *Moscow*, 1981. 416 p. (In Russ.).

24. Юша В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров. Новосибирск: Наука, 2006. 236 с. ISBN 5-02-023169-X.

Yusha V. L. Sistemy okhlazhdeniya i gazoraspredeleniya ob'yemnykh kompressorov [Refrigeration and gas distribution systems of the compressors displacement]. *Novosibirsk*, 2006. 236 p. ISBN 5-02-023169-X. (In Russ.).

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

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

26. Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С., Винникова Т. А., Галкова А. А. Перспективы разработки малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 4. С. 14–17. EDN: CAZEMY.

Busarov S. S., Kobyl'skiy R. E., Busarov I. S., Vinnikova T. A., Galkova A. A. Perspektivy razrabotki maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya [Prospects for the development of low-cost medium-and high-pressure compressor units]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2020. No. 4. P. 14–17. EDN: CAZEMY. (In Russ.).

27. Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П. Клапаны поршневых компрессоров. Ленинград: Машиностроение, 1983. 158 с.

Kondratyeva T. F., Isakov V. P. Klapany porshnevykh kompressorov [Piston compressor valves]. *Leningrad*, 1983. 158 p. (In Russ.).

28. Захаренко С. Е., Анисимов С. А., Дмитревский В. А. [и др.]. Поршневые компрессоры / под ред. С. Е. Захаренко. Москва—Ленинград: Машгиз, 1961. 455 с.

Zakharenko S. E., Anisimov S. A., Dmitrevskiy V. A. [et al.]. Porshnevyye kompressory [Piston compressors] / Ed. by S. E. Zakharenko. Moscow-Leningrad, 1961. 455 p. (In Russ.).

29. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и допол. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.

Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, structures and design fundamentals]. 3rd ed., revised and supplemented. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).

30. Бусаров И. С., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Аистов И. П. Рабочие характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней при использовании самодействующих клапанов с эластомерными элементами // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 3. С. 29–32. EDN: IJMUIV.

Busarov I. S., Busarov S. S., Nedovenchanyu A. V., Aistov I. P. Rabochiye kharakteristiki tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney pri ispol'zovanii samodeystvuyushchikh klapanov s elastomernymi elementami [Performance of low-speed, long-stroke compressor stages when using self-acting valves with elastomeric elements]. *Kompressorная техника и пневматика. Compressor Technology and Pneumatics*. 2021. No. 3. P. 29–32. EDN: IJMUIV. (In Russ.).

31. Титов Д. С. Разработка и исследование длинноходовой поршневой компрессорной ступени с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2022. 186 с. URL: <https://www.disserscat.com/content/razrabotka-i-issledovanie-dlinnokhodovoi-porshnevoi-kompressornoi-stupeni-s-uprugodeformiruemyim-tonkostennym-tsilindrom>: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2022. 186 с. URL: <https://www.disserscat.com/content/razrabotka-i-issledovanie-dlinnokhodovoi-porshnevoi-kompressornoi-stupeni-s-uprugodeformiruemyim-tonkostennym-tsilindrom> (дата обращения 19.01.2025).

Titov D. S. Razrabotka i issledovaniye dlinnokhodovoy porshnevoy kompressorной stupeni s uprugodeformiruyemyim tonkostennym tsilindrom [Design and research of long stroke piston compressor stage with elastically deformable thin-walled cylinder]. Saint Petersburg, 2022. 186 p. URL: <https://www.disserscat.com/content/razrabotka-i-issledovanie-dlinnokhodovoi-porshnevoi-kompressornoi-stupeni-s-uprugodeformiruemyim-tonkostennym-tsilindrom> (accessed: 19.01.2025). (In Russ.).

32. Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Синицын Н. Г. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. № 2 (141). С. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO.

Busarov S. S., Kobyl'skiy R. E., Sinitsyn N. G. Teoreticheskaya otsenka vozmozhnosti umen'sheniya massovykh utechek rabochey sredy iz kamery porshneвого komпрессора [Theoretical assessment of possible reduction in mass leaks of working medium from a reciprocating compressor chamber] // *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N. E. Bauman. Seriya Mashinostroyeniye. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2022. No. 2 (141). P. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO. (In Russ.).

33. Кобыльский Р. Э., Бусаров С. С. Экспериментальная методика определения эквивалентного зазора для цилиндрикопоршневого уплотнения тихоходной длинноходовой ступени в динамической постановке // Глобальная энергия. 2023. Т. 29, № 4. С. 37–49. DOI: 10.18721/JEST.29402. EDN: QYZEMR.

Kobyl'skiy R. E., Busarov S. S. Eksperimental'naya metodika opredeleniya ekvivalentnogo zazora dlya tsilindroporshneвого uplotneniya tikhokhodnoy dlinnokhodovoy stupeni v dinamicheskoy postanovke [Experimental technique for determining the equivalent gap for a cylinder piston seal of a slow-moving long-stroke stage in a dynamic formulation]. *Global'naya energiya. Global Energy*. 2023. Vol. 29, no. 4. P. 37–49. DOI: 10.18721/JEST.29402. EDN: QYZEMR. (In Russ.).

34. Чиркин В. С. Теплофизические свойства материалов: справ. рук. Москва: ГИФМЛ, 1959. 356 с.

Chirkin V. S. Teplofizicheskiye svoystva materialov: sprav. ruk. [Thermophysical materials properties]. Moscow, 1959. 356 p. (In Russ.).

35. Бучко Н. А., Гоголин А. А., Данилова Г. Н. [и др.]. Теплофизические основы получения искусственного холода: справ. Москва: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.

Buchko N. A., Gogolin A. A., Danilova G. N. [et al.]. Teplofizicheskiye osnovy polucheniya iskusstvennogo kholoda: sprav [Thermophysical bases for obtaining artificial cold]. Moscow, 1980. 232 p. (In Russ.).

36. Науменко А. И. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах: дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1974. 229 с. URL: <https://search.rsl.ru/ru/record/01009679284> (дата обращения: 19.01.2025).

Naumenko A. I. Issledovaniye teploobmena v porshnevnykh kompressorakh [Research of heat transfer in reciprocating compressors]. Leningrad, 1974. 229 p. URL: <https://search.rsl.ru/ru/record/01009679284> (accessed: 19.01.2025). (In Russ.).

37. Прилуцкий А. И. Развитие теории, методов расчета и оптимального проектирования поршневых компрессорных и расширительных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2015. 450 с. URL: <https://cat.gpntb.ru/index.php?id=EC/ShowFull&bid=f14d43c5623d958cc0ac175c3fd992a3&irbDb=ESVODT> (дата обращения: 15.01.2025).

Prilutskiy A. I. Razvitiye teorii, metodov rascheta i optimal'nogo proyektirovaniya porshnevnykh kompressornykh i rasshiritel'nykh mashin [Development of theory, calculation methods and optimal design of reciprocating compressor and expansion machines]. Saint Petersburg, 2015. 450 p. URL: <https://cat.gpntb.ru/index.php?id=EC/ShowFull&bid=f14d43c5623d958cc0ac175c3fd992a3&irbDb=ESVODT> (accessed: 15.01.2025). (In Russ.).

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

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 04.03.2025; одобрена после рецензирования 30.04.2025; принята к публикации 23.05.2025.

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

Financial transparency: the author has no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 04.03.2025; approved after reviewing 30.04.2025; accepted for publication 23.05.2025.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТИХОХОДНЫХ ИНТЕНСИВНО ОХЛАЖДАЕМЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТУПЕНЕЙ

С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, Р. Э. Кобыльский, И. С. Бусаров

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

Рассмотрены уникальные элементы рабочих процессов тихоходного поршневого компрессора, не свойственные для быстроходных поршневых машин. Экспериментально доказано, что при режимах работы с повышенной температурой газа на входе в тихоходный компрессор (выше температуры охлаждающей среды) в процессе всасывания наблюдается заметное снижение температуры газа. Первую часть цикла в ступени газ охлаждается, и начало процесса сжатия будет происходить с более низкой температуры, чем температура газа в стандартной точке всасывания. Кроме того, экспериментально подтверждено предположение, что при работе тихоходного компрессора на хладагентах возможны режимы работы в области влажного пара, при которых наблюдается конденсация рабочего тела в конце процесса сжатия. Указанные режимы работы могут быть использованы в компактных холодильных машинах малой производительности с уменьшением массогабаритных параметров конденсаторного блока.

Выполненные исследования показали необходимость проведения верификации методики расчета рассматриваемых типов поршневых компрессоров и доработки последних с учетом особенностей протекания рабочих процессов тихоходных поршневых машин.

Ключевые слова: длинноходовая поршневая компрессорная ступень, рабочие процессы, экспериментальные исследования, повышенная температура на всасывании, конденсация рабочего тела, индикаторные диаграммы, неопределенность.

Для цитирования: Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С. Экспериментальное исследование особенностей рабочих процессов тихоходных интенсивно охлаждаемых длинноходовых поршневых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиацонно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 25–32. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-25-32. EDN: AORTTX.



© Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE FEATURES OF THE WORKING PROCESSES OF LOW-SPEED INTENSIVELY COOLED LONG-STROKE PISTON COMPRESSOR STAGES

S. S. Busarov, A. V. Nedovenchany, R. E. Kobylskiy, I. S. Busarov

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

Unique elements of the working processes of a low-speed piston compressor, not typical for high-speed piston machines, are considered. It has been experimentally proven that under operating modes with an elevated gas temperature at the inlet of a low-speed compressor (above the temperature of the cooling medium), a noticeable decrease in the gas temperature is observed during the suction process. That is, the first part of the cycle in the stage, the gas is cooled, and the beginning of the compression process will occur at a lower temperature than the gas temperature at the standard suction point. In addition, the assumption that when a low-speed compressor operates on refrigerants, operating modes in the wet steam region are possible, in which condensation of the working fluid is observed at the end of the compression process, has been experimentally confirmed. Such operating modes can be used in compact low-capacity refrigeration machines with a decrease in the weight and size parameters of the condenser unit.

The conducted studies have shown the need to verify the calculation methodology for the types of piston compressors considered in the article and to refine the latter taking into account the features of the working processes of low-speed piston machines.

Keywords: long-stroke piston compressor stage, working processes, experimental studies, increased suction temperature, condensation of the working fluid, indicator diagrams, uncertainty.

For citation: Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kobylskiy R. E., Busarov I. S. Experimental study of the features of the working processes of low-speed intensively cooled long-stroke piston compressor stages. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 25–32. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-25-32. EDN: AORTTX.



© Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kobylskiy R. E., Busarov I. S., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

В начале 2010 г. исследования преподавателей кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ) совместно со специалистами АО «НТК «Криогенная техника» (г. Омск) показали перспективы разработки поршневого компрессора с линейным приводом. Такой компрессор, как предполагалась изначально, должен был быть менее шумным по сравнению с существующими аналогами за счёт значительно сниженной скорости движения поршня (менее 1 м/с) и относительно длинного цилиндра с нетипично большим отношением величины хода поршня к диаметру цилиндра.

Традиционно параметры ступеней, например, частота вращения коленчатого вала, принимаются по рекомендациям, характерным для компрессоростроения. Наиболее часто используемые компрессорные станции имеют частоту вращения коленчатого вала более 5 об/с. Более того, по приведённым рекомендациям параметр ψ имеет значения 0,3...0,8. Последние ступени многоступенчатых компрессоров не соответствуют данному параметру, где он может достигать значения 10 и более. В предлагаемых ступенях оба вышеуказанных параметра отличаются по своим значениям.

Время цикла для тихоходного компрессора можно определить как время, за которое поршень совершает полный цикл и при этом проходит расстояние, равное удвоенному ходу поршня. Если компрессор работает с частотой 0,5 об/с, то он совершает оборот за 2 с — это и есть время цикла. Предложенная ступень получила название длинноходовой тихоходной ступени. Данное название поясняется следующими факторами: параметр ψ для таких ступеней более 10, что обуславливает её название как длинноходовой и позволяет минимизировать влияние мёртвого объёма, а также развить площадь теплообменной поверхности. Время цикла τ при этом должно быть не менее 1 с, то есть ступень тихоходная. Длительное время цикла позволяет осуществить охлаждение газа в процессе его сжатия. Данные параметры будем считать критериями, по которым ступень будет относиться к тихоходным длинноходовым.

Как и у любой конструкции, у тихоходных длинноходовых ступеней есть положительные и отрицательные стороны.

Преимуществами такой конструкции являются возможности:

- получения высоких давлений нагнетания в одной ступени при удовлетворительных температурных режимах работы агрегата;

- обеспечения повышенного ресурса работы поршневых уплотнений за счёт низкой скорости движения поршня;

- обеспечения высокой технологичности, что естественно позволит значительно упростить и удешевить производство;

- высокой степени уравновешенности за счёт реализации различных компоновок при многоцилиндровом исполнении;

- реализации энергоэффективных законов движения поршня.

К отрицательным факторам можно отнести неспособность существующих конструкций поршневых уплотнений и клапанов (работоспособных в быстроходных машинах) обеспечить герметичность рабочей камеры при времени цикла от 2 с и более. Пульсации газа в данных конструкциях, которые часто не учитывают в быстроходных агрегатах особенно при многоцилиндровом исполнении, остаются неизученными. Поршневые усилия имеют большие значения по сравнению с многоступенчатыми конструкциями.

К тому же более длительные процессы увеличат ресурс основных узлов поршневой компрессорной ступени, а именно пониженная скорость движения поршня позволит увеличить долговечность цилиндропоршневых уплотнений, а также уменьшить скорость течения газа в клапанах с уменьшением скоростей посадки запорного органа на седло, что в итоге должно увеличить долговечность самого клапана.

Были проведены исследования в рамках прикладных научных исследований и экспериментальных разработок (ПНИЭР). Принципы конструирования и основные технические решения, представленные в современной литературе, оказались непригодными для нового изделия. Первый образец оказался практически неработоспособным в основном из-за утечек через поршневые кольца и металлические клапаны. Оказалось, что при длительном времени цикла наиболее подходящим для цилиндропоршневого уплотнения являются манжеты, а в клапанах на седле обязательно должен быть эластомерный элемент, обеспечивающий повышенную герметичность рабочей камеры.

В итоге данная конструктивная схема с новыми параметрами и режимами работы компрессора позволила создать целое направление исследования в поршневых машинах. Сегодня этой темой на базе разработок сотрудников ОмГТУ заинтересовались ученые из Санкт-Петербурга и производственные предприятия на Урале [1, 2]. Проведен ряд попыток параллельно с ОмГТУ разрабатывать данное направление [3, 4], что говорит об актуальности



Рис. 1. Общий вид стенда испытаний с повышенной температурой на всасывании
Fig. 1. General view of the test bench with elevated suction temperature

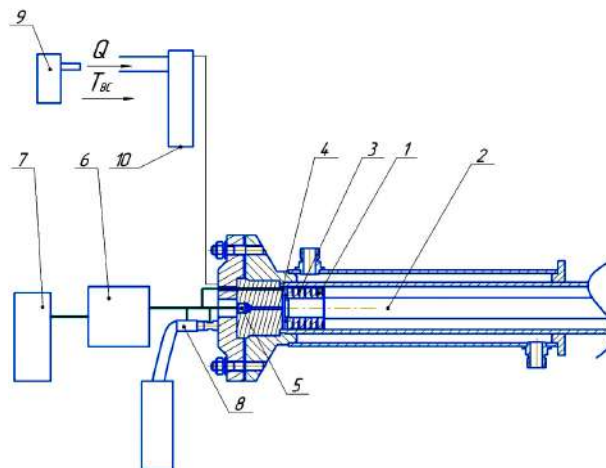


Рис. 2. Схема стенда испытаний с повышенной температурой на всасывании
Fig. 2. Schematic diagram of the test bench with elevated suction temperature

проводимых исследований и перспективы предложенной схемы.

В настоящее время проведено большое количество экспериментальных исследований рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессоров, позволивших адаптировать и усовершенствовать основные узлы и системы поршневых машин (клапаны, цилиндропоршневые уплотнения, система охлаждения) к новым режимам работы. Основной проблемой, которая ставилась перед разрабатываемой машиной, — повышение ресурса и обеспечение высокой технологичности и энергоэффективности бессмазочных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления для условий длительной автономной эксплуатации. Указанная проблема была решена за счёт обеспечения пониженной скорости движения поршня и, как следствие, пониженных скоростей посадки запорного органа клапан на седло. Была показана возможность расширения диапазона отношений давлений в одной ступени, в десятки раз превосходящее существующие показатели аналогов [5, 6]. Это позволило показать конкурентное преимущество созданных тихоходных компрессоров с повышенным отношением давлений в одной ступени и интенсивным внешним охлаждением перед мембранными и многоступенчатыми поршневыми компрессорами.

Мембранные компрессоры изначально являлись аналогами тихоходных машин за счёт схожих принципов получения высоких давлений — развитая поверхность теплообмена и пониженная частота вращения коленчатого вала. Однако такие конструкции весьма массивны, а созданные тихоходные машины в разы позволяют снизить массогабаритные параметры. Что касается многоступенчатых поршневых компрессоров, то преимуществом тихоходных компрессоров является упрощение конструкции, исключение межступенчатых коммуникаций и теплообменников. Данные преимущества особенно в стеснённых условиях играют ключевую роль.

Немаловажным стало повышение технологичности конструкции. Все детали тихоходного компрессора являются телами вращения, сам цилиндр может быть изготовлен из готовых трубных профилей.

Выявленные уникальные особенности рабочих процессов поршневых тихоходных длинноходовых

компрессоров позволили предположить, что при температуре в стандартной точке всасывания, превышающей температуру окружающей среды, при всасывании возможно снижение температуры газа в полости цилиндра [7, 8]. Кроме этого, было высказано теоретическое предположение о возможности конденсации хладагента в рабочей полости цилиндра на режимах, характерных для холодильных поршневых тихоходных длинноходовых компрессоров [9–11]. Однако экспериментального подтверждения эти гипотезы до последнего времени не находили.

Представленные идеи расширили возможные сферы применения тихоходных компрессоров и создали два новых направления исследования с последующей возможной реализацией в производстве — холодильная техника и мобильные транспортные системы.

Таким образом, целью статьи является экспериментальное подтверждение приведённых выше теоретических предположений.

Методика эксперимента и результаты

В проведённых экспериментальных исследованиях использован стенд, созданный на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, и ступени с отношением хода поршня к диаметру цилиндра более 10 и интенсивным внешним охлаждением.

На рис. 1, 2 представлена схема и фотография экспериментальной установки для исследования рабочих процессов тихоходного компрессора с повышенной температурой в стандартной точке всасывания.

Основные элементы стенда: гидравлический привод, в составе которого насосный агрегат, бак хранения масла, фильтр, дроссель, гидрораспределитель и приводной гидроцилиндр. Гидрораспределитель обеспечивает попеременную подачу жидкости в полости гидроцилиндра. Приводной гидроцилиндр обеспечивает поступательное движение поршня испытуемого компрессора за счёт жёсткой связи. Дроссель позволяет за счёт объема подаваемой жидкости регулировать скорость движения штока гидроцилиндра, обеспечивая требуемое время цикла компрессора. Все элементы расположены на сварной раме.

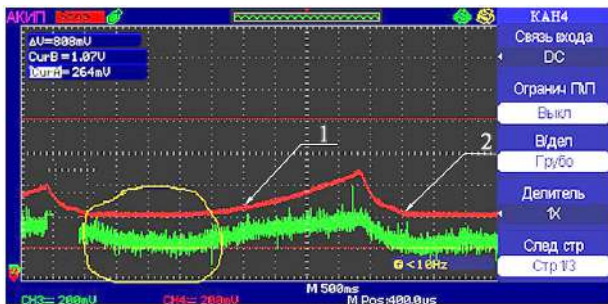


Рис. 3. Данные рабочего процесса
 Fig. 3. Workflow data

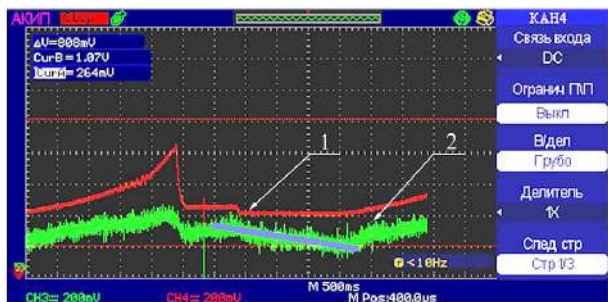


Рис. 4. Данные рабочего процесса
 Fig. 4. Workflow data

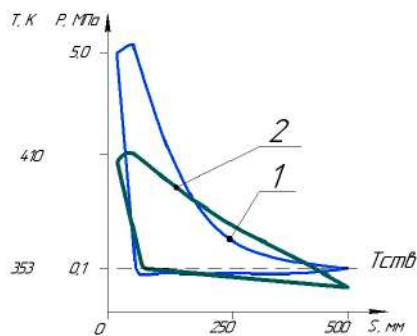


Рис. 5. Совмещённые свернутые температурная и индикаторная диаграммы:
 1 — диаграмма давления;
 2 — температурная диаграмма
 Fig. 5. Combined folded temperature and indicator diagrams:
 1 — pressure diagram;
 2 — temperature diagram

Особенностью работы данного стенда является наличие ёмкости 10 на всасывании, где воздух перед поступлением в компрессор подогревается промышленным феном 9. В тихоходном компрессоре шток 2 с поршнем 1 движется поступательно, при этом уплотнение между поршнем и цилиндром обеспечивает пакет манжет 3. Параметры газа в рабочей камере фиксируются датчиком температуры 4 и датчиком давления 5, данные поступают через систему сбора данных (усилитель сигнала 6 на осциллограф 7). Для определения расхода применяется расходомер 8.

Результаты эксперимента представлены на рис. 3, 4.

На представленных диаграммах линия 1 показывает изменение давления в рабочей камере, линия



Рис. 6. Общий вид стенда испытаний тихоходного компрессора с двухфазным рабочим телом
 Fig. 6. General view of the test bench for a low-speed compressor with a two-phase working fluid

2 показывает изменение температуры газа в камере сжатия. В процессе проведения эксперимента на всасывании газ подавался с повышенной температурой относительно температуры окружающего воздуха. Было зафиксировано снижение температуры газа в процессе всасывания (выделенная область на рис. 3 и линия снижения температуры на рис. 4).

При работе с повышенными температурами в стандартной точке всасывания процесс всасывания проходит с охлаждением газа, а не с подогревом. Фактически при рассматриваемых режимах процесс всасывания заменяет теплообменник, который в классических схемах устанавливается перед входом в дожимную ступень компрессора. Более наглядно совмещённые свернутые диаграммы температуры и давления в рабочей камере изображены на рис. 5.

Видно, что при протекании процесса всасывания происходит снижение температуры рабочего тела в камере сжатия. При температуре +80 °С в стандартной точке всасывания температура в начале процесса сжатия может достигать +65 °С. Таким образом, в процессе всасывания газ охлаждается не менее чем на 10...15 °С.

Полученный результат говорит о возможности работы тихоходного компрессора как при повышенных температурах окружающей среды, так и при подаче газа в компрессор с недоохлаждением. Такая ситуация возможна при работе теплообменного оборудования на нерасчётных режимах, связанных с загрязнением поверхности теплообмена или другими факторами. Часто такие варианты работы возможны на мобильных станциях, работающих в полевых условиях.

Для визуализации рабочих процессов тихоходных компрессоров при работе на хладагентах был создан новый стенд с «прозрачной» рабочей камерой, позволяющий проводить фото- и видеофиксацию процессов в рабочей камере.

На рис. 6, 7 представлена схема и фотография экспериментальной установки для исследования рабочих процессов тихоходного компрессора с двухфазным рабочим телом. В состав стенда входит гидравлический привод (состав описан ранее) и ступень компрессора. В данном случае гидропривод находится на отдельной раме, а ступень с гидроцилиндром вынесена на верстак.

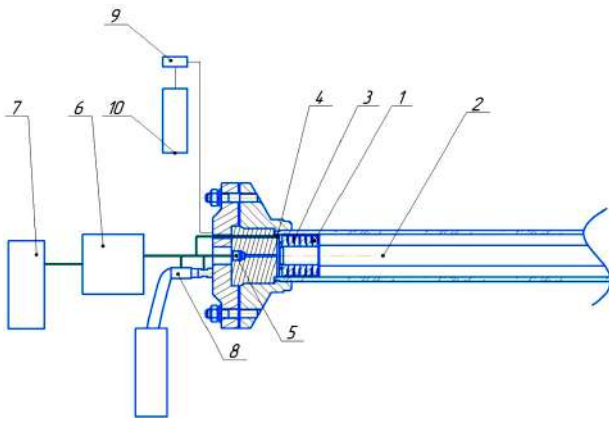


Рис. 7. Схема стенда испытаний тихоходного компрессора с двухфазным рабочим телом
 Fig. 7. Scheme of the test bench for a low-speed compressor with a two-phase working fluid

Особенностью работы данного стенда является подача хладагента R134a из баллона 10 через редуктор давления 9 на всасывание. В тихоходном компрессоре шток 2 с поршнем 1 движутся поступательно, при этом уплотнение между поршнем и цилиндром обеспечивает пакет манжет 3. Параметры газа в рабочей камере фиксируются датчиком температуры 4 и датчиком давления 5, данные поступают через систему сбора данных (усилитель сигнала 6 на осциллограф 7). Для определения расхода применяется расходомер 8. Для визуализации процессов в рабочей камере цилиндр выполнен из прозрачного оргстекла.

Результаты в виде фотографий, отражающих последовательно процесс сжатия, представлены на рис. 8. Видно, что в процессе нагнетания образуется пар и конденсат на стенках камеры.

Представленные фотографий рабочего процесса рассматриваемой ступени демонстрируют, что частичная конденсация хладагента в данном случае имела место лишь в конце процесса сжатия и в процессе нагнетания. Представленные данные подтвердили возможность конденсации рабочих тел в камере сжатия тихоходного поршневого компрессора, что может быть использовано, как показано в работах [12, 13], для совершенствования малых холодильных машин. Основным преимуществом использования тихоходного поршневого компрессора в составе холодильной машины является возможность получения жидкой фазы в рабочей камере компрессора и направление её без конденсатора непосредственно в расширительное устройство.

Была рассчитана неопределённость основных параметров рабочего тела в камере сжатия. Неопределённость при получении давления [14–19]:

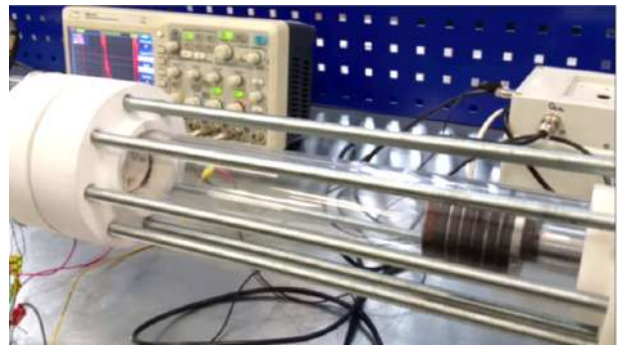
$$\Delta_{\Delta\Delta} = \sqrt{\Delta_A^2 + \Delta_{MH}^2 + \Delta_0^2} \quad (1)$$

где Δ_A — паспортная погрешность датчика давления, 1 %; Δ_{MH} — класс манометра, 1,5 %; Δ_0 — паспортная погрешность осциллографа, 3 %.

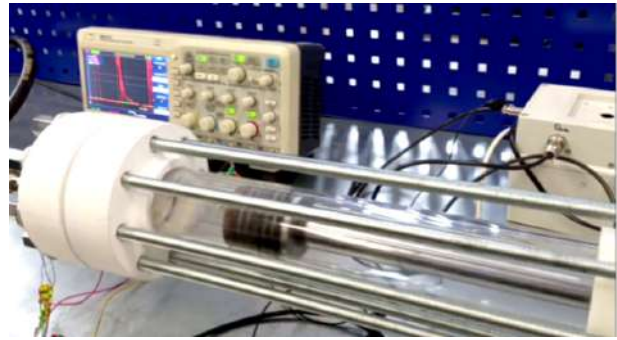
$$\Delta_{\Delta\Delta} = \sqrt{1^2 + 1,5^2 + 3^2} = 3,5 \%$$

Для датчика температуры неопределённость получена по аналогичному выражению

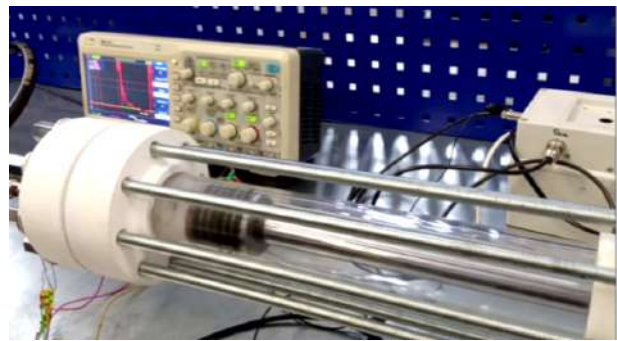
$$\Delta_T = \sqrt{\Delta_0^2 + \Delta_t^2 + \Delta_V^2 + \Delta_F^2}$$



а)



б)



в)



г)

Рис. 8. Визуализация появления жидкой фазы хладагента R134a при сжатии:
 а — начало сжатия; б — сжатие;
 в — нагнетание и конденсация хладагента;
 г — начало всасывания

Fig. 8. Visualization of liquid phase appearance of R134a refrigerant at compression: а — beginning of compression; б — compression; в — injection and condensation of refrigerant; г — beginning of suction

где Δ_t — погрешность термометра, 0,1 %; Δ_V — погрешность вольтметра, 0,3 %; Δ_F — погрешность расчёта по полученной интерполированной формуле, учитывающей нелинейную зависимость напряжения от температуры, 1,5 %.

Таким образом, погрешность измерения мгновенной температуры воздуха в рабочей камере экспериментальной ступени с электромеханическим приводом составит

$$\delta_T = \sqrt{3^2 + 0,1^2 + 0,3^2 + 1,5^2} = 3,37 \text{ \%}.$$

Проведённые экспериментальные исследования подтвердили возможность реализации не типичных для поршневых компрессоров процессов в общем случае.

Выводы и заключение

Совершенствование узлов и систем тихоходных поршневых компрессоров позволило решить основную проблему, которая, как казалось, является исчерпывающей — создание долговечных поршневых компрессоров с повышенным отношением давлений в одной ступени сжатия.

Однако проводимые до настоящего времени исследования позволили предположить значительное расширение областей применения тихоходных компрессоров, например, в холодильной технике и мобильных установках.

Настоящие экспериментальные исследования позволили подтвердить предполагаемые результаты и показали, что работа тихоходного компрессора может выходить за рамки современного представления о работе поршневых машин. В каждом конкретном случае требуется отдельный подход, а также создание математических моделей, описывающих работу тихоходного компрессора для обеспечения точного прогнозирования результатов.

Ведутся работы по верификации полученных данных и созданию моделей, возможно, и единого программного продукта для описания работы тихоходного компрессора во всех исследуемых в настоящее время направлениях.

Благодарности / Acknowledgements

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-20010.

The study was carried out at the expense of the grant of the Russian Science Foundation No. 24-29-20010.

Список источников / References

1. Прилуцкий И. К., Наумчик И. В. Помощник М. В. [и др.]. Прогноз текущих и интегральных параметров ступени компрессора с линейным приводом при переменном ходе поршня и постоянной теоретической производительности // Компрессорная техника и пневматика. 2023. № 3. С. 6–12. EDN: BLKPZQ.

Prilutsky I. K., Naumchik I. V., Pomoshchnik M. V. [et al.]. Prognoz tekushchikh i integral'nykh parametrov stupeni kompressora s lineynym privodom pri peremennom khode porshnya i postoyannoy teoreticheskoy proizvoditel'nosti [Forecast of current and integral parameters of a compressor stage with a linear drive with a variable piston stroke and constant theoretical performance]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2023. No. 3. P. 6–12. EDN: BLKPZQ. (In Russ.).

2. 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.

Prilutsky I. K., Molodova Yu. I., Galyaev 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 Mezhdunarodnoi Akademii Kholoda*. 2017. No. 4. P. 30–40. DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40. EDN: YOOIAP. (In Russ.).

3. Садвакасов Д. Х., Чернов Г. И., Евдокимов В. С., Райковский Н. А. Анализ влияния скорости поршня на работу холодильного компрессора, работающего в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 4. С. 26–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-4-26-31. EDN: MDPDPP.

Sadvakasov D. Kh., Chernov G. I., Evdokimov V. S., Raikovskiy N. A. Analiz vliyaniya skorosti porshnya na rabotu kholodil'nogo kompressora, rabotayushchego v oblasti vlazhnogo para [The analysis of the effect of piston speed on the operation of a refrigeration compressor operating in the area of wet steam]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 4. P. 26–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-4-26-31. EDN: MDPDPP. (In Russ.).

4. Садвакасов Д. Х., Райковский Н. А., Чернов Г. И., Евдокимов В. С. Разработка упрощенной математической модели рабочих процессов тихоходного поршневого компрессора в области влажного пара для холодильных установок // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2024. № 3 (150). С. 118–135. EDN: ALNETV.

Sadvakasov D. Kh., Raykovskiy N. A., Chernov G. I., Evdokimov V. S. Razrabotka uproshchennoy matematicheskoy modeli rabochikh protsessov tikhokhodnogo porshnevoogo kompressora v oblasti vlazhnogo para dlya kholodil'nykh ustanovok [Development of the working process simplified mathematical model of the wet steam low-speed piston compressor for the refrigeration units]. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N. E. Baumana. Seriya Mashinostroyeniye. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2024. No. 3 (150). P. 118–135. EDN: ALNETV. (In Russ.).

5. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшумных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2023. 325 с. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (дата обращения: 15.02.2025).

Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevnykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-speed long-stroke stages]. *Omsk*, 2023. 325 p. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (accessed: 15.02.2025). (In Russ.).

6. Бусаров С. С., Юша В. Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. EDN: YRNOVN.

Busarov S. S., Yusha V. L. Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and highpressurebased on unified low-speed long-stroke stages]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science*

and Technology. Vol. 24, no. 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. EDN: YRNOVN. (In Russ.).

7. Юша В. Л., Бусаров С. С. Теоретический анализ температурных режимов длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра и повышенной температуре газа в стандартной точке всасывания // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2025. № 4. С. 76–90. EDN: VCHJVU.

Yusha V. L., Busarov S. S. Teoreticheskiy analiz temperaturnykh rezhimov dlinnokhodovoy tikhokhodnoy porshnevoy kompressornoy stupeni pri intensivnom vneshnem okhlazhdenii tsilindra i povyshennoy temperature gaza v standartnoy toчке vsasyvaniya [Theoretical analysis of the temperature conditions for a long-stroke low-speed piston compressor stage under the intensive external cylinder cooling and increased gas temperature at the standard suction point]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2025. No. 4. P. 76–90. EDN: VCHJVU. (In Russ.).

8. 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. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-29-38. EDN: XKTMJH.

Yusha V. L., Busarov S. S. Osobennosti rabochikh rezhimov dozhimnykh porshnevyykh kompressorov na baze tikhokhodnoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni v sostave mobil'nykh kompressornykh stantsiy [Peculiarities of operating modes of booster piston compressors based on a low-speed long-stroke compressor stage in mobile compressor stations]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-29-38. EDN: XKTMJH. (In Russ.).

9. Юша В. Л., Бусаров С. С., Сухов Е. В. Оценка эффективности парокompрессионных холодильных машинах с квазиизотермическим сжатием природных хладагентов // Казахстан-холод 2018: сб. докл. VIII Междунар. науч.-техн. конф. Алматы: Изд-во АТУ, 2018. С. 210–215.

Yusha V. L., Busarov S. S., Sukhov Ye. V. Otsenka effektivnosti parokompresionnykh kholodil'nykh mashin s kvaziizotermicheskim szhatiyem prirodnykh khladagentov [Evaluation of the effectiveness of steam compression refrigeration machines with quasi-isothermal compression of natural refrigerants]. *Kazakhstan-kholod*. 2018. Almaty, 2018. P. 210–215. (In Russ.).

10. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The efficiency theoretical analysis of the ammonia refrigeration cycle based on the compression in the wet vapor region. *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565.

11. Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. Влияние компоновки системы газораспределения на герметичность тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней низкого, среднего и высокого давления // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024. № 11. С. 89–100. EDN: KWIWNV.

Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanuy A.V. Vliyaniye komponovki sistemy gazoraspredeleniya na germetichnost' tikhokhodnykh dlinnokhodovykh porshnevyykh kompressornykh stupeney nizkogo, srednego i vysokogo davleniya [Gas distribution system layout effecting tightness of the long-stroke low-speed piston compressor stages at low, medium and high pressures]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2024. No. 11. P. 89–100. EDN: KWIWNV. (In Russ.).

12. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Обоснование возможности конденсации газов в бесшмазочных тихоходных холодильных компрессорах // Холодильная

техника. 2023. Т. 112. № 1. С. 21–27. DOI: 10.17816/RF513731. EDN: NZHAGI.

Busarov S. S., Nedovenchanny A. V., Kapelyukhovskaya A. A. Obosnovaniye vozmozhnosti kondensatsii gazov v bessmazochnykh tikhokhodnykh kholodil'nykh kompressorakh [Substantiation of the possibility of gas condensation in low-speed oil-free refrigerating compressors]. *Kholodil'naya tekhnika. Refrigerating Equipment*. 2023. Vol. 112, no. 1. P. 21–27. DOI: 10.17816/RF513731. EDN: NZHAGI. (In Russ.).

13. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Моделирование рабочих процессов в тихоходных поршневых компрессорах компактных холодильных установок // Вестник Международной академии холода. 2023. № 4. С. 22–27. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-22-27. EDN: TRFHUJ.

Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kapelukhovskaya A. A. Modelirovaniye rabochikh protsessov v tikhokhodnykh porshnevyykh kompressorakh kompaktnykh kholodil'nykh ustanovok [Modeling of working processes in low-speed reciprocating compressors of compact refrigeration units]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No. 4. P. 22–27. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-22-27. EDN: TRFHUJ. (In Russ.).

14. Гетманов В. Г. Метрология, стандартизация, сертификация для систем пищевой промышленности. Москва: ДеЛи принт, 2006. 181 с. ISBN 5-94343-124-1.

Getmanov V. G. Metrologiya, standartizatsiya, sertifikatsiya dlya system pishchevoy promyshlennosti [Metrology, standardisation, certification for food industry systems]. Moscow, 2006. 181 p. ISBN 5-94343-124-1. (In Russ.).

15. Зайдель А. Н. Погрешности измерения физических величин / под ред. Ж. И. Алферова. Ленинград: Наука, 1985. 112 с.

Zaydel' A. N. Pogreshnosti izmereniya fizicheskikh velichin [Errors in measuring physical quantities] / Ed. by Zh. I. Alferova. Leningrad, 1985. 112 p. (In Russ.).

16. Грановский В. С., Сирая Т. Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Ленинград: Энергоатомиздат, 1990. 288 с.

Granovskiy V. S., Siraya T. N. Metody obrabotki eksperimental'nykh dannykh pri izmereniyakh [Methods for processing experimental data in measurements]. Leningrad, 1990. 288 p. (In Russ.).

17. Bland M. J., Altman D. G. Statistics Notes: Measurement error. *BMJ*. Vol. 313. P. 744. DOI: 10.1136/bmj.313.7059.744.

18. Cochran W. G. Errors of Measurement in Statistics. *Technometrics*. Vol. 10, no. 4. 1968. P. 637–66. DOI: 10.2307/1267450. URL: <http://www.jstor.org/stable/1267450> (accessed: 10.02.2025).

19. Krstev I., Helwig A., Müller G. Detection of random vapour concentrations using an integrating diamond gas sensor. *Sensors and Actuators B Chemical*. 2014. Vol. 195. P. 603. DOI: 10.1016/j.snb.2014.01.093.

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

НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Адрес для переписки: lonewolf_rus88@mail.ru

КОБЫЛЬСКИЙ Роман Эдуардович, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 3985-1096

AuthorID (SCOPUS): 57220077521

БУСАРОВ Игорь Сергеевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5775-5330

AuthorID (SCOPUS): 57191038188

Адрес для переписки: habr86@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 31.03.2025; одобрена после рецензирования 18.05.2025; принята к публикации 30.05.2025.

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

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

NEDOVENCHANY Aleksey Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Correspondence address: lonewolf_rus88@mail.ru

KOBYLSKIY Roman Eduardovich, Assistant of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 3985-1096

AuthorID (SCOPUS): 57220077521

BUSAROV Igor Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN code: 5775-5330

AuthorID (SCOPUS): 57191038188

Correspondence address: habr86@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 31.03.2025; approved after reviewing 18.05.2025; accepted for publication 30.05.2025.

ПОЛУЧЕНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ВОДОРОДСОДЕРЖАЩЕГО ГАЗА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ФАКТИЧЕСКИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ

А. Д. Ваняшов¹, Д. В. Бычков², А. В. Беликов²

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

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

Выполнен анализ фактических эксплуатационных режимов работы центробежного компрессора, обеспечивающего циркуляцию водородсодержащего газа в реакторном блоке каталитической изомеризации метаксилола и этилбензола в ортоксилолы и параксилолы. Технологический процесс, а также состояние и свойства катализатора в реакторном блоке определяют концентрацию водорода и молекулярный вес газовой смеси, что, соответственно, приводит к необходимости регулирования режимов работы центробежного компрессора дросселированием на всасывании. Уточнена методика расчета газодинамических характеристик компрессора при регулировании дросселированием на всасывании с учетом особенностей работы в циркуляционном режиме, а именно изменения давления перед дроссельным устройством. Установлено, что при регулировании дросселированием на всасывании циркуляционного центробежного компрессора происходит изменение функции отношения давлений от объемной производительности. Установлено, что фактическая граница помпажа смещена относительно теоретической влево, в зону нисходящей части напорной характеристики.

Ключевые слова: центробежный компрессор, газодинамические характеристики, дросселирование на всасывании, водородсодержащий газ, граница помпажа, эксплуатационные режимы, рабочие точки.

Для цитирования: Ваняшов А. Д., Бычков Д. В., Беликов А. В. Получение газодинамических характеристик циркуляционного центробежного компрессора водородсодержащего газа на основе анализа фактических эксплуатационных режимов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 33–40. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-33-40. EDN: NISWJO.



© Ваняшов А. Д., Бычков Д. В., Беликов А. В., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

OBTAINING GAS DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE CIRCULATION CENTRIFUGAL COMPRESSOR OF HYDROGEN-CONTAINING GAS BASED ON THE ANALYSIS OF ACTUAL OPERATING MODES

A. D. Vanyashov¹, D. V. Bychkov², A. V. Belikov²

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

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

The analysis of actual operating modes of a centrifugal compressor providing circulation of hydrogen-containing gas in a reactor block of catalytic isomerization of metaxylene and ethylbenzene into orthoxylenes and paraxylenes has been performed. The technological process, as well as the state and properties of the catalyst in the reactor block determine the concentration of hydrogen and the molecular weight of the gas mixture, which, accordingly, leads to the need to regulate the operating modes of the centrifugal compressor by throttling at the suction. The calculation method of the gas-dynamic characteristics of the compressor when regulating by throttling at the suction has been clarified, taking into account the features of operation in the circulation mode, namely, the change in pressure before the throttling device. It has been established that when regulating by throttling at the suction of a circulation centrifugal compressor, the function of the pressure ratio on the volumetric productivity changes. It is established that the actual

surge limit is shifted relative to the theoretical limit to the left, into the zone of the descending part of the pressure characteristic.

Keywords: centrifugal compressor, gas-dynamic characteristics, suction throttling, a hydrogen-containing gas, surge boundary, operating modes, operating points.

For citation: Vanyashov A. D., Bychkov D. V., Belikov A. V. Obtaining gas dynamic characteristics of the circulation centrifugal compressor of hydrogen-containing gas based on the analysis of actual operating modes. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 33–40. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-33-40. EDN: NISWJO.



© Vanyashov A. D., Bychkov D. V., Belikov A. V., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Актуальность и предмет исследования

Газодинамические характеристики (ГДХ) центробежных компрессоров (ЦК), представляющие зависимости энергетических параметров от расходных, являются необходимым инструментом для анализа возможных режимов работы агрегата с целью обеспечения какого-либо технологического процесса.

Размерные ГДХ ЦК обычно представляются в одном из двух видов: при постоянном начальном давлении на входе $P_n = \text{const}$; при постоянном конечном давлении на выходе $P_k = \text{const}$. Также задается начальная температура T_n и состав сжимаемого газа, который характеризуется газовой постоянной R , Дж/(кг·К) и показателем изэнтропы k .

Известно, что методы регулирования режимов работы ЦК, реализуемые с целью обеспечения требуемых технологических процессов, принято делить на группы [1]:

- 1) изменение характеристик компрессора;
- 2) изменение характеристик сети.

К первой группе относятся такие способы, как изменение частоты вращения ротора и изменение угла закрутки потока перед рабочими колесами входным направляющим аппаратом. Ко второй группе относятся такие способы, как дросселирование на всасывании и нагнетании, а также байпасирование.

Способы регулирования режимов работы ЦК второй группы являются неэффективными. Байпасирование используется как кратковременный режим в системах антипомпажной защиты, а также как длительный режим при наличии на байпасной линии газоохладителя. Дросселирование на нагнетании обычно используется как способ получения ГДХ ЦК при его испытаниях, а также иногда при эксплуатации для поддержания нужного технологического процесса.

При конструктивной и технологической схожести способов дросселирования на нагнетании и всасывании последний представляет собой более сложный процесс, связанный с изменением параметров газа на всасывании в ЦК и их влиянием на ГДХ.

Предметом исследования в данной работе является способ регулирования дросселированием на всасывании. Следует отметить, что проведенный анализ отечественных и зарубежных публикаций на тему исследований работы ЦК на режимах регулирования дросселированием на всасывании показал полное отсутствие работ по данному направлению за последние 20 лет. Практически единственными работами, где описан механизм изменения ГДХ ЦК при этом способе регули-

рования, являются работы Г. Н. Дена, В. Ф. Риса и Ф. М. Чистякова [1–3]. В то же время данный способ регулирования достаточно часто применяется на различных технологических объектах газоперерабатывающих, нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий, несмотря на развитие других способов регулирования, в том числе контроля положения рабочей точки, систем контроля и защиты от помпажа [4–11].

Известно [1–3], что при дросселировании на всасывании происходит изменение размерных ГДХ ЦК, например зависимости конечного давления от массовой производительности $P_k = f(G)$. При этом безразмерные параметры, например зависимости отношения давлений и КПД от объемной производительности $\varepsilon_k = f(Q)$, $\eta_n = f(Q)$, остаются неизменными [1–3]. Поэтому не очевидно относить данный способ регулирования в полной мере ко второй группе.

Графические материалы, описывающие механизм процесса дросселирования на всасывании, показаны на рис. 1.

Дроссельная заслонка или клапан, расположенный во всасывающей трубке компрессора (рис. 1а) и перемещаемый в различные положения на угол α , вызывает снижение давления и плотности газа на всасывании в компрессор по сравнению с полностью открытым дросселем ($P'_n < P_n$ и $\rho'_n < \rho_n$). Изменение начального давления при различных положениях дросселя показано на рис. 1б.

Начальное давление за дросселем может быть определено выражением:

$$P'_n = P_n \left(1 - 0,5 \cdot \zeta_{ai} \cdot Q^2 / (R \cdot T_n \cdot F_n^2) \right), \quad (1)$$

где ζ_{ai} — коэффициент сопротивления дросселя, зависящий от угла поворота α регулирующего элемента или степени закрытия (%) дросселя; F_n — площадь сечения всасывающего трубопровода, где установлен дроссель, м²; Q — объемная производительность, м³/с; $P'_n < P_n$ — соответственно давление газа после и до дросселя; T_n — температура газа до дросселя, К; R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К).

В безразмерном виде соотношение между давлениями до и после дросселя получено из (1):

$$\frac{P'_n}{P_n} = 1 - 0,5 \cdot \zeta_{ai} \frac{Q^2}{F_n^2 R \cdot T_n}. \quad (2)$$

Принято считать [1–3], что процесс дросселирования является изоэнтальпийным, поэтому для иде-

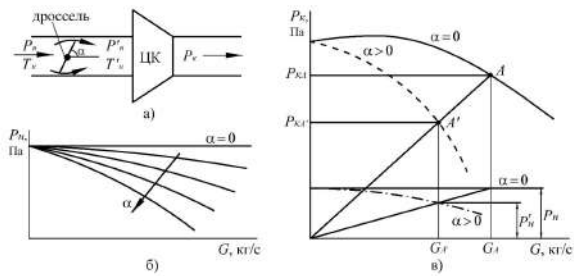


Рис. 1. Дросселирование на всасывании: а) схема; б) характеристика дроссельного устройства; в) изменение режима работы: точка А — исходный режим ($\alpha = 0$); точка А' — требуемый режим ($\alpha > 0$); — — — — открытый дроссель; — — — — закрытый частично дроссель

Fig. 1. Suction throttling: а) scheme; б) throttle device characteristic; в) change of operating mode: point А — initial mode ($\alpha = 0$); point А' — required mode ($\alpha > 0$); — — — — open throttle; — — — — partially closed throttle

ального газа температура газа при тчении через дроссель не меняется ($T'_n = T_n$).

Из уравнений состояния в случае открытой заслонки $P_n = \rho_n \cdot R \cdot T_n$ и прикрытой заслонки $P'_n = \rho'_n \cdot R \cdot T'_n$ следует соотношение:

$$P'_n/P_n = \rho'_n/\rho_n.$$

Учитывая, что окружная скорость не меняется $U'_2 = U_2$ (при неизменном числе оборотов, $n_{об} = idem$), будет выполняться условие динамического подобия по условным числам Маха $M'_{U2} = M_{U2}$:

$$\frac{U'_2}{\sqrt{k'R'T'_n}} = \frac{U_2}{\sqrt{kRT_n}}.$$

Для соблюдения условия кинематического подобия, т.е. равенства коэффициентов расхода $\phi'_2 = \phi_2$, должно выполняться равенство $Q' = Q$, т.е. объемная производительность по условиям всасывания, определяемая размерами рабочего колеса и числом оборотов, остается постоянной.

При этом массовая производительность изменится

$$G' = G \cdot (\rho'_n/\rho_n) = G \cdot (P'_n/P_n). \quad (3)$$

Для подобных режимов соблюдается равенство всех безразмерных параметров, в том числе и отношения давлений сжатия при открытом и прикрытом дросселе равны:

$$\varepsilon_k = \varepsilon'_k = \frac{P_k}{P_n} = \frac{P'_k}{P'_n}. \quad (4)$$

Из условия (4) очевидно, что $P'_k/P_k = P'_n/P_n$. С учетом (1) следует, что на рис. 1в исходная точка А и точка А', определяющая режим работы после прикрытия дросселя, лежат на одной прямой, выходящей из начала координат.

Таким образом, поскольку режимы работы при полностью открытом и частично закрытом дросселе являются подобными, то безразмерные ГДХ ЦК останутся неизменными, однако размерные характеристики изменятся вследствие изменения начальных параметров газа (P'_n, ρ'_n).

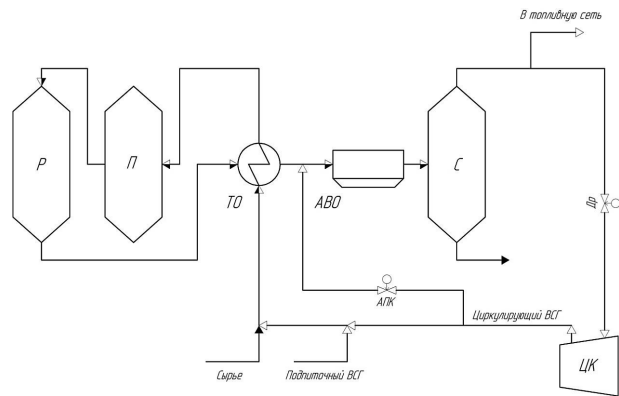


Рис. 2. Упрощенная технологическая схема реакторного блока каталитической изомеризации метаксилола и этилбензола в ортоксилолы и параксилолы: ЦК — центробежный компрессор; Р — реактор; П — печь; ТО — теплообменник; АВО — аппарат воздушного охлаждения; С — сепаратор; АПК — антипомпажный клапан; Др — дроссель

Fig. 2. Simplified flow chart of the reactor block for catalytic isomerization of metaxylene and ethylbenzene into orthoxylenes and paraxylenes: ЦК — centrifugal compressor; Р — reactor; П — furnace; ТО — heat exchanger; АВО — air cooler; С — separator; АПК — anti-surge valve; Др — throttle

Объект исследования

Объектом исследования является циркуляционный двухступенчатый центробежный компрессор водородсодержащего газа (ВСГ) с частотой вращения ротора 10 250 об/мин и приводом от электродвигателя через мультипликатор. В компрессорной установке предусмотрено регулирование дросселированием на всасывании.

Технологический процесс, а также состояние и свойства катализатора в реакторном блоке определяют концентрацию водорода и молекулярный вес газовой смеси, что, соответственно, приводит к необходимости регулирования режимов работы центробежного компрессора дросселированием на всасывании.

Упрощенная технологическая схема реакторного блока каталитической изомеризации метаксилола и этилбензола в ортоксилолы и параксилолы приведена на рис. 2. Циркулирующий ВСГ, который подается циркуляционным ЦК, смешивается с сырьем. Далее газосырьевая смесь нагревается в теплообменнике и печи, а затем поступает в реактор, где осуществляется процесс изомеризации. На выходе из реактора газопродуктовая смесь последовательно охлаждается в теплообменнике и аппарате воздушного охлаждения, после чего в сепараторе происходит разделение на жидкую и газообразную фазу, которая затем поступает на всасывание в ЦК. Давление в реакторном блоке регулируется за счет отвода части газовой смеси в топливную сеть, а концентрация водорода в циркулирующем ВСГ обеспечивается постоянной подпиткой свежим ВСГ.

Результаты исследования

Известные из классической литературы [1–3] методы теоретического получения ГДХ ЦК на режимах регулирования дросселированием на всасывании, а также исследования [5], опирающиеся на экспериментальные методы их получения, основаны на том, что начальное давление, соответствующее полностью открытому положению дросселя,

сохраняет свое значение при любой степени открытия дросселя α_i в сечении перед ним, т.е. выполняется условие $P_n = \text{const}$ при $P'_n = f(\alpha_i) = \text{var}$, при этом $\epsilon_k = f(Q; \alpha_i) = \text{const}$.

Особенностью рассматриваемой задачи является специфика работы циркуляционного ЦК, которая проявляется в существенной зависимости начального давления (на входе в ЦК) от конечного давления (на выходе из ЦК), что обусловлено влиянием гидравлического сопротивления системы, включая дроссельное устройство, а также состоянием и свойствами катализатора в реакторном блоке, изменением состава сжимаемого ВСГ в определенных пределах.

В связи с этим получение реальной размерной ГДХ ЦК в условиях эксплуатации, особенно в условиях технологической вариативности, затруднительно.

Анализ фактических эксплуатационных рабочих режимов показал, что происходило изменение состава ВСГ в определенных пределах по молекулярной массе или по газовой постоянной R от 1900 до 900 Дж/(кг·К).

Колебания газовой постоянной R относительно среднего значения находились в диапазоне $\pm 35\%$. Причем наиболее существенное изменение газовой постоянной R от примерно 1100...1300 Дж/(кг·К) до 1600...1700 Дж/(кг·К) произошло в результате замены в реакторном блоке старого катализатора, который выработал свой ресурс, на новый, который отличается по своим физико-химическим свойствам. Чтобы обеспечить эффективное выполнение химической реакции в реакторном блоке с новым катализатором, потребовалось регулирование производительности ЦК, что реализовывалось изменением положения дросселя на всасывании ЦК.

Для того чтобы привести различные условия эксплуатации ЦК, которые отличаются начальными параметрами (давлением, температурой, составом сжимаемого газа), к единым условиям, использованы методы пересчета ГДХ ЦК [12–14] с учетом изменения сопротивления системы на всасывающей линии прикрытием дросселя по методам [1–3].

Результаты получения ГДХ ЦК расчетом по классическому методу [1–3], основные уравнения которого приведены выше, при разной степени открытия дросселя α_i для наиболее легкого состава сжимаемого газа ($R_{cp} = 1600$ Дж/(кг·К)) показаны на рис. 3, а на рис. 4 — с нанесенными фактическими эксплуатационными режимами, пересчитанными на те же условия.

Видно, что фактические режимы достаточно хорошо совпадают с графиком функции конечного давления $P_k = f(G; \alpha_i)$, а с графиком функции отношения давлений $\epsilon_k = f(G; \alpha_i)$ совпадают только для полностью открытого дросселя. При этом отчетливо видны группы точек эксплуатационных режимов, соответствующих определенному положению дросселя. Это означает, что $\epsilon_k = f(Q; \alpha_i) \neq \text{const}$, а это возможно только когда $P'_n \approx \text{const}$ при увеличении степени прикрытия дросселя α_i в диапазоне рассматриваемых режимов. Объясняется это особенностью работы циркуляционных ЦК, при которой закрытие дросселя на всасывании приводит к повышению давления до него, а значит, вычисление давления после него следует производить уже от другого значения P'_n , которое можно обозначить как P'_{n1} . Кроме того, снижение производительности ЦК за счет прикрытия дросселя влечет за собой снижение скорости газа в элементах системы

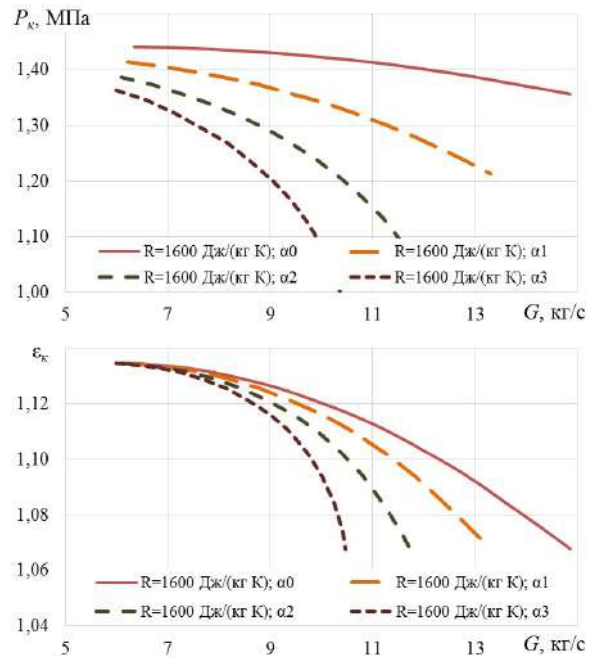


Рис. 3. ГДХ ЦК, полученные расчетом по классическому методу [1–3] при разной степени открытия дросселя α ($R = 1600$ Дж/(кг·К))

Fig. 3. Gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor obtained by calculation using the classical method [1–3] with different degrees of throttle opening α ($R = 1600$ J/(kg·K))

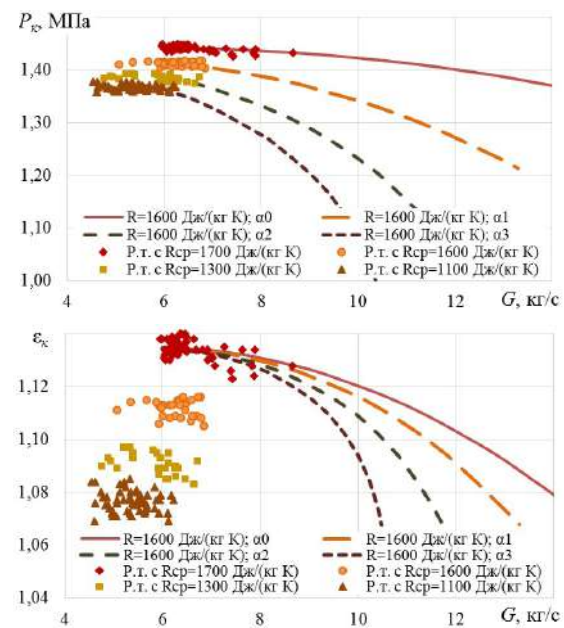


Рис. 4. ГДХ ЦК, полученные расчетом по классическому методу [1–3] при разной степени открытия дросселя α ($R = 1600$ Дж/(кг·К)) с фактическими эксплуатационными рабочими режимами, пересчитанными на те же условия

Fig. 4. Gas-dynamic characteristics of the centrifugal compressor obtained by calculation according to the classical method [1–3] with different degrees of α throttle opening ($R = 1600$ J/(kg·K)) with actual operating modes recalculated for the same conditions

циркуляционного контура, снижение его сопротивления и, соответственно, снижение давления нагнетания ЦК.

На рис. 5 нанесены фактические значения начального (на входе в ЦК) и конечного (на выходе

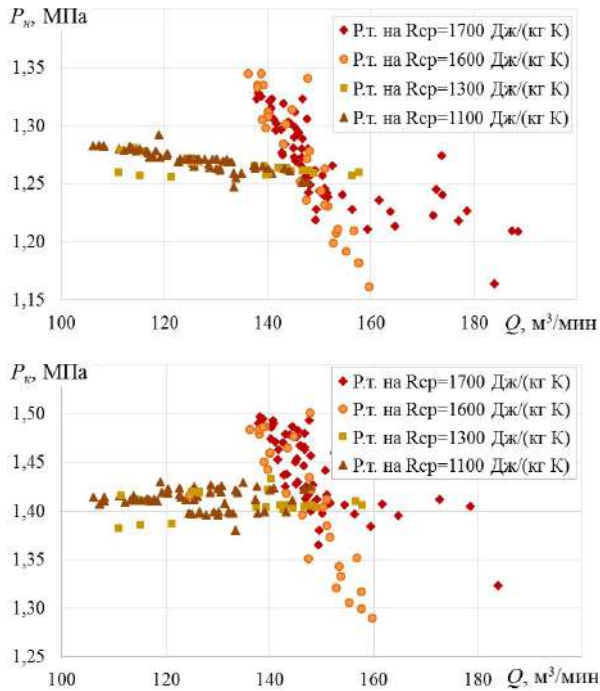


Рис. 5. Фактические зависимости начального P_n и конечного P_k давления от объемной производительности для различного состава ВСГ ($R = 1100; 1300; 1600; 1700$ Дж/(кг·К)) и степени открытия дросселя
Fig. 5. Actual dependence of initial P_n and final P_k pressure on volumetric capacity for different composition of hydrogen-containing gas ($R = 1100; 1300; 1600; 1700$ J/(kg·K)) and throttle opening degree

из ЦК) давления газа, соответствующие разным составам ВСГ и разной степени закрытия дросселя. Видно, что рабочие точки, характеризующие зависимость $P'_{nai} = f(Q)$ и соответствующие наибольшей степени закрытия дросселя, что имело место для наиболее тяжелого состава ВСГ ($R_{cp} = 1100$ и 1300 Дж/(кг·К)), подтверждают сказанное выше. Напротив, рабочие точки, соответствующие полностью открытому и минимально прикрытому дросселю, демонстрируют существенное снижение $P'_{nai} = f(Q)$.

С целью достоверного получения ГДХ на режимах регулирования дросселированием на всасывании циркуляционного ЦК предложена уточненная методика, которая основана на использовании из-

вестных значений давлений до (P_{nai}) и после (P'_{nai}) дросселя (на всасывании ЦК) в формуле (2).

Выполнив вычисления по формуле (2), получены значения коэффициентов сопротивления дросселя при разной степени его прикрытия.

Полученные зависимости $P'_{nai}/P_{nai} = f(Q; a_i)$ аппроксимированы и представлены в виде полинома 2-й степени

$$P'_{nai}/P_{nai} = 1 - a_i \cdot Q - b_i \cdot Q^2 \quad (5)$$

В качестве примера в табл. 1 представлены результаты расчета для двух условий приведения режимов работы и ГДХ ЦК: к наиболее легкому и к наиболее тяжелому составам ВСГ, в которых также приведены эмпирические коэффициенты a_i и b_i для зависимости (5). Рекомендованные эмпирические коэффициенты, приведенные в табл. 1 для уравнения (5), справедливы только для рассматриваемой системы. Для других объектов требуется их уточнение.

Результаты расчета ГДХ ЦК по уточненному методу с использованием зависимостей (2) и (5) для двух условий приведения, указанных в табл. 1, представлены соответственно на рис. 6 и 7.

По результатам видно, что полученные расчетные ГДХ на режимах регулирования достаточно хорошо совпадают с фактическими эксплуатационными режимами.

Установлено, что в случае регулирования дросселированием на всасывании циркуляционного ЦК происходит изменение (снижение) не только $P_k = f(Q)$, но и функции $\epsilon_x = f(Q)$, что, как было показано выше, объясняется ростом давления перед дросселем. Данное обстоятельство позволяет считать, что дросселирование на всасывании можно отнести также и к первой группе методов регулирования.

Следует иметь в виду, что полученные пересчетом зависимости с учетом регулирования дросселированием на всасывании являются справедливыми в случае, когда исходная характеристика (при $a_i = 0$ %) соответствует «паспортной» кривой. В случае изменения фактического состояния прочной части ЦК, т.е. износа (деградации), следует выполнить корректировку (адаптацию) ГДХ ЦК по результатам обработки эксплуатационных режимов [15].

Из анализа результатов, показанных на рис. 6 и 7, следует, что фактические рабочие режимы на-

Таблица 1. Результаты расчета режимов дросселирования на всасывании
Table 1. Results of calculation of throttling modes at suction

| Режим работы, соответствующий составу ВСГ | P_{nai} , МПа | % закрытия | $\zeta_{\text{вд}}$ | Эмпирические коэффициенты | |
|--|-----------------|------------|---------------------|---------------------------|---------------------|
| | | | | a_i | b_i |
| Приведение к наиболее легкому составу ВСГ $R_{cp} = 1600$ Дж/(кг·К) | | | | | |
| $R_{cp} = 1700$ Дж/(кг·К) | 1,27 | 0 | 0 | — | — |
| $R_{cp} = 1600$ Дж/(кг·К) | 1,296 | 15 | 25 | $3 \cdot 10^{-4}$ | $3 \cdot 10^{-3}$ |
| $R_{cp} = 1300$ Дж/(кг·К) | 1,322 | 45 | 50 | $3 \cdot 10^{-4}$ | $5,5 \cdot 10^{-3}$ |
| $R_{cp} = 1100$ Дж/(кг·К) | 1,34 | 65 | 70 | $3 \cdot 10^{-4}$ | $8 \cdot 10^{-3}$ |
| Приведение к наиболее тяжелому составу ВСГ $R_{cp} = 1100$ Дж/(кг·К) | | | | | |
| $R_{cp} = 1700$ Дж/(кг·К) | 1,27 | 0 | 0 | — | — |
| $R_{cp} = 1600$ Дж/(кг·К) | 1,305 | 25 | 35 | $3 \cdot 10^{-4}$ | $4 \cdot 10^{-3}$ |
| $R_{cp} = 1300$ Дж/(кг·К) | 1,342 | 65 | 70 | $3 \cdot 10^{-4}$ | $8,5 \cdot 10^{-3}$ |
| $R_{cp} = 1100$ Дж/(кг·К) | 1,37 | 90 | 95 | $3 \cdot 10^{-4}$ | $1,1 \cdot 10^{-2}$ |

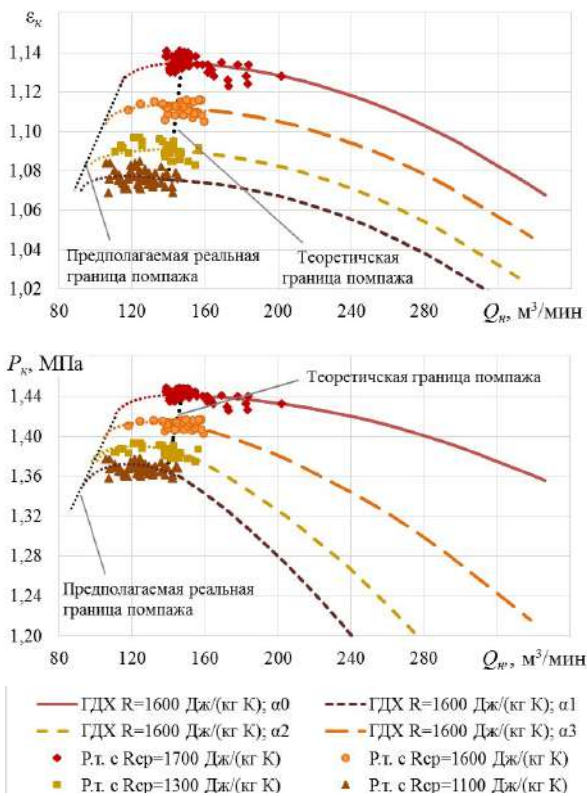


Рис. 6. Результаты пересчета ГДХ ЦК при разной степени открытия дросселя α по уточненному методу на более легкий состав ВСГ ($R = 1600$ Дж/(кг·К)) и фактические эксплуатационные рабочие режимы, пересчитанные на те же условия ($R = 1600$ Дж/(кг·К))
 Fig. 6. Results of recalculation of gas-dynamic characteristics at different degrees of throttle opening according to the updated method for lighter composition of hydrogen-containing gas ($R = 1600$ J/(kg·K)) and actual operating modes recalculated for the same conditions ($R = 1600$ J/(kg·K))

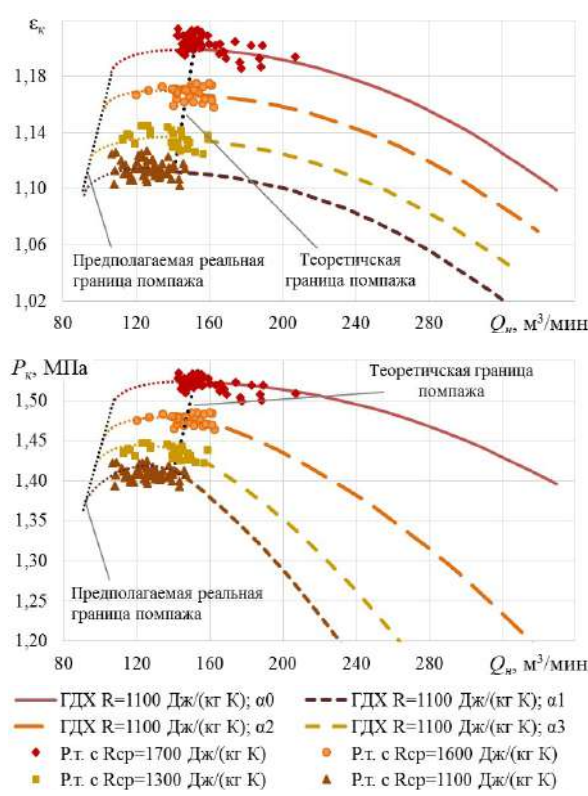


Рис. 7. Результаты пересчета ГДХ ЦК при разной степени открытия дросселя α по уточненному методу на более тяжелый состав ВСГ ($R = 1100$ Дж/(кг·К)) и фактические эксплуатационные рабочие режимы, пересчитанные на те же условия ($R = 1100$ Дж/(кг·К))
 Fig. 7. Results of recalculation of gas-dynamic characteristics at different degrees of throttle opening according to the updated method for heavier composition of hydrogen-containing gas ($R = 1100$ J/(kg·K)) and actual operating modes recalculated for the same conditions ($R = 1100$ J/(kg·K))

ходятся значительно левее теоретической границы помпажа, установленной согласно «паспортным» ГДХ ЦК, причем часть рабочих режимов находится на нисходящей левой части напорной характеристики, которая отсутствовала на «паспортной» ГДХ. При этом ЦК работал на этих режимах устойчиво, признаков помпажа не наблюдалось. Данное обстоятельство позволяет сделать вывод о смещении реальной границы помпажа на режимах регулирования дросселированием на всасывании относительно теоретической влево по характеристике. На рис. 6 и 7 пунктирными линиями показан предполагаемый вид ГДХ в левой части кривых и предполагаемая реальная граница помпажа.

Заключение

Представленные результаты исследования характеризуют различные эксплуатационные режимы работы ЦК ВСГ, которые зависят от необходимого на данный момент технологического процесса, состояния и свойств катализатора в реакторном блоке, способов регулирования.

На основании проведенных исследований режимов эксплуатации циркуляционного ЦК в определенном диапазоне изменения состава ВСГ, степени закрытия дроссельного устройства на всасывании получены следующие результаты:

- уточнена методика расчета ГДХ при регулировании дросселированием на всасывании с учетом

особенностей работы циркуляционного ЦК, а именно изменения давления перед дроссельным устройством;

- получены зависимости изменения давления на дроссельном устройстве с эмпирическими коэффициентами, которые позволяют получать размерные ГДХ на режимах регулирования при изменении состава ВСГ;

- установлен факт изменения функции отношения давлений от производительности при изменении степени закрытия дроссельного устройства, что является особенностью циркуляционных ЦК;

- установлен факт смещения фактической границы помпажа относительно теоретической влево, в зону нисходящей части напорной характеристики.

Полученные рекомендации и уточненный метод расчета ГДХ для циркуляционных ЦК с регулированием дросселированием на всасывании могут быть использованы на различных технологических объектах газоперерабатывающих, нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий с целью внедрения в автоматизированные системы управления технологическими процессами. Это позволит вести мониторинг за изменением ГДХ ЦК при изменении технологических параметров и состава сжимаемого газа, в том числе с учетом регулирования, и корректировать границу помпажа, расширяя тем самым диапазон рабочих режимов.

1. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Ленинград: Машиностроение, 1980. 232 с.
Den G. N. Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov [Design of centrifugal compressors flow part]. Leningrad, 1980. 232 p. (In Russ.).
2. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. Ленинград: Машиностроение, 1981. 351 с.
Ris V. F. Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny [Centrifugal compressors]. Leningrad, 1981. 351 p. (In Russ.).
3. Чистяков Ф. М., Игнатенко В. В., Романенко Н. Т., Фролов Е. С. Центробежные компрессорные машины. Москва: Машиностроение, 1969. 327 с.
Chistyakov F. M., Ignatenko V. V., Romanenko N. T., Frolov E. S. Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny [Centrifugal compressors]. Moscow, 1969. 327 p. (In Russ.).
4. Евдокимов В. Е. Оптимальный способ регулирования компрессоров общего назначения // Энергетическое машиностроение. Экспресс-информация. Москва: НИИЭнформ-энергомаш, 1980. Вып. 1. С. 1–4.
Evdokimov V. E. Optimal'nyy sposob regulirovaniya kompressorov obshchego naznacheniya [Optimum control method for general purpose compressors]. *Energeticheskoye Mashinostroyeniye. Ekspress-informatsiya*. Moscow, 1980. Issue 1. P. 1–4. (In Russ.).
5. Кучеренко В. В., Гоголев П. В. Повышение эффективности эксплуатации компрессоров К-250 и К-500 // Компрессорная техника и пневматика. 2004. № 7. С. 6–9.
Kucherenko V. V., Gogolev P. V. Povysheniye effektivnosti ekspluatatsii kompressorov K-250 i K-500 [Raising the operating efficiency of K-250 and K-500 compressors]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2004. No. 7. P. 6–9. (In Russ.).
6. Архипов В. В., Лысюк В. И., Чернин М. Е. Исследование и разработка нагнетателя природного газа с эффективным регулированием газодинамических характеристик // Компрессорная техника и пневматика. 2004. № 1. С. 5–7.
Arkhipov V. V., Lysyuk V. I., Chernin M. E. Issledovaniye i razrabotka nagnetatelya prirodnogo gaza s effektivnym regulirovaniyem gazodinamicheskikh kharakteristik [Research and development of a natural gas blower with efficient control of gas dynamic features]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2004. No. 1. P. 5–7. (In Russ.).
7. Байков И. Р., Файрушин Ш. З., Китаев С. В., Колотилов Ю. В. Повышение энергетической эффективности работы центробежных компрессоров большой мощности на примере нефтеперерабатывающего завода // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2016. № 1. С. 31–35. EDN: XAGILL.
Baykov I. R., Fayrushin Sh. Z., Kitayev S. V., Kolotilov Yu. V. Povysheniye energeticheskoy effektivnosti raboty tsentrobezhnykh kompressorov bol'shoi moshchnosti na primere neftepererabatyvayushchego zavoda [Raising energy efficiency of centrifugal compressors with high power by the example of oil refinery]. *Transport i khraneniye nefteproduktov i uglevodorodnogo syr'ya. Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbons*. 2016. No. 1. P. 31–35. EDN: XAGILL. (In Russ.).
8. Гузельбаев Я. З., Ибрагимов Е. Р., Лившиц Б. М., Лунев А. Т. Плюсы и минусы модернизации электроприводных ГПА с применением частотно-регулируемого привода // Газовая промышленность. 2014. № 12 (715). С. 59–61. EDN: TJUQUZ.
Guzelbayev Ya. Z., Ibragimov E. R., Livshits B. M., Lunev A. T. Plyusy i minusy modernizatsii elektroprivodnykh GPA s primeneniym chastotno-reguliruyemogo privoda [Pros and cons of modernisation of electric-drive GCUs with variable frequency drive]. *Gazovaya promyshlennost'*. *Gas Industry*. 2014. No. 12 (715). P. 59–61. EDN: TJUQUZ. (In Russ.).
9. Bentaleb T., Cacitti A., Franciscis S. De, Garulli A. Model Predictive Control for pressure regulation and surge prevention in centrifugal compressors. *2015 European Control Conference (ECC)*. 2015. P. 3346–3351. DOI: 10.1109/ECC.2015.7331051.
10. Mirsky S., Jacobson W., Tiscornia D. [et al.]. Development and design of antisurge and performance control system for centrifugal compressor. *Proceedings of the 42nd Turbomachinery and 29th Pump Symposium*. 2013. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/147258448.pdf> (accessed: 10.02.2025).
11. Jacobson W., Zaghoul M., Tolmatsky M. [et al.]. Compressor loadsharing control and surge detection techniques. *Proceedings of the 45th Turbomachinery and 32nd Pump Symposium*. 2016. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/147252842.pdf> (accessed: 10.02.2025).
12. Воронцов М. А., Глазунов В. Ю., Лопатин А. С. Математическое моделирование режимов работы высоконапорного многоступенчатого центробежного компрессора // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2016. № 1. С. 25–30. EDN: NUYPV.
Vorontsov M. A., Glazunov V. Yu., Lopatin A. S. Matematicheskoye modelirovaniye rezhimov raboty vysokonapornogo mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora [Mathematical modeling of operation modes of a high pressure multistage centrifugal compressor]. *Transport i khraneniye nefteproduktov i uglevodorodnogo syr'ya. Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbons*. 2016. No. 1. P. 25–30. EDN: NUYPV. (In Russ.).
13. Ваняшов А. Д., Бородихин И. А., Зарипов В. А. [и др.]. Некоторые результаты поступенчатого пересчета газодинамических характеристик центробежных компрессоров на требуемые условия эксплуатации // Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 7. С. 32–37. EDN: OJXVNT.
Vanyashov A. D., Borodikhin I. A., Zaripov V. A. [et al.]. Nekotoryye rezul'taty postupenchatogo perescheta gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov na trebuyemyye usloviya ekspluatatsii [Some incremental recalculation of gasodynamic performance of centrifugal compressors on involving conditions of exploitation]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2011. No. 7. P. 32–37. EDN: OJXVNT. (In Russ.).
14. Ваняшов А. Д. Применение методов пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых и многосекционных турбокомпрессоров на другие условия работы в различных технологических установках // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 1. С. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52. EDN: UOIYEU.
Vanyashov A. D. Primeneniye metodov perescheta gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatykh i mnogosektsionnykh turbokompressorov na drugie usloviya raboty v razlichnykh tekhnologicheskikh ustanovkakh [Application of methods of recalculation of gasdynamic characteristics of multi-staged and multisection turbocompressors on other conditions of work in various technological installations]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52. EDN: UOIYEU. (In Russ.).
15. Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Методы и технологии адаптации основного и вспомогательного оборудования компрессорных установок и станций к нестабильным условиям эксплуатации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 24–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-24-35. EDN: JMGPPK.
Vanyashov A. D., Yusha V. L. Metody i tekhnologii adaptatsii osnovnogo i vspomogatel'nogo oborudovaniya kompressornykh ustanovok i stantsiy k nestabil'nyim usloviyam ekspluatatsii [Methods and technologies for adaptation of main and auxiliary equipment of compressor plants and stations to unstable operating

conditions]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 24–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-24-35. EDN: JMGPPK. (In Russ.).

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 1103-5921

AuthorID (РИНЦ): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Адрес для переписки: adv@omgtu.ru

БЫЧКОВ Данил Витальевич, главный специалист управления надёжности АО «Газпромнефть-Омский НПЗ», г. Омск.

БЕЛИКОВ Александр Валерьевич, начальник управления надёжности АО «Газпромнефть-Омский НПЗ», г. Омск.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 12.03.2025; одобрена после рецензирования 21.04.2025; принята к публикации 16.05.2025.

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1103-5921

AuthorID (RSCI): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Correspondence address: adv@omgtu.ru.

BYCHKOV Danil Vitalievich, Chief Specialist of the Reliability Department, JSC "Gazpromneft-ONPZ", Omsk.

BELIKOV Alexander Valerievich, Head of the Reliability Department, JSC "Gazpromneft-ONPZ", Omsk.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 12.03.2025; approved after reviewing 21.04.2025; accepted for publication 16.05.2025.

О МЕТОДИКЕ УЧЕТА ЗАДУММИСНОЙ ЛИНИИ ПРИ РАСЧЕТЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

А. Н. Любимов¹, А. Г. Лахман^{1,2}

¹ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»,

Россия, 188682, Ленинградская обл., Всеволожский р-н, пос. им. Свердлова, ул. Овчинская, д. 66Д

²Университет ИТМО, Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Расчет центробежного компрессора является сложным итеративным процессом, в котором необходимо принимать во внимание различные факторы. Одним из таких факторов является учет задуммисной линии, который способен существенно повлиять на газодинамические характеристики и эффективность работы компрессора. В статье рассматривается учет задуммисной перетечки, ее влияние на параметры основного потока газа внутри проточной части. Приведена методика, позволяющая рассчитать газодинамические характеристики компрессора, учитывая на каждом режиме работы: задуммисную перетечку, увеличение температуры газа на входе в проточную часть, а также сопротивление трубопровода задуммисной линии. Данная методика повышает точность математического моделирования работы проточной части центробежного компрессора как на проектном, так и на нерасчетных режимах работы.

Ключевые слова: центробежный компрессор, проточная часть, газодинамические характеристики, думмис, задуммисная линия, газодинамический расчет, перетечка.

Для цитирования: Любимов А. Н., Лахман А. Г. О методике учета задуммисной линии при расчете газодинамических характеристик центробежного компрессора // Омский научный вестник. Сер. Авиац-ионно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 41–47. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-41-47. EDN: DWMQNC.



© Любимов А. Н., Лахман А. Г., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

METHODS OF CONSIDERING THE BALANCE PISTON LINE FOR CALCULATING A CENTRIFUGAL COMPRESSOR PERFORMANCE MAP

A. N. Liubimov¹, A. G. Lakhman^{1,2}

¹RPC LLC "ENTECHMACH", Russia, Leningrad Region, Vsevolozhsk District, Sverdlova Settlement, Ovtinskaya St., 66Д, 188682

²ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Lomonosova St., 9, 191002

The calculation of a centrifugal compressor is a complex iterative process in which various factors must be taken into account. One of these factors is the consideration of the balance piston line, which can significantly affect the performance map and efficiency of the compressor. The article considers the consideration of a two-phase overflow, its effect on the parameters of the main gas flow inside the passage. A technique is presented that makes it possible to calculate the performance map of a compressor, taking into account in each operating mode: the balance piston overflow, an increasing in the temperature of the gas at the inlet to the flow part, as well as the resistance of the pipeline to the balance piston line. This technique improves the accuracy of mathematical modeling of the flow part of a centrifugal compressor in both design and non-design operating modes.

Keywords: centrifugal compressor, passage, performance map, balance piston, balance piston line, gas dynamic calculation, overflow.

For citation: Liubimov A. N., Lakhman A. G. Methods of considering the balance piston line for calculating a centrifugal compressor performance map. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 41–47. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-41-47. EDN: DWMQNC.



Актуальность работы и объект исследования

При проектировании центробежного компрессора (ЦК) необходимо рассчитать его газодинамические характеристики (ГДХ) — зависимости конечного давления, политропного КПД, потребляемой мощности, повышения температуры от производительности (объёмной, объёмной приведённой к нормальным (стандартным) условиям или массовой) (рис. 1).

Суммарные ГДХ ЦК (зависимость отношения давлений, повышения температуры и политропного КПД от объёмной производительности при условиях входа в секцию) получают в результате сложения ГДХ его неохлаждаемых секций с учетом потерь давления в межсекционной обвязке и охлаждения газа в теплообменных аппаратах. ГДХ секций, в свою очередь, являются результатом сложения безразмерных характеристик ступеней (зависимость коэффициента теоретического напора φ_{u2} , политропного КПД $\eta_{пол}$, коэффициента удельной работы ψ , коэффициента мощности χ , относительных потерь на трение $\beta_{тр}$, относительных потерь на протечки $\beta_{пр}$ от коэффициента расхода φ_{r2}) [1–3]. Безразмерные ГДХ ступеней компрессора могут быть получены различными методами, например, на основе обобщённых ГДХ геометрически неподобных ступеней [4–7], на основе опытных данных по результатам стендовых испытаний, а также по результатам обработки результатов расчета методом вычислительной газодинамики [8].

ГДХ ЦК, рассчитанные таким способом, удовлетворительно моделируют его работу, однако не учитывают влияние задуммисной линии. Обычно задуммисная линия представляет собой внешний трубопровод, соединенный с подключениями в крышках компрессора, сверления в которых выводят линию в нужные полости компрессора (рис. 2).

На поверхности рабочих колёс ЦК действует разность давлений, которая в сумме создаёт осевую силу, направленную в сторону входа в секцию компрессора. Для компенсации осевой силы используют разгрузочное устройство, называемое думмисом, за которым поддерживается пониженное давление. Обычно он располагается на роторе за концевой ступенью компрессора (рис. 3). Это позволяет создать осевую силу, направленную противоположно той, что действует на рабочие колёса. Для поддержания пониженного давления в задуммисной полости служит задуммисная линия. В большинстве случаев она соединяет задуммисную полость со входом в первую секцию компрессора. Через лабиринтное уплотнение думмиса газ дросселируется в задуммисную полость, откуда перетекает в задуммисную линию и поступает на вход в первую секцию компрессора.

Задуммисная линия влияет на согласование ступеней и секций ЦК за счёт:

- 1) увеличения расхода через проточную часть;
- 2) увеличения температуры основного потока газа на входе в проточную часть.

В результате при учёте задуммисной линии по сравнению с герметичной проточной частью (расход через уплотнение думмиса $Q_{дм} = 0$) при сопоставимых условиях работы происходит рассогласование работы ступеней и секций: уменьшение

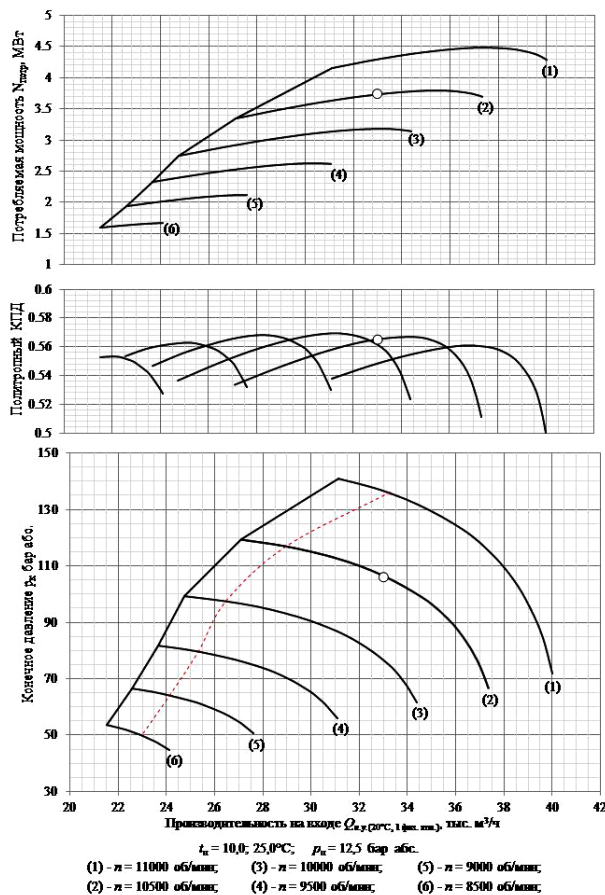


Рис. 1. Суммарные ГДХ центробежного компрессора
Fig. 1. Gas dynamic parameters of a centrifugal compressor

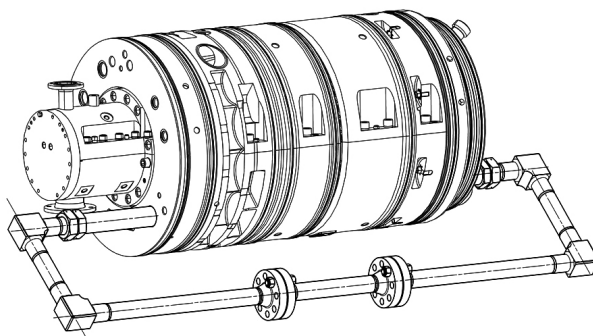


Рис. 2. Компрессор с задуммисной линией
Fig. 2. Centrifugal compressor with balance piston line

производительности на выходе ЦК и увеличение потребляемой мощности компрессора из-за необходимости повторно повышать давление перетекающего потока газа и роста температуры газа на входе в ЦК.

Значение задуммисной перетечки в промышленных компрессорах при номинальном зазоре в лабиринтном уплотнении думмиса может принимать значения 1...15 % от производительности компрессора, а при увеличенном радиальном зазоре относительное значение перетечки может бытькратно больше. Чем больше конечное давление компрессора,

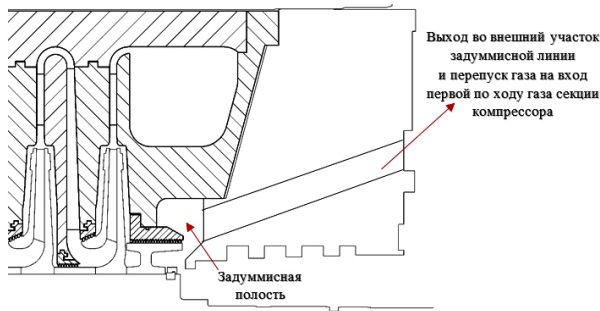


Рис. 3. Продольный разрез центробежного компрессора
Fig. 3. Longitudinal view of a centrifugal compressor

ра, тем больше значение перетечки через лабиринтное уплотнение думмиса.

Не учёт задуммисной линии при проектировании проточной части ЦК приведёт к необеспечению номинального конечного давления при требуемой номинальной производительности, а также может сказаться на надёжности работы компрессорного агрегата. Неправильный расчёт ГДХ ЦК может привести к длительной эксплуатации ЦК на нерасчётных режимах и, как следствие, к избыточному износу узлов компрессора, увеличивая затраты на обслуживание и ремонт. Следовательно, внедрение методов учета задуммисной линии на каждом режиме работы при проектировании ЦК является существенным шагом к получению корректных ГДХ.

Возможность учета задуммисной перетечки при расчёте ГДХ центробежного компрессора позволяет получить не только более корректные параметры на расчётном режиме, но и на нерасчётных режимах [9–11]. Это особенно важно в условиях изменяющихся эксплуатационных параметров, когда ЦК может работать на различных режимах, отличающихся от номинальных. Например, при изменении температуры и давления на входе в компрессор, состава и расхода газа, характеристики задуммисной линии могут существенно влиять на формирование режима работы компрессора.

Методика расчета

Расчет протечки через уплотнение думмиса выполняются по формуле Стодолы кг/с:

$$G_{\text{думмис}} = \alpha \cdot \pi \cdot D_{\text{л}} \cdot \delta_{\text{г}} \cdot \sqrt{\rho_{\text{вх}} \cdot \frac{(p_{\text{вх}}^2 - p_{\text{вых}}^2)}{p_{\text{вх}} \cdot z}}, \quad (1)$$

где α — коэффициент расхода [2], $D_{\text{л}}$ — диаметр уплотнения думмиса, $\delta_{\text{г}}$ — радиальный зазор в думмисном уплотнении, z — количество усов в уплотнении, $\rho_{\text{вх}}$ — плотность на входе в уплотнение, $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ — давление во входной и выходной полостях уплотнения соответственно.

Повышение температуры основного потока газа в сечении непосредственно после подвода задуммисной перетечки рассчитывается из закона сохранения энергии по следующему соотношению:

$$G_{\text{осн}} \cdot i_{\text{осн}} + G_{\text{пер}} \cdot i_{\text{пер}} = G_{\text{сум}} \cdot i_{\text{сум}} \quad (2)$$

где $G_{\text{осн}}$, $G_{\text{пер}}$, $G_{\text{сум}}$ — массовый расход соответственно основного потока, перетечки и суммарного потока в результате смешения основного потока

и перетечки; $i_{\text{осн}}$, $i_{\text{пер}}$, $i_{\text{сум}}$ — энтальпия соответственно основного потока, перетечки и суммарного потока.

Выразим из (2) энтальпию суммарного потока:

$$i_{\text{сум}} = \frac{G_{\text{осн}} \cdot i_{\text{осн}} + G_{\text{пер}} \cdot i_{\text{пер}}}{G_{\text{сум}}}, \quad (3)$$

учитывая, что $i \approx c_p \cdot T$, выразим температуру суммарного потока:

$$T_{\text{сум}} = \frac{G_{\text{осн}} \cdot c_{p_{\text{осн}}} \cdot T_{\text{осн}} + G_{\text{пер}} \cdot c_{p_{\text{пер}}} \cdot T_{\text{пер}}}{G_{\text{сум}} \cdot c_{p_{\text{сум}}}}, \quad (4)$$

где $c_{p_{\text{осн}}}$, $c_{p_{\text{пер}}}$, $c_{p_{\text{сум}}}$ — изобарная теплоемкость соответственно основного потока, перетечки и суммарного потока; $T_{\text{сум}}$, $T_{\text{осн}}$, $T_{\text{пер}}$ — температуры соответственно основного потока, перетечки и суммарного потока. Принимая допущение о незначительном изменении изобарной теплоемкости от температуры $c_{p_{\text{осн}}} \cong c_{p_{\text{пер}}} \cong c_{p_{\text{сум}}} \cong \text{const}$, упрощенное выражение (4) можно записать

$$T_{\text{сум}} = \frac{G_{\text{осн}} \cdot T_{\text{осн}} + G_{\text{пер}} \cdot T_{\text{пер}}}{G_{\text{сум}}}. \quad (5)$$

В результате получаем, что повышение температуры газа на входе в первую секцию компрессора будет равно

$$\Delta T = T_{\text{сум}} - T_{\text{осн}}. \quad (6)$$

Потери давления рассчитываются как сумма потерь давления в трубопроводе [12]. Для этого задуммисная труба делится на участки: прямые и повороты. Далее для каждого участка находится потеря давления, вычисляется давление на его выходе и передается на вход в следующий участок.

Исходные данные для расчета потерь давления в задуммисной линии:

- геометрия участков (диаметр d и длина трубы l , наличие поворота на 90°);
- шероховатость поверхности Ra ;
- массовый расход;
- начальные давление и температура на входе в трубу;
- состав смеси газов*;
- коэффициент потерь местного сопротивления для поворотного участка.

Примечание: * — расчет смеси газов происходит по уравнению Редлиха — Квонга в модификации Соаве [13].

Ниже будут продемонстрированы расчеты для прямого и поворотного участка.

Площадь поперечного сечения трубы (круглое), м^2 :

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (7)$$

Плотность газа при начальных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$:

$$\rho_{\text{н}} = f(p_{\text{н}}, T_{\text{н}}, \text{Состав газа}). \quad (8)$$

Объемный расход газа при начальных условиях, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{пер}}}{\rho_{\text{н}}}. \quad (9)$$

Скорость газа при начальных условиях, м/с:

$$c_{пер} = \frac{Q_{пер}}{S} \quad (10)$$

Число Рейнольдса:

$$Re_{вх} = \frac{c_{пер} \cdot d \cdot \rho_n}{\mu_{вх}} \quad (11)$$

Далее вычисляется коэффициент гидравлического трения в зависимости от полученного числа Рейнольдса и заданной шероховатости (используются формулы Блазиуса и Альтшуля):

$$\lambda_{тр} = \begin{cases} \frac{0,3164}{Re_{вх}^{0,25}}, & \text{если } Re_{вх} < \frac{10d}{Ra \cdot 5,7} \\ 0,11 \left(\frac{Ra \cdot 5,7}{d} + \frac{68}{Re_{вх}} \right)^{0,25}, & \text{если } \frac{10d}{Ra \cdot 5,7} < Re_{вх} < \frac{560d}{Ra \cdot 5,7} \\ 0,11 \left(\frac{Ra \cdot 5,7}{d} \right)^{0,25}, & \text{если } Re_{вх} > \frac{560d}{Ra \cdot 5,7} \end{cases} \quad (12)$$

Рассчитываются потери давления от трения:

$$\zeta_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{d} \quad (13)$$

Потери давления на прямом участке:

$$\Delta p_{прям} = \zeta_{тр} \left(\rho_n \frac{c_{пер}^2}{2} \right) \quad (14)$$

Для расчета потерь давления в поворотном участке используются также формулы 7–10, далее вычисляются потери в канале:

$$\Delta p_{поворот} = \zeta_{поворот} \left(\rho_n \frac{c_{пер}^2}{2} \right), \quad (15)$$

где $\zeta_{поворот}$ — коэффициент потерь местного сопротивления в поворотном канале, который зависит от угла поворота [13].

После вычисления потерь давления участка находится давление на входе в следующий участок:

$$p_{n,i+1} = p_{n,i} - \Delta p_i \quad (16)$$

где индекс i обозначает номер участка.

По результатам расчета получаем суммарное сопротивление задуммисной линии.

$$\Delta p_{сумм} = p_{к,п,j} - p_{н,1,j'} \quad (17)$$

где индекс j обозначает номер итерации, $p_{к,п}$ — давление на выходе из последнего участка, $p_{н,1}$ — давление на входе в первый участок трубопровода.

Сложив начальное давление компрессора с сопротивлением в задуммисной линии, получаем давление в задуммисной полости. После чего необходимо сделать еще приближения до достижения сходимости — равенство давлений на выходе из задуммисной линии и на входе в компрессор.

Ниже иллюстрируется блок-схема для расчета ГДХ ЦК с учетом задуммисной линии (рис. 4). Для каждой газодинамической характеристики, например, при $n = \text{const}$ расчет начинается с определения границ помпажа (минимального расхода) и запирания (максимального расхода), то есть определения диапазона стабильной работы ЦК, при котором расчетный режим попадает в рабочую область характеристики каждой секции компрессора. Далее диапазон работы разбивается на интервалы и считается k режимов. Расчет каждого режима

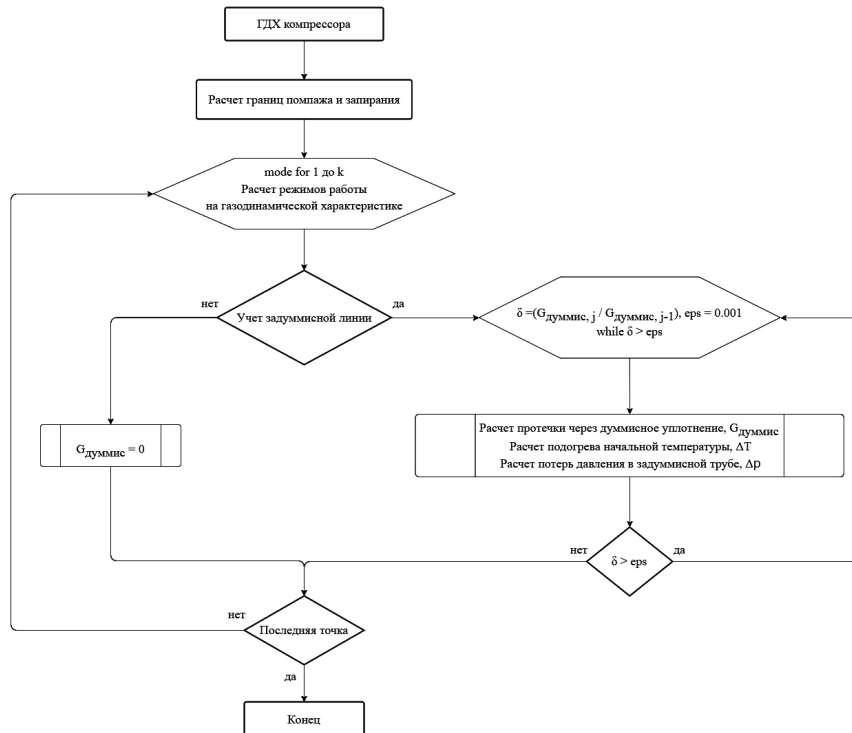


Рис. 4. Блок-схема расчета газодинамической характеристики центробежного компрессора с учетом задуммисной линии

Fig. 4. Block-scheme of calculation of gas dynamic parameters of centrifugal compressor with influence of the balance piston line

может производиться либо с учетом задуммисной линии, либо нет.

Центробежный компрессор может работать на различных режимах, которые определяются параметрами начального давления, начальной температуры, частоты вращения и состава газа. На каждом режиме работы ЦК параметры задуммисной линии и её влияние на ГДХ изменяются нелинейно и учитываются методом приближения до достижения сходимости массового расхода и температуры на входе в проточную часть секции компрессора, в которую направляются перетечки:

- перед лабиринтным уплотнением думмиса устанавливается определённое давление (в осевом зазоре между основным диском рабочего колеса и статором), близкое к конечному давлению компрессора;

- за уплотнением думмиса (в задуммисной полости) давление определяется начальным давлением компрессора и гидравлическим сопротивлением задуммисной линии;

- величина перетечки зависит от перепада давлений на уплотнении думмиса;

- сопротивление задуммисной линии зависит от скорости газа в ней, соответствующей объёмному расходу перетечки;

- повышение температуры на входе компрессора определяется величиной перетечки и значением температуры за думмисом, близкой к конечной температуре компрессора;

- повышение температуры газа на входе в компрессор снижает напорность секции (уменьшает отношение давлений);

- подвод перетечки на вход в компрессор изменяет положение режима работы на ГДХ секции;

- подвод перетечки и повышение температуры газа на входе в компрессор вызывают изменение конечного давления и конечной температуры компрессора, что, в свою очередь, влияет на величину перетечки;

- свойства сжимаемого газа зависят от его температуры и давления.

Заключение

В данной статье предложена методика, которая позволяет рассчитывать газодинамические характеристики центробежного компрессора с учетом задуммисной линии. Данная методика учитывает перетечку газа на вход компрессора из задуммисной линии, подогрев газа, а также сопротивление задуммисной линии на любом режиме работы компрессора. Эти факторы значительно влияют на форму ГДХ, поэтому их необходимо учитывать при проектировании проточной части ЦК. Это позволяет не только повысить точность расчётов, но и снизить вероятность работы компрессора на неоптимальных режимах работы.

Неучёт задуммисной линии приводит к тому, что снижается вероятность обеспечения номинального конечного давления при заданной производительности, нерасчётные режимы работы будут моделироваться с отклонениями, форма и положение расчётной линии помпажа (потери газодинамической устойчивости) будут смоделированы некорректно. Эти отклонения будут тем больше, чем больше перетечка через уплотнение думмиса и чем выше конечная температура компрессора.

Представленные результаты являются частью работы по разработке программного комплекса для моделирования компрессорного агрегата в целости,

включающие в себя связанные математические модели различных элементов системы:

- нескольких центробежных компрессоров, работающих последовательно (например: компрессор низкого, среднего и высокого давления);

- трубопроводов на входе и выходе, трубопроводов между патрубками секций;

- линий помпажных перепусков с противоположными клапанами;

- промежуточных охладителей;

- сепараторов;

- задуммисных линий;

- лабиринтных уплотнений думмиса;

- лабиринтных уплотнений между секциями компрессора;

- системы концевых лабиринтных уплотнений.

В дальнейших работах будут представлены результаты расчёта ГДХ с использованием представленной методики учёта задуммисной линии на примере промышленных ЦК, которые используются в различных областях промышленности.

Список источников / References

1. Любимов А. Н., Евдокимов В. Е. О расчете газодинамических характеристик ступени центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2012. № 7. С. 28–33. EDN: PFPVXP.

Lyubimov A. N., Evdokimov V. E. O raschete gazodinamicheskikh kharakteristik stupeni tsentrobezhnogo kompressora [Calculation of the gas-dynamic characteristics of a centrifugal compressor stage]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2012. No. 7. P. 28–33. EDN: PFPVXP. (In Russ.).

2. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Ленинград: Машиностроение, 1980. 232 с.

Den G. N. *Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov* [Design of centrifugal compressors flow part]. Leningrad, 1980. 232 p. (In Russ.).

3. Быков Г. А. Об обобщенных характеристиках геометрически неподобных центробежных компрессорных ступеней // Компрессорные и вакуумные машины. Серия - ХМ-5 / под ред. К. П. Селезнёва. Москва: ЦИНТИХимнефтемаш, 1968. Вып. 2. 108 с.

Bykov G. A. Ob obobshchennykh kharakteristikakh geometricheski nepodobnykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney [On generalized parameters of geometrically unsuitable centrifugal compressor stages]. *Kompressornyye i Vakuumnyye Mashiny. Seriya - KhM-5* / Ed. By K. P. Seleznev. Moscow, 1968. Issue. 2. 108 p. (In Russ.).

4. Любимов А. Н. Совершенствование методов расчёта газодинамических характеристик проточной части стационарных центробежных компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2016. 138 с.

Lyubimov A. N. *Sovershenstvovaniye metodov rascheta gazodinamicheskikh kharakteristik protochnoy chasti statsionarnykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Improvement of methods for calculating the gas dynamic parameters of the flow part of stationary centrifugal compressors]. Saint Petersburg, 2016. 138 p. (In Russ.).

5. Гаман Е. В., Евдокимов В. Е. Об усовершенствовании метода расчета характеристик ступени центробежной компрессорной машины // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 5. С. 10–13. EDN: KZKLYT.

Gaman E. V., Evdokimov V. E. Ob usovershenstvovanii metoda rascheta kharakteristik stupeni tsentrobezhnoy kompressorno mashiny [On development of methods to calculate centrifugal compressor stages parameters]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2009. No. 5. P. 10–13. EDN: KZKLYT. (In Russ.).

6. Ваняшов А. Д. Применение методов пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых и многосекционных турбокомпрессоров на другие условия работы в различных технологических установках // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 1. С. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52. EDN: UOIYEU.

Vanyashov A. D. Primeneniye metodov perescheta gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatykh i mnogosektsionnykh turbokompressorov na drugie usloviya raboty v razlichnykh tekhnologicheskikh ustanovkakh [Application of methods of recalculation of gasdynamic characteristics of multi-staged and multisection turbocompressors on other conditions of work in various technological installations]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52. EDN: UOIYEU. (In Russ.).

7. Маракужева О. В., Ворошнин Д. В., Хасанов Н. Г., Дубинин Е. В. Влияние числа Рейнольдса и свойств газа на характеристики ступени центробежного компрессора // Труды XIX Междунар. науч.-практ. конф. по компрессоростроению, посвященной 100-летию со дня рождения Владимира Борисовича Шнеппа / под общ. ред. Е. Р. Ибрагимова. Казань: Визард, 2024. С. 203–208.

Marakueva O. V., Voroshnin D. V., Khasanov N. G., Dubinin E. V. Vliyaniye chisla Reynol'dsa i svoystv gaza na kharakteristiki stupeni tsentrobezhnogo kompressora [Influence of the Reynolds number and gas properties on the characteristics of a centrifugal compressor stage]. *Trudy XIX Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. po kompressorostroyeniyu, posvyashchennoy 100-letiyu so dnya rozhdeniya Vladimira Borisovicha Shneppa. Proceedings of the XIX International Scientific and Practical Conference on Compressor Engineering, dedicated to the 100th anniversary of the birth of Vladimir Borisovich Schnepf* / ed. by E. R. Ibragimov. Kazan, 2024. P. 203–208. (In Russ.).

8. Любимов А. Н., Неверов В. В. О рабочих колесах центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 3. С. 43–47. EDN: JMFVVO.

Lyubimov A. N., Neverov V. V. O rabochikh kolesakh tsentrobezhnogo kompressora [About centrifugal compressor impellers]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2020. No. 3. P. 43–47. EDN: JMFVVO. (In Russ.).

9. Боровков А. И., Войнов И. Б., Галеркин Ю. Б. [и др.]. Моделирование газодинамических характеристик на примере модельной ступени центробежного компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 2. С. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.24.2.4. EDN: XYBWSO.

Borovkov A. I., Voinov I. B., Galerkin Yu. B. [i dr.]. Modelirovaniye gazodinamicheskikh kharakteristik na primere model'noy stupeni tsentrobezhnogo kompressora [Issues of gas dynamic characteristics modeling on the example of the centrifugal compressor model stage]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Sciences and Technology*. 2018. Vol. 24, no. 2. P. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.24.2.4. EDN: XYBWSO. (In Russ.).

10. Ваняшов А. Д., Январев И. А. Проблемы согласованности газодинамических характеристик секций центробежного компрессора и выбора антипомпажных регулирующих клапанов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 30–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-30-37. EDN: PAAKVE.

Vanyashov A. D., Yanvarev I. A. Problemy soglasovannosti gazodinamicheskikh kharakteristik sektsiy tsentrobezhnogo kompressora i vybora antipompazhnykh reguliruyushchikh klapанov [Problems of consistency of gas dynamic characteristics of centrifugal compressor sections and selection of anti-surge

control valves]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 30–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-30-37. EDN: PAAKVE. (In Russ.).

11. Денисенко В. В., Миронов Ю. Р., Малев К. Г., Кожухов Ю. В., Данилишин А. М., Карташов С. В., Неверов В. В. Задача валидации газодинамических характеристик многоступенчатого центробежного компрессора дожимной станции природного газа // Компрессоры и компрессорное оборудование: тр. XX Междунар. симп. имени К. П. Селезнёва. Санкт-Петербург: Изд-во СПбПУ, 2018. С. 89–103. DOI: 10.18720/SPBPU/2/id18-104.

Denisenko V. V., Mironov Yu. R., Malev K. G., Kozhukhov Yu. V., Danilishin A. M., Kartashov S. V., Neverov V. V. Zadacha validatsii gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora dozhimnoy stantsii prirodnogo gaza [Multistage centrifugal compressor gas-dynamic characteristics validation problem of natural gas booster compressor station]. *Trudy mezhdunarodnogo simpoziuma im. K. P. Selezneva. International Industrial Symposium "Compressors and Compressor Equipment" named after K. P. Seleznev. Saint Petersburg, 2018*. P. 89–103. DOI: 10.18720/SPBPU/2/id18-104. (In Russ.).

12. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1992. 671 с.

Idelchik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance] / ed. by M. O. Shteynberg. 3rd ed., revised and supplemented. Moscow, 1992. 671 p. (In Russ.).

13. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей / пер. с англ.; под ред. Б. И. Соколова. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Химия: Ленингр. отд-ние, 1982. 592 с.

Rid R., Prausnits Dzh., Shervud T. Svoystva gazov i zhidkostey [The properties of gases and liquids] / trans. from Engl.; ed. by B. I. Sokolov. 3rd ed., revised and supplemented. Leningrad, 1982. 592 p. (In Russ.).

ЛЮБИМОВ Александр Николаевич, кандидат технических наук, технический директор ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6223-9521

AuthorID (РИНЦ): 3374

ORCID: 0009-0007-4335-7738

Адрес для переписки: liubimov@entechmach.com

ЛАХМАН Артемий Геннадьевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург; специалист по компрессорным машинам ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», г. Санкт-Петербург. Адрес для переписки: lakhman@entechmach.com

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 06.02.2025; одобрена после рецензирования 21.04.2025; принята к публикации 20.05.2025.

LIUBIMOV Alexander Nikolayevich, Candidate of Technical Sciences, Technical Director, RPC LLC "ENTECHMACH", Saint Petersburg.

SPIN-code: 6223-9521
AuthorID (RSCI): 3374
ORCID: 0009-0007-4335-7738

Correspondence address: liubimov@entechmach.com
LAKHMAN Artemiy Gennadievich, Postgraduate at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg; Compressor Specialist, RPC LLC "ENTECHMACH", Saint Petersburg.

Correspondence address: lakhman@entechmach.com

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 06.02.2025; approved after reviewing 21.04.2025; accepted for publication 20.05.2025.

ОБЗОР ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ ГЕОТЕРМАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В ЗДАНИЯХ

Дееб Али, А. Н. Дорошин, Диб Мухаммад

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

Геотермальные тепловые насосы представляют собой энергоэффективную и экологически безопасную технологию, применимую как при строительстве новых объектов, так и при модернизации существующих зданий. Их работа основана на использовании возобновляемой тепловой энергии Земли, что снижает воздействие на окружающую среду. В статье рассматриваются теоретические и практические аспекты применения геотермальных тепловых насосов в системах отопления зданий различного назначения. Основное внимание уделено анализу конструктивных решений, принципов функционирования, а также факторов, влияющих на эффективность систем, таких как теплопроводность грунта и климатические особенности региона. Рассмотрены различные типы геотермальных систем: горизонтальные, вертикальные и открытые контуры. Также приведены примеры реализованных проектов в климатически различных регионах России (Москва, Мурманская область, Камчатка, Сочи). В статье подчеркивается необходимость комплексной оценки экономической целесообразности внедрения систем с учетом долгосрочных показателей эффективности и региональных условий (климатические условия — геологические и гидрологические характеристики; экономические факторы — стоимость электроэнергии или топлива, стоимость рабочей силы и строительных материалов, а также государственная финансовая поддержка).

Ключевые слова: геотермальный тепловой насос, грунтовый контур, коэффициент теплопроводности грунта, открытый контур, горизонтальное бурение, вертикальное бурение, коэффициент эффективности теплового насоса, требуемая тепловая нагрузка.

Для цитирования: Дееб Али, Дорошин А. Н., Диб Мухаммад. Обзор применения систем геотермальных тепловых насосов в зданиях // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 48–60. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-48-60. EDN: QQDPGQ.



© Дееб Али, Дорошин А. Н., Диб Мухаммад, 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

REVIEW OF THE APPLICATION OF GEOTHERMAL HEAT PUMP SYSTEMS IN BUILDINGS

Deeb Ali, A. N. Doroshin, Deeb Muhammad

National Research University "Moscow Power Engineering Institute",
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya St., 14, bld. 1, 111250

Geothermal heat pumps are an energy-efficient and environmentally friendly technology applicable both in the construction of new facilities and in the modernization of existing buildings. They operate using renewable thermal energy from the Earth, which reduces the impact on the environment. The article considers theoretical and practical aspects of using geothermal heat pumps in heating systems of buildings for various purposes. The main attention is paid to the analysis of design solutions, operating principles, as well as factors affecting the efficiency of the systems, such as thermal conductivity of the soil and climatic features of the region. Various types of geothermal systems are considered: horizontal, vertical and open loops. Also provided are examples of implemented projects in climatically diverse regions of Russia (Moscow, Murmansk region, Kamchatka, Sochi). The article emphasizes the need for a comprehensive assessment of the economic feasibility of implementing systems, taking into account long-term performance indicators and regional conditions (Climatic conditions — geological and hydrological characteristics —

economic factors such as the cost of electricity or fuel, the cost of labor and building materials, as well as government financial support).

Keywords: geothermal heat pump, ground loop, ground heat transfer coefficient, open loop, horizontal drilling, vertical drilling, heat pump efficiency coefficient, required heat load.

For citation: Deeb Ali, Doroshin A. N., Deeb Muhammad. Review of the application of geothermal heat pump systems in buildings. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 48–60. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-48-60. EDN: QQDPGQ.



© Deeb Ali, Doroshin A. N., Deeb Muhammad., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

В последние годы в Европе появилась значительная тенденция к внедрению альтернативных решений для систем отопления и охлаждения. Интерес объясняется двумя основными факторами: продолжающимся ростом цен на ископаемые виды топлива (такие как нефть, газ и уголь), с одной стороны, и ужесточением экологических законов, ограничивающих вредные выбросы, с другой стороны [1–3]. Обеспечение теплового климата внутри зданий — один из ключевых приоритетов архитектурного проектирования. Теплоизоляция основана на использовании специальных материалов, которые уменьшают потери тепла здания зимой и препятствуют его проникновению летом, хотя люди приспособились жить в жарком климате, а в холодных регионах для поддержания тепла требуются дополнительные системы отопления в дополнение к теплоизоляции.

Земля обладает огромным запасом возобновляемой тепловой энергии, так как подстилающие слои почвы сохраняют постоянную температуру в течение всего года. Указанное свойство делает недра естественным резервуаром тепловой энергии, которую можно эффективно и без ущерба для окружающей среды использовать с помощью тепловых насосов. Первая успешная установка геотермального теплового насоса была осуществлена компанией «Индианаполис» в 1945 г. В последующие годы появились самые ранние формы геотермальных систем отопления [4–5]. Геотермальные тепловые насосы преобразуют геотермальную энергию в полезное тепло, производя тепловую энергию, превышающую потребление электричества в 4–5 раз. К примеру, насос мощностью 1,8 кВт может обогреть площадь в 90 кв. м. Данная технология доказала свою эффективность за более чем 40 лет использования в скандинавских странах, где цены на традиционную энергию высоки. Эти системы стали стандартом в современном строительстве, правительства субсидируют их установку в домах и требуют использования их в государственных зданиях [6].

В [7] представлен подробный обзор использования геотермальных тепловых насосов для экологичного и экономичного отопления и охлаждения домов. В работе описан принцип работы тепловых насосов, различные виды геотермальных систем, а также приведены основные факторы для выбора подходящей системы, такие как площадь земельного участка, состояние грунта и существующая отопительная инфраструктура.

В [8] показано, как компании могут добиться повышения прибыли и эффективности, перейдя на альтернативные источники энергии и сократив выбросы углекислого газа. В работе на практиче-

ских примерах показано, что сокращение выбросов углекислого газа не сказывается на прибыли компаний. Наоборот, компании, которые переходят на современные методы отопления, такие как геотермальные тепловые насосы, чтобы сократить выбросы парниковых газов, часто добиваются повышения производительности, снижения затрат и увеличения рентабельности. Компании, добивающиеся снижения выбросов парниковых газов до 50 %, отмечают сокращение расходов и рост эффективности, что обеспечивает окупаемость минимум 50 % вложений в экологически устойчивые технологии.

В работе [9] рассматривается развитие геотермальной технологии и ее растущее глобальное внедрение. Показано, что тепловые насосы способны вырабатывать значительно больше энергии, чем потребляют электроэнергии, при этом геотермальные системы демонстрируют особенно высокую эффективность. Данные системы превосходят тепловые насосы с воздушным источником энергии, производя от трех до шести единиц энергии для отопления или охлаждения на каждую единицу потребляемой энергии. Их повышенная эффективность обусловлена ключевыми технологическими достижениями, включая тестирование теплового отклика для оценки свойств грунта, разработки инъекционных материалов с превосходной теплопроводностью и модернизацию конструкций тепловых насосов, способных выдерживать более высокие температуры подачи.

В Российской Федерации внедрение этой технологии было отложено из-за наличия в Советском Союзе дешевого газа. Однако с изменением экономических условий и ростом цен на энергоносители частные лица и предприятия ищут более экономичные решения, что приводит к росту спроса на тепловые насосы, созданные по успешной европейской модели.

В программе Правительства РФ «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года» (утверждена распоряжением Правительства РФ от 27 декабря 2010 г. № 2446-Р) [10] представлена амбициозная дорожная карта по достижению качественного скачка в энергоэффективности с особым акцентом на устойчивые технологии отопления, такие как геотермальные тепловые насосы. В рамках усилий по снижению энергоемкости ископаемого топлива в экономике страны на 40 % российское правительство уделяет значительное внимание возобновляемым источникам энергии, включая геотермальную энергию и выделяя бюджетные средства на поддержку исследований и разработок, направленных на повышение эффективности этих систем в суровых климатических условиях, особенно в Сибири

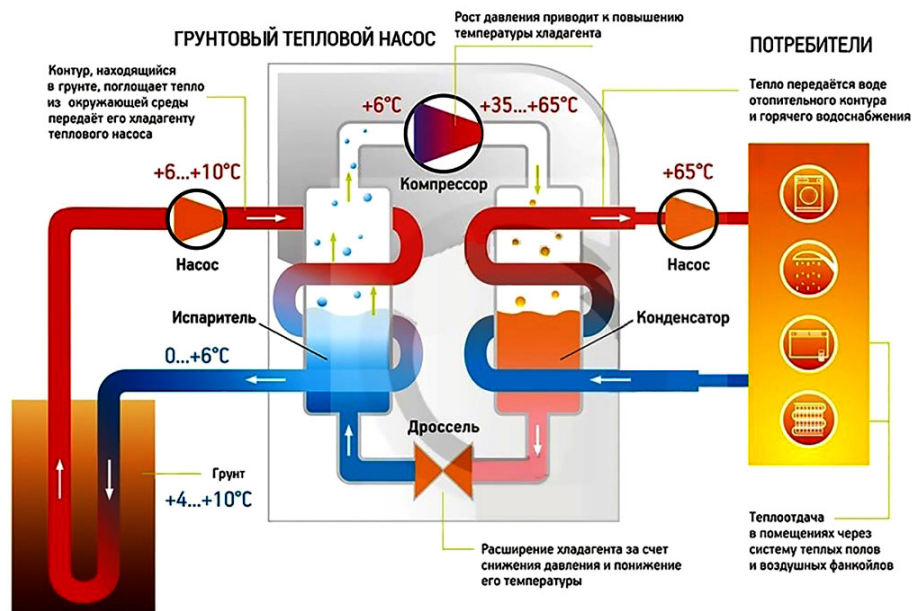


Рис. 1. Принцип работы геотермального теплового насоса

Fig. 1. Operating principle of a geothermal heat pump

Источник: <https://makipa.ru/stati/montazh-sistem-otopleniya/geotermalnoe-otoplenie-osnovnye-vidy/>

и на Дальнем Востоке. Стимулы включали в себя щедрые гранты для поощрения частного сектора и домохозяйств к внедрению этой технологии, а также поправки к строительным нормам и правилам для облегчения ее интеграции в новые проекты. Наиболее серьезными проблемами, с которыми столкнулась государственная программа, были высокая первоначальная стоимость бурения скважин и установки контуров заземления, а также нехватка квалифицированного технического персонала для обслуживания сложных систем. Несмотря на это, в рамках программы было успешно установлено 500 систем геотермальных тепловых насосов в элитных жилых комплексах в Москве и на туристических объектах. Наиболее ярким примером успешной реализации программы является внедрение систем геотермальных тепловых насосов на туристических объектах в Сочи, где проходили зимние Олимпийские игры 2014 г. Системы также успешно применяются для отопления школ и больниц в отдаленных районах, снижая их зависимость от ископаемого топлива. В результате геотермальные тепловые насосы были вновь включены в Национальную энергетическую стратегию до 2035 г. и стали одним из ключевых компонентов стандартов устойчивого строительства. Последние данные свидетельствуют об устойчивом росте рынка геотермальных тепловых насосов на 12 % в год, что отражает растущее доверие потребителей и инвесторов к этой экологически чистой технологии.

В [11] рассматривается применение геотермальных тепловых насосов в жилых зданиях и экономическая целесообразность использования технологий геотермальных тепловых насосов для отопления и охлаждения по сравнению с традиционными системами, такими как газ и электричество. Результаты исследования показывают, что геотермальные тепловые насосы являются более энергоэффективными, позволяя экономить от 30 до 50 % эксплуатационных расходов в год, хотя первоначальные затраты на установку могут быть относительно высокими. Срок окупаемости инвестиций составляет

от 5 до 7 лет, что делает их экономически выгодным вариантом в долгосрочной перспективе, особенно в свете растущих цен на ископаемые энергоносители и экологических проблем. Исследование также подчеркивает важность теплоизоляции, климата и типа используемой системы для определения общей эффективности.

В статье представлен всесторонний обзор современных геотермальных тепловых насосов как энергоэффективных и экологически безопасных систем отопления зданий. Рассматриваются конструктивные особенности различных типов геотермальных контуров (открытые и замкнутые, горизонтальные и вертикальные), а также принципы их работы. Особое внимание уделено анализу теплопроводных свойств грунта и их влиянию на проектирование и эффективность систем. Описаны преимущества геотермальных технологий в условиях сурового климата, приведены примеры их успешного внедрения в России и ряде других стран, указаны экономические аспекты, в том числе расчёты сроков окупаемости систем при различных вариантах сравнения с традиционными источниками тепла.

Основные принципы геотермальных тепловых насосов

Геотермальные тепловые насосы работают по принципу передачи тепла между зданием и землей через подземные трубы, заполненные жидкостью (обычно пропиленгликолем). Указанные системы отличаются от обычных систем отопления тем, что используют естественное тепло земли, а не сжигают ископаемое топливо. Земля служит постоянным источником или резервуаром тепла, поглощая или отдавая тепло в землю в зависимости от потребностей в обогреве или охлаждении. Зимой хладагент перекачивается по трубам, зарытым в землю, поглощая тепло из земли, которая теплее окружающего воздуха. После поглощения тепла из земли оно передается теплому насосу. В результате циркулирующий в трубах фреон переходит из жидкого состояния в газообразное

и нагнетается в компрессор насоса, повышая его температуру (примерно до 70 °С). Затем это тепло передается в систему отопления здания. Летом система работает в обратном направлении. Излишки тепла из здания перекачиваются в грунт, где температура ниже, чем у окружающего воздуха. Это тепло передается изнутри здания хладагенту, который затем перекачивается обратно в грунт для распределения и поглощения [12–14] (рис. 1).

Коэффициент теплопроводности грунта является одним из ключевых факторов, определяющих эффективность работы геотермальных тепловых насосов. Этот показатель отражает способность грунта передавать тепло от земли к проложенным в ней трубам и наоборот. Он измеряется в ваттах на метр на кельвин (Вт/м·К) [15]. Значение теплопроводности зависит от типа и состава почвы: влажные грунты обладают высокой теплопроводностью, обычно в пределах от 1,5 до 2,5 Вт/м·К, тогда как у сухих грунтов этот показатель значительно ниже — от 0,25 до 1,0 Вт/м·К. Глинистые и песчаные влажные почвы считаются хорошими теплоносителями, а такие горные породы, как гранит и базальт, являются одними из самых эффективных благодаря высокому коэффициенту теплопроводности, который может превышать 3,5 Вт/м·К [16].

Значимость данного показателя заключается в его прямом влиянии на проектирование системы: чем выше теплопроводность грунта, тем меньшая длина труб необходима, и тем выше общая эффективность установки, что позволяет снизить эксплуатационные затраты. Способность почвы к передаче тепла также зависит от её влажности, поскольку наличие воды между частицами улучшает теплопередачу. Именно поэтому на этапе проектирования часто проводится полевой тест, известный как

Thermal Response Test (испытание термического отклика), позволяющий точно определить теплопроводность грунта на месте установки.

Примерная длина трубы, необходимая для обеспечения заданной тепловой мощности, обычно рассчитывается в соответствии со следующей приблизительной зависимостью [17]:

$$L = \frac{Q}{q}, \quad (1)$$

где L — требуемая длина трубы (метры); Q — требуемая тепловая нагрузка (Вт); q — теплоемкость, которую может обеспечить каждый метр трубы в зависимости от почвы (Вт/м).

На основании предыдущей формулы можно определить примерную длину труб, необходимых для системы геотермального теплового насоса с замкнутым контуром, исходя из типа почвы и коэффициента теплопроводности, согласно табл. 1. В табл. 2 приведены средние значения температуры грунта (°С) на глубине 1,5 м в некоторых городах Российской Федерации по месяцам года [18].

Выбор способа прокладки подземных труб напрямую зависит от имеющейся площади. Обычно существует четыре основные системы контуров, одна из которых — открытый контур, а три — закрытый: горизонтальный, вертикальный и контур для прокладки в прудах и озерах.

Открытый контур

Система геотермального теплового насоса с открытым контуром — это устойчивая система отопления и охлаждения, которая основана на заборе грунтовых вод непосредственно из скважины или природного источника воды и использовании их

Таблица 1. Расчетные значения длины трубопроводов для замкнутого контура геотермального теплового насоса в зависимости от типа грунта и его коэффициента теплопроводности

Table 1. Calculated values of piping lengths for a closed loop geothermal heat pump depending on the type of soil and its thermal conductivity coefficient

| Тип почвы | Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·К) | Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К) | Требуемая тепловая нагрузка, Вт | Требуемая длина трубы, м |
|------------------|---|--|---------------------------------|--------------------------|
| Мокрая глина | 2 | 40 | 10000 | 250 |
| Мокрый песок | 1,5 | 35 | 10000 | 285,7 |
| Сухой песок | 0,4 | 20 | 10000 | 500 |
| Осадочные породы | 2,5 | 50 | 10000 | 200 |
| Сухая почва | 0,8 | 25 | 10000 | 400 |

Таблица 2. Среднемесячные значения температуры грунта (°С) на глубине 1,5 м для различных городов Российской Федерации

Table 2. Average monthly values of ground temperature (°C) at a depth of 1.5 m in different Russian cities

| Город | Январь | Февраль | Март | Апрель | Май | Июнь | Июль | Август | Сентябрь | Октябрь | Ноябрь | Декабрь |
|-----------------|--------|---------|------|--------|------|------|------|--------|----------|---------|--------|---------|
| Москва | 3,8 | 3,2 | 2,7 | 3 | 6,2 | 9,6 | 12,1 | 13,4 | 12,5 | 10,1 | 7,3 | 5 |
| Санкт-Петербург | 1,9 | 2,4 | 1,7 | 1,2 | 1,2 | 3,2 | 6,7 | 9,7 | 11,1 | 10,7 | 8,5 | 5,6 |
| Новосибирск | 2,1 | 1,2 | 0,6 | 0,5 | 1,3 | 5 | 9,1 | 11,3 | 10,9 | 8,8 | 5,8 | 3,6 |
| Ростов-на-Дону | 8 | 6,6 | 5,9 | 6,8 | 9,9 | 12,9 | 15,5 | 17,3 | 17,5 | 15,8 | 13 | 10 |
| Сочи | 11,2 | 9,8 | 9,6 | 11 | 13,4 | 16,2 | 18,9 | 20,8 | 21 | 19,2 | 16,8 | 13,5 |
| Якутск | -5,6 | -7,4 | -7,9 | -7 | -4,1 | -1,8 | 0,3 | 1,5 | 1,1 | 0,1 | -0,1 | -2,4 |

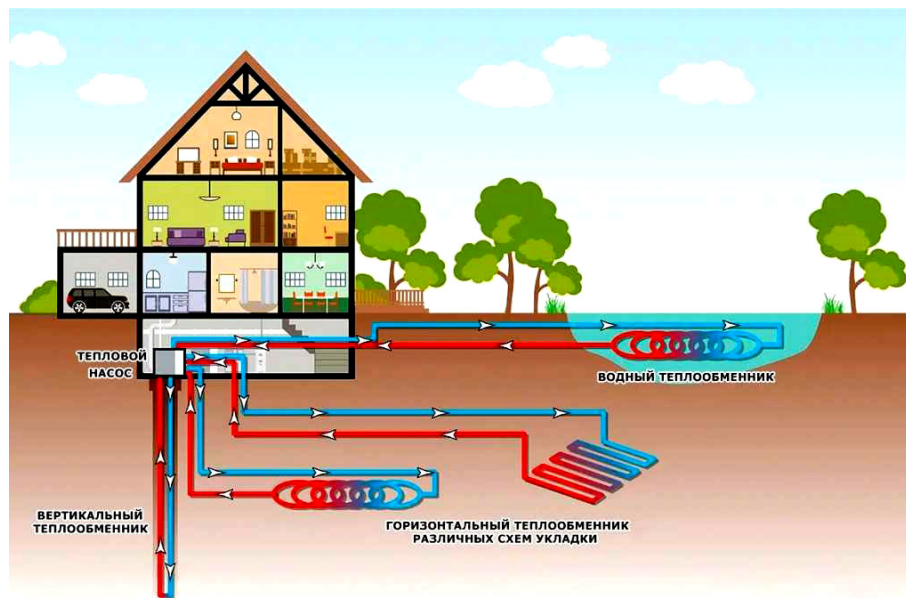


Рис. 2. Способы прокладки подземных труб геотермального насоса
 Fig. 2. Geothermal pump underground piping methods

Источник: https://razdolny.ru/charging_device/teplovyye-nasosy-rossijskogo-proizvodstva.html

тепла или холода для теплообмена в тепловом насосе. Затем вода сбрасывается либо в колодец, либо в другой водоем в соответствии с экологическими нормами. Система отличается высокой тепловой эффективностью и способна значительно снизить затраты на электроэнергию. Однако она сталкивается с рядом проблем. Наиболее заметные проблемы, которые могут возникнуть, — загрязнение воды или наличие примесей, минералов, бактерий, сероводорода и известковых отложений, которые могут привести к закупорке труб или коррозии оборудования, что требует установки фильтров и регулярного подкисления воды [19]. Если эти показатели слишком высоки, лучше использовать систему замкнутого цикла. Изменение уровня грунтовых вод, особенно в засушливые сезоны, также может привести к неэффективности или даже остановке системы, поэтому перед внедрением рекомендуется тщательно изучить местную гидрологию. Существуют также юридические проблемы, связанные со сбросом использованной воды, что требует получения предварительных экологических разрешений. Тем не менее эта технология остается экономически и экологически жизнеспособной при условии продуманного проектирования системы, использования коррозионноустойчивых материалов, систем контроля давления и регулярного технического обслуживания для обеспечения долгосрочной устойчивости и эффективности.

В системах с замкнутым контуром механизм передачи тепла отличается, поскольку оно должно проходить через слои грунта и несколько слоев труб. Эта система основана на теплообмене между раствором антифриза и хладагентом внутри теплового насоса, где раствор антифриза подается по трубам, погруженным либо в источник воды, либо под землю [20].

Горизонтальное бурение

Горизонтальное бурение — одна из наиболее часто используемых закрытых систем, особенно в сельской местности или на открытых пространствах. В системе выкапываются горизонтальные

траншеи, обычно глубиной от 30 до 50 см, и пластиковые трубы укладываются в виде змеевиков или множества схем (например, петель, рис. 2). Система использует тепло грунта у поверхности для обмена теплом с жидкостью, протекающей внутри труб. К ее основным преимуществам относится более низкая стоимость земляных работ по сравнению с вертикальной прокладкой и простота установки. Однако она требует большой площади поверхности, что делает ее непрактичной в городских районах. Система также не подходит для интенсивной сельскохозяйственной деятельности из-за сильного промерзания почвы под действием насосов. В холодном климате, когда верхние слои почвы промерзают, это также может сказаться на производительности. Глубина установки систем наземного теплового насоса в Российской Федерации варьируется в зависимости от типа почвы и составляет от 1,3 до 2,5 м [21]. Для установки таких систем требуются большие площади — не менее 200 кв. м, а точная площадь определяется исходя из потребностей объекта в тепловой энергии. Среднее потребление оценивается примерно в 10 кВт на 100 кв. м, а работы по установке ограничены летним периодом в связи с климатическими условиями.

Вертикальное бурение

Вертикальное бурение (рис. 2) — идеальное решение в условиях ограниченного пространства, например, в городских районах или зданиях с узкой площадью. Система основана на бурении узких скважин, обычно глубиной от 30 до 150 м [22]. В каждую скважину вставляются U-образные трубы и соединяются друг с другом через центральную распределительную систему. Большая глубина позволяет круглый год сохранять тепло грунта, повышая эффективность системы, как для отопления, так и для охлаждения. Несмотря на высокую эффективность, стоимость установки относительно высока из-за необходимости использования специализированного бурового оборудования и проведения тщательных геологических исследований для определения необходимой глубины. Тем не менее

это отличный долгосрочный вариант благодаря своей стабильной работе.

Во многих случаях на российском рынке предлагается бурение скважин под наклонным углом, например 45 градусов, вместо традиционного вертикального бурения, чтобы снизить затраты на бурение [22]. Хотя этот вариант может показаться экономичным, он может привести к значительным эксплуатационным проблемам. При длительном воздействии низких температур на почву может произойти глубокое промерзание грунта, что негативно скажется на окружающей растительности. Кроме того, ошибки в инженерных расчетах, связанные с углом бурения, в некоторых случаях могут привести к структурным повреждениям фундаментов зданий, что повлечет за собой значительные затраты на ремонт.

Контуры для прокладки в прудах и озерах

В тех случаях, когда имеется постоянный источник воды, например, озеро или большой пруд, можно использовать менее дорогую систему гидроудаления с замкнутым циклом. В этом случае трубы укладываются в спираль и погружаются на дно водоема, где вода используется в качестве теплообменника для обмена энергией с жидкостью внутри труб (рис. 2). Такая система проста в установке и требует минимальных земляных работ, что значительно снижает затраты. Однако ее использование ограничено наличием большого постоянного источника воды. Кроме того, необходимо позаботиться о защите труб от биологических отложений и водорослей, а для использования водных ресурсов могут потребоваться экологические разрешения.

Первая геотермальная электростанция в России была построена в поселке Паужека на Камчатском полуострове в 1966 г., её мощность составила 5 МВт. К 2005 г. совокупная установленная мощность геотермальной энергетики достигла 79 МВт, при этом половина вырабатываемой энергии использовалась для отопления жилых домов и зданий, треть — для обогрева теплиц и около 13 % — для промышленных нужд [23].

Наиболее широко используемым типом геотермальных тепловых насосов в России являются вертикальные грунтовые тепловые насосы, доля которых составляет примерно 60 % от общего числа установок на рынке. Данные системы основаны на бурении глубоких вертикальных скважин, достигающих термически стабильных слоёв грунта, что делает их особенно эффективными в суровых климатических условиях, таких как Сибирь, где необходима значительная глубина для размещения теплообменных труб, что наиболее рационально реализуется в вертикальных системах.

Второе место по распространённости занимают горизонтальные системы, их доля оценивается в 25 %. Они отличаются относительной дешевизной и простотой монтажа, однако требуют значительных площадей для укладки труб и характеризуются сниженной эффективностью в регионах с глубоким промерзанием почвы, что ограничивает их применение в большинстве регионов России.

Системы, использующие грунтовые воды (водо-водяные тепловые насосы), составляют около 15 % от общего объёма установок. Они основаны на использовании близлежащих водоёмов или артезианских скважин в качестве источника и стока тепла. Несмотря на их высокую энергетическую эффективность, такие системы имеют ограниченное распространение из-за экологических ограничений

и необходимости получения специальных разрешений.

Одними из наиболее активных регионов по использованию геотермальных тепловых насосов являются Камчатка и Восточная Сибирь, где природная геотермальная активность делает данный вид энергии логичным и устойчивым выбором. В этих регионах реализуются инфраструктурные проекты, включающие школы, больницы и административные здания, которые полностью обеспечиваются отоплением за счёт геотермальных систем. По статистическим данным, такие проекты позволили значительно сократить выбросы CO₂, а также снизить зависимость от традиционных систем отопления, работающих на угле или дизельном топливе, которые являются дорогостоящими и экологически вредными.

В аналогичном контексте небольшие розничные предприятия, особенно магазины, специализирующиеся на продаже органических продуктов и местной продукции, стали внедрять геотермальные тепловые насосы в свою инфраструктуру. Такая тенденция отражает стремление к продвижению концепции «зеленой энергетики» и снижению углеродного следа, что положительно сказывается на восприятии этих магазинов среди российских потребителей. Согласно отчётам, такие торговые точки смогли извлечь выгоду из термической стабильности, обеспечиваемой системой, что позволило сохранить качество продукции, снизить количество отказов традиционного холодильного и отопительного оборудования, а также сократить ежегодные расходы на коммунальные услуги примерно на 50 % [23].

Согласно [24], в лаборатории Мурманского государственного технического университета было проведено экспериментальное исследование, направленное на определение коэффициента эффективности теплового насоса (КТН). Данный параметр характеризует отношение произведённой тепловой энергии к потребляемой электрической, что позволяет оценить энергетическую эффективность устройства. В ходе эксперимента в качестве исследуемого объекта применялся бытовой кондиционер инверторного типа, состоящий из внутреннего и наружного блоков. Особенностью данного оборудования является возможность работы в двух режимах: обогрева и охлаждения, что обеспечивает его круглогодичную эксплуатацию — в летний период для кондиционирования воздуха, а в зимний — в качестве отопительного прибора. Процедура испытаний включала несколько этапов. Сначала запускалась система и задавалась нужная температура с помощью панели управления. Далее осуществлялось наблюдение за показаниями давления и температуры до момента стабилизации параметров. После этого данные замеров вносились в таблицу, на их основе в специализированной программе строилась рабочая диаграмма цикла, а затем проводились расчёты коэффициента эффективности по установленной методике. Результаты показали, что значение КТН составило 4,64, что означает: на каждую единицу потреблённой электроэнергии приходится 4,64 единицы полученной тепловой энергии, что свидетельствует о высокой эффективности системы. Помимо лабораторных испытаний технологии тепловых насосов успешно применяются в Мурманской области на практике. Так, в городе Мончегорск промышленный тепловой насос был установлен на очистных сооружениях сточных вод. Система использует низ-

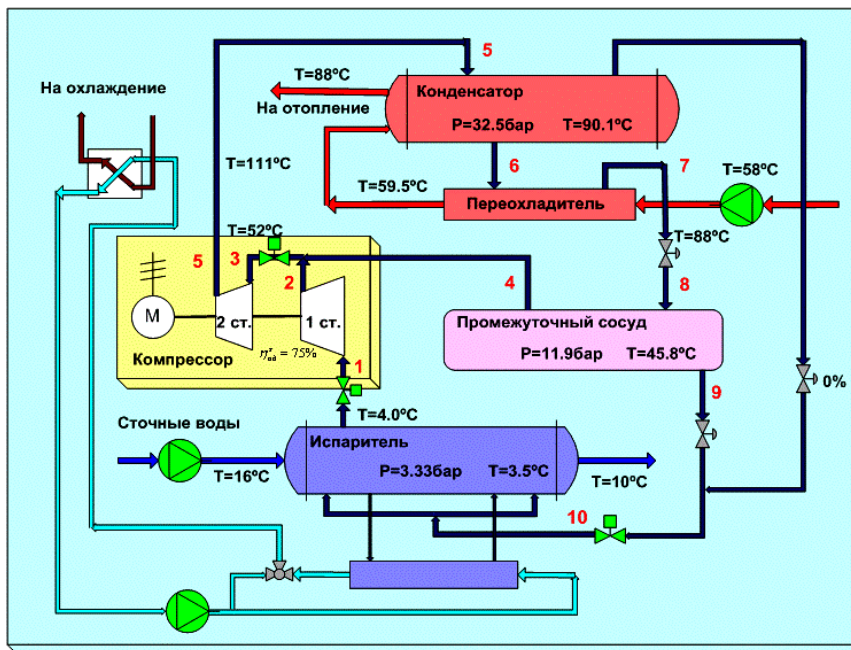


Рис. 3. Принципиальная тепловая схема высокотемпературного теплового насоса, работающего на низкопотенциальном тепле сточных вод:

- 1 — теплообменник-утилизатор; 2 — испаритель; 3 — компрессор;
 4 — конденсатор; 5 — регулятор давления; 6 — система подачи сточных вод;
 7 — система отбора тепловой энергии [25]

Fig. 3. Principal thermal scheme of a high-temperature heat pump operating on low-potential heat of waste water: 1 — heat exchanger-utilizer; 2 — evaporator; 3 — compressor; 4 — condenser; 5 — pressure regulator; 6 — wastewater supply system; 7 — heat energy extraction system [25]

копотенциальное тепло сточных вод, нагревая их до 70 °С и снижая затраты на отопление. Стоимость проекта составила около 8 миллионов рублей, при этом срок окупаемости — 4,5 года. Экономический эффект оказался значительным: себестоимость одной гигакалории тепла, вырабатываемой тепловым насосом, оказалась на 40 % ниже, чем при использовании традиционных котельных, работающих на мазуте. Таким образом, применение тепловых насосов, особенно в условиях сурового климата Крайнего Севера, представляет собой перспективное и экологически безопасное решение. Благодаря влиянию тёплого течения Северо-Атлантического океана побережье Баренцева моря не замерзает даже зимой, что создаёт благоприятные условия для эффективного использования геотермальных и водных источников тепла. Установка тепловых насосов на очистных сооружениях и в системах водооборота предприятий открывает большие возможности по повторному использованию энергии и сокращению вредных выбросов в атмосферу.

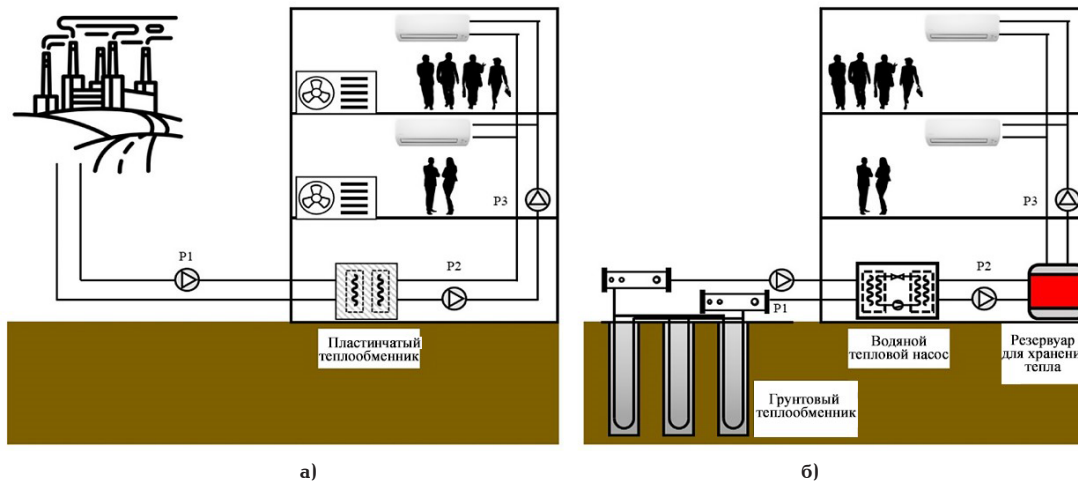
В [25] рассматривается эффективность и целесообразность использования тепловых насосов, особенно большой мощности, в системах централизованного теплоснабжения. Отмечается, что такие установки способны передавать потребителям в 3–5 раз больше тепловой энергии, чем потребляют в виде электроэнергии, что делает их как энергоэффективными, так и экологически безопасными. В работе приводятся примеры широкого распространения тепловых насосов в развитых странах, где они успешно используются в масштабных проектах теплоснабжения, используя в качестве источников тепла морскую воду или сточные воды. В качестве иллюстрации приведён пример экспериментально-

тепловая насосная установка тепловой мощностью 17 МВт, работающая на теплосодержании сточных вод. Установка включала двухступенчатый центробежный компрессор и промежуточный ресивер, в качестве хладагента использовался экологически безопасный R-134a (рис. 3).

В ходе эксперимента сточные воды охлаждались с 16 до 10 °С, а сетевая вода нагревалась с 58 до 88 °С. Электропотребление составляло 7,1 МВт, а коэффициент преобразования тепла достигал 2,4, что считается высоким показателем при значительной разнице температур в испарителе и конденсаторе. Также рассматривался альтернативный режим работы установки, использующей в качестве источника тепла обратную сетевую воду. При этом коэффициент преобразования тепла увеличивался до 4,2, а потребление электроэнергии снижалось до 4,1 МВт. Полученные данные демонстрируют высокий потенциал применения тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения, особенно при адаптации к региональным условиям, наличии государственной поддержки и разработке новых, экологически безопасных хладагентов, пригодных для работы при высоких температурах.

В [26] была проведена оценка эффективности и экономичности геотермальной теплонасосной системы, применяемой в высотных жилых зданиях в Южной Корее, по сравнению с традиционными системами отопления, такими как централизованное теплоснабжение и электрический тепловой насос. Была построена динамическая имитационная модель энергопотребления, учитывающая условия проживания людей, нагрузку на здание и эксплуатационные характеристики системы (рис. 4).

Результаты показали, что эффективность системы может повыситься на 12,6 % в зависимости



а) б)
 Рис. 4. Схемы систем теплового насоса с грунтовым источником тепла, централизованного теплоснабжения и электрического теплового насоса:
 а) система централизованного теплоснабжения и электрический тепловой насос;
 б) система грунтового теплового насоса [26]
 Fig. 4. Schemes of ground source heat pump, district heating and electric heat pump systems:
 а) district heating system and electric heat pump; б) ground source heat pump system [26]

от таких факторов, как емкость теплоаккумулятора, длина геотермальных теплообменников и рабочая температура. Хотя первоначальная стоимость инвестиций в систему геотермального теплового насоса была на 51,5–84,7 % выше, ежегодные эксплуатационные расходы были на 20,8–33,1 % ниже, чем у традиционных систем, что делает систему более экономичной в долгосрочной перспективе. Исследование также показало, что ежегодные выбросы углекислого газа от геотермальной тепловой насосной системы были на 49,1% ниже, что еще больше повышает ее роль в снижении углеродного следа.

В [27] было проведено исследование по оценке производительности и эффективности систем геотермальных тепловых насосов в сочетании с фотоэлектрическими коллекторами в трех иракских городах с различным климатом: Багдад, Мосул и Басра. В исследовании использовалось динамическое моделирование с помощью программного обеспечения TRNSYS для имитации гибридной системы и анализа ее тепловых и электрических характеристик в течение 40-летнего периода. Результаты показали, что включение фотоэлектрических коллекторов позволило сократить длину котлована на 45%, а также добиться экономии энергии на 25,7 %, следовательно, увеличить чистую приведенную стоимость на 13,2 %. В Багдаде комбинированные системы сэкономили 200 МВт·ч в год, 93 % из которых пришлось на тепловой насос. Экономический анализ показал, что, несмотря на увеличение первоначальных инвестиционных затрат на 16,47 %, сокращение расходов на земляные работы и повышение эффективности эксплуатации привели к снижению базовых затрат на 27,14 %. В результате исследования усатновлено, что сочетание фотоэлектрических систем с геотермальным тепловым насосом в суровом климате, как в Ираке, обеспечивает устойчивые и эффективные решения в области тепловой энергии в условиях плотной застройки.

В [28] проведено исследование, направленное на оценку целесообразности и эффективности геотермальной системы централизованного теплоснабжения в Цэцэрлэге (Монголия) путем ее объединения с ветроэлектростанцией и резервным угольным котлом.

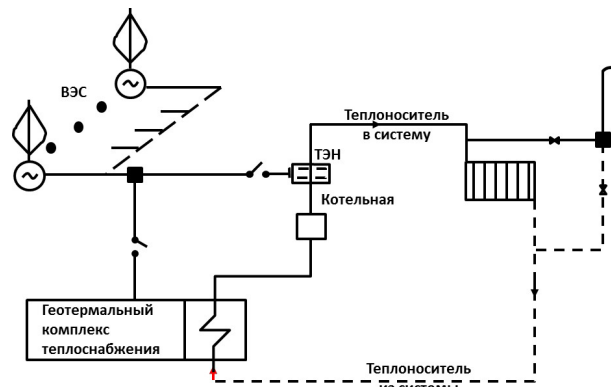


Рис. 5. Принципиальная схема ветро-геотермального комплекса теплоснабжения: ВЭС — ветроэлектрическая станция; ТЭН — электронагреватель [28]
 Fig. 5. Basic scheme of the wind-geothermal heat supply complex: WES — wind power plant; TEN — electric heater [28]

Рис. 5 представляет собой принципиальную схему интегрированной системы теплоснабжения, основанной на комбинированном использовании тепловой насосной станции (ТНС), ветроэлектростанции (ВЭС) и резервной угольной котельной для покрытия пиковых нагрузок. Такая схема признана наиболее эффективной для города Цэцэрлэг благодаря наличию значительных геотермальных ресурсов и высокого ветрового потенциала в окрестностях города. Геотермальная энергия используется для покрытия базовой части тепловой нагрузки, в то время как ветроустановки обеспечивают большую часть тепловой энергии в периоды пикового потребления. В периоды отсутствия ветра в работу включается угольная котельная. Дополнительно электрическая энергия, вырабатываемая ВЭС, может быть направлена на привод компрессоров ТНС, что позволяет снизить потребление внешней электроэнергии и повысить общую энергоэффективность комплекса.

Результаты показали, что использование теплонасосной системы позволяет значительно сократить вредные выбросы и снизить общее воз-

Таблица 3. Оборудование, используемое для обеспечения отопления и горячего водоснабжения
Table 3. Equipment for heating and hot water supply

| Компонент | Технические характеристики | Стоимость (в рублях, 2024 г.) |
|-----------------------------------|---|-------------------------------|
| Тепловой насос мощностью (10 кВт) | Тип: тепловой насос «вода-вода» (для отопления и горячей воды) | 500 000 |
| Глубина бурения (100 м) Система | Вертикальное бурение, U-образная труба из полиэтилена высокой плотности | 300 000 |
| Система распределения | Подогрев пола (теплый пол) | 200 000 |
| Дополнительные расходы | Монтаж, электричество, разрешения | 100 000 |
| Общая стоимость | | 1 100 000 |

Таблица 4. Сравнение сроков окупаемости в разных городах России
Table 4. Comparison of return on investment in different Russian cities

| Город | Зимняя температура, °С | Коэффициент полезного действия | Ежегодная экономия, руб. | Срок окупаемости без государственной поддержки | Срок окупаемости с государственной поддержкой |
|----------|------------------------|--------------------------------|--------------------------|--|---|
| Москва | От -10 до -15 | 3,5–4 | 89285–93750 | 12,3–11,7 лет | 8,6–8 лет |
| Сочи | От 0 до +5 | 4,5–5 | 100000–110000 | 11–10 лет | 7,9–7 лет |
| Норильск | От -30 до -35 | 2,5–3 | 60000–70000 | 18–15 лет | 12–11 лет |

действие на окружающую среду при сохранении хороших экономических показателей. Кроме того, создание системы, сочетающей возобновляемые источники энергии (геоэлектрические и ветровые), обеспечивает стабильное энергоснабжение даже в периоды пикового спроса и снижает зависимость от угля, импортируемого из отдаленных регионов. В результате исследования был сделан вывод, что данная интегрированная модель централизованного теплоснабжения является не только экологически устойчивым, но и экономически выгодным вариантом с периодом окупаемости 2–4 года, что делает ее практически осуществимым решением в климатических и природных условиях, аналогичных Цэцэрлэгу.

Для оценки экономической эффективности использования геотермальных тепловых насосов в России представлен упрощенный пример установки вертикальной замкнутой геотермальной системы отопления для небольшого жилого дома в Москве. В анализе будет проведено сравнение с традиционными системами теплоснабжения. В табл. 3 представлено оборудование, используемое для обеспечения отопления и горячего водоснабжения, а также их общая стоимость [29].

Среднегодовое потребление энергии на отопление и горячее водоснабжение для небольшого жилого дома составляет около 25 000 кВт·ч. С учетом того, что коэффициент преобразования геотермального теплового насоса в условиях суровой зимы достигает приблизительно 3,5 (то есть на 1 кВт·ч потребляемой электроэнергии производится 3,5 кВт·ч тепловой энергии), фактическое годовое потребление электроэнергии системой составляет примерно 7 143 кВт·ч. При средней стоимости электроэнергии в Москве — 5 руб. за кВт·ч; газа — 2,5 руб. за кВт·ч можно рассчитать экономию:

по сравнению с электроотоплением:
 $(25\ 000 \cdot 5) - (7\ 143 \cdot 5) = 89\ 285$ руб./год;

по сравнению с газовым отоплением:
 $(25\ 000 \cdot 2,5) - (7\ 143 \cdot 5) = 21\ 785$ руб./год.

Срок окупаемости без государственной под-

держки по сравнению с электроотоплением: $1\ 100\ 000 / 89\ 285 \approx 12,3$ года;

по сравнению с газовым отоплением: $1\ 100\ 000 / 21\ 785 \approx 50,5$ лет — что делает проект нецелесообразным без субсидий.

В то же время в ряде регионов России предоставляются субсидии до 30 % от стоимости оборудования и монтажа [10], что позволяет сократить срок окупаемости примерно до 8,6 года, делая установку геотермального теплового насоса более привлекательной с экономической точки зрения. В табл. 4 приведено сравнение сроков окупаемости в разных городах России с учетом влияния государственных субсидий.

На основании предыдущих результатов отмечается, что системы геотермальных тепловых насосов являются наиболее эффективным и целесообразным вариантом в регионах с мягкими зимами, таких как Москва и Сочи, предлагая значительную долгосрочную экономию затрат на отопление по сравнению с электрическими котлами или газовыми системами. Срок окупаемости таких систем составляет от 11 до 13 лет без субсидий, и этот срок может быть сокращен до 7–9 лет с учетом государственных субсидий, покрывающих около 30 % стоимости.

Расчет полной стоимости жизненного цикла геотермальных тепловых насосов представляет собой комплексный экономический анализ, охватывающий все этапы функционирования системы, — от первоначальных капитальных вложений на приобретение и установку оборудования до затрат на эксплуатацию, техническое обслуживание, замену ключевых компонентов, а также расходов, связанных с демонтажом, безопасной утилизацией оборудования и рекультивацией территории по завершении срока службы (табл. 5).

Таким образом, формула расчета стоимости жизненного цикла (в рублях):

$$L_{CC} = C_{\text{начальная}} + \sum_{n=1}^T \left(\frac{C_{\text{эксплуатация}} + C_{\text{обслуживание}}}{(1+r)^n} \right) + C_{\text{замена}} + C_{\text{конечная}} \quad (2)$$

Таблица 5. Компоненты стоимости жизненного цикла
Table 5. Components of life cycle costs

| Компонент | Детали | Метод расчета |
|--------------------------|---|--|
| Первоначальные затраты | Цена насоса, бурение, установка, разрешения | Сумма prepaid счетов |
| Эксплуатационные расходы | Электричество, обслуживание, ремонт | Годовое потребление × тариф + обслуживание |
| Затраты на замену | Запчасти (например, компрессоры) | Стоимость детали × количество замен |
| Конечные затраты | Демонтаж или утилизация системы | ≈ 10–20 % от первоначальной стоимости |

где $C_{\text{начальная}}$ — первоначальная стоимость; $C_{\text{эксплуатация}}$ — годовые эксплуатационные затраты (электричество); $C_{\text{обслуживание}}$ — годовое обслуживание; $C_{\text{замена}}$ — замена оборудования; $C_{\text{конечная}}$ — конечная стоимость; r — ставка дисконтирования (3 % для России); T — срок службы (25 лет).

Расчеты будут выполнены для ранее упомянутого примера небольшого дома в Москве:

- первоначальная стоимость: 1 100 000 руб. (включая насос, бурение, установку);
- годовое потребление энергии: 6250 кВт·ч (при КПД = 4,0);
- тариф на электричество: 5 руб./кВт·ч (с ежегодным ростом на 2 % из-за инфляции);
- годовое обслуживание: 10 000 руб. (рост на 1 % в год);
- замена компрессора через 15 лет: 200 000 руб.;
- конечная стоимость: 150 000 руб.;
- ставка дисконтирования (r): 3 %.

На основании представленных выше данных совокупные затраты на эксплуатацию и техническое обслуживание геотермальной системы в течение 25-летнего срока службы составят ориентировочно 1 050 000 руб. Дополнительно при расчёте учитываются расходы на замену компрессора и окончательные затраты, связанные с демонтажом оборудования, его безопасной утилизацией и рекультивацией площадки. При условной ставке дисконтирования 3 % приведённые расходы на замену компрессора (200 000 руб.) и на демонтаж с утилизацией (150 000 руб.) составят соответственно: $(200\,000 / 1,03^{15}) + (150\,000 / 1,03^{25})$, что в сумме составляет около 164 000 руб. Таким образом, в соответствии с формулой (2), общая приведённая стоимость проекта за 25 лет эксплуатации составляет приблизительно 2 313 000 руб.

Сравнительный анализ стоимости жизненного цикла (LCC) различных систем отопления демонстрирует, что геотермальные тепловые насосы (ГТН) обладают значительными экономическими преимуществами по сравнению с альтернативами. В частности, затраты на протяжении 25 лет эксплуатации ГТН составляют около 2,31 млн руб., что ниже, чем у систем на газе (3,2 млн руб.) и электроэнергии (4,5 млн руб.). Экономия при использовании ГТН достигает от 25 до 50 %. На итоговый показатель LCC влияют такие факторы, как эффективность теплового насоса (чем выше коэффициент производительности, тем ниже расходы на электроэнергию), тарифы на энергоресурсы (например, рост тарифа на электричество до 6 руб./кВт·ч может снизить LCC на ≈2,1 млн руб.) и государственная поддержка (например, субсидия в размере 30 % от начальной стоимости оборудования может сократить LCC до ≈2 млн руб.). В целом, ключевым фактором является начальный инвестиционный вклад (до 50 %

от LCC), который компенсируется за счёт низких эксплуатационных расходов в долгосрочной перспективе.

Выводы

1. Геотермальные тепловые насосы являются высокоэффективным и экологически устойчивым решением для систем отопления зданий, демонстрируя значительную экономию энергоресурсов в долгосрочной перспективе.
2. Применение различных типов грунтовых контуров (открытых и закрытых, вертикальных и горизонтальных) позволяет адаптировать системы к различным климатическим и геологическим условиям, обеспечивая гибкость проектирования.
3. Наибольшую эффективность геотермальные системы показывают в регионах с мягким климатом и стабильной температурой грунта, однако они также успешно функционируют в суровых климатических условиях при условии правильного проектирования и расчётов.
4. Эксплуатационные показатели (коэффициент преобразования тепла, сезонная эффективность, срок окупаемости) доказывают целесообразность внедрения геотермальных систем в жилом, коммерческом и государственном строительстве.
5. Основными сдерживающими факторами остаются высокая стоимость первоначальных инвестиций и ограниченные меры государственной поддержки, особенно в удалённых регионах.
6. Опыт пилотных проектов, реализованных в Москве, Сочи, Мурманске и на Камчатке, подтверждает практическую применимость и потенциал масштабного внедрения геотермальных технологий в России.
7. Для обеспечения устойчивого развития и снижения углеродного следа требуется дальнейшая интеграция геотермальных систем в государственные энергетические стратегии, нормативно-правовую базу и программы субсидирования.

Список источников / References

1. Haj Assad M. E., Nooman Amalaha M., Ramadan A. [et al.]. Geothermal heat pumps: principles and applications. *2022 Advances in Science and Engineering Technology International Conferences (ASET)*. 2022. P. 1–8. DOI: 10.1109/ASET53988.2022.9734907.
2. Gao K., Zhao L., Wang C. [et al.]. Economic analysis of combined cooling, heating and power system coupled with heat pump based on energy PLAN. *2020 Chinese Automation Congress (CAC)*. 2020. P. 7268–7272. DOI: 10.1109/CAC51589.2020.9327901.
3. Tetiana R., Myroslava K., Ivan S. The efficiency of nanofluid use in the heat supply system of a house with a geothermal heat pump. *2021 IEEE 11th International Conference Nanomaterials: Applications & Properties (NAP)*. 2021. P. 1–4. DOI: 10.1109/NAP51885.2021.9568625.

4. Lucia U., Simonetti M., Chiesa G., Grisolia G. Ground-source pump system for heating and cooling: Review and thermodynamic approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 70. P. 867–874. DOI: 10.1016/j.rser.2016.11.268.

5. Naveed Ahmed, Mohsen Assadi, Abdelazim Abbas Ahmed, Reyhaneh Banihabib. Optimal design, operational controls, and data-driven machine learning in sustainable borehole heat exchanger coupled heat pumps: Key implementation challenges and advancement opportunities. *Energy for Sustainable Development*. 2023. Vol. 74. P. 231–257. DOI: 10.1016/j.esd.2023.04.004.

6. Фролов В. П., Щербakov С. Н., Фролов М. В., Шелгинский А. Я. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения // Новости теплоснабжения. 2004. № 7 (47). С. 34–39.

Frolov V. P., Shcherbakov S. N., Frolov M. V., Shelginskiy A. Ya. Effektivnost' ispol'zovaniya teplovykh nasosov v tsentralizovannykh sistemakh teplosnabzheniya [Efficiency of using heat pumps in centralized heating systems]. *Novosti Teplosnabzheniya*. 2004. No. 7 (47). P. 34–39. (In Russ.).

7. El Haj Assad M., AlMallahi M. N., AlShabi M., Delnava H. Heating and cooling by geothermal energy. *2022 Advances in Science and Engineering Technology International Conferences (ASET)*. 2022. P. 1–7. DOI: 10.1109/ASET53988.2022.9734943.

8. Lloyd D. B. The smart guide to geothermal: how to harvest Earth's free energy for heating and cooling. PixyJack Press, 2011. P. 100. ISBN-10: 9780977372485; ISBN-13: 978-0977372485.

9. Pavlov A. A., Lavrenov A. A. Prospects for the implementation of innovative technologies in geothermal energy production. *2024 XXVII International Conference on Soft Computing and Measurements (SCM)*. 2024. P. 393–396. DOI: 10.1109/SCM62608.2024.10554136.

10. Об утверждении Стратегии развития строительной отрасли и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации на период до 2030 года с прогнозом до 2035 года: Распоряжение Правительства РФ от 31.10.2022 № 3268-р (ред. от 21.10.2024). Доступ из справочно-правовой системы «КонсультантПлюс».

Ob utverzhdenii Strategii razvitiya stroitel'noy otrasli i zhilishchno-kommunal'nogo khozyaystva Rossiyskoy Federatsii na period do 2030 goda s prognozom do 2035 goda: Rasporyazheniye Pravitel'stva RF ot 31.10.2022 № 3268-r (red. ot 21.10.2024) (On Approval of the Strategy for construction industry and housing and communal services development in the Russian Federation for period up to 2030 with a forecast up to 2035: Order of the Government of the Russian Federation of 31.10.2022 No. 3268-r (ed. of 21.10.2024). Available at ConsultantPlus. (In Russ.).

11. Васильев Г. П. Эффективность и перспектива использования тепловых насосов в городском хозяйстве Москвы // Энергосбережение. 2007. № 8. С. 63–65. EDN: RWBMEX.

Vasilyev G. P. Effektivnost' i perspektiva ispol'zovaniya teplovykh nasosov v gorodskom khozyaystve Moskvy [Efficiency and prospect of heat pumps usage in Moscow urban services]. *Energoberezheniye. Energy Saving*. 2007. No. 8. P. 63–65. EDN: RWBMEX. (In Russ.).

12. Гершкович В. Ф. Исследование работы теплового насоса, использующего теплоту грунта и канализационных стоков, в системе горячего водоснабжения // Новости теплоснабжения. 2007. № 7 (83). URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2465.

Gershkovich V. F. Issledovaniye raboty teplovogo nasosa, ispol'zuyushchego teplotu grunta i kanalizatsionnykh stokov, v sisteme goryachego vodosnabzheniya [Investigation of the heat pump operation using ground heat and sewage effluent in a hot water supply system]. *Novosti Teplosnabzheniya*. 2007. No. 7 (83). URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2465. (In Russ.).

13. ГОСТ Р 54865–2011. Теплоснабжение зданий. Методика расчета энергопотребности и эффективности системы теплогенерации с тепловыми насосами. Введ. 01–07–2012. Москва: Стандартинформ, 2012. 108 с.

GOST P 54865–2011. Teplosnabzheniye zdaniy. Metodika rascheta energopotrebnosti i effektivnosti sistemy teplogeneratsii s teplovyimi nasosami [Heat supply of buildings. Methods for calculation of energy requirements and efficiencies for heat generation with heat pump system]. 2012–07–01. Moscow, 2012. 108 p. (In Russ.).

14. Алхасов А. Б., Бутузov В. А., Алиев Р. М., Бадавов Г. Б. Современное состояние исследований и эксплуатации систем геотермального теплоснабжения в Дагестане // Материалы VI Международной конференции «Возобновляемая энергетика: проблемы и перспективы» и XII школы молодых ученых «Актуальные проблемы освоения возобновляемых энергоресурсов» имени Э. Э. Шпильрайна. Махачкала: ООО «АЛЕФ», 2020. С. 67–80. DOI: 10.33580/2313-5743-2020-8-1-67-80. EDN: BTPTYF.

Alkhasov A. B., Butuzov V. A., Aliyev R. M., Badavov G. B. Sovremennoye sostoyaniye issledovaniy i ekspluatatsii sistem geotermal'nogo teplosnabzheniya v Dagestane [Current state of research and operation of geothermal heat supply systems in Dagestan]. *Materialy VI Mezhdunarodnoy konferentsii «Vozobnovlyayemaya energetika: problemy i perspektivy» i XII shkoly molodykh uchennykh «Aktual'nyye problemy osvoyeniya vozobnovlyayemykh energoresursov» imeni E. E. Shpil'rayna. Renewable Energy: Problems and Prospects and Actual Problems of Renewable Energy Resources Development*. Mahachkala, 2020. P. 67–80. DOI: 10.33580/2313-5743-2020-8-1-67-80. EDN: BTPTYF. (In Russ.).

15. Сапрыкина Н. Ю. Исследование влияния на температуру грунта геотермальной системы теплоснабжения и кондиционирования в комплексе с тепловым насосом при долговременном нестационарном циклическом режиме работы // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. 2018. № 3 (25). С. 19–27. EDN: MLEGJX.

Saprykina N. Yu. Issledovaniye vliyaniya na temperaturu grunta geotermal'noy sistemy teplosnabzheniya i konditsionirovaniya v komplekse s teplovyim nasosom, pri dolgoremennom nestatsionarnom tsiklicheskom rezhime raboty [Investigation of the effect on the temperature of the soil of the geothermal system heat supply and air conditioning in complex with heat pump, with a long-term nonstationary cyclic operation mode]. *Inzhenerno-stroitel'nyy vestnik Prikaspiya. Engineering and Construction Bulletin of the Caspian Region*. 2018. No. 3 (25). P. 19–27. EDN: MLEGJX. (In Russ.).

16. Leong W. H., Tarnawski V. R., Aittomäki A. Effect of soil type and moisture content on ground heat pump performance. *International Journal of Refrigeration*. 1998. Vol. 21, Issue 8. P. 595–606. DOI: 10.1016/S0140-7007(98)00041-3.

17. Wang F., You T., Yang H. Performance analysis and operation optimization of photovoltaic/thermal assisted energy-pile ground source heat pump system in cold regions. *Renewable Energy*. 2025. Vol. 244. P. 122722. DOI: 10.1016/j.renene.2025.122722.

18. Васильев Г. П. Применение ГТСТ в России // Энергия: экономика, техника экология. 2009. № 7. С. 22–29. EDN: KUSHGD.

Vasilyev G. P. Primeneniye GTST v Rossii [Application of geothermal heat pump heating systems in Russia]. *Energiya: Ekonomika, tekhnika, ekologiya*. 2009. No. 7. P. 22–29. EDN: KUSHGD. (In Russ.).

19. Алимгазин А. Ш., Петин Ю. М., Султангузин И. А. [и др.]. Анализ возможностей применения тепловых насосов с использованием геотермальной теплоты артезианских скважин для автономного теплоснабжения объектов в Павлодарской области // Вестник Казанского государственного энергетического университета. 2020. Т. 12, № 4 (48). С. 149–159. EDN: JCHUMN.

Alimgazin A. Sh., Petin Yu. M., Sultanguzin I. A. [et al.]. Analiz vozmozhnostey primeneniya teplovykh nasosov s ispol'zovaniyem geotermal'noy teploty artezianskikh skvazhin dlya avtonomnogo teplosnabzheniya ob'yektov v pavlodarskoy oblasti [Analysis of

the possibilities of application of heat pumps using geothermal heat of artesian wells for autonomous heat supply of objects in the Pavlodar region]. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta. Kazan State Power Engineering University Bulletin*. 2020. Vol. 12, no. 4 (48). P. 149–159. EDN: JCHUMN (In Russ.).

20. Костенко С. А., Пискунов А. А., Ганин Н. А. Организация укладки подземного контура теплообменника при использовании низкотемпературной геотермальной системы для термостабилизации дорожного полотна на многоуровневых транспортных развязках // *Инновации и инвестиции*. 2021. № 3. С. 307–313. EDN: IDYRNF.

Kostenko S. A., Piskunov A. A., Ganin N. A. Organizatsiya ukladki podzemnogo kontura teplotobmennika pri ispol'zovanii nizkotemperaturnoy geotermal'noy sistemy dlya termostabilizatsii dorozhnogo polotna na mnogourovnevnykh transportnykh razvyazkakh [Organization of laying an underground heat exchanger circuit using a low-temperature geothermal system for thermal stabilization of the roadway at multi-level traffic intersections]. *Innovatsii i investitsii. Innovation & Investment*. 2021. No. 3. P. 307–313. EDN: IDYRNF. (In Russ.).

21. Краснов Д. К. Особенности применения геотермальных тепловых насосов в индивидуальном жилищном строительстве // *Международный журнал гуманитарных и естественных наук*. 2023. № 12-1 (87). С. 52–55. DOI: 10.24412/2500-1000-2023-12-1-52-55. EDN: GZRDCW.

Krasnov D. K. Osobennosti primeneniya geotermal'nykh teplovykh nasosov v individual'nom zhilishchnom stroitel'stve [Features of the use of geothermal heat pumps in individual housing construction]. *Mezhdunarodnyy zhurnal gumanitarnykh i estestvennykh nauk. International Journal of Humanities and Natural Sciences*. 2023. No. 12-1 (87). P. 52–55. DOI: 10.24412/2500-1000-2023-12-1-52-55. EDN: GZRDCW. (In Russ.).

22. Псаров С. А., Шумилин Е. В., Каменчуков А. В. Методика определения суммарной длины вертикальных скважин для геотермальных тепловых насосов // *Международный научно-исследовательский журнал*. 2020. № 11-1 (101). С. 61–66. DOI: 10.23670/IRJ.2020.101.11.009. EDN: TFOOUU.

Psarov S. A., Shumilin E. V., Kamenchukov A. V. Metodika opredeleniya summarnoy dliny vertikal'nykh skvazhin dlya geotermal'nykh teplovykh nasosov [Method for determining the total length of vertical wells for geothermal heat pumps]. *Mezhdunarodnyy nauchno-issledovatel'skiy zhurnal. International Research Journal*. 2020. No. 11-1 (101). P. 61–66. DOI: 10.23670/IRJ.2020.101.11.009. EDN: TFOOUU. (In Russ.).

23. Фёдоров А. В. Применение геотермальных тепловых насосов для отопления коммерческих и инфраструктурных объектов // *Главный энергетик*. 2021. № 11. С. 4–11. EDN: BTIIVV.

Fedorov A. V. Primeneniye geotermal'nykh teplovykh nasosov dlya otopeniya kommercheskikh i infrastrukturykh ob'yektov [Application of geothermal heat pumps for heating commercial and infrastructure facilities]. *Glavnyy energetik*. 2021. No. 11. P. 4–11. EDN: BTIIVV. (In Russ.).

24. Паюсова Е. С., Клименко М. Г., Троценко А. А. Использование тепловых насосов в качестве альтернативного источника отопления в Мурманской области // *Дневник науки*. 2023. № 10 (82). EDN: NPIGAO.

Payusova E. S., Klimenko M. G., Trotsenko A. A. Ispol'zovaniye teplovykh nasosov v kachestve al'ternativnogo istochnika otopeniya v Murmanskoy oblasti [The use of heat pumps as an alternative source of heating in the Murmansk Region]. *Dnevnik Nauki*. 2023. No. 10 (82). EDN: NPIGAO. (In Russ.).

25. Султангузин И. А., Потапова А. А. Высокотемпературные тепловые насосы большой мощности для систем теплоснабжения // *РосТепло.ру*. 2023. URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2363 (дата обращения: 15.06.2024).

Sultanguzin I. A., Potapova A. A. Vysokotemperaturnyye teplovyye nasosy bol'shoi moshchnosti dlya sistem

teplosnabzheniya [High-temperature, high-capacity heat pumps for heat supply systems]. *RosTeplo.ru*. 2023. URL: https://www.rosteplo.ru/Tech_stat/stat_shablon.php?id=2363 (accessed: 15.06.2024). (In Russ.).

26. Kwon Y., Nam Y., Bae S., Chae H. Economic and performance analysis of ground source heat pump system for high-rise residential buildings considering practical applications. *Energy Reports*. 2023. Vol. 10. P. 4359–4373. DOI: 10.1016/j.eyr.2023.10.086.

27. Hassan Q. Energy optimization of photovoltaic-thermal-coupled ground-source heat pumps across Iraqi climates. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2025. Vol. 72. 106387. DOI: 10.1016/j.csite.2025.106387.

28. Стенников В. А., Жарков С. В., Соколов П. А. Исследование эффективности геотермального теплоснабжения на примере г. Цэцэрлэг // *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2012. № 10. С. 245–252. EDN: PHOZVH.

Stennikov V. A., Zharkov S. V., Sokolov P. A. Issledovaniye effektivnosti geotermal'nogo teplosnabzheniya na primere g. Tsetserleg [Studying efficiency of geothermal heat supply by example of Tsetserleg city]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Proceedings of Irkutsk State Technical University*. 2012. No. 10. P. 245–252. EDN: PHOZVH. (In Russ.).

29. Каталог оборудования для геотермальных тепловых насосов. URL: <https://www.brosk.ru/heat/catalog> (дата обращения: 15.06.2024).

Katalog oborudovaniya dlya geotermal'nykh teplovykh nasosov [Catalogue of equipment for geothermal heat pumps]. URL: <https://www.brosk.ru/heat/catalog> (accessed: 15.06.2024).

ДЕЕБ АЛИ, аспирант кафедры «Гидроэнергетика и возобновляемые источники энергии» Национального исследовательского университета «МЭИ», г. Москва.

Адрес для переписки: alideb20001@gmail.com

ДОРОШИН Александр Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидроэнергетика и возобновляемые источники энергии» Национального исследовательского университета «МЭИ», г. Москва.

SPIN-код: 1078-8914

AuthorID (РИНЦ): 751790

Адрес для переписки: DoroshinAN@mpei.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

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 16.04.2025; одобрена после рецензирования 28.05.2025; принята к публикации 03.06.2025.

ДЕЕБ АИ, Postgraduate at the Hydropower and Renewable Energy Department, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.

Correspondence address: alideb20001@gmail.com

DOROSHIN Aleksandr Nikolayevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Hydropower and Renewable Energy Department,

National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.
SPIN-code: 1078-8914
AuthorID (RSCI): 751790
Correspondence address: DoroshinAN@mpei.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

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 16.04.2025; approved after reviewing 28.05.2025; accepted for publication 03.06.2025.

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТРАНСЗВУКОВОЙ ОСЕВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

А. С. Золотухин^{1,2}, Л. Н. Маренина¹, А. А. Дроздов¹,
Е. Ю. Золотухина^{1,2}, А. М. Яблоков¹

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

²АО «Силловые машины», Россия, 195009, г. Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д. 3, лит. А

Представлены результаты верификации и валидации математической модели проточной части трансзвуковой модельной ступени NASA Stage 37 осевого компрессора с данными эксперимента, проведенного NASA в 1970-х гг. В работе представлена последовательность построения математической модели проточной части, а также геометрических моделей лопаточных аппаратов. Математическая модель лопаток рабочего колеса построена на основе геометрии пера лопатки, полученной по результатам расчета напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов. При расчете напряженно-деформированного состояния лопатки учитывалось действие газодинамических нагрузок и центробежных сил. Для газодинамических расчетов проведено исследование на сеточную независимость с описанием методики расчета первого пристеночного слоя и обоснован выбор модели турбулентности. Численное исследование течения вязкого газа в проточной части модельной ступени проведено с учетом физического эксперимента NASA. В результате численных исследований построены газодинамические характеристики ступени, а также исследовано распределение параметров потока в расчетных сечениях по высоте проточной части. Полученные газодинамические характеристики на основе разработанной математической модели количественно и качественно соответствуют результатам газодинамических испытаний NASA. Полученная модель может быть использована для дальнейших оптимизационных или иных расчетов методом конечных элементов.

Ключевые слова: NASA Stage 37, численное моделирование, модельная ступень, осевой компрессор, верификация, CFD, скорость звука, газодинамические характеристики.

Для цитирования: Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А., Золотухина Е. Ю., Яблоков А. М. Верификация математической модели трансзвуковой осевой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 61–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-61-70. EDN: CJENRN.



© Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А.,
Золотухина Е. Ю., Яблоков А. М., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

VERIFICATION OF MATHEMATICAL MODEL OF TRANSONIC AXIAL COMPRESSOR STAGE

A. S. Zolotukhin^{1,2}, L. N. Marenina¹, A. A. Drozdov¹,
E. Yu. Zolotukhina^{1,2}, A. M. Yablokov¹

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Russia, Saint Petersburg, Politechnicheskaya St., 29, 195251

²JSC "Power Machines", Russia, Saint Petersburg, Vatutina St., 3A, 195009

The research presents the results of verification and validation of the mathematical model of the flow path transonic model NASA Stage 37 axial compressor using the data of the experiment conducted by NASA in the 1970s. The work presents the sequence of constructing a mathematical model of the flow path, as well as geometric models of the blade units. The mathematical model of the impeller blades is constructed based on the geometry of the blade airfoil obtained from the results of calculating the stress-strain state using the finite element method. When calculating the stress-strain state of the blade, the effect of gas-dynamic loads and centrifugal forces is considered. For gas-dynamic calculations, a study is conducted on grid

independence with a description of the calculation method for the first near-wall layer and a justification for the choice of the turbulence model. A numerical study of the viscous gas flow in the flow path of the model stage is carried out considering the distribution of flow parameters and the position of the measurement control points according to the NASA report. As a result of numerical studies, gas-dynamic characteristics of the stage are constructed, and the distribution of flow parameters in the calculated sections along the height of the flow part is investigated. The obtained gas-dynamic characteristics based on the developed mathematical model quantitatively and qualitatively correspond to the results of NASA gas-dynamic tests. The obtained model can be used for further optimization or other calculations using the finite element method.

Keywords: NASA Stage 37, numerical modeling, model stage, axial compressor, validation, CFD, sound speed, gas-dynamic characteristics.

For citation: Zolotukhin A. S., Marenina L. N., Drozdov A. A., Zolotukhina E. Yu., Yablokov A. M. Verification of the mathematical model of the transonic axial compressor stage. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 61–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-61-70. EDN: CJEHRN.



© Zolotukhin A. S., Marenina L. N., Drozdov A. A., Zolotukhina E. Yu., Yablokov A. M., 2025.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Газотурбинные установки (ГТУ) широко применяются в области энергетики как приводы различного энергетического оборудования, в нефтегазовой отрасли в качестве приводных установок газовых компрессоров, насосов и генераторов, в транспорте как авиационные двигатели и вспомогательные установки. Области применения и мощности газовых турбин весьма обширны. На сегодняшний день существуют газовые турбины малой мощности, например, для беспилотной авиации и тяжелые промышленные турбины мощностью свыше 500 МВт, основанные на классическом цикле теплового двигателя. Этапы разработки каждого такого изделия включают в себя различные испытания отдельных узлов и установок в целом [1]. Проведение испытаний в рамках создания нового изделия является обязательным и связано со значительными капитальными затратами. С целью уменьшения количества проводимых испытаний и увеличения их качества в современном турбостроении применяются различные программные продукты метода конечных элементов. Численное исследование позволяет провести оценку разрабатываемого изделия до его непосредственного изготовления и испытания, а передовые программные решения позволяют проводить оптимизацию с целью получения наилучшего образца.

Широко применяется численный эксперимент для моделирования процессов, протекающих в камерах сгорания, компрессоров и турбин. Для валидации численных моделей в области исследований компрессоров применяются результаты испытаний модельных ступеней. Именно по этим результатам исследователь выстраивает численную модель проточной части проектируемого компрессора.

Повышение эффективности газотурбинных установок стационарного и транспортного типов напрямую связано с увеличением отношения давлений компрессора газотурбинного двигателя (ГТД) и увеличением начальной температуры газов перед турбиной высокого давления. По оценке специалистов [2, 3] ежегодное увеличение температуры в среднем составляет 13 °С, что приводит к увеличению КПД производства электроэнергии ГТУ примерно на 0,3 % в год. Повышение начальной температуры

газа приводит к необходимости использования жаропрочных материалов, термобарьерного покрытия и эффективных систем охлаждения лопаток, что значительно усложняет конструкцию ГТД. Вопрос повышения эффективности компрессора остается актуальным, особенно для модернизируемых газотурбинных двигателей средней и малой мощности. Модернизация и проектирование осевого компрессора основаны на результатах экспериментальных продувок модельных ступеней и применении численных методов моделирования.

В 50-х гг. прошлого века в ЦКТИ им. Ползунова разработано семейство компрессорных ступеней различной степени реактивности: К-30; К-50; К-70; К-100. Результаты данной работы широко распространены в области компрессоростроения для различного рода газотурбинных установок.

Широкое распространение получили модельные ступени с невысоким значением относительного удлинения лопаток, разработанные и испытанные NASA [4–8]. Результаты модельных испытаний ступеней NASA с описанием геометрии, методики проведения испытаний и методики обработки данных опубликованы в открытом доступе. Открытость и доступность данных позволяет проводить максимально близкие и подробные численные исследования данных ступеней.

Еще в 1998 г. AGARD (Advisory Group for Aerospace Research and Development) был опубликован отчет о методике валидации CFD (Computational Fluid Dynamics) расчетов на примере ступени NASA Stage 37 [9], относящейся к семейству, описанному ранее. Данная работа в полной мере описывает подход к CFD-моделированию рассматриваемой ступени с применением актуального на то время математического аппарата.

При этом указанная группа ступеней часто встречается в публикациях и современных исследователей. Так, в работе Junting Xiang [10] приводится методика валидации и анализа осевой ступени NASA Stage 35. Автором обоснована используемая им модель турбулентности, а также проведено сопоставление с экспериментальными данными.

В публикации В. Л. Блинова и И. С. Зубкова [11] приведены результаты верификации расчетной модели ступени NASA Stage 37. Осуществлено сопоставление

ставление полученных данных с экспериментальными данными на трех основных режимах работы ступени: 70, 90 и 100 % от номинальной частоты вращения ротора.

В работах по исследованию модельных ступеней зачастую авторами не рассматривается геометрия лопаток с учетом напряженно-деформированного состояния. Это является крайне важным этапом при верификации и валидации математической модели.

Несмотря на значительное количество проведенных и опубликованных исследований модельных ступеней NASA с «холодной геометрией», целесообразно провести их исследование методами вычислительной газодинамики с учетом изменения геометрии лопаток в напряженно-деформированном состоянии.

Описание объекта исследования

Объектом исследования является трансзвуковая ступень осевого компрессора NASA Stage 37. Она является одной из серии модельных ступеней, разработанных NASA для оценки интегральных характеристик лопаток [4–8]. Параметры Stage 37 на расчетной точке и номинальных оборотах, а также количество рабочих и направляющих лопаток приведены в табл. 1 [7].

Для валидации математической модели рассматриваемой ступени используются результаты газодинамических испытаний, полученных NASA в середине 70-х годов прошлого века. Методика проведения экспериментов в полной мере изложена в соответствующих отчетах [7, 11].

Стенд для экспериментальных исследований модельных ступеней NASA — открытого типа. Замеры массового расхода проводились на выходе из ступени диафрагменным расходомером с величиной абсолютной погрешности $|\delta| < 0,3$ кг/с.

Замеры основных параметров потока непосредственно перед рабочей лопаткой (РЛ) (сечение 1) осуществлялись с помощью двух комбинированных и двух клиновидных (на 18 градусов) зондов. Комбинированный зонд выполняет замеры следующих параметров: температура торможения (T_{in}^*), полное давление (p_{in}^*) и поточный угол. Клиновидный зонд предназначен для получения значений статического давления (p_{in}) и поточного угла.

Из-за малой величины осевого зазора между рабочей лопаткой и направляющим аппаратом (НА), параметры потока в сечении 2 получены вычислительным путем. На выходе из НА (сечение 3) также установлено измерительное оборудование в виде двух комбинированных и двух клиновидных зондов, которые траверсированы в окружном направлении и девяти радиальных позициях.

Схемы расположения сечений замеров и измерительного оборудования приведены на рис. 1.

Подробное описание проведения испытания, а также экспериментального стенда приведено в работах [7, 11].

Методы исследования

Лопатки рабочего колеса и направляющего аппарата ступени Stage 37 основаны на многоарочном (multiple circular arc) профиле. Данный тип профиля широко применяется в трансзвуковых ступенях осевых компрессоров [12–14].

Геометрические модели лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата построены по сечениям. В каждом сечении лопатки задаются геометрические параметры: $r_{вх}$ — радиус входа; $r_{вых}$ — радиус

Таблица 1. Параметры NASA Stage 37
Table 1. NASA Stage 37 parameters

| Параметр | Значение |
|--|----------|
| Адиабатический КПД ступени | 0,842 |
| Степень повышения полного давления в ступени | 2,05 |
| Обороты, об/мин | 17188,7 |
| Радиальный зазор, мм | 0,0356 |
| Число рабочих лопаток, шт. | 36 |
| Число направляющих лопаток, шт. | 46 |

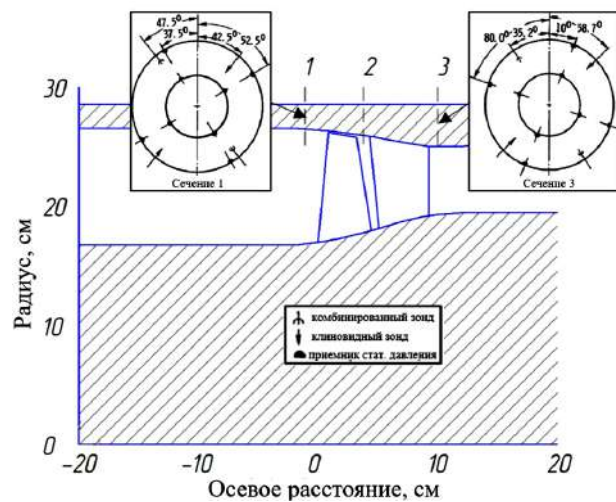


Рис. 1. Схема расположения расчетных сечений и измерительного оборудования

Fig. 1. Arrangement of the measurement locations and measuring equipment

выхода; $z_{вх}$ — осевая координата входа; $z_{макс}$ — осевая координата положения максимальной толщины; $z_{пов}$ — осевая координата точки поворота профиля; $z_{вых}$ — координата выхода в осевом направлении; $k_{вх}$ — входной угол лопатки; $t_{вх}$ — толщина кромки лопатки на входе; $k_{вых}$ — выходной угол лопатки; $t_{вых}$ — толщина кромки лопатки на выходе; $k_{пов}$ — угол установки лопатки. На рис. 2 представлен пример построения сечения твердотельной модели и сечения лопатки.

Для построения лопаток с применением подобного рода профилей возможно применение специально разработанных программ, которые в автоматическом режиме осуществляют их построение. Так, программа построения данного профиля, написанная на языке FORTRAN IV, описана в отчете NASA James E. Crous, опубликованном в [15]. В данной работе для построения профилей РЛ и НА использован этот же алгоритм, только адаптированный Elsa Piollet для Python 2 [16]. При этом вышеуказанная программа была доработана для корректной работы на Python 3.11.

Исследования, посвященные ступеням NASA, в том числе Stage 37, не описывают учет реальной геометрии лопаточного аппарата при газодинамических испытаниях.

Учет действующих газодинамических и центробежных сил является необходимым для моделирования течения в рабочем колесе, т.к. деформация лопатки может повлиять на интегральные параметры ступени. В общем случае лопатки рабочего ко-

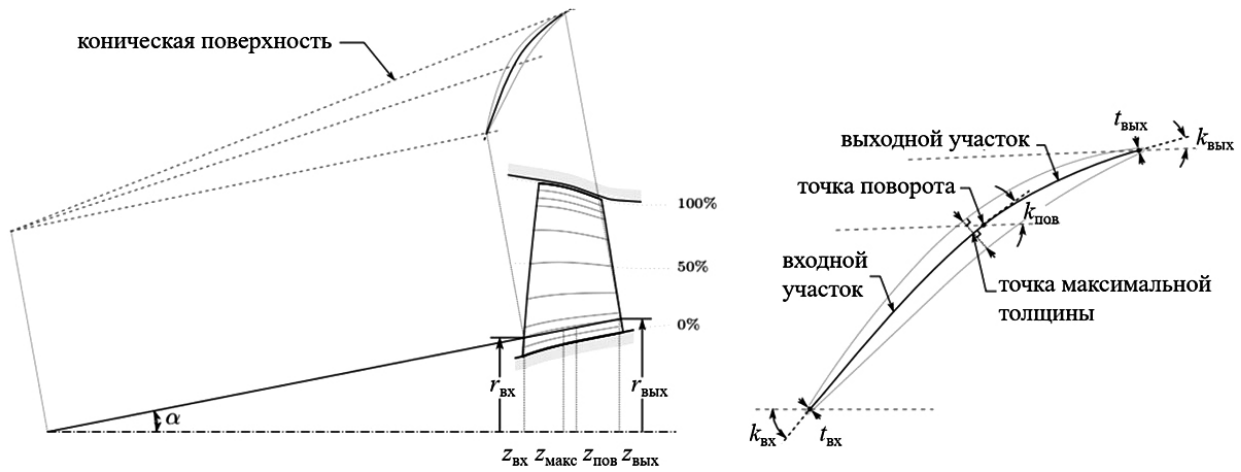


Рис. 2. Пример построения твердотельной модели лопатки рабочего колеса [15]:

$r_{вх}$ — радиус входа; $r_{вых}$ — радиус выхода; $z_{вх}$ — осяевая координата входа;
 $z_{макс}$ — осяевая координата положения максимальной толщины; $z_{пов}$ — осяевая координата точки поворота профиля;
 $z_{вых}$ — координата выхода в осевом направлении;
 $k_{вх}$ — входной угол лопатки; $t_{вх}$ — толщина кромки лопатки на входе; $k_{вых}$ — выходной угол лопатки;
 $t_{вых}$ — толщина кромки лопатки на выходе; $k_{пов}$ — угол установки лопатки
 Fig. 2. The method of constructing a solid model of the rotor blade [15]:
 $r_{вх}$ — inlet radius; $r_{вых}$ — outlet radius; $z_{вх}$ — inlet axial position; $z_{макс}$ — maximum thickness axial position;
 $z_{пов}$ — blade turning point axial position; $z_{вых}$ — outlet axial position; $k_{вх}$ — inlet blade angle;
 $t_{вх}$ — inlet blade thickness; $k_{пов}$ — blade stagger angle;
 $t_{вых}$ — outlet blade thickness; $k_{вых}$ — outlet blade thickness;

леса испытывают сложное напряженно-деформированное состояние, при котором, например, изгиб от газодинамических сил может приводить к появлению изгибающего момента от центробежных сил. Деформации направляющего аппарата значительно меньше в силу другой конфигурации действующих сил и двухпорной конструкции [7].

Расчет напряженно-деформированного состояния геометрии лопатки рабочего колеса проведен в системе ANSYS Mechanical на расчетном режиме работы ступени. Материал лопатки — сталь 18Ni 200-maraging [7].

Механические свойства материала определены по открытым источникам [17–19]: плотность стали $\rho = 8000 \text{ кг/м}^3$; модуль упругости $E = 1,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$. Напряженно-деформированное состояние лопатки рабочего колеса рассчитано с учетом действия газодинамических нагрузок и центробежных сил [20]. Для определения газодинамической нагрузки на поверхности лопатки задано распределение температуры и давления.

Для расчета турбомашин в стационарной постановке на сегодняшний день наибольшую популярность получил метод дополнения системы уравнений Навье–Стокса, осредненных по числу Рейнольдса — Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) [21].

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u}) = 0, \\ \frac{\nabla(\rho \bar{u})}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u}) = -\nabla p + \nabla(\tau_m + \tau_t), \\ \frac{\nabla(\rho E)}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{u} H) = \nabla[\bar{u}(\tau_m + \tau_t) + (\bar{q}_m + \bar{q}_t)] \\ \rho = \frac{pm}{RT} \end{cases}$$

где t — время, с; \bar{u} — вектор скорости осредненного течения, м/с; τ_m и τ_t — молекулярная и тур-

булентная составляющие тензора касательных напряжений, Па; E — полная энергия газа, Дж; H — полная энтальпия, Дж; \bar{q}_m и \bar{q}_t — молекулярная и турбулентные составляющие вектора плотности теплового потока, Вт/м²; m — молярная масса газа, г/моль; R — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К).

Для замыкания полученной системы уравнений необходимо установить связь между турбулентной составляющей плотности теплового потока и составляющей тензора касательных напряжений. Для этого в RANS подходе применяется различные модели турбулентности. Наиболее распространёнными при моделировании процессов турбомашин являются:

— модель Спалларта–Алмараса (SA), основанная на разрешении одного дифференциального уравнения для турбулентной вязкости [22];

— двухдифференциальная модель переноса сдвиговых напряжений (SST) Ментера, которая объединяет в себе преимущества k - ϵ и k - ω моделей, а также учитывает перенос сдвиговых напряжений [23, 24].

В работе используется модель Ментера (SST), для которой построена расчетная сетка с таким размером первой пристеночной ячейки, способной обеспечить $y^+ \leq 1$.

Расчетные структурированные сетки лопаточных аппаратов построены в системе NUMECA AutoGrid5 в форме призматических элементов.

Применяемая модель турбулентности относится к низкорейнольдсовым, к которой предъявляются повышенные требования по высоте первого пристеночного элемента (y). При построении расчетных сеток величина y определена согласно методике [21].

Параметры получены по результатам предварительных расчетов недеформированной геометрии лопатки рабочего колеса [20].

Высота первого пристеночного элемента определяется по формуле:

$$y = \frac{y^+ \cdot \mu}{U_\tau \cdot \rho},$$

где μ — динамическая вязкость, Па·с; U_τ — скорость трения, м/с; ρ — плотность газа, кг/м³.

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}},$$

где τ_w — касательные напряжения на стенке, Па.

Касательные напряжения на стенке определяются через коэффициент поверхностного трения (C_f) как

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U_\infty^2.$$

Коэффициент поверхностного трения, для внешнего обтекания профиля лопатки, равен

$$C_f = 0,058 Re_b^{-0,2},$$

где Re_b — число Рейнольдса, определенное по хорде профиля на среднем диаметре и скорости в относительно движении в ядре потока.

Для используемой модели турбулентности SST ($y^+ = 1$), при $Re_b = 1,44 \cdot 10^6$, плотности рабочего тела $\rho = 1,5$ кг/м³, динамической вязкости $\mu = 1,96 \cdot 10^{-5}$ и скорости в ядре потока горла РЛ 338 м/с, размер первого пристеночного элемента составляет примерно $y \sim 0,001$ мм.

Оценка качества используемой сеточной модели (табл. 2) осуществляется с помощью параметра y^+ . Для используемой модели турбулентности SST рекомендуемое среднее значение данного параметра во всей расчетной области соответствует $y_{ave}^+ \leq 1$. Так как для расчета «холодной и горячей» геометрии (подробнее о которой будет сказано далее) использованы идентичные настройки сеточного генератора, то достаточным будет рассмотрение только одного случая, а именно точки оптимального

Таблица 2. Параметры сеточной модели
Table 2. Grid parameters

| Параметр сети | Значение |
|---|----------|
| Число элементов в РЛ, млн | 2,203 |
| Число элементов в НА, млн | 1,857 |
| Минимальный угол скошенности во всей расчетной области, град. | 21,5 |
| Размер первого пристеночного элемента, мм | 0,001 |

КПД ($\eta_{аопт}$) горячей геометрии. Максимальное значение параметра наблюдается на входных кромках РЛ и НА, при этом $y^+ \sim 3$ — среднее значение во всей расчетной области соответствует требованиям $y_{ave}^+ \leq 1$.

В качестве расчетного выбран режим, соответствующий 100 % оборотов ротора. На входе в расчетную область задается распределение полного давления и температуры торможения по высоте $T_{1-1}^*, \rho_{1-1}^* = f(r)$, соответствующее ближайшей экспериментальной точке [7]. На вертикальном участке характеристики компрессора задается статическое давление на выходе, на горизонтальном — массовый расход.

Интерфейс между доменами рабочего колеса и направляющего аппарата — Stage (Mixing-plane). В силу секторальной постановки задачи для границ доменов в окружном направлении задано условие периодичности.

Рабочее тело газ — воздух. Теплопроводность, теплоемкость и динамическая вязкость газа заданы как функции от температуры. Используемая модель переноса тепла — Total Energy.

Расчетная сетка в радиальном зоре рабочего колеса имеет некомфортный участок, для соединения которого задан интерфейс General connection.

На рис. 3 приведена расчетная область с заданными граничными условиями (ГУ) для исследуемой точки № 4188, максимально приближенной к расчетному режиму работы ступени.

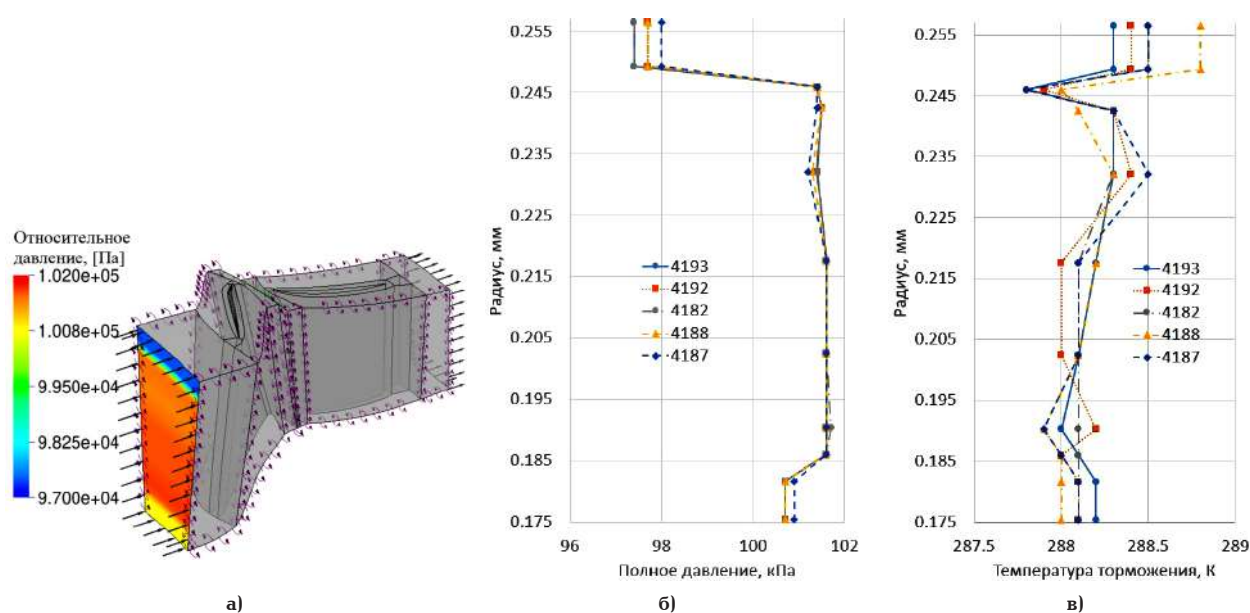


Рис. 3. Расчетная численная модель рабочего колеса и направляющего аппарата в секторальной постановке с заданными граничными условиями согласно отчету NASA Stage37: а — геометрия лопаточного аппарата; б — распределение полного давления на входе; в — распределение полной температуры на входе

Fig. 3. Numerical model with applied boundary conditions of the report NASA Stage 37: а — research area; б — inlet total pressure distribution; в — inlet total temperature distribution

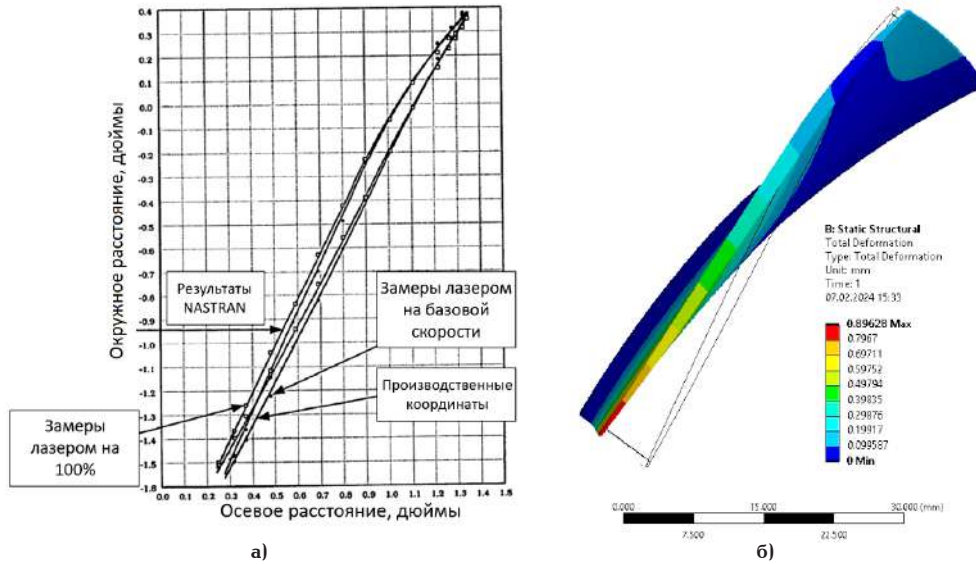


Рис. 4. Сравнение деформированного состояния пера рабочей лопатки NASA Stage 37 в периферийном сечении: а — данные эксперимента NASA Stage 37; б — результаты численного расчета напряженно-деформированного состояния (НДС)
 Fig. 4. Comparison of the deformed state of the pen of the NASA Stage 37 impeller in the peripheral section: a — data from the NASA Stage 37; б — results of numerical calculation

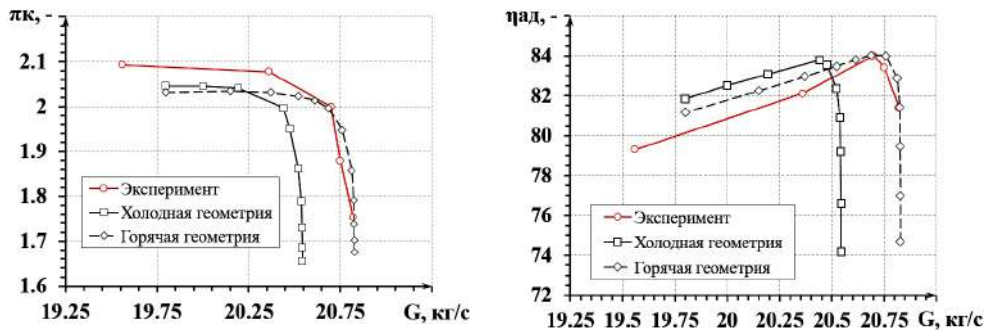


Рис. 5. Сравнение зависимостей отношения полных давлений $\pi_k = f(G)$ и адиабатического КПД $\eta_{ag} = f(G)$ от массового расхода ступени
 Fig. 5. Comparison of the tested performance Stage 37 $\pi_k = f(G)$ and $\eta_{ag} = f(G)$

Результаты

По результатам расчета напряженно-деформированного состояния получена геометрия лопатки рабочего колеса. На рис. 4 приведено сравнение деформированного состояния пера лопатки в периферийном сечении, полученного численным методом с экспериментальными данными NASA.

При сравнении результатов деформированного состояния, определённых численными методами с результатами лазерных замеров при физическом эксперименте, наблюдается поворот периферийного сечения лопатки относительно точки, совпадающей с положением максимальной толщины профиля лопатки. Перемещение входной кромки в осевом направлении качественно и количественно совпадает с результатами экспериментальных замеров.

Для валидации результатов численного исследования используются зависимости адиабатического КПД ($\eta_{аа}$) и отношение полных давлений от массового расхода. Методика расчета интегральных параметров изложена в [7]:

$$\eta_{ag} = \frac{\left(\frac{\bar{p}_3}{\bar{p}_1}\right)^{\gamma-1/\gamma} - 1}{T_3/T_1 - 1},$$

$$\pi_k = \bar{p}_3 / \bar{p}_1,$$

где $\left(\frac{\bar{p}_3}{\bar{p}_1}\right)$ — осредненное по массовому расходу отношение полных давлений; T_3/T_1 — осредненное по массовому расходу отношение температур торможения; γ — показатель адиабаты.

Осреднение величин по массовому расходу происходит в соответствии с методикой, указанной в [5]:

$$\bar{x} = \frac{\int_{r_h}^{r_t} x \rho c_a r dr}{\int_{r_h}^{r_t} \rho c_a r dr} = \frac{\sum_{i=1}^{NR} x_i \rho_i c_{a,i} A_i}{\sum_{i=1}^{NR} \rho_i c_{a,i} A_i},$$

где x — осредняемая величина; r_h и r_t — радиусы втулочного и периферийного обвода, м; $c_{a,i}$ — осевая скорость, м/с; A_i — площадь кольцевого канала, м².

Индексы 1 и 3 соответствуют расположению контрольных сечений, в которых проводились экспериментальные замеры на входе и выходе из ступени. Схема расположения измерительных гребенок в контрольных сечениях представлена на рис. 1.

На рис. 5 приведено сравнение газодинамических характеристик при численном исследовании

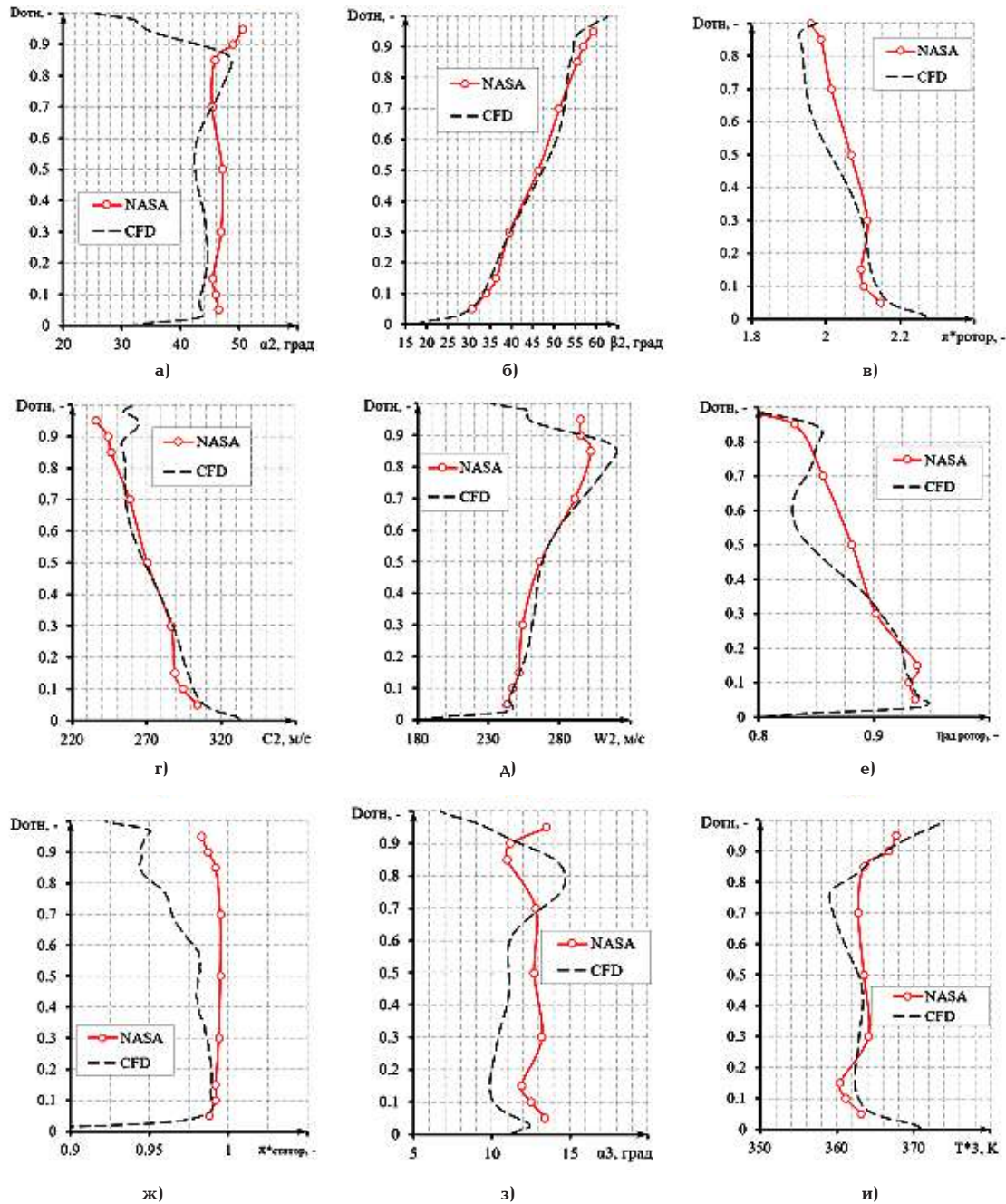


Рис. 6. Сравнение параметров потока в сечениях 2 и 3 при численном исследовании горячей геометрией и экспериментальном исследовании (NASA): а — угол выхода потока из РЛ в абсолютном движении; б — угол выхода потока из РЛ в относительном движении; в — отношение полных давлений рабочего колеса; г — абсолютная скорость на выходе из РЛ; д — относительная скорость на выходе из РЛ; е — адиабатический КПД по полным параметрам; ж — отношение полных давлений в НА; з — угол выхода потока из НА в абсолютном движении; и — полная температура на выходе из НА
 Fig. 6. Comparison of flow parameters in sections 2 and 3 in a numerical research with deformed geometry and experiment (NASA): а — flow exit angle from the blade in absolute motion; б — flow exit angle from the blade in relative motion; в — ratio of total pressures of the impeller; г — outlet rotor blade velocity; д — relative velocity at the blade outlet; е — adiabatic efficiency by total parameters; ж — ratio of total pressures in the stator; з — outlet stator blade velocity flow angle in stationary frame; и — outlet stator total temperature

деформированной и недеформированной геометрии рабочей лопатки с результатами эксперимента. Характеристики определены для всей ступени.

Сравнение характеристик показывает, что для зависимости отношения полных давлений и адиабатического КПД холодной геометрии наблюдается смещение в область меньших расходов. Положение точки оптимального КПД смещено влево на величину $\Delta G = 0,224$ кг/с. Отклонение может быть связано с меньшей площадью проходного сечения горла канала решетки по сравнению с «горячей» ге-

ометрией. Газодинамические характеристики недеформируемой геометрии лопатки рабочего колеса количественно отличаются от экспериментальной характеристики, однако качественно совпадают с эквидистантным расположением кривой π^*_k .

Деформации модели лопатки рабочего колеса при расчете горячей геометрии привели к увеличению площади проходного сечения горла канала решетки, что привело к увеличению массового расхода газа через лопаточный аппарат при заданном (по результатам эксперимента) статическом

давлении на выходе из ступени. При сравнении численного расчета деформированной геометрии с результатами испытаний на расчетной точке наблюдается качественное и количественное совпадение отношения полных давлений и адиабатического КПД, величина относительной погрешности $\delta\eta_{ad}$, $\delta\lambda^* < 0,75\%$. В правой части характеристики наблюдается расхождение интегральных характеристик.

Для точки, соответствующей $\eta_{ad, opt}$ и экспериментальной точке 4182, построено распределение параметров в сечении 2 на выходе из рабочего колеса и в сечении 3 на входе в направляющий аппарат. На рис. 6 показано распределение параметров в контрольных сечениях 2 и 3. В данном случае рассматривается распределение параметров по относительному диаметру ($D_{отн}$):

$$D_{отн} = \frac{(D_i - D_{втул})}{(D_{пер} - D_{втул})},$$

где $D_{пер}$ — периферийный диаметр, м; $D_{втул}$ — втулочный диаметр, м; D_i — диаметр расчетного сечения, м. Нулевое его значение соответствует втулочному обводу, а единица — периферийному.

Заключение и выводы

По результатам исследования разработана математическая модель трансзвуковой ступени осевого компрессора на основе геометрии ступени NASA Stage 37. Численное исследование течения вязкого газа проведено с учетом напряженно-деформированного состояния лопатки рабочего колеса под действием газодинамической нагрузки и центробежных сил. Валидация и верификация результатов численного исследования течения газа в модельной ступени проведена с учетом результатов физического эксперимента [7].

Численные газодинамические характеристики, а также распределения параметров потока в контрольных сечениях по проточной части качественно совпадают с результатами эксперимента. Количественные отклонения соответствуют эксперименту с удовлетворительной точностью. Наилучшее совпадение с результатом эксперимента наблюдается в области расчетной точки, а при отклонении влево по характеристике — количественные расхождения растут. Правая часть расчетной характеристики отношения полных давлений совпадает с экспериментом.

Отклонения газодинамических характеристик и параметров потока могут быть связаны с различием реальной геометрии ступени при проведении испытаний и геометрией математической модели, а также в погрешности измерительной аппаратуры при испытаниях [5].

Результаты исследования и полученная математическая модель ступени могут быть использованы для проведения дальнейших работ по оптимизации лопаточных аппаратов осевых компрессоров газотурбинных установок транспортного и стационарного типов.

Благодарности / Acknowledgements

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-00200, <https://rscf.ru/project/23-29-00200>.

The research was supported by the Grant No. 23-29-00200 of the Russian Science Foundation, <https://rscf.ru/project/23-29-00200>.

Список источников / References

- Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО Авиадвигатель, 2006. 1202 с.
Inozemtsev A. A., Sandratskiy V. L. *Gazoturbinnyye dvigateli* [Gas turbine engines]. Perm, 2006. 1202 p. (In Russ.).
- Цанев С. В., Бузов В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций / под ред. С. В. Цанева. Москва: Изд-во МЭИ, 2002. 584 с.
Tsanev S. V., Burov V. D., Remezov A. N. *Gazoturbinnyye i parogazovyye ustanovki teplovykh elektrostantsiy* [Gas turbine and combined cycle plants of thermal power plants] / Ed. by S. V. Tsanev. Moscow, 2002. 584 p. (In Russ.).
- Зысин Л. В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. 368 с.
Zysin L. V. *Parogazovyye i gazoturbinnyye teplovyye elektrostantsii* [Combined-cycle and gas turbine thermal power plants]. Saint Petersburg, 2010. 368 p. (In Russ.).
- Reid L., Moore R. D. Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor. *NASA Technical. Paper 1337*. 1978. 132 p.
- Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 1.82. *NASA Technical. Paper 1338*. 1978. 105 p.
- Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.63 and 1.78, respectively, and with design pressure ratio of 1.82. *NASA Technical. Paper 1974*. 1982. 115 p.
- Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05. *NASA Technical. Paper 1659*. 1980. 105 p.
- Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.63 and 1.77, respectively, and with design pressure ratio of 2.05. *NASA Technical. Paper 2001*. 1982. 117 p.
- Dunham J. CFD validation for propulsion system components (la validation CFD des organes des propulseurs), Tech. rep., Advisory Group for Aerospace Research and Development (AGARD), Neuilly-sur-Seine (France). *AGARD Advisory. Repot 355*. 1998. 100 p.
- Xiang J., Schlüter J., Duan F. CFD Validation and analysis of a single-stage axial compressor. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 629. P. 109–118. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.629.109.
- Блинов В. Л., Зубков И. С. Верификация расчётной модели трансзвуковой ступени для решения задач учёта влияния эрозионного износа на работу осевого компрессора // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 1. С. 51–62. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-51-62. EDN: BMAYGI.
- Blinov V. L., Zubkov I. S. Verifikatsiya raschitnoy modeli transzvukovoy stupeni dlya resheniya zadach ucheta vliyaniya erozionnogo iznosa na rabotu oseвого kompressora [Verification of a transonic stage cfd model for assessing the erosion wear influence on the operation of the axial compressor]. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroyeniye. Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. Vol. 22, no. 1. P. 51–62. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-1-51-62. EDN: BMAYGI. (In Russ.).
- Vani A., Dr. Manjunath S. V., Dr. Basawaraj [et al.]. Aerodynamic design, analysis and optimization of transonic axial compressor blade with the combination of NACA 65, Double Circular Arc (DCA) and Multiple Circular Arc Airfoil (MCA). *Tuijin Jishu/Journal of Propulsion Technology*. 2023. Vol. 44, no. 4. DOI: 10.52783/tjpt.v44.i4.4328.

13. Morris A. L., Halle J. E., Kennedy E. High-loading, 1800 ft/sec tip speed transonic compressor fan stage I. Aerodynamic and mechanical design. *NASA CR-120907*. 1972. 104 p.

14. Nagai K., Ikesawa K., Sugimoto T. [et al.]. Design and development of a two stage transonic axial flow compressor. *ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition*. Paper 96-GT-059, V001T01A015. 8 p. DOI: 10.1115/96-GT-059.

15. Crouse J. E., Janetzke D. C., Schwirian R. E. A computer program for composing compressor blading from simulated circular-arc elements on conical surfaces. *NASA TN D-5437*. 1969. 85 p.

16. Piollet E., Nyssen F., Batailly A. Blade/casing rubbing interactions in aircraft engines: Numerical benchmark and design guidelines based on NASA rotor 37. *Journal of Sound and Vibration*. 2019. Vol. 460. P. 114878. DOI: 10.1016/j.jsv.2019.114878.

17. Langley Research Center, Design study of advanced model support systems for the national transonic facility, Tech. rep. NASA. Document ID 19870010864. 1987.

18. Hall A. M., Slunder C. The metallurgy, behavior, and application of the 18-percent nickel maraging steels. Tech. rep. *Battelle Memorial Inst. Columbus OH Columbus Labs*. Document ID 19690004861. 1968.

19. Wagner J. A. Correlation of mechanical properties with metallurgical structure for 18Ni 200 grade maraging steel at room and cryogenic temperatures. *Cryogenics*. 1991. Vol. 31, Issue 9. P. 780–785. DOI: 10.1016/0011-2275(91)90134-i.

20. Золотухин А. С., Маренина Л. Н. Верификация методики постановки CFD-исследований осевой компрессорной ступени на примере NASA Stage 37 в программном комплексе ANSYS CFX // Энергоэффективные инженерные системы, технологии СПГ, водородная энергетика: XII Конгресс молодых ученых Университета ИТМО. Санкт-Петербург: Изд-во Ун-та ИТМО, 2023. С. 114–115. EDN: GOXMAG.

Zolotukhin A. S., Marenina L. N. Verifikatsiya metodiki postanovki CFD-issledovaniy oseyoy kompressornoy stupeni na primere NASA Stage 37 v programmnom komplekse ANSYS CFX [Verification of the methodology of CFD studies of axial compressor stage on the example of NASA Stage 37 in the ANSYS CFX software package]. *Energoeffektivnyye Inzhenernyye Sistemy, Tekhnologii SPG, Vodorodnaya Energetika*. Saint Petersburg, 2023. P. 114–115. EDN: GOXMAG. (In Russ.).

21. David C. Wilcox turbulence modeling for CFD. California, DCW Industries, Inc., 2006. 536 p.

22. Spalart P. R., Allmaras S. R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows. *AIAA*. 1992. Vol. 439. DOI: 10.2514/6.1992-439.

23. Menter F. R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows. *AIAA*. 1993. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/42776707.pdf> (accessed: 14.11.2024).

24. Menter F. R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. *Heat and Mass Transfer 4* / Eds.: K. Hajalic, Y. Nogano, M. Tummers. Begell House, Inc. 2003, 8 p.

ЗОЛОТУХИН Антон Сергеевич, аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург; инженер-конструктор 3-й категории сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силловые машины», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 7756-7369

ORCID: 0009-0009-3028-8512

ResearcherID: HNP-9948-2023

Адрес для переписки: zolotuhinant@yandex.ru

МАРЕНИНА Любовь Николаевна, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5842-1771

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Адрес для переписки: marenina_ln@mail.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович, доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6030-5685

AuthorID (РИНЦ): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Адрес для переписки: A_drozdi@mail.ru

ЗОЛОТУХИНА Елена Юрьевна, инженер-конструктор конструкторского отдела систем автоматики и АСУ ТП, АО «Силловые машины», г. Санкт-Петербург; соискатель Высшей школы атомной и тепловой энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6430-3580

ORCID: 0000-0002-0278-5951

Адрес для переписки: Kirshina.elena.yu@yandex.ru

ЯБЛОКОВ Алексей Михайлович, старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 2695-2962

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ORCID: 0000-0001-7842-9614

ResearcherID: M-7787-2018

Адрес для переписки: yablokovaleksey@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 05.12.2024; одобрена после рецензирования 07.05.2025; принята к публикации 20.05.2025.

ЗОЛОТУХИН Anton Sergeevich, Postgraduate at the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Saint Petersburg; CFD Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC "Power Machines", Saint Petersburg.

SPIN-code: 7756-7369

ORCID: 0009-0009-3028-8512

ResearcherID: HNP-9948-2023

Correspondence address: zolotuhinant@yandex.ru

МАРЕНИНА Lyubov Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5842-1771

AuthorID (RSCI): 791131

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Correspondence address: marenina_ln@mail.ru

ДРОЗДОВ Aleksandr Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor at the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6030-5685

AuthorID (RSCI): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Correspondence address: A_drozdi@mail.ru

ZOLOTUKHINA Elena Yuryevna, Engineer at the Design Department of Automation Systems and Automated Control Systems, JSC "Power Machines", Saint Petersburg; Applicant at the Higher School of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6430-3580

ORCID: 0000-0002-0278-5951

Correspondence address: Kirshina.elena.yu@yandex.ru

YABLOKOV Aleksey Mikhailovich, Senior Lecturer at the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 2695-2962

ORCID: 0000-0001-7842-9614

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ResearcherID: M-7787-2018

Correspondence address: yablokovaleksey@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 05.12.2024; approved after reviewing 07.05.2025; accepted for publication 20.05.2025.

ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ОТПАРНОГО ГАЗА, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КОМПЛЕКСАХ ДЛЯ СЖИЖЕНИЯ, ХРАНЕНИЯ И ПЕРЕГРУЗКИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

А. В. Бураков, А. А. Котлов, Л. Г. Кузнецов

АО «Компрессор», Россия, 194044, г. Санкт-Петербург, пр. Большой Сампсониевский, 64

В статье рассмотрены системы для сжижения, хранения и перегрузки природного газа, в которых ключевую роль играют компрессоры для утилизации отпарного газа. Приведены основные особенности компрессоров отпарного газа, требуемые параметры поршневых компрессоров отпарного газа, основные проблемы расчета компрессоров в различных системах и методы проектирования поршневых компрессоров, обеспечивающие повышение надежности компрессоров для повышения эффективности систем утилизации отпарного газа.

Ключевые слова: компрессор, сжиженный природный газ, отпарной газ, разработка, расчет, эффективность.

Для цитирования: Бураков А. В., Котлов А. А., Кузнецов Л. Г. Особенности разработки поршневых компрессоров отпарного газа, используемых в комплексах для сжижения, хранения и перегрузки природного газа // Омский научный вестник. Сер. Авиацноно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 71–77. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-71-77. EDN: SYAJKB.



© Бураков А. В., Котлов А. А., Кузнецов Л. Г., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

FEATURES OF DEVELOPMENT OF BOIL-OFF RECIPROCATING COMPRESSORS USED IN COMPLEXES FOR STORAGE AND TRANSPORTATION OF LIQUID NATURAL GAS

A. V. Burakov, A. A. Kotlov, L. G. Kuznetsov

JSC "Compressor", Russia, Saint Petersburg, Bolshoi Sampsonievsky Ave., 64, 194044

This article discusses complexes for the transportation, storage and transportation of liquefied natural gas, where compressors for the utilization of boil-off gas play a key role. The authors describe main features of boil-off compressors, the required parameters of reciprocating steam gas compressors, the main problems of calculating compressors in various systems, design methods for reciprocating compressors that improve the reliability of steam gas compressors to improve efficiency of liquefied natural gas storage and transportation systems.

Keywords: compressor, liquid natural gas, boil-off gas, development, calculation, efficiency.

For citation: Burakov A. V., Kotlov A. A., Kuznetsov L. G. Features of development of boil-off reciprocating compressors used in complexes for storage and transportation of liquid natural gas. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 71–77. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-71-77. EDN: SYAJKB.



© Burakov A. V., Kotlov A. A., Kuznetsov L. G., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Сжиженный природный газ, учитывая экологическую повестку, является перспективным видом топлива. Сферы применения и использования сжиженного природного газа постоянно расширя-

ются. Он применяется в качестве энергоносителя в теплоэнергетике, судостроении, железнодорожном транспорте и нефтегазовом секторе.

До 2035 г. объем производства сжиженного природного газа (СПГ) в России может увеличиться

почти в три раза и достичь 140 млн т. Такое целевое значение заложено в долгосрочной программе развития производства СПГ, утверждённой Председателем Правительства РФ [1].

Важнейшей предпосылкой для развития станет расширение использования российских технологий. Речь идёт об оборудовании, предназначенном для сжижения и очистки газа, специальных компрессорах, криогенных агрегатах, автономных СПГ-энергетических комплексах и интегрированных системах управления. На основании чего отечественным компаниям необходимо разрабатывать и производить оборудование для сжижения, хранения и транспортировки природного газа. В частности, одним из видов востребованного оборудования являются компрессоры отпарного газа, разработка и освоение производства которых являются актуальной задачей.

СПГ применяется в нефтегазовой промышленности, но также существуют проблемы эффективного применения в ракетно-космическом комплексе и различной авиационно-космической технике [2].

АО «Компрессор» проектирует и производит большую номенклатуру блочного компрессорного и газового оборудования для ПАО «Газпром». В 2016 г. предприятие реализовало проект по разработке, изготовлению, поставке, монтажу мобильного компрессорного блока для перекачки отпарного газа — Мобильный компрессорный блок паров сжиженного природного газа (далее МКБ ПСПГ) МКБ ПСПГ-800-0,6 для АО «Криогаз» в г. Пскове.

Основная часть

Целью настоящего исследования является определение путей повышения эффективности компрессоров отпарного газа, исходя из их конструктивных особенностей, способов применения и расчета сетки параметров при различных условиях работы.

Для расчета компрессоров паров СПГ необходимо определиться с составом и плотностью компримируемой среды. Общие данные по составу и характеристикам изложены в стандарте ГОСТ Р 57431 — 2017 [3].

Плотность СПГ зависит от его компонентного состава и обычно колеблется в диапазоне от 430 до 470 кг/м³, но в отдельных случаях может достигать 520 кг/м³.

При транспортировке СПГ морскими танкерами давление в танках поддерживается близким к атмосферному, образующийся отпарный газ подготавливается, используется как топливо для судовых двигателей, либо сжигается в специальных горелках, или дожимается в компрессорах для повторного сжижения.

Определение компонентного состава отпарного газа очень важная задача, так как от него зависит плотность и объемная теплота сгорания, для чего необходимо учитывать соответствующий стандарт [4].

Компрессоры отпарного газа являются важным элементом в составе комплексов для хранения, транспортировки и перегрузки СПГ. Рынок СПГ растет и развивается. На крупных морских танкерах, перевозящих СПГ, применяются, как правило, центробежные компрессоры разной производительности. Их производительность определяется объемом отпарного газа, выделяющегося при различных перегрузочных процедурах. Задачами компрессоров высокой производительности является утилизация отпарного газа на причал в пери-

од погрузки, утилизация отпарного газа на причал СПГ в период захолаживания, циркуляция СПГ для прогрева цистерны и утилизация инертного газа и паров СПГ на берег в период продувки. Задачами компрессора низкой производительности является отвод отпарного газа к подогревателю для последующего сжигания газа в соответствующем судовом оборудовании (двигатель или котел) [5].

Подробно остановимся на компрессорах поршневого типа, предназначенных для компримирования отпарного газа, включающего в состав компоненты СПГ. Разрабатываемые в настоящее время поршневые компрессоры должны соответствовать требованиям нормативных документов [6, 7]. Стандарты распространяются на поршневые компрессорные установки с цилиндрами со смазкой и без смазки, рассчитанные на низкую (до 750 об/мин) и среднюю (от 750 об/мин до 1500 об/мин) частоты вращения коленчатого вала, а также на системы смазки, промежуточные и концевые охладители газа (если требуется), гасители пульсаций давления газа и другое вспомогательное оборудование и запасные части к компрессорам.

Особенности компрессоров отпарного газа

Повышение эффективности компрессоров отпарного газа — важная техническая задача, требующая надежного технического решения для практической реализации. При этом в работе компрессоров отпарного газа есть ряд технических особенностей:

1. Низкая температура газа на входе определяет выбор материалов и всех элементов компрессора.

2. Состав отпарного газа не является стабильным, необходимо определять (рассчитывать) термодинамические свойства смеси газов при конкретных давлениях и температуре; в режимах продувки компрессор может работать на азоте. При этом температура поступающего в компрессор газа также может меняться во время работы компрессора.

3. Расход газа (требуемая производительность компрессора) может меняться во времени, в диапазоне производительности от 10 до 100 %.

4. Низкое начальное давление сжатия приводит к увеличению объема газа, что снижает эффективность сжатия, при повышении температуры производительность компрессора также снижается.

5. Процесс нагрева отпарного газа в компрессоре. Необходимо предусматривать и проектировать эффективные технические решения для надежного охлаждения как при сжатии, так и до сжатия, на входе в компрессор, для обеспечения расчетной производительности компрессора.

6. Пожаровзрывоопасность отпарного газа. Взрывоопасность отпарного газа вызывает требования к герметичности конструкции, исключающего выход испарившегося газа в окружающую среду, применение взрывозащищенного электрооборудования и средств пожарообнаружения и контроля загазованности в помещениях, где установлены компрессоры отпарного газа.

7. Виброактивность компрессора и акустический шум, излучаемый компрессором. При работе любого поршневого компрессора возникает вибрация и акустический шум, связанные с неуравновешенными силами и моментами, действующими в механизме движения, а также газодинамический шум в клапанах и коммуникациях. Дополнительный шум и вибрации могут возникать вследствие нестабильных параметров подаваемого отпарного газа (из-

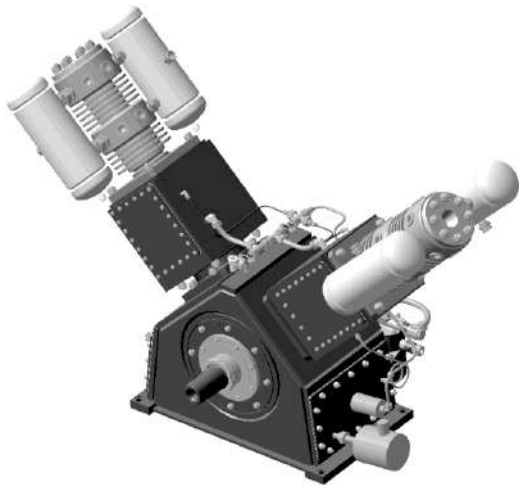


Рис. 1. 3D-модель компрессора
Fig. 1. 3D-model of compressor

менение расхода). Требуется система диагностики и вибромониторинга для контроля вибрационного состояния компрессора в характерных точках.

8. Требования к развитой системе управления с расширенным функционалом. Учитывая особенность работы, характеристику среды, серьезность и ответственность поставленной задачи, переменные характеристики работы, условия, в которых размещается компрессор, требуется развитая система автоматического управления с высоким быстродействием, связью с верхним уровнем объекта, расширенными функциями диагностики.

Отечественные и иностранные производители и разработчики компрессорного оборудования предлагают различные технические решения для создания компрессоров отпарного газа для работы в составе комплексов для хранения и повторного ожигения отпарного газа [8–11]. Учитывая, что хранение без испарения СПГ невозможно [12], данные компрессоры необходимы и применение их в любом случае целесообразно и для определенных объектов и систем весьма предпочтительно [13–16].

Технические решения, направленные на повышение эффективности

Предлагаемые технические решения [17].

1. Для работы с криогенными средами используются технические решения, реализуемые в криогенной арматуре, предназначенной для работы на продуктах, температура которых равна или ниже 120 К (минус 153 °С):

- все узлы должны быть работоспособны в течение длительного времени при температуре криогенного продукта и при температуре окружающей среды;

- оборудование не должно быть значительным источником притока теплоты к криогенному продукту;

- конструкции узлов оборудования, находящегося в контакте с криогенными продуктами, должны удовлетворять условиям взрыво- и пожаробезопасности при работе на этих продуктах;

- узлы оборудования, работающего при криогенных температурах, должны работать без смазки.

Для перекачки паров сжиженного природного газа используется поршневой компрессор без смазки цилиндра-поршневой группы (рис. 1).



Рис. 2. Компрессорная установка МКБ (вид со стороны компрессора)
Fig. 2. Mobile compressor unit (view from the compressor side)



Рис. 3. Компрессорная установка МКБ (вид со стороны электродвигателя)
Fig. 3. Mobile compressor unit (view from the side of the electric motor)

На входном трубопроводе перед компрессором последовательно, по ходу движения среды, установлены регулятор давления и буферная емкость, а на выходном трубопроводе после компрессора по ходу движения среды установлены буферная емкость и предохранительный клапан для сброса повышенного давления среды на свечу. На входном трубопроводе после регулятора давления установлен отсечной дистанционно управляемый клапан для возможности подключения блока к системе продувки полостей компрессора сжатым азотом. Все элементы блока, контактирующие с перекачиваемой средой, выполнены из хладостойкого материала и имеют теплоизоляцию.

Цилиндро-поршневая группа компрессора содержит шток-поршни с поршневыми кольцами, выполненными из самосмазывающегося материала.

2. Для работы с пожаровзрывоопасными средами предусмотрены следующие технические решения.

В качестве привода компрессора используется взрывозащищенный электрический двигатель.

Вспомогательное оборудование обеспечивает нормальную работу МКБ (рис. 2 и 3):

- металлокава предназначены для подключения МКБ к газопроводу заказчика;

- металорукав предназначен для аварийного сброса газа в атмосферу;



Рис. 4. Шкаф управления МКБ
 Fig. 4. Mobile compressor unit (control cabinet)

- клапан запорный предназначен для пуска газа в обход МКБ;
- клапан предохранительный КП предназначен для недопущения повышения давления выше рабочего на 15 %;
- рампа азотная предназначена для продувки газопровода сжатым азотом.

В изолированном отсеке управления расположено электрооборудование и автоматика МКБ ПСПГ (рис. 4): локальная система автоматического управления (ЛСАУ), шкаф силовой компрессора (шкаф МСС), шкаф автоматического управления компрессором (шкаф САУ). Электрооборудование, применяемое в отсеке управления (ОУ), имеет конструктивное исполнение не ниже IP54 по ГОСТ 14254 – 96. САУ имеет расширенные функции, которые позволяют реализовать вибромониторинг, диагностику и анализ неисправностей [18].

В контейнере МКБ ПСПГ учтены требования пожарной безопасности (рис. 5):

— все оборудование, применяемое в технологическом отсеке, имеет взрывозащищенное исполнение;

— снаружи контейнер укомплектован ручными пожарными извещателями, звуковыми и световыми пожарными извещателями и наружным освещением;

— предусмотрена комплектация первичными средствами пожаротушения и знаками пожарной безопасности.

Основные параметры и характеристики компрессора отпарного газа сведены в табл. 1.

При расчете интегральных характеристик компрессора отпарного газа необходимо учитывать температуру паров СПГ на входе в компрессор. При низких температурах влияние на производительность компрессора может быть значительное, также необходимо учитывать реальные свойства сжимаемой среды.

Применяемый метод расчета термодинамических свойств СПГ базируется на методике, приведенной в ГОСТ Р 56851 – 2016 [19]. Метод применим в диапазоне температур от 100 до 140 К и в диапазоне давлений от 0,1 до 5,0 МПа. Компоненты СПГ и диапазоны молярных долей компонентов приведены в табл. 2.

Термодинамические свойства СПГ рассчитываются по усредненному уравнению состояния (1) [19]:

$$\pi = \frac{\omega\tau}{z_{пк}} (1 + A_0), \quad (1)$$

где $\pi = p/p_{пк}$ — приведенное давление; ω — приведенная плотность; $\tau = T/T_{пк}$ — приведен-

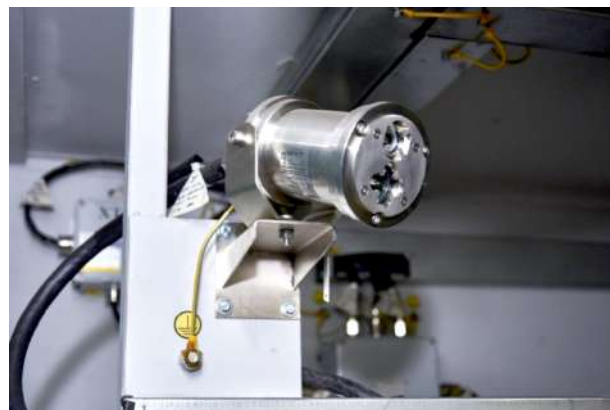


Рис. 5. Система пожарной сигнализации МКБ
 Fig. 5. Mobile compressor unit (fire alarm system)

Таблица 1. Основные параметры и характеристики МКБ
Table 1. The main parameters and characteristics of the mobile compressor unit

| Наименование параметра | Значение |
|---|---------------|
| Рабочая среда | Пары СПГ |
| Давление газа на входе в МКБ ПСПГ (абс.), МПа, не более | 0,15 |
| Температура газа на входе в МКБ ПСПГ, °С, не менее | -160 |
| Давление газа на выходе из компрессора (избыточное), МПа | 0,7 |
| Производительность ДККС, приведённая к нормальным условиям, м ³ /ч | от 600 до 800 |
| Потребляемая мощность МКБ ПСПГ, кВт, не более | 70 |

Таблица 2. Компонентный состав СПГ
Table 2. The component composition of LNG

| Компонент | Формула | Диапазоны молярных долей |
|--------------------|---|--------------------------|
| Метан | CH ₄ | 0,89 ≤ x < 1 |
| Этан | C ₂ H ₆ | x ≤ 0,07 |
| Пропан | C ₃ H ₈ | x ≤ 0,02 |
| Бутаны (в сумме) | C ₄ H ₁₀ | x ≤ 0,009 |
| Пентаны (и высшие) | C ₅ H ₁₂ + высшие | x ≤ 0,0035 |
| Азот + кислород | N ₂ + O ₂ | x ≤ 0,05 |
| Диоксид углерода | CO ₂ | x ≤ 0,0003 |

ная температура; z — коэффициент сжимаемости; A_0 — безразмерный комплекс; pk — псевдокритический параметр.

Плотность СПГ рассчитывается по формуле (2):

$$\rho = M \tilde{\rho}_{pk} \omega, \quad (2)$$

где M — молярная масса СПГ; $\tilde{\rho}_{pk}$ — псевдокритическая молярная плотность СПГ.

На рис. 6 приведены расчетные термодинамические свойства СПГ. Точками на диаграмме нанесены данные из [19].

На рис. 7 приведена расчетная характеристика компрессора отпарного газа в зависимости от температуры паров СПГ на входе.

С повышением температуры паров СПГ на входе производительность компрессора снижается. В рабочей зоне температур снижение производительности составляет около 25 %. При этом индикаторная мощность компрессора практически не изменяется (рис. 7). Проанализируем отношение изотермической мощности в крайних точках характеристики:

$$\begin{aligned} \frac{N_{из(-160)}}{N_{из(-110)}} &= \frac{m_{-160} R_{-160} T_{-160} \ln \pi}{m_{-110} R_{-110} T_{-110} \ln \pi} = \\ &= \frac{\rho_{-160} R_{-160} T_{-160}}{\rho_{-110} R_{-110} T_{-110}} = \frac{1,74 \cdot 1,375 \cdot 113}{1,22 \cdot 1,346 \cdot 163} = 1,01, \end{aligned}$$

где m — массовый расход газа; R — газовая постоянная; π — отношение давлений в компрессоре.

При низких температурах сказывается реальность газа. При изменении температуры изменяется не только плотность, но и газовая постоянная. В результате изотермическая мощность практически не изменяется. При этом удельная мощность

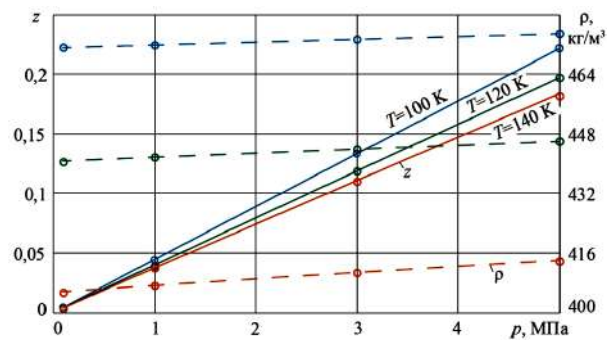


Рис. 6. Расчетные термодинамические свойства СПГ
Fig. 6. Calculated thermodynamic properties of LNG

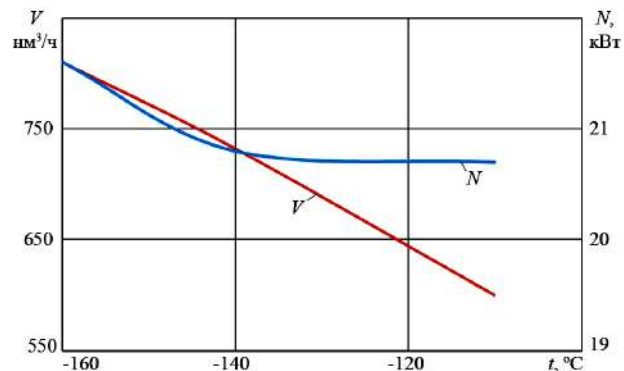


Рис. 7. Характеристика компрессора
Fig. 7. Compressor characteristics

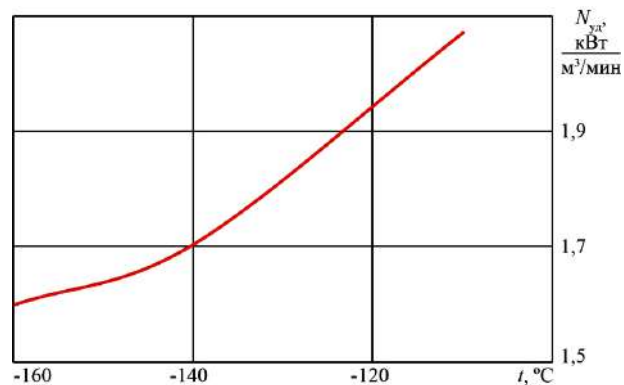


Рис. 8. Удельная мощность
Fig. 8. Specific power

(рис. 8), характеризующая затраты энергии на сжатие 1 м³/мин газа, снижается. Таким образом, процесс сжатия в области более низких температур является более энергоэффективным.

Выводы

Повышение эффективности компрессоров отпарного газа является сложной многозадачной проблемой. Пониженные температуры на входе в компрессор позволяют повысить производительность и энергоэффективность системы компримирования отпарного газа, что обеспечит энергоэффективность комплексов для хранения, транспортировки и перегрузки сжиженного природного газа.

Список источников / References

1. Об утверждении долгосрочной программы развития производства сжиженного природного газа в РФ: Распоряже-

ние Правительства РФ от 16 марта 2021 г. № 640-р. URL: <http://publication.pravo.gov.ru/Document/View/0001202103230009> (дата обращения: 10.02.2025).

Ob utverzhdenii dolgosrochnoy programmy razvitiya proizvodstva szhizhennogo prirodnogo gaza v RF: Rasporyazheniye Pravitel'stva RF ot 16 marta 2021 g. № 640-r. [On approval of the long-term liquefied natural gas production development program in the Russian Federation: Order of the Government of the Russian Federation No. 640-r dated 16 March 2021]. URL: <http://publication.pravo.gov.ru/Document/View/0001202103230009> (accessed: 10.02.2025). (In Russ.).

2. Казимиров А. В., Прилуцкий И. К., Молостов А. В. Система хранения сжиженного природного газа для ракетно-космического комплекса // Результаты современных научных исследований и разработок: сб. ст. XI Всерос. науч.-практ. конф. Пенза: МЦНС «Наука и Просвещение», 2020. С. 44–48. EDN: WVSSKZ.

Kazimirov A. V., Prilutskiy I. K., Molostov A. V. Sistema khraneniya szhizhennogo prirodnogo gaza dlya raketno-kosmicheskogo kompleksa [Liquefied natural gas storage system for the space rocket complex]. Rezul'taty sovremennykh nauchnykh issledovaniy i razrabotok. *Results of Modern Scientific Research and Development*. Penza, 2020. P. 44–48. EDN: WVSSKZ. (In Russ.).

3. ГОСТ Р 57431–2017 (ИСО 16903:2015). Газ природный сжиженный. Общие характеристики. Введ. 30–03–2017. Москва: Стандартинформ, 2017. 16 с.

GOST R 57431–2017 (ISO 16903:2015). Gaz prirodnyy szhizhenny. Obshchiye kharakteristiki [Liquefied natural gas. General characteristics]. Moscow, 2017. 16 p. (In Russ.).

4. ГОСТ Р 56835–2015. Газ природный сжиженный. Газ отпарной производства газа природного сжиженного. Определение компонентного состава методом газовой хроматографии. Введ. 01–01–2017. Москва: Стандартинформ, 2019. 15 с.

GOST R 56835–2015. Gaz prirodnyy szhizhenny. Gaz otparnoy proizvodstva gaza prirodnogo szhizhennogo. Opredeleniye komponentnogo sostava metodom gazovoy khromatografii [Liquefied natural gas. Boil-off gas of liquefied natural gas production. Determination of composition by gas chromatography method]. Vved. 01–01–2017. Moscow, 2019. 15 p. (In Russ.).

5. Чураев К. А., Дыда А. А., Панкратов Е. А. Анализ гидродинамических процессов в системе транспортировки сжиженного природного газа // Наука и бизнес: пути развития. 2024. № 2 (152). С. 32–36. EDN: USAWQY.

Churayev K. A., Dyda A. A., Pankratov E. A. Analiz gidrodinamicheskikh protsessov v sisteme transportirovki szhizhennogo prirodnogo gaza [Analysis of hydrodynamic processes in the liquefied natural gas transportation system]. *Nauka i biznes: puti razvitiya. Science and Business: Development Ways*. 2024. No. 2 (152). P. 32–36. EDN: USAWQY. (In Russ.).

6. ГОСТ 31843–2013 (ИСО 13707:2000). Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые. Общие технические требования. Введ. 01–02–2015. Москва: Стандартинформ, 2019. 15 с.

GOST 31843–2013 (ISO 13707:2000). Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Kompresory porshnevyye. Obshchiye tekhnicheskkiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Reciprocating compressors. General technical requirements]. Moscow, 2019. 15 p. (In Russ.).

7. СТО ИНТИ S.601–2023. (РеД. 2). Поршневые компрессорные установки для нефтегазопереработки и нефтехимии. Общие технические условия. URL: <https://informproekt.ru/docs/352320730/> (дата обращения: 10.02.2025).

STO INTI S.601–2023. (ed. 2). Porshnevyye kompressornyye ustanovki dlya neftegazopererabotki i neftekhimii. Obshchiye tekhnicheskkiye usloviya [Piston compressor units for oil and gas processing and petrochemistry. General technical requirements]. URL: <https://informproekt.ru/docs/352320730/> (accessed: 10.02.2025). (In Russ.).

8. Казимиров А. В., Молостов А. В., Молодова Ю. И. [и др.]. Прогноз параметров экспериментальной ступени поршневого компрессора при работе в составе установок повторного ожижения отпарного газа // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 4. С. 14–20. EDN: HQQGMX.

Kazimirov A. V., Molostov A. V., Molodova Yu. I. [et al.]. Prognoz parametrov eksperimental'noy stupeni porshnovegoy kompressora pri rabote v sostave ustanovok povtornogo ozhizheniya otparnogo gaza [Forecast of parameters of the experimental stage of a reciprocating compressor when operating as part of boil-off gas re-liquefaction units]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2021. No. 4. P. 14–20. EDN: HQQGMX. (In Russ.).

9. Shin H., Kim D., Choi W. [et al.]. Optimal design of BOG reliquefaction systems for LNG carriers: a focus on GMS performance during loaded voyages. *Korean Journal of Chemical Engineering*. 2024. Vol. 42 (4). DOI: 10.1007/s11814-024-00348-2.

10. Ghosh S., Atul D. Innovative cold start-up solution of BOG compressors / without Flaring at LNG Terminal. Paper presented at the ADIPEC, Abu Dhabi, UAE. 2024. SPE-222639-MS. DOI: 10.2118/222639-MS.

11. Zhao B., Wang T., Peng X., Feng J. Experimental study on performance of BOG compressor. 9th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Publishing. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2015. Vol. 90. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012022.

12. Середенко Е. С. Модель прогнозирования испарения сжиженного природного газа (СПГ) // Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке: материалы IX Междунар. науч.-техн. конф. В. 2 т. Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2019. Т. 1. С. 225–229. EDN: ORWTXJ.

Seredenko E. S. Model' prognozirovaniya ispareniya szhizhennogo prirodnogo gaza (SPG) [Prediction model for vaporisation of liquefied natural gas (LNG)]. *Nizkotemperaturnyye i pishchevyye tekhnologii v XXI veke. Low Temperature and Food Technologies in the XXI Century*. In 2 vols. Saint Petersburg, 2019. Vol. 1. P. 225–229. EDN: ORWTXJ. (In Russ.).

13. Покусаев М. Н., Ермолаев В. П. Повышение энергоэффективности судовой энергетической установки крупнотоннажного танкера для перевозки газа // 63-я Междунар. науч. конф. Астраханского государственного технического университета, посвященная 25-летию Астраханского государственного технического университета, Астрахань, 22–26 апреля 2019 года. Астрахань: Астраханский государственный технический университет, 2019. С. 182. EDN: FBIEZI.

Pokusayev M. N., Ermolayev V. P. Povysheniye energoeffektivnosti sudovoy energeticheskoy ustanovki krupnotonnazhnogo tankera dlya perevozki gaza [Improving the energy efficiency of the ship power plant of a large-capacity gas tanker]. *63-ya Mezhdunarodnaya Nauchnaya Konferentsiya Astrakhanskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta, Posvyashchennaya 25-letiyu Astrakhanskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta*. Astrakhan', 2019. P. 182. EDN: FBIEZI. (In Russ.).

14. СТО Газпром 2-3.4-1215–2020. Инфраструктура для производства, хранения и отгрузки сжиженного природного газа. Хранилище. Общие технические условия. Санкт-Петербург: Газпром Экспо, 2021. 27 с.

STO Gazprom 2-3.4-1215–2020. Infrastruktura dlya proizvodstva, khraneniya i otgruzki szhizhennogo prirodnogo gaza. Khranilishche. Obshchiye tekhnicheskkiye usloviya [Infrastructure for production, storage and transportation of liquefied natural gas. Storage facility. General technical requirements]. Saint Petersburg, 2021. 27 p. (In Russ.).

15. Зиганшин А. С., Кузьмин О. Л. Применение компрессора отпарного газа в проекте Мурманский СПГ // Труды XIX Междунар. науч.-практ. конф. по компрессоростроению, посвященной 100-летию со дня рождения Владимира Борисовича Шнеппа. Казань: ООО «ВИЗАРД», 2024. С. 154–160. EDN: VFWUYL.

Ziganshin A. S., Kuz'min O. L. Primeneniye kompressora otparnogo gaza v proekte Murmanskoy SPG [Application of the boil-off gas compressor in the Murmansk LNG project]. *Trudy XIX Mezhdunarodnoy Nauchno-prakticheskoy Konferentsii po Kompressorostroyeniyu, Posvyashchenoy 100-letiyu so Dnya Rozhdeniya Vladimira Borisovicha Shneppa*. Kazan, 2024. P. 154–160. EDN: VFWUYL. (In Russ.).

16. Пат. 2642713 С1. Российская Федерация, МПК В63В 25/16. Система обработки отпарного газа / Ли Д. Ч., Ким Н. С., Дзунг Д. Х., Парк Ч. Г. № 2016138308; заявл. 27.03.2015; опубл. 25.01.2018. Бюл. № 3.

Patent 2642713 C1. Russian Federation, IPC B63B 25/16. Sistema obrabotki otparnogo gaza [System for processing stripping gas] / Li D. Ch., Kim N. S., Dzung D. Kh., Park Ch. G. No. 2016138308. (In Russ.).

17. Пат. 2669222 С1. Российская Федерация, МПК F04В 41/00. Мобильный компрессорный блок для перекачки паров сжиженного природного газа / Кузнецов Л. Г., Кузнецов Ю. Л., Бураков А. В. [и др.]. № 2017140119; заявл. 19.04.2017; опубл. 09.10.2018. Бюл. № 28. EDN: ABNLLB.

Patent 2669222 C1. Russian Federation, IPC F04B 41/00. Mobil'nyu kompressornyu blok dlya perekachki parov szhizhennogo prirodnogo gaza [Mobile compressor unit for pumping liquids of liquefied natural gas] / Kuznetsov L. G., Kuznetsov Yu. L., Burakov A. V. [et al.]. No. 2017140119. EDN: ABNLLB. (In Russ.).

18. Хотский Р. Р., Макшанов, А. В., Бураков А. В., Тындыкар' Л. Н. Диагностика неисправностей судовых поршневых компрессоров с использованием преобразования Гильберта–Хуанга // Морской вестник. 2025. № 1 (93). С. 71–75. EDN: JVLHQR.

Khotskiy R. R., Makshanov A. V., Burakov A. V., Tyndykar' L. N. Diagnostika neispravnostey sudovykh porshnevyykh kompressorov s ispol'zovaniyem preobrazovaniya Gil'berta-Khuanga [Diagnostics of faults of marine piston compressors using the Hilbert–Huang transform]. *Morskoy Vestnik*. 2025. No. 1 (93). P. 71–75. EDN: JVLHQR. (In Russ.).

19. ГОСТ Р 56851–2016. Газ природный сжиженный. Метод расчета термодинамических свойств. Введ. 18–01–2016. Москва: Стандартинформ, 2016. 23 с.

GOST R 56851–2016. Gaz prirodnyy szhizhenny. Metod rascheta termodinamicheskikh svoystv [Liquefied natural gas. Method for calculation of thermodynamic properties]. Moscow, 2016. 23 p. (In Russ.).

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

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич, кандидат технических наук, ведущий инженер АО «Компрессор», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 7304-7079

AuthorID (РИНЦ): 653245

AuthorID (SCOPUS): 57203586344

ORCID: 0000-0003-1236-2458

КУЗНЕЦОВ Леонид Григорьевич, доктор технических наук, профессор (Россия), 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

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 04.04.2025; одобрена после рецензирования 12.05.2025; принята к публикации 16.05.2025.

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

KOTLOV Andrey Arkadyevich, Candidate of Technical Sciences, Leading Engineer, JSC "Compressor", Saint Petersburg.

SPIN-code: 7304-7079

AuthorID (RSCI): 653245

AuthorID (SCOPUS): 57203586344

ORCID: 0000-0003-1236-2458

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

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 04.04.2025; approved after reviewing 12.05.2025; accepted for publication 16.05.2025.



УДК/UDK 533.6.071.2

DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-78-85

EDN: WBOYVJ

Научная статья / Original article

КРИТЕРИАЛЬНАЯ БАЗА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА

В. И. Кузнецов¹, И. О. Кузнецова^{2,3}, Д. Д. Шпаковский^{1,4}

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

²Омский институт водного транспорта — филиал Сибирского государственного университета водного транспорта, Россия, 644099, г. Омск, ул. Ивана Алексеева, 4

³Сибирский институт бизнеса и информационных технологий,
Россия, 644116, г. Омск, ул. 24-я Северная, 196/1

⁴Филиал ПАО «ОДК-Сатурн» — «Омское моторостроительное конструкторское бюро»,
Россия, 644021, г. Омск, ул. Окружная дорога, 3

Рассмотрен вопрос создания критериальной базы рабочего процесса струйного эжектора на базе замкнутой математической модели. Определены основные параметры, влияющие на степень эжекции и степень повышения полного давления на выходе из камеры смешения струйного эжектора. Нахождение безразмерных комплексов с использованием теории моделирования позволило определить критериальную базу рабочего процесса струйного эжектора. При полном геометрическом подобии, без учета теплообмена и использовании одного «натурного» и «модельного» газов число критериев подобия может быть сокращено до одного — числа Рейнольдса.

Ключевые слова: критериальная база, струйный эжектор, степень эжекции, степень повышения давления, кинетическая энергия, динамическая вязкость, разность скоростей.

Для цитирования: Кузнецов В. И., Кузнецова И. О., Шпаковский Д. Д. Критериальная база рабочего процесса струйного эжектора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 78–85. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-78-85. EDN: WBOYVJ.



© Кузнецов В. И., Кузнецова И. О., Шпаковский Д. Д., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

CRITERIA BASE OF THE JET EJECTOR OPERATING PROCESS

V. I. Kuznetsov¹, I. O. Kuznetsova^{2,3}, D. D. Shpakovskiy^{1,4}

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

²Omsk Institute of Water Transport — Branch of the Siberian State University of Water Transport,
Russia, Omsk, Ivan Alekseev St., 4, 644099

³Siberian Institute of Business and Information Technology,
Russia, Omsk, 24-ya Severnaya St., 196/1, 644116

⁴Omsk Engine Design Bureau — Branch of the Public Joint Stock Company "UEC-Saturn",
Russia, Omsk, Okruzhnaya Doroga St., 3, 644021

The article considers the question of creating a criterion base of the jet ejector operating process on the basis of a closed mathematical model. The basic parameters affecting the degree of ejection and total pressure rise at the discharge from the mixing chamber of the jet ejector are determined. Finding dimensionless complexes using the modeling theory allows determining the criterion base of the operating process of the jet ejector. At full geometrical similarity, without considering heat exchange and using "natural" and "model" gas, the number of similarity criteria is reduced to Reynolds number.

Keywords: criterion base, jet ejector, degree of ejection, degree of pressure rise, kinetic energy, dynamic viscosity, velocity difference.



Введение

Первые описания работы струйного эжектора относятся к середине XIX в. Несмотря на давнюю известность и широкое распространение струйных эжекторов в различных отраслях промышленности, до сих пор нет замкнутой физико-математической модели, описывающей их рабочий процесс.

Газовый эжектор или струйный компрессор — простейшие распространенные газодинамические устройства, применяемые в различных отраслях промышленности, в частности, в авиа- и ракетостроении, в газовой и химической промышленности, вакуумной технике и различных экспериментальных аэродинамических установках. Эжекторы также применяются в составе силовых установок наземного специального транспорта [1, 2]. Эжектором можно назвать любое устройство, в котором полное давление одного (эжектируемого) потока увеличивается за счет смешения его с другим (эжектирующим) потоком, имеющим более высокое полное давление. В результате обмена энергией между потоками газа в камере смешения эжектора образуется общий поток, имеющий среднее давление выше начального давления эжектируемого газа. Термин «эжектор» (инжектор) происходит от латинского глагола «ejiċio» — толкать — и содержит приставку «э» или «и», характеризующую, куда направлен поток газа (наружу или внутрь), хотя принцип действия от этого не меняется [3].

Основным достоинством струйного эжектора как компрессора является отсутствие движущихся деталей, что является существенным при работе с горячими либо агрессивными средами.

Механизм энергообмена в струйном эжекторе

Для выяснения механизма энергообмена между потоками газа в струйном эжекторе необходимо определить влияние вязкости при их взаимодействии. Работа струйного эжектора представляет собой сложный газодинамический процесс, происходящий в пространственном турбулентном потоке вязкой сжимаемой или несжимаемой жидкости.

В струйном эжекторе высоконапорный и низконапорный газовые потоки движутся с разными линейными скоростями. В вязкой жидкости подобное движение вызывает появление касательных напряжений. Для рассмотрения влияния касательных напряжений на обмен кинетической энергией между потоками газов (эжектирующим и эжектируемым) выводится основное динамическое уравнение движения сжимаемой жидкости применительно к объему ΔW с массой m . Изменение главного вектора количества движения системы материальных частиц \vec{K} равно интегралу от произведения их элементарных масс Δm на вектор скоростей частиц \vec{V} [4]:

$$\vec{K} = \int_{\Delta W} \vec{V} dm = \int_{\Delta W} \rho \vec{V} dW. \quad (1)$$

С учетом уравнения (1) и произвольности объема интегрируемого объема ΔW , для векторов

напряжений $\vec{P}_x, \vec{P}_y, \vec{P}_z$ будет справедливо соотношение

$$\frac{\partial \vec{r}}{\partial x} \vec{P}_x + \frac{\partial \vec{r}}{\partial y} \vec{P}_y + \frac{\partial \vec{r}}{\partial z} \vec{P}_z = 0.$$

Учитывая, что

$$\frac{\partial \vec{r}}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} (x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}) = \vec{i}, \quad \frac{\partial \vec{r}}{\partial y} = \vec{j}, \quad \frac{\partial \vec{r}}{\partial z} = \vec{k},$$

уравнение для векторов напряжения запишем в виде

$$\vec{i} \cdot \vec{P}_x + \vec{j} \cdot \vec{P}_y + \vec{k} \cdot \vec{P}_z = 0, \quad (2)$$

справедливое для любой среды, независимо от характера приложенных объемных сил и наличия или отсутствия притока массы извне.

Проекция уравнения (2) на оси координат приводит к равенствам [4]

$$P_{xy} = P_{yx}, P_{yz} = P_{zy}, P_{zx} = P_{xz}, \quad (3)$$

которые показывают, что тензор напряжений \vec{P} симметричен ($P_{ij} = P_{ji}$).

Симметричность тензора напряжений обусловлена отсутствием в среде непрерывно распределенных моментов объемных поверхностных сил. Равенство (3) составляет содержание «теоремы о взаимности касательных напряжений».

Интегральное выражение теоремы об изменении кинетической энергии движущегося элементарного объема сплошной среды можно составить, пользуясь формулировкой динамики материальных систем в форме:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Delta W} \frac{\rho V^2}{2} d(\Delta W) = \int_{\Delta W} \rho FV d(\Delta W) + \int_{\sigma} P_n V d\sigma + \int_{\Delta W} N_m d(\Delta W), \quad (4)$$

где N_m — мощность внутренних сил, отнесенная к единице объема (плотность распределения мощности внутренних сил).

После преобразований уравнения (4) найдем выражение плотности распределения мощности внутренних сил в потоке [4]:

$$N_m = -PS + \frac{mV^2}{2} \quad (5)$$

или при $m = 0$

$$N_m = -PS. \quad (6)$$

В зависимости от задания физических свойств сплошной среды, а следовательно, и вида тензорных напряжений, можно получить различные выражения для плотности распределения мощности вну-

тренних сил в движущейся сплошной среде. Данная величина позволяет определить часть необратимых потерь механической энергии, соответствующей мощности сил внутреннего трения в среде.

Сопоставляя уравнение баланса энергии [4] с уравнением изменения кинетической энергии (4), можно получить уравнение для изменения внутренней энергии среды:

$$\rho \frac{dU}{dt} = \rho q - N_m - mU, \quad (7)$$

не заключающее в явной форме ни внешних объемных сил, ни скоростей и выражающее связь между индивидуальным изменением во времени внутренней энергии среды, отнесенной к единице объема, притоком внутренней энергии извне через «источники» и мощностью внутренних сил. При отсутствии внутренних «источников» ($m = 0$) уравнение баланса энергии (7) приобретает общепринятый вид [2]:

$$\rho \frac{dU}{dt} = \rho q - N_m. \quad (8)$$

Уравнения неразрывности, динамики среды, выраженные через касательные напряжения и уравнение баланса энергии, представляют основу энергообмена между потоками жидкости в струйном эжекторе.

Физическая модель работы струйного эжектора

На основе экспериментальных и теоретических исследований собственных и других авторов [5–7] сформирована следующая физическая модель энергообмена между потоками жидкости (сжимаемой и несжимаемой) в струйном эжекторе. Механизмом передачи кинетической энергии от высокоскоростного потока жидкости к низконапорному являются касательные напряжения, возникающие в вязкой среде за счет разности их линейных скоростей.

Рассмотрим схему (рис. 1) струйного эжектора с центральным соплом высоконапорного газа. Для струйного эжектора отметим следующие контрольные сечения: «А-А» — срез сопла 1 для эжектирующего газа; «В-В» — в плоскости среза кольцевого сопла для эжектируемого газа; «С-С» — на выходе из камеры смешения 3. Сечения «А-А» и «В-В» расположены в одной плоскости. Кольцевое сопло образовано наружной стенкой центрального сопла 1 и внутренней стенкой камеры смешения 3 струйного эжектора.

Работа струйного эжектора осуществляется следующим образом. Эжектирующей (высоконапорный) газ истекает из сопла 1 в камеру смешения 3. Сопло 1 профилируется таким образом, чтобы статическое давление на срезе сопла было меньше статического давления в потоке эжектируемого газа, подводимого к кольцевому соплу ($p_1 < p_2$). Под действием разности статических давлений на срезе сопла 1 и в емкости 2 низконапорный газ из емкости 2 станет поступать в камеру смешения 3. Скорость высоконапорного газа V_1 , истекающего из сопла 1, выше, чем скорость газа V_2 , поступающего в камеру смешения 3 из емкости 2. За счет разности скоростей высоконапорного и низконапорного газов силами вязкости кинетическая энергия передается от эжектирующего газа к эжектируемому. В результате этого взаимодействия полное давление эжектируемого газа растет, эжектирующего — падает. Передача кинетической энергии от эжектирующего к эжектируемому газу силами вязкости происходит на некоторой длине камеры смешения 3. Эта длина зависит от величины касательных напряжений, возникающих при движении газов с различными скоростями [7].

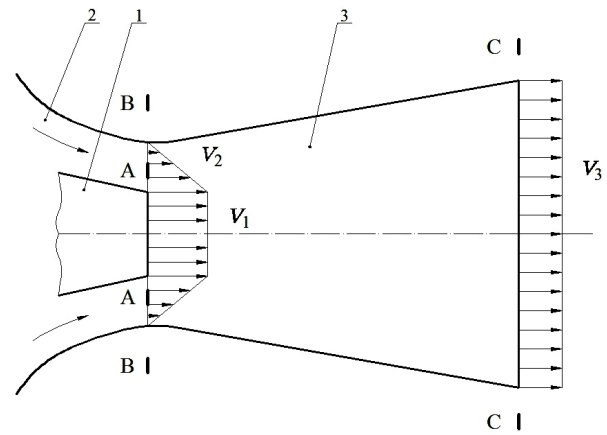


Рис. 1. Схема струйного эжектора:
 1 — сопло для эжектирующего газа,
 2 — емкость с эжектируемым газом,
 3 — камера смешения

Fig. 1. Scheme of jet ejector:
 1 — nozzle for ejecting gas,
 2 — vessel with ejected gas,
 3 — mixing chamber

Энергообмен сопровождается расширением эжектирующего газа, понижением его полного давления и полной температуры, а также сжатием эжектируемого газа с повышением его полного давления и полной температуры. За счет разности температур возникает тепловой поток, идущий от более нагретого газа к менее нагретому. Процессы энергообмена идут до тех пор, пока полные давления и температуры смешиваемых газов не сравняются. После этого происходит истечение (рис. 1, сечение «Ш-Ш») со скоростью V_3 . На этом процесс энергообмена между эжектирующим и эжектируемым газом закончен. При изменении геометрии внутренних каналов эжектора и места подачи эжектирующего и эжектируемого газа механизм энергообмена не изменяется. Передача энергии между потоками будет происходить аналогичным образом при использовании несжимаемых жидкостей.

На основании приведенной выше физической модели энергообмена составлена математическая модель энергообмена между высоконапорным и низконапорным газом в струйном эжекторе.

Математическая модель рабочего процесса струйного эжектора

Сумма энергий эжектирующего и эжектируемого газов равна энергии газа, выходящего из струйного эжектора (рис. 1). С другой стороны, изменение энергии может быть выражено через работу сил вязкости, тогда справедливы равенства:

$$\begin{aligned} E_{01} + E_{02} &= E_3, E_1 = E_{01} - \Delta E_1, E_2 = \\ &= E_{02} + \Delta E_2, \Delta E_2 = \Delta E_1, \\ \Delta E_1 &= G_1 \cdot L_1, \Delta E_2 = G_2 \cdot L_2, \Delta E_3 = G_3 \cdot L_3, \end{aligned} \quad (9)$$

где E_{01}, E_{02}, E_3 — начальная энергия эжектирующего и эжектируемого газовых потоков и энергия потока газа на выходе из эжектора, Дж; E_1, E_2 — энергия эжектирующего и эжектируемого газовых потоков в любом из сечений эжектора, в том числе и на выходе из эжектора, Дж; ΔE_3 — изменение энергии газового потока на выходе из эжектора, соответствующее работе расширения до давления окружающей среды, Дж; G_1, G_2, G_3 — расход эжектирующего газа через сопло эжектируемого газа и газа на выходе из эжектора соответственно, кг/с; L_1, L_2, L_3 — удельная работа эжектирующего газа, эжектируемого газа и газа на выходе из эжектора соответственно, Дж/кг.

Расход газа на выходе из эжектора равен сумме расходов эжектирующего и эжектируемого газов

$$G_3 = G_2 + G_1. \quad (10)$$

Удельная работа эжектирующего газа после завершения энергообмена с эжектируемым газом находится по уравнению [8]:

$$L_1 = c_p T_{01} \left(1 - \frac{1}{\pi_p^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_p, \quad (11)$$

где c_p — изобарная теплоемкость эжектирующего газа, Дж/(кг·К); T_{01} — температура торможения эжектирующего потока газа на входе в эжектор, К; π_p — степень понижения полного давления эжектирующего газа при обмене энергией с эжектируемым газом; η_p — коэффициент, учитывающий потери в процессе расширения эжектирующего газа; k — показатель адиабаты.

Степень понижения полного давления эжектирующего газа

$$\pi_p = \frac{p_{01}}{p_{03}}, \quad (12)$$

где p_{01} — полное давление эжектирующего газа на входе в струйный эжектор, Па; p_{03} — полное давление смеси газов на выходе из эжектора после завершения процесса энергообмена, Па.

Удельная работа, переданная эжектируемому газу после завершения энергообмена [8]:

$$L_2 = c_p T_{02} \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c}, \quad (13)$$

где c_p — изобарная теплоемкость эжектируемого газа, Дж/(кг·К); T_{02} — температура торможения эжектируемого потока газа на входе в эжектор, К; π_c — степень повышения полного давления эжектируемого газа; η_c — коэффициент, учитывающий потери в процессе сжатия эжектируемого газа.

Степень повышения полного давления эжектируемого газа

$$\pi_c = \frac{p_{03}}{p_{02}}, \quad (14)$$

где p_{02} — полное давление эжектируемого газа на входе в струйный эжектор, Па.

Располагаемая степень понижения полного давления смеси газов на выходе из эжектора

$$\pi_{p3} = \frac{p_{03}}{p_H}, \quad (15)$$

где p_H — давление среды, в которую происходит истечение газа из струйного эжектора, Па.

Эпюру скоростей эжектируемого газа на входе в эжектор можно определить по экспериментальным данным в зависимости от формы эжектора или в виде прямой линии от стенки камеры до среза сопла эжектирующего газа (скорость эжектируемого газа равна нулю на стенке камеры смешения и равна скорости эжектирующего газа в месте их контакта). В зависимости от эпюры скорости находится средняя скорость эжектируемого потока газа на входе в эжектор [1, 9, 10], в рассматриваемом случае (рис. 1):

$$V_{2cp} = \frac{1}{2} V_1. \quad (16)$$

Полная система уравнений, описывающих рабочий процесс в струйном эжекторе, включает зависимости для турбулентных касательных напряжений [7, 11] и газодинамические функции $\pi(\lambda)$, $\tau(\lambda)$, $q(\lambda)$, $\underline{z}(\lambda)$, $\varepsilon(\lambda)$.

Полное давление газа на выходе из струйного эжектора можно определить путем решения системы уравнений (9) – (16) согласно [7]. На базе решения приведенной выше математической модели могут быть определены оптимальные геометрические размеры струйного эжектора и его характеристики во всем диапазоне рабочих режимов. Кроме того, можно определить критериальную базу рабочего процесса струйного эжектора.

Критериальная база струйного эжектора

Основные критерии струйного эжектора — коэффициент эжекции $\mu^* = G_2/G_1$ и степень сжатия $\varepsilon = p_{03}/p_{02}$.

Рассмотрим критериальную базу рабочего процесса струйного эжектора на базе замкнутой математической модели. Определим параметры, влияющие на коэффициент эжекции μ^* и степень сжатия ε струйного эжектора. С этой целью объединим параметры с одинаковой размерностью в одну группу, чтобы для всех этих величин получить только один безразмерный комплекс.

Нахождение безразмерных комплексов на базе теории моделирования позволит определить критериальную базу рабочего процесса струйного эжектора. Согласно математической модели, изложенной в формулах (9) – (16) с добавлением газодинамических функций и модели турбулентности, можно рассмотреть все основные параметры, влияющие на коэффициент эжекции μ^* и степень сжатия ε , то есть

$$\mu^*, \varepsilon = f(L_i, G_i, T_{0i}, p_{0i}, \rho_i, V_i, \tau_T, a_{kpj}, c_{pj}, k_j, \mu_j, \lambda_j, \dots, \eta_p, \eta_c, \xi, \pi_c^*, \pi_p^*, \pi_{p3}^*, d_i, l, F_i), \quad (17)$$

где $i = 1, 2, 3$ — индексы соответствующих расчетных сечений; $j = 1, 2$ — индекс для эжектирующего и эжектируемого газа соответственно.

Часть из приведенных параметров в (17) являются взаимосвязанными. Удельная работа L_i при расширении или сжатии газа зависит от $k_j, c_{pj}, T_{0i}, \eta_p, \eta_c, \pi_c^*, \pi_p^*, \pi_{p3}^*$, а расход газа G_i — от величин T_{0i}, p_{0i}, V_i, F_i . Величина турбулентных касательных напряжений τ_T определяется длиной пути смешения l , динамической вязкостью μ_j и плотностью газа ρ_i , а также частными производными компонентов скорости V_x, V_y, V_z газового потока. В свою очередь, распределение и величина компонентов скорости $V_x,$

V_y, V_z в объеме камеры смешения эжектора связаны с величинами T_{0i}, p_{0i}, V_i, F_i . Безразмерные величины η_p, η_c также зависят от параметров газовых потоков и геометрии струйного эжектора. Коэффициент гидравлического сопротивления $\xi = f(d_{э}, Re_i)$, однако эквивалентный диаметр определяется внутренней геометрией канала $d_{э} = f(d_i, F_i, \dots)$, а число Рейнольдса $Re_i = \mu_j / (\rho_i V_i d_{э})$. Степени повышения и понижения давления $\pi_c^*, \pi_p^*, \pi_{p3}^*$ могут быть выражены через абсолютные величины полного давления p_{0i} в соответствующих сечениях. Из термодинамики известно, что критическая скорость звука в газе определяется зависимостью $a_{крj} = f(c_{pj}, T_{0i})$. Таким образом, количество параметров в зависимости (17) может быть существенно сокращено

$$n^*, \varepsilon = f(T_{0i}, p_{0i}, \rho_i, V_i, c_{pj}, k_j, \mu_j, \lambda_j, d_i, l, F_i). \quad (18)$$

Из зависимости (18) параметры могут быть объединены по группам и обозначены следующим образом:

- величины, имеющие размерность длины d_i, l обозначаются через l — характерный размер (м, L);
- величины, имеющие размерность площади F_i обозначаются через F (м², L²);
- величины, имеющие размерность температуры T_{0i} обозначаются через T (К, Θ);
- величины, имеющие размерность давления p_{0i} обозначаются через p (Па, М · Т⁻² · L⁻¹);
- величины, имеющие размерность плотности ρ_i обозначаются через ρ (кг/м³, М · L⁻³);
- величины, имеющие размерность скорости V_i обозначаются через V (м/с, L · Т⁻¹);
- величины, имеющие размерность теплоемкости газа при постоянном давлении c_{pj} обозначаются через c_p (Дж/(кг · К), L² · Т⁻² · Θ^{-1});
- величины, имеющие размерность динамической вязкости газа μ_j обозначаются через μ (Па · с, М · Т⁻¹ · L⁻¹);
- величины, имеющие размерность теплопроводности газа λ_j обозначаются через λ (Вт/(м · К), М · L · Т⁻³ · Θ^{-1}).

Кроме того, параметры n^* и ε зависят от безразмерного показателя адиабаты k . Таким образом, зависимость (18) можно переписать в виде

$$n^*, \varepsilon = f(l, F, T, p, \rho, V, c_p, \mu, \lambda, k). \quad (19)$$

Из десяти параметров, определяющих степень эжекции n^* и степень сжатия ε , четыре имеют независимую размерность (l, T, ρ, V), пять параметров имеют зависимую размерность (F, p, c_p, μ, λ) и один — безразмерную величину k .

Если общее число размерных величин обозначить через i , а число размерных величин, имеющих независимую размерность, через j , то число безразмерных комплексов для составления критериальной базы

$$\Pi_{i-j} = i - j + 1 = 6.$$

Безразмерный комплекс находится с помощью π — теоремы Бекингема:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{[n^*]}{[\rho]^a [T]^b [V]^c [l]^e} = \\ &= \frac{L^{3a} T^c}{M^a \Theta^b L^c L^e} = M^{-a} \cdot \Theta^{-b} \cdot T^c \cdot L^{3a-c-e}. \end{aligned}$$

Для того, чтобы комплекс оставался безразмерным, необходимо соблюдение равенств: $a = 0, b = 0, c = 0, 3a - c - e = 0$, откуда $e = 0$. Тогда

$$\Pi = \frac{[n^*]}{[\rho]^0 [T]^0 [V]^0 [l]^0} = n^*.$$

Аналогично для степени сжатия имеем $\Pi = \varepsilon$.

Определим безразмерные комплексы для всех размерных величин, входящих в зависимость (19), согласно этому же правилу.

Безразмерный комплекс для плотности

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{[\rho]}{[\rho]^a [T]^b [V]^c [l]^e} = \\ &= \frac{M^1 L^{3a} T^c}{L^3 M^a \Theta^b L^c L^e} = M^{1-a} \cdot \Theta^{-b} \cdot T^c \cdot L^{3a-3-c-e}. \end{aligned}$$

Запишем для степеней комплекса равенства $1 - a = 0, b = 0, c = 0, 3a - 3 - c - e = 0$, откуда $a = 1, e = 0$. Тогда

$$\Pi_1 = \frac{[\rho]}{[\rho]^1 [T]^0 [V]^0 [l]^0} = 1.$$

Для величин T, V, l аналогичным образом можем получить безразмерные комплексы $\Pi_2 = 1, \Pi_3 = 1, \Pi_4 = 1$ соответственно.

Безразмерный комплекс для площади

$$\begin{aligned} \Pi_5 &= \frac{[F]}{[\rho]^a [T]^b [V]^c [l]^e} = \\ &= \frac{L^2 L^{3a} T^c}{M^a \Theta^b L^c L^e} = M^{-a} \cdot \Theta^{-b} \cdot T^c \cdot L^{2+3a-c-e}. \end{aligned}$$

Запишем для степеней комплекса равенства $-a = 0, -b = 0, c = 0, 2 + 3a - c - e = 0$, откуда $e = 2$. Тогда

$$\Pi_5 = \frac{[F]}{[\rho]^0 [T]^0 [V]^0 [l]^2} = \frac{F}{l^2},$$

то есть безразмерный комплекс Π_5 выражает геометрическое подобие.

Безразмерный комплекс для давления

$$\begin{aligned} \Pi_6 &= \frac{[p]}{[\rho]^a [T]^b [V]^c [l]^e} = \frac{M^1 L^{3a} T^c}{T^2 L^1 M^a \Theta^b L^c L^e} = \\ &= M^{1-a} \cdot \Theta^{-b} \cdot T^{c-2} \cdot L^{3a-1-c-e}. \end{aligned}$$

Запишем для степеней комплекса равенства $1 - a = 0, -b = 0, c - 2 = 0, 3a - 1 - c - e = 0$, откуда $a = 1, c = 2, e = 0$. Тогда

$$\Pi_6 = \frac{[p]}{[\rho]^1 [T]^0 [V]^2 [l]^0} = \frac{p}{\rho V^2} = Eu,$$

то есть безразмерный комплекс Π_6 — критерий Эйлера. Если учесть, что для сжимаемого потока газа [8]

$$\frac{p}{\rho} = \frac{a^2}{k}; \quad M = \frac{V}{a}$$

то безразмерный комплекс можно записать в виде

$$\Pi_6 = Eu = \frac{1}{k M^2},$$

где k — показатель адиабаты (число Пуассона); M — число Маха.

Таким образом, критерий Эйлера Eu можно заменить двумя критериями подобия: безразмерным числом k и M — числом Маха. При этом постоянная k — показатель адиабаты становится критерием подобия.

Безразмерный комплекс для теплоемкости

$$\Pi_7 = \frac{[c_p]}{[\rho]^a [T]^b [V]^c [l]^e} = \frac{L^2 T^{3a} T^c}{T^2 \Theta^1 M^a \Theta^b L^c L^e} = M^{1-a} \cdot \Theta^{-1-b} \cdot T^{c-2} \cdot L^{2+3a-c-e}$$

Запишем для степеней комплекса равенства $-a = 0, 1 - b = 0, c - 2 = 0, 2 + 3a - c - e = 0$, откуда $b = -1, c = 2, e = 0$. Тогда

$$\Pi_7 = \frac{[c_p]}{[\rho]^0 [T]^{-1} [V]^2 [l]^0} = \frac{c_p T}{V^2}.$$

Запишем уравнение для полной температуры потока газа в виде

$$\frac{V^2}{c_p T} = 2 \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right) = \Theta^*,$$

где Θ^* — температурный критерий.

Тогда безразмерный комплекс $\Pi_7 = 1/\Theta^*$. Этот критерий имеет значение только при больших сверхзвуковых скоростях потоков газа в струйном эжекторе.

Безразмерный комплекс для динамической вязкости газа

$$\Pi_8 = \frac{[\mu]}{[\rho]^a [T]^b [V]^c [l]^e} = \frac{M^1 L^{3a} T^c}{T^1 L^1 M^a \Theta^b L^c L^e} = M^{1-a} \cdot \Theta^{-b} \cdot T^{c-1} \cdot L^{3a-1-c-e}$$

Запишем для степеней комплекса равенства $1 - a = 0, -b = 0, c - 1 = 0, 3a - 1 - c - e = 0$, откуда $a = 1, c = 1, e = 1$. Тогда

$$\Pi_8 = \frac{[\mu]}{[\rho]^1 [T]^0 [V]^1 [l]^1} = \frac{\mu}{\rho V l} = Re,$$

то есть безразмерный комплекс Π_8 — критерий Рейнольдса.

Безразмерный комплекс для теплопроводности газа

$$\Pi_9 = \frac{[\lambda]}{[\rho]^a [T]^b [V]^c [l]^e} = \frac{M^1 L^1 L^{3a} T^c}{T^3 \Theta^1 M^a \Theta^b L^c L^e} = M^{1-a} \cdot \Theta^{-1-b} \cdot T^{c-3} \cdot L^{3a+1-c-e}$$

Запишем для степеней комплекса равенства $1 - a = 0, -1 - b = 0, c - 3 = 0, 3a + 1 - c - e = 0$, откуда $a = 1, b = -1, c = 3, e = 1$. Тогда

$$\Pi_9 = \frac{[\lambda]}{[\rho]^1 [T]^{-1} [V]^3 [l]^1} = \frac{\lambda T}{\rho V^3 l}.$$

Если комплекс Π_9 умножить и разделить на произведение величин $\mu \cdot c_p$, то после преобразований получим

$$\Pi_9 = \frac{1}{Pr} \frac{1}{Re}.$$

Безразмерный комплекс Π_9 определяется через число Рейнольдса Re и Прандтля Pr .

В результате, безразмерные функциональные зависимости n^*, ε (19) принимают вид безразмерных комплексов

$$\Pi = f \left(1, 1, 1, 1, \frac{F}{l^2}, \frac{1}{k M^2}, \frac{1}{\Theta^*}, Re, \frac{1}{Pr} \frac{1}{Re} \right)$$

или

$$n^*, \varepsilon = f \left(F/l^2, k, M, Re, \Theta^*, Pr \right). \quad (20)$$

Критерий Θ^* имеет значение только при больших сверхзвуковых скоростях потоков газа, что крайне редко применимо для струйного эжектора. Поэтому критерий Θ^* можно исключить, тогда

$$n^*, \varepsilon = f \left(F/l^2, k, M, Re, Pr \right). \quad (21)$$

Из уравнения (21) видно, что степень эжекции n^* и степень повышения давления ε струйного газового эжектора являются функцией пяти переменных, которые образуют критериальную базу рабочего процесса струйного эжектора. Если в эжекторе используются несжимаемые жидкости, то, согласно [8], критерий Эйлера перестанет быть определяющим, а для учета массовой силы земного тяготения и сил инерции необходимо ввести число Фруда $Fr = V^2/(g \cdot l)$. В этом случае зависимость (21) будет иметь вид

$$n^*, \varepsilon = f \left(F/l^2, Fr, Re, Pr \right). \quad (22)$$

Если разность температур эжектирующего и эжектируемого газовых потоков невелика и процессами теплообмена можно пренебречь, то для упрощенной математической модели критерий подобия Pr можно исключить из рассмотрения. При совпадении геометрических размеров модели и натурной установки критерий F/l^2 также можно исключить из рассмотрения. С учетом вышесказанного зависимость (21) примет вид

$$n^*, \varepsilon = f \left(k, M, Re \right). \quad (23)$$

При тех же условиях для несжимаемой жидкости зависимость (22) упростится следующим образом:

$$n^*, \varepsilon = f \left(Re, Fr \right). \quad (24)$$

Таким образом, при использовании одного «натурного» и «модельного» газов и небольших скоростях газового потока степень эжекции n^* и степень повышения полного давления ε будут зависеть только от критерия Рейнольдса.

Этот вывод справедлив при использовании в качестве рабочей среды для «натурного» и «модельного» процесса одной несжимаемой жидкости, поскольку в этом случае выполнение подобия по числу Рейнольдса будет означать выполнение подобия по числу Фруда.

Заключение

Получены результаты анализа критериев подобия для рабочего процесса струйного эжектора на базе замкнутой математической модели. Основные характеристики струйного эжектора — степень эжекции λ^* и степень повышения давления ϵ моделируются в общем случае для газа шестью критериями подобия — F/P^2 , k , M , Re , Θ^* , Pr , а для несжимаемой жидкости пятью — F/P^2 , Fr , Re , Pr .

В случае соблюдения геометрического подобия, отсутствия интенсивного процесса теплообмена, а также применения для эжектирующего и эжектируемого потоков в «натурном» и «модельном» процессе одного рабочего тела, число критериев сокращается до одного — числа Рейнольдса. Это косвенно подтверждает, что основным механизмом передачи энергии от высокоскоростного потока к низконапорному потоку в струйном эжекторе являются силы вязкого трения.

Список источников / References

1. Калиновский А. А., Чупрынин Ю. В., Новиков А. А. Моделирование и оценка эффективности эжекционного отсоса пыли выхлопными газами в глушителе сельскохозяйственной машины // *Механика машин, механизмов и материалов*. 2018. № 2 (43). С. 17–23. EDN: XQCTID.

Kalinovskiy A. A., Chuprynin Yu. V., Novikov A. A. Modelirovaniye i otsenka effektivnosti ezheksionnogo otsosa pyli vykhlopnymi gazami v glushitele sel'skokhozyaystvennoy mashiny [Modeling and evaluation of efficiency of the dust ejection suction by exhaust gases in the agricultural harvester damper]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov. Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2018. No. 2 (43). P. 17–23. EDN: XQCTID. (In Russ.).

2. Лазарев Е. А., Салов А. Ю. Согласование режимов работы и характеристика системы «турбокомпрессор — охладитель — эжектор» в дизеле с наддувом // *Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Машиностроение»*. 2016. Т. 16, № 4. С. 23–31. DOI: 10.14529/engin160403. EDN: XDYESH.

Lazarev E. A., Salov A. Yu. Soglasovaniye rezhimov raboty i kharakteristika sistemy «turbokompressor — okhladitel'ezhektor» v dizele s nadduvom [Characteristic of turbocharger-intercooler-ejector system, an at diesel engine]. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya «Mashinostroyeniye». Bulletin of the South Ural State University. Series "Mechanical Engineering Industry"*. 2016. Vol. 16, no. 4. P. 23–31. DOI: 10.14529/engin160403. EDN: XDYESH. (In Russ.).

3. Аркадов Ю. К. Новые газовые эжекторы и эжекционные процессы. Москва: Физматлит, 2001. 333 с. ISBN 5-94052-025-1.

Arkadov Yu. K. Novyye gazovyye ezhektory i ezheksionnyye protsessy [New gas ejectors and ejection processes]. Moscow, 2001. 333 p. ISBN 5-94052-025-1. (In Russ.).

4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. 7-е изд., испр. Москва: Дрофа, 2003. 840 с. ISBN 5-7107-6327-6.

Loitsyanskiy L. G. Mekhanika zhidkosti i gaza [Fluid and gas mechanics]. 7th ed., rev. Moscow, 2003. 840 s. ISBN 5-7107-6327-6. (In Russ.).

5. Rostami zadeh E., Majd A., Arbabian S. Effects of Electromagnetic Fields on Seed Germination in *Urtica Dioica* L. *International Journal of Scientific & Technology Research*. 2014. Vol. 3, Issue 4. P. 365–368.

6. Картас С. С., Панченко В. И., Александров Ю. Б. Численное моделирование и экспериментальное исследование жидкость-жидкостного эжектора с криволинейным начальным участком камеры смешения и с прямолинейной камерой смешения // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокос-*

мическая техника. 2020. № 60. С. 88–95. DOI: 10.15593/2224-9982/2020.60.10. EDN: SAQCAR.

Kartas S. S., Panchenko V. I., Aleksandrov Yu. B. Chislennoye modelirovaniye i eksperimental'noye issledovaniye zhidkost'-zhidkostnogo ezhektora s krivolinyeynym nachal'nyim uchastkom kamery smesheniya i s pryamolineynoy kameroy smesheniya [Numerical modeling and experimental research of a liquid-liquid ejectors with a curved initial mixing chamber area and with direct mixing camera]. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politehnicheskogo universiteta. PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*. 2020. No. 60. P. 88–95. DOI: 10.15593/2224-9982/2020.60.10. EDN: SAQCAR. (In Russ.).

7. Кузнецов В. И., Макаров В. В., Шандер А. Ю. Физико-математическая модель рабочего процесса струйного эжектора // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2021. Т. 5, № 3. С. 75–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-75-82. EDN: LNRTRZ.

Kuznetsov V. I., Makarov V. V., Shander A. Yu. Fiziko-matematicheskaya model' rabocheho protsessa struynogo ezhektora [Physical and mathematical model of working process of jet ejector]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 3. P. 75–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-75-82. EDN: LNRTRZ. (In Russ.).

8. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. 5-е изд., перераб. и доп. Москва: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. Ч. 1. 600 с. ISBN 5-02-014015-5.

Abramovich G. N. Prikladnaya gazovaya dinamika. V 2 ch. [Applied gas dynamics. In 2 parts]. 5th ed., rev. and suppl. Moscow, 1991. Part 1. 600 p. ISBN 5-02-014015-5. (In Russ.).

9. Sankar L. N., Bharadvaj B. K., Tsung F.-L. Three-dimensional Navier–Stokes/full-potential coupled analysis for viscous transonic flow. *AJAA Journal*. 1993. Vol. 31, no. 10. P. 1857–1864. DOI: 10.2514/3.11859.

10. Kallinderis Y., Ward S. Prismatic grid generation for three-dimensional complex geometries. *AJAA Journal*. 1993. Vol. 31, no. 10. P. 1850–1856. DOI: 10.2514/3.11858.

11. Усс А. Ю., Чернышев А. В., Атамасов Н. В. Разработка метода расчета и создание вихревого струйного устройства для управления потоками газа // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2019. Т. 3, № 2. С. 78–86. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-78-86. EDN: DNZZBK.

Uss A. Yu., Chernyshev A. V., Atamasov N. V. Razrabotka metoda rascheta i sozdaniye vikhrevogo struynogo ustroystva dlya upravleniya potokami gaza. [Development of calculation method and creation of vortex jet device to control gas flow]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 2. P. 78–86. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-2-78-86. EDN: DNZZBK. (In Russ.).

КУЗНЕЦОВ Виктор Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск. SPIN-код: 1763-0468
AuthorID (РИНЦ): 161955
ResearcherID: N-9618-2016

Адрес для переписки: vik.kuznetzov@yandex.ru

КУЗНЕЦОВА Ирина Олеговна, кандидат технических наук, доцент кафедры естественных наук и информационных технологий Омского института водного транспорта — филиал Сибирского государственного университета водного транспорта, г. Омск; доцент департамента очного обучения Сибирского института бизнеса и информационных технологий, г. Омск. SPIN-код: 8418-3130

AuthorID (РИНЦ): 486124

Адрес для переписки: oat-schuka@mail.ru

ШПАКОВСКИЙ Денис Данилович, кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор Филиала ПАО «ОДК-Сатурн» — Омское моторостроительное конструкторское бюро, г. Омск; доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск. SPIN-код: 8300-5590

AuthorID (РИНЦ): 162092

Адрес для переписки: ddenis_sh@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 04.04.2025; одобрена после рецензирования 02.06.2025; принята к публикации 09.06.2025.

KUZNETSOV Viktor Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 1763-0468

AuthorID (RSCI): 161955

ResearcherID: N-9618-2016

Correspondence address: vik.kuznetzov@yandex.ru

KUZNETSOVA Irina Olegovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Natural Sciences and Information Technologies Department, Omsk Institute of Water Transport — Branch of the Siberian State University of Water Transport, Omsk; Associate Professor of the Full-time Education Department, Siberian Institute of Business and Information Technologies, Omsk.

SPIN-code: 8418-3130

AuthorID (RSCI): 486124

Correspondence address: oat-schuka@mail.ru

SHPAKOVSKIY Denis Danilovich, Candidate of Technical Sciences, Leading Design Engineer, Omsk Engine Design Bureau — Branch of the Public Joint Stock Company "UEC-Saturn", Omsk; Associate Professor of the Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 8300-5590

AuthorID (RSCI): 162092

Correspondence address: ddenis_sh@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 04.04.2025; approved after reviewing 02.06.2025; accepted for publication 09.06.2025.

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК «БЕЗЛОПАТОЧНЫХ» ВЕНТИЛЯТОРОВ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ДВИГАТЕЛЯМ БЕСПИЛОТНЫХ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

П. А. Брызгунов, В. А. Григоров, Л. Е. Гришин, Е. А. Иванова

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

В работе исследованы ключевые технические характеристики «безлопаточных» движителей перспективных силовых турбовентиляторных установок для мультикоптерных беспилотных летательных аппаратов. Выявлены аспектные соотношения, обеспечивающие наибольшую тягу и тяговый КПД, проведены исследования влияния радиуса вентилятора и толщины кольцевого зазора в нем на показатели его эффективности как движителя при фиксированном расходе и длине. Установлено, что наибольшей эффективностью обладает конфигурация с радиусом 175 мм при длине 150 мм и расходе воздуха 0,3 кг/с, что обеспечивает число Маха на выходе, равное 0,42. Данная конфигурация обеспечивает тягу 44 Н, сохранение импульса скоростной струи на уровне 92 % при полном давлении на входе 17 800 Па.

Ключевые слова: эффект Коанда, вентилятор Дайсона, беспилотные летательные аппараты (БПЛА), тяга, малая авиация, газотурбинный двигатель, движитель.

Для цитирования: Брызгунов П. А., Григоров В. А., Гришин Л. Е., Иванова Е. А. Исследование характеристик «безлопаточных» вентиляторов применительно к двигателям беспилотных летательных аппаратов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 86–93. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-86-93. EDN: JQDZTB.



© Брызгунов П. А., Григоров В. А., Гришин Л. Е., Иванова Е. А., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

STUDY OF THE SMALL MULTICOPTERS BLADELESS PROPULSORS CHARACTERISTICS

P. A. Bryzgunov, V. A. Grigorov, L. E. Grishin, E. A. Ivanova

National Research University "Moscow Power Engineering Institute",
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya st., 14, bld. 1, 111250

The study examines the fundamental technical characteristics of bladeless propulsors intended for advanced turbofan propulsion systems in multicopter unmanned aerial vehicles. The research identifies optimal aspect ratios that maximize thrust and thrust efficiency while analyzing the impact of fan radius and annular gap thickness on propulsion efficiency under constant flow rate and length conditions. The findings indicate that the most efficient configuration features a fan radius of 175 mm, a length of 150 mm, and an air mass flow rate of 0,3 kg/s, yielding an exit Mach number of 0,42. This configuration generates a thrust of 44 N while maintaining high-speed jet momentum conservation at 92 %, under a total inlet pressure of 17,800 Pa.

Keywords: Coanda effect, Dyson fan, unmanned aerial vehicles (UAVs), thrust, small aircraft, engine, bladeless propulsion.

For citation: Bryzgunov P. A., Grigorov V. A., Grishin L. E., Ivanova E. A. Study of the small multicopters bladeless propulsors characteristics. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 86–93. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-86-93. EDN: JQDZTB.



Введение

Беспилотные летательные аппараты (БЛА) в настоящее время играют важную роль в различных сферах. Их эффективность во многом зависит от используемой силовой установки. Для БЛА применяются электрические, поршневые и газотурбинные двигатели, причем поршневые и газотурбинные двигатели находят свое применение в основном в БЛА самолетного типа, тогда как БЛА, выполненные по вертолетной схеме (мультикоптеры), в основном оснащаются электродвигателями.

Сложность использования поршневых двигателей обусловлена их высокой массой и необходимостью либо организации «трансмиссии» для передачи момента на все винты, либо необходимостью выполнения двигателей под каждый винт, что вынуждает переходить к менее эффективным двигателям меньшей мощности и повышает массу двигательных установок на единицу тяги.

Использование малоразмерных газотурбинных турбореактивных двигателей, находящихся применение в БЛА самолетного типа, нерационально применительно к мультикоптерам, поскольку мультикоптеры являются достаточно тихоходными летательными аппаратами (ЛА) и использование турбореактивных двигателей приводит к значительному снижению полетного (тягового) КПД двигателя [1]:

$$\eta_{\text{мвр}} = \frac{2}{1 + \frac{C_c}{V}}, \quad (1)$$

где C_c — скорость струи на выходе из двигателя, м/с; V — скорость движения ЛА, м/с.

Очевидно, что при скорости полета 15–30 м/с, характерной для мультикоптеров, применение малоразмерных турбореактивных двигателей (ТРД), имеющих высокие скорости газов на выходе из сопла порядка $M \sim 0,6-1$, приведет к низкой эффективности. Например, использование серийно производимого JetCat P1000-PRO [2], имеющего скорость выхлопных газов свыше 610 м/с в качестве силовой установки мультикоптера со скоростью полета 30 м/с приведет к тяговому КПД не более 9,4 %, что в совокупности с заявленным производителем энергетическим КПД 20 % по выхлопным газам обеспечит суммарный КПД преобразования энергии топлива в работу по перемещению ЛА около 2 %:

$$\eta_{\text{полн}} = \frac{2V}{\frac{C_c}{\eta_3} + V}, \quad (2)$$

где η_3 — энергетический КПД двигателя.

В связи с этим актуальным направлением является разработка газотурбинных двигательных установок для мультикоптеров, сочетающих преимущества газотурбинных двигателей (ГТД), такие как простота конструкции и высокая удельная тяга на единицу массы, с высокой эффективностью электрических двигателей. В настоящее время высок интерес к турбовентиляторным двигателям с «безлопастными» движителями (англ. bladeless propulsion) типа вентилятора Дайсона. Название «безлопастной» или «безлопастный» является условным (калька с англ. bladeless fan) и отражает только его внешний вид, так как поток воздуха в вентиляторах данного типа создается лопастным вентилятором, заключенным в кожухе [3]. Поток воздуха выходит через круглую щель (рис. 1), за счет эффекта Коанда струя воздуха прилипает к внутренней стенке и безотрывно течет вдоль нее, создавая внутри воздухозаборника зону разрежения, куда засасывается дополнительный воздух, после чего сечение расширяется, за счет чего повышается давление. Применение подобного принципа позволяет значительно повысить расход воздуха на выходном срезе воздухозаборника, при этом снижается его скорость.

Потенциальным преимуществом использования вентиляторов такого типа применительно к малым ЛА мультикоптерного типа является возможность создания потока воздуха одним мощным и эффективным вентилятором с газотурбинным приводом и его распределения между «безлопастными» вентиляторами, при этом нет необходимости в механических передачах, увеличивающих массу ЛА.

Очевидно, что, в соответствии с законом сохранения импульса, применение данного типа движителя не приводит к увеличению тяги: в идеальном случае скорость потока на выходе уменьшается ровно во столько раз, во сколько увеличивается расход воздуха, то есть сила тяги остается без изменений (с учетом потерь тяга может снизиться на 5–10 %), однако именно за счет значительного снижения

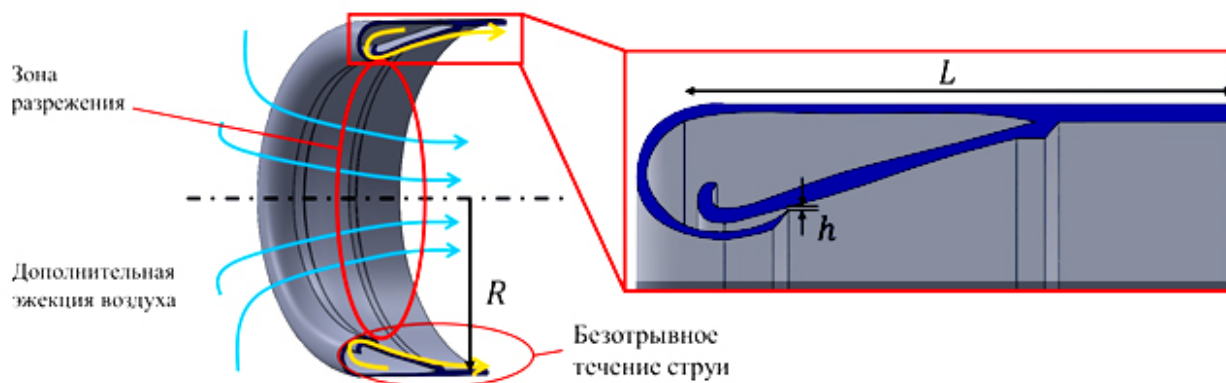


Рис. 1. К описанию принципа работы «безлопастного» вентилятора
Fig. 1. To the description of the operating principle of a bladeless fan

скорости возможно достижение более высокого тягового КПД (формула 1). Важно отметить, что в подобные вентиляторы подается холодный воздух при невысоком давлении, что позволяет использовать легкие полимерные материалы и 3D-печать при их изготовлении.

По данным информационной системы Google Patent, за период 2014–2023 гг. число патентов по тематике двигателей с данной системой тяги выросло на 177 % в сравнении с данными за период 2004–2013 гг. Примерами могут служить патенты [4–8]. Основные публикации по данной тематике посвящены повышению расхода вентиляторов данного типа, а также повышению тяги применительно к двигательным установкам.

В работе [9] приведены результаты численного исследования нескольких вариантов конструкций «безопасных» двигателей, выявлена наиболее эффективная с точки зрения создаваемой тяги. Установлено, что для повышения тяги следует минимизировать толщину кольцевого зазора h (рис. 1), однако в данной работе не проанализировано изменение тяги в выходном сечении воздухозаборника в сравнении с тягой в кольцевом зазоре. Статьи [10, 11] посвящены разработке и созданию прототипов БПЛА с «безопасными» двигателями на основе электродвигателей, систем их автоматического управления.

Достаточно большое количество работ посвящено оптимизации профиля «безопасного» вентилятора с целью достижения наименьших потерь и наибольшего расхода применительно к задачам вентиляции помещений [12–17], наибольший интерес представляют работы [13, 15, 16]. Так, в работе [13] помимо расходных характеристик рассматриваются также акустические. Установлено, что вентилятор с диаметром воздухозаборника 300 мм обеспечивает расход воздуха в 21 раз больший, чем подается через кольцевой зазор, при этом при подаче в кольцевой зазор более 80 литров воздуха в секунду шум достигает 80 Дб, что затрудняет его использование в домашних условиях.

В статье [15] исследуется различная форма воздухозаборников: круглая, квадратная и прямоугольная с различными аспектными соотношениями, также рассмотрены эффекты влияния типа крылового профиля и угла наклона на отношение расхода на выходе из зазора к расходу на выходе из вентилятора. Было установлено, что наибольшее влияние оказывает форма воздухозаборника, наиболее эффективна круглая. Меньшее влияние оказывает угол раскрытия воздухозаборника, который рационально делать порядка 60–80°, при этом тип профиля оказывает наименьшее влияние на эффективность.

В работе [16] исследуется вентилятор на основе крылового профиля Eppler 473 с различными соотношениями ширины профиля и его длины. Авторами установлено, что наибольшей эффективностью обладает конфигурация с отношением ширины профиля и длины, равным 0,3.

В статье [18] рассматривается влияние толщины выходной щели вентилятора на основе аэродинамического профиля Eppler 473 на коэффициент расхода. Результаты вычислений показали, что меньшие щели имеют более высокие коэффициенты расхода. Аэродинамический профиль с толщиной щели 1,2 мм показал коэффициент расхода 18,78, что на 24 % больше, чем коэффициент расхода щели 2 мм.

В исследовании [19] изучалось влияние толщины и радиуса щели на производительность «безопасного» вентилятора со сжатым воздухом в широком диапазоне массовых расходов на входе, толщины щели и радиусов. Результаты исследования показали, что при меньших радиусах как коэффициент расхода, так и создаваемая тяга имеют нелинейную связь с этими параметрами, и для достижения максимальной силы тяги требуется оптимальный радиус с определенными комбинациями, приводящими к существенному улучшению производительности. Авторами было установлено, что коэффициент расхода, превышающий 10, можно достичь с помощью комбинаций малой толщины и радиуса щели.

Работы [18] и [19] представляют собой комплексные параметрические исследования, однако в работе [18] были проанализированы сравнительно небольшие скорости течения на выходе из вентилятора менее 8 м/с, а в работе [19] значительная тяга (более 40–50 Н) обеспечивается за счет достаточно высокого давления порядка 105 Па, при этом расход воздуха не превышает 0,1 кг/с.

Таким образом, по результатам обзора было установлено, что наиболее эффективной является круглая форма воздухозаборника, однако не исследовано совместное влияние радиуса воздухозаборника (R) и высоты кольцевого зазора (h) на эффективность «безопасного» вентилятора с точки зрения его использования в качестве движителя для БПЛА при высоких расходах воздуха свыше 0,1 кг/с, а именно с точки зрения создаваемой тяги и необходимого давления для ее обеспечения.

Задачей настоящей работы является исследование характеристик «безопасных» двигателей с учетом вышеобозначенных параметров посредством проведения численного моделирования течения.

Методика исследования

Было проведено численное исследование газодинамических процессов в «безопасном» движителе. На рис. 2а представлены граничные условия численной модели. Физически выбранные условия соответствуют работе движителей вблизи поверхности земли. На верхней и левой границе расчетной области ставилось граничное условие входа по полному избыточному давлению, равному 0 Па, при заданном опорном давлении, равном атмосферному 101325 Па (p_0). На правой границе расчетной области ставилось граничное условие по избыточному статическому давлению (p), также равному 0 Па. На нижней границе задавалась осевая симметрия. Также задавался массовый расход воздуха, равный 0,3 кг/с и соответствующий расходам воздуха в малоразмерных газотурбинных двигателях тягой 50–60 Н. В данном исследовании с целью сокращения вычислительной сложности и построения более точной сетки вблизи стенок использовалась двумерная осесимметричная стационарная постановка задачи с осреднением уравнений Навье–Стокса по Рейнольдсу. Для замыкания уравнений Рейнольдса применялась низкорейнольдсовая модель турбулентности $k-\omega$ SST [20].

На рис. 2б показан пример расчетной сетки, в данном исследовании применялась сетка с треугольными ячейками в основной зоне потока и призматическими вблизи стенок. Число элементов сетки составило порядка 1 млн ячеек, в ходе исследования на сеточную сходимость было установлено, что

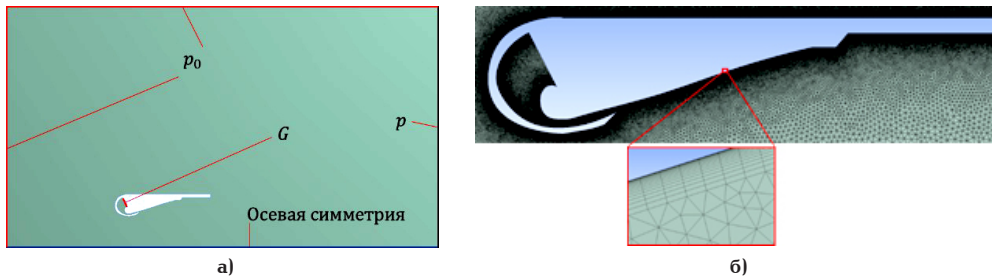


Рис. 2. К описанию методики моделирования: а) граничные условия; б) пример сеточной модели
 Fig. 2. To the description of the modeling methodology: a) boundary conditions; б) mesh example

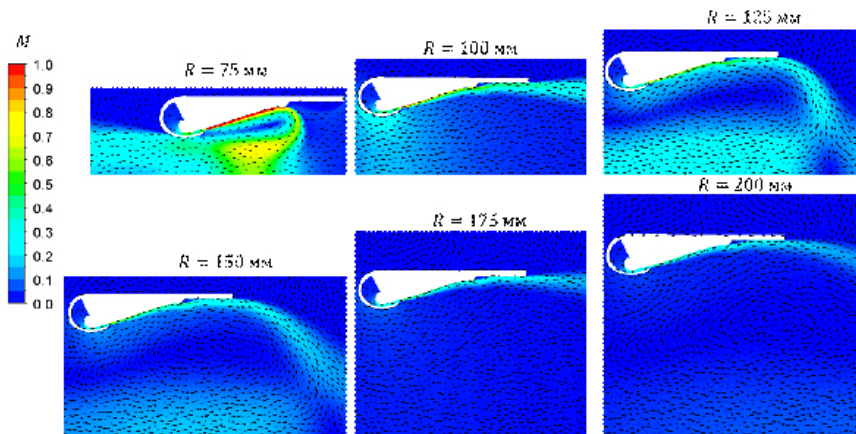


Рис. 3. Поля безразмерной скорости (числа Маха) для различных моделей «безлопаточного» движителя
 Fig. 3. Dimensionless velocity fields (Mach number) for different models of a bladeless propulsor

при дальнейшем увеличении числа ячеек не изменяются основные контрольные параметры, а именно полное давление в подаче воздуха в вентилятор, степень приращения расхода на выходе из вентилятора и создаваемая тяга.

Безразмерная толщина первой пристеночной ячейки для корректного моделирования течения в вязком пограничном слое и предсказания срывов потока принималась равной $y_+ = 0,1$, число слоев — не менее 25, коэффициент роста 1,2. Выбор данных значений y_+ первой ячейки и коэффициента роста позволил обеспечить не менее 10 слоев в зоне вязкого подслоя с $y_+ < 5$ и не менее 10 слоев в переходной области $5 < y_+ < 30$. Для построения сеточной модели использовалась программа ANSYS Meshing, в качестве решателя применялся ANSYS Fluent.

Тяга движителей рассчитывалась по соотношению:

$$F = G_{\text{вых}} \cdot V_{\text{вых}} \quad (3)$$

где $G_{\text{вых}}$ — расход воздуха на выходе из вентилятора, кг/с; $V_{\text{вых}}$ — среднemasовая скорость на выходе из вентилятора, м/с.

Изначальная тяга струи в кольцевой щели рассчитывалась аналогично:

$$F_0 = G_0 \cdot V_0 \quad (4)$$

где G_0 — расход воздуха в кольцевой щели, кг/с; V_0 — среднemasовая скорость воздуха в кольцевой щели, м/с.

Результаты исследования

Первая серия расчетов была проведена для моделей с радиусом $R = 75-200$ мм с шагом в 25 мм,

при этом сохранялись прочие геометрические характеристики. Высота щелевого зазора h составляла 1,75 мм, длина L вентилятора составляла 150 мм. На рис. 3 представлены векторные поля безразмерной скорости — числа Маха. Как видно из рис. 3, работа движителя без обратных токов наблюдается только при радиусах 100 мм и 175 мм. В остальных случаях наблюдаются обратные течения различной интенсивности.

Физически наличие как безотрывных, так и отрывных струй можно объяснить влиянием как импульса самой струи, так и создаваемого ею разрежения в узкой части воздухозаборника. Рассмотрим конфигурации с наличием обратных токов. В конфигурации $R = 75$ мм наблюдается сверхзвуковое течение с запирающим потоком в кольцевой щели. Как следствие высокой скорости течения в горловине воздухозаборника создается очень высокое разрежение; можно заметить, что поступающий из периферийной (верхней на рис. 2) части расчетной области воздух создает сильный встречный поток и «сбивает» струю, в результате чего она отклоняется и создает обратную тягу. В конфигурации с $R = 100$ мм создается несколько меньшее разрежение, причем не наблюдается запирающего потока, струя имеет высокий импульс ($M = 0,89$), ввиду чего способна выйти без срыва.

Конфигурации с $R = 125$ и 150 мм имеют меньшую степень разрежения в сравнении с $R = 100$ мм, однако данные струи характеризуются и меньшим импульсом ($M = 0,72$ и $0,58$ соответственно), ввиду чего струи быстро теряют импульс и отклоняются к центру, создавая обратные течения. Важно отметить, что в данных конфигурациях отклоненная струя разделяется на два потока: один идет в обратном направлении, второй — создает тягу. При этом

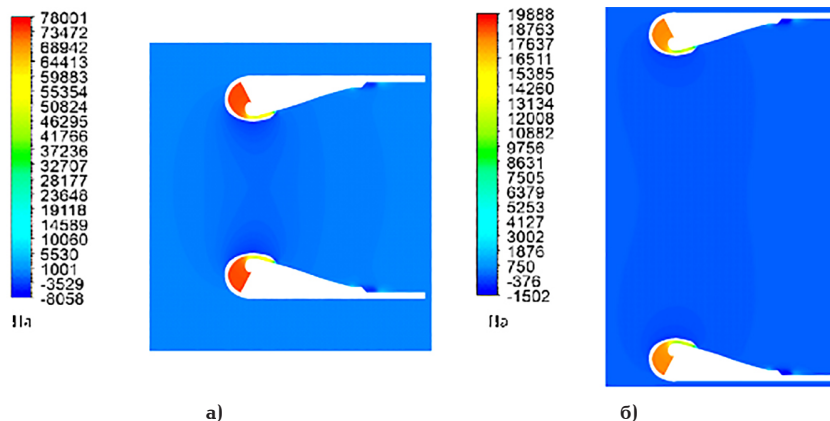


Рис. 4. Поля избыточных давлений для наиболее эффективных моделей «безлопаточных» движателей: а) $R = 100$ мм; б) $R = 175$ мм
 Fig. 4. Excess pressure fields for the most efficient models of bladeless propulsors: а) $R = 100$ mm; б) $R = 175$ mm

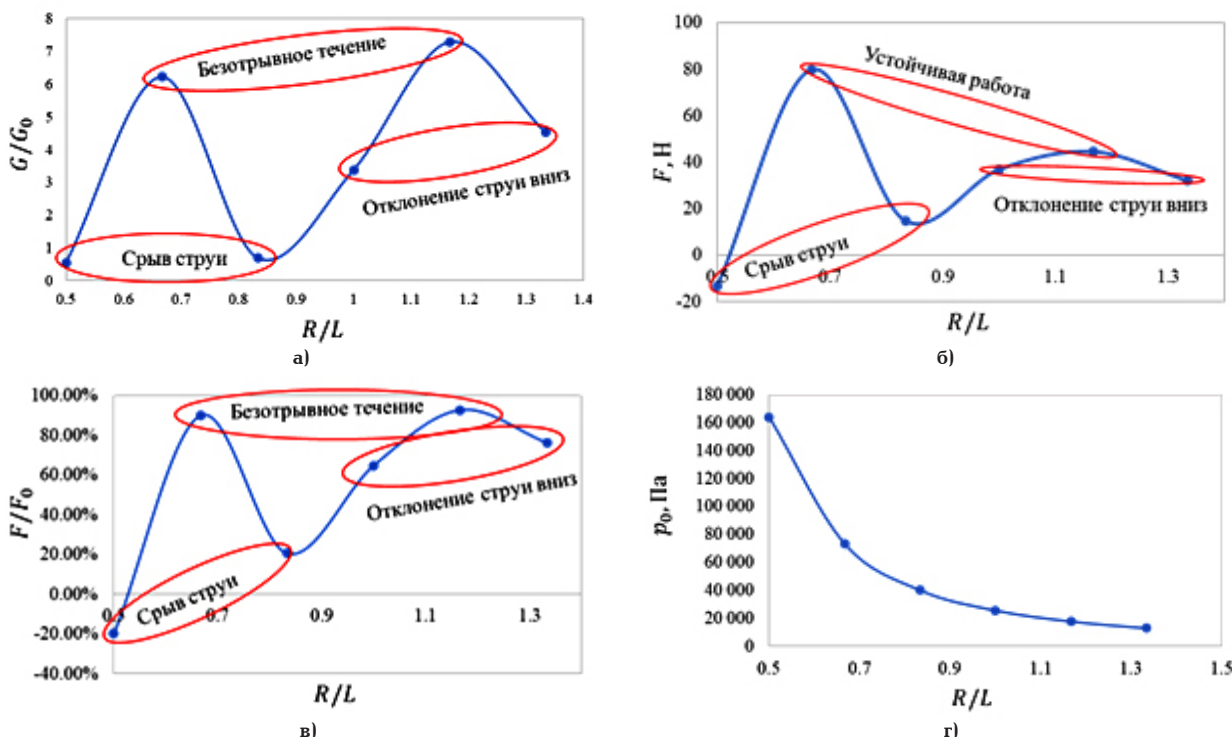


Рис. 5. Интегральные характеристики рассмотренных моделей: а) степень приращения расхода; б) тяга на выходе; в) коэффициент сохранения тяги; г) полное давление на входе в движатель
 Fig. 5. Integral characteristics of the models considered: а) rate of increase in mass flow; б) thrust; в) thrust coefficient; г) total pressure on the propulsor inlet

в конфигурации с $R = 150$ мм основная часть воздуха идет в нужном для создания тяги направлении, так как разрежение в ней (пропорционально квадрату скорости) уменьшается сильнее, чем уменьшается импульс струи (пропорционален скорости в первой степени).

В конфигурации с $R = 175$ мм ($M = 0,42$) достигается необходимое соотношение разрежения воздухозаборника и импульса струи, поэтому в ней не наблюдается отрывов, тогда как при $R = 200$ мм ($M = 0,42$) струя разворачивается к центру и создает небольшое обратное течение. В данной конфигурации, вероятно, не формируется достаточного разрежения в центре горловины вентилятора, из-за чего не формируется устойчивого, направленного вперед движения воздуха в данной зоне. В результате струя на выходе из вентилятора не имеет «опоры» в виде течения в центре диффузора, где

в устойчивых конфигурациях наблюдается повышенное давление, отклоняется подсосываемыми потоками, где тормозится с повышением давления. В результате часть потока воздуха разворачивается и формирует круговое течение по часовой стрелке, идя от затормозившейся струи обратно в зону разрежения на периферии вентилятора. Тем не менее обратные токи не настолько значительны, как при $R = 125$ и 150 мм.

На рис. 4 представлены поля статических давлений для наиболее эффективных конфигураций с $R = 100$ и 175 мм. Как видно из рис. 4, в случае устойчивых струйных течений изолинии давления имеют форму «песочных часов» в горловине воздухозаборника, из-за чего струя не разворачивается в обратном направлении.

Рассмотрим интегральные характеристики моделированных движателей (рис. 5). С точки зрения

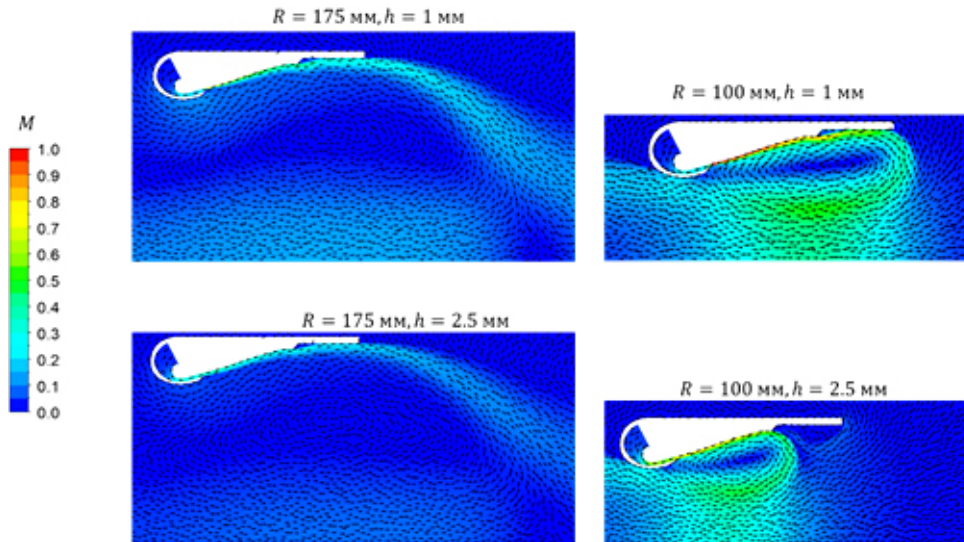


Рис. 6. Поля безразмерной скорости (числа Маха) для моделей «безлопастного» двигателя с $R = 100$ и 175 мм при изменении толщины кольцевой щели
Fig. 6. Dimensionless velocity fields (Mach number) for models of a bladeless propulsors with $R = 100$ and 175 mm with a change in the thickness of the annular slot

отношения расходов (рис. 5а), в наибольшей мере (более чем в семь раз) расход позволяет умножить конфигурация с $R = 175$ мм; примерно в шесть раз расход повышается при $R = 100$ мм. Во всех остальных случаях повышение расхода менее значительно. С точки зрения развиваемой тяги (рис. 5б), наибольший результат демонстрирует двигатель с $R = 100$ мм (80 Н), почти вдвое меньше (44 Н) при $R = 175$ мм, в случаях с отклонением и срывом струи — значительно меньше.

Примечательно, что коэффициент сохранения тяги для двух наилучших конфигураций сохраняется на уровне 92 %, то есть дополнительные потери, вызванные течением в воздухозаборнике, невелики. Также следует отметить, что в случае $R = 175$ мм полное давление на входе меньше в 3,5 раза в сравнении с $R = 75$ мм. Это значит, что мощность на валу нагнетателя, создающего расход воздуха, также будет в 3,5 раза меньше для $R = 175$ мм, что перекрывает эффект в два раза более низкой тяги. Кроме того, вентилятор с $R = 175$ мм обеспечивает скорость на выходе 20 м/с, а вентилятор с $R = 100$ мм — 42 м/с. Это значит, что при работе в составе силовой установки БПЛА на скорости 20 м/с вентилятор с $R = 175$ мм обеспечит полетный КПД, близкий к 1, а с $R = 100$ мм — порядка 70 %.

С целью определения эффектов изменения толщины кольцевого зазора были проведены дополнительные расчеты устойчивых конфигураций с $R = 100$ и 175 мм при изменении толщины щели в большую (до 2,5 мм) и меньшую (до 1 мм). На рис. 6 представлены поля безразмерной скорости в данных расчетных случаях, а на рис. 7 — полученные зависимости для коэффициента сохранения тяги. Как видно из рис. 6, 7, конфигурация с $R = 175$ мм является более устойчивой. Несмотря на отклонение струи к центру и небольшие обратные токи (аналогично $R = 200$ мм), при изменении толщины щели коэффициент сохранения тяги остается на уровне около 70 %.

Конфигурации с $R = 100$ мм при изменении высоты кольцевой щели теряют устойчивость, при этом формируется обратная тяга аналогично ре-

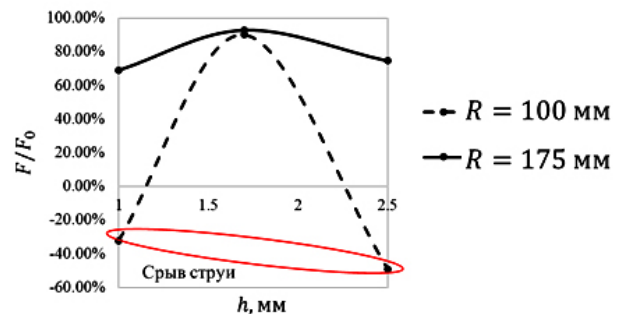


Рис. 7. Зависимость коэффициента сохранения тяги от радиуса «безлопастного» вентилятора и высоты кольцевого зазора

Fig. 7. Dependence of the thrust retention coefficient on the radius of the bladeless fan and the height of the annular slot

жиму с $R = 75$ мм. Данный факт свидетельствует о меньшей устойчивости данной конфигурации к изменению параметров потока.

Выводы

Были получены следующие результаты:

1. Исследовано влияние радиуса «безлопастного» вентилятора при фиксированной длине и расходе воздуха, наиболее эффективной по совокупности показателей, таких как тяга, сохранение тяги, тяговый КПД являются конфигурации R/L равным 0,67 и 1,17 ($R = 100$ и 175 мм). В данных установках сохраняется около 92 % изначальной тяги скоростной струи.

2. Во всех остальных случаях не формируется устойчивого направленного движения воздуха. Как следствие, теряется значительная часть энергии струи от 30–40 % и до формирования обратной тяги.

3. Оптимальной и наиболее устойчивой конфигурацией является отношение $R/L = 1,17$ ($R = 175$ мм) при $M = 0,42$ на выходе из кольцевой щели. В данном случае обеспечивается баланс между разрежением в горловине вентилятора и кинетической энергией струи при высокой степени сохра-

нения изначального импульса струи и потенциально высоком тяговом КПД.

4. При увеличении и уменьшении скорости по сравнению с $M = 0,42$ наблюдается отклонение струи к центру и снижение тяги.

5. Механизмы формирования устойчивых струй при изменении характеристик масштаба «безопасных» двигателей требуют дополнительного рассмотрения и проведения экспериментальных исследований.

Благодарности / Acknowledgments

Работа выполнена в рамках проекта «Разработка технических решений, обеспечивающих повышение эффективности авиационных газотурбинных двигателей» при поддержке гранта Национального исследовательского университета «МЭИ» на реализацию программы научных исследований «Приоритет 2030: Технологии будущего» в 2024–2026 гг.

The investigation has been carried out within the framework of project "Development of technical solutions to improve the efficiency of aircraft gas turbine engines" with the support of a subvention from the National Research University "Moscow Power Engineering Institute" for implementation of the internal research program "Priority 2030: Future Technologies" in 2024–2026.

Список источников / References

1. Мамедов Б. Ш. Основы единой теории двигателей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягОВОГО) КПД турбореактивных двигателей // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. № 7 (52). С. 15–20. EDN: QUGSH.

Mamedov B. Sh. Osnovy edinoi teorii dvizhiteley na nepreryvnykh potokakh. Vyvod formuly tyagi, poletnogo (tyagovogo) KPD turboreaktivnykh dvigateley [Foundations of the common theory of movers on the continuous flows. calculation the formulators of thrust, flying (thrust) coefficient of usefull action of turbojet engines]. Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovyykh tekhnologiy. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2011. No. 7 (52). P. 15–20. EDN: QUGSH. (In Russ.).

2. JetCat P1000-PRO – JetCat. URL: <https://www.jetcat.de/en/productdetails/produkte/jetcat/produkte/Professionell/P1000> (accessed: 11.03.2025).

3. Gammack P. D., Frederic N., Simmonds K. J. Bladeless fan. US patent GB2452490 A; filed September 04th, 2007; published March 11th, 2009.

4. Capunay A., Valdenegro D., Masso D. A. G., Carrillo L. R. G. Bladeless unmanned aerial vehicle. US patent 20190127065A1; filed June 13th, 2018; published May 02nd, 2019.

5. Seungjae Lee. Drone. Korean patent KR101804328B1; filed June 24th, 2016; published December 04th, 2017.

6. Lin Song. Bladeless propeller for unmanned aerial vehicle. Chinese patent CN118894253A; filed July 15th, 2024; published November 05th, 2024.

7. Sandeep Kumar Chintala, Sriranjana Rasakatra. Aircraft with bladeless propellers. Chinese patent CN110914151A; filed March 13th, 2018; published March 24th, 2020.

8. Weimeng C. A kind of bladeless fan-powered vertical take-off and landing drone. Chinese patent CN108263594B; filed January 31st, 2018; published May 10th, 2019.

9. Sureshkumar A., Jailani H. S. A. K., Siddarth R. [et al.]. Design and analysis of bladeless thruster for an UAV applications at three different profile configurations. *International Journal of Vehicle Structures and Systems*. 2023. Vol. 15, no. 5. 2024. DOI: 10.22214/IJRASET.2024.62531.

10. Xu H., Jiang L., Cao Z., Bao X. Design study of a rotorless unmanned aerial vehicle. *2023 4th International Seminar on Artificial Intelligence, Networking and Information Technology (AINIT)*. 2023. P. 58–62. DOI: 10.1109/AINIT59027.2023.10210723.

11. Valdenegro D., Capunay A., Gonzalez D. [et al.]. Improving safety: design and development of a bladeless thruster for autonomous multicopters. *2018 International Conference on Unmanned Aircraft Systems (ICUAS)*. 2018. P. 158–167. DOI: 10.1109/ICUAS.2018.8453474.

12. Mehmood K., Shahzad A., Masud J. [et al.]. Numerical analysis of bladeless ceiling fan: an effective alternative to conventional ceiling fan. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*. 2022. Vol. 221. P. 104905. DOI: 10.1016/j.jweia.2022.104905. EDN: DIRNLC.

13. Jafari M., Afshin H., Farhanieh B., Sojoudi A. Numerical investigation of geometric parameter effects on the aerodynamic performance of a bladeless fan. *Alexandria Engineering Journal*. 2016. Vol. 55 (1). P. 223–233. DOI: 10.1016/J.AEJ.2015.11.001.

14. Aslam H., Arif M. Z., Ali M., Javed A. Design and CFD Analysis of bladeless ceiling fan. *2021 International Bhurban Conference on Applied Sciences and Technologies (IBCAST)*. 2021. P. 782–787. DOI: 10.1109/IBCAST51254.2021.9393254.

15. Ravi D., Rajagopal T. K. R. Numerical investigation on the effect of geometric shape and outlet angle of a bladeless fan for flow optimization using CFD techniques. *International Journal of Thermofluids*. 2022. Vol. 15 (28). P. 100174. DOI: 10.1016/j.ijft.2022.100174.

16. Jafari M., Afshin H., Farhanieh B., Bozorgasareh H. Numerical aerodynamic evaluation and noise investigation of a bladeless fan. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2015. Vol. 8 (1). P. 133–142.

17. Li G., Hu Y., Jin Y. [et al.]. Influence of Coanda surface curvature on performance of bladeless fan. *Journal of Thermal Science*. 2014. Vol. 23 (5). P. 422–431. DOI: 10.1007/s11630-014-0725-3.

18. Joshi V., Noronha W., Ganesan V. [et al.]. Determination of optimum outlet slit thickness and outlet angle for the bladeless fan using the CFD approach. *Energies*. 2023. Vol. 16 (4). P. 1633. DOI: 10.3390/en16041633.

19. Maitrejean G., Kempf M., Antoniali L. [et al.]. Parametric study of a bladeless fan geometry: investigating the influence of geometry parameters on discharge ratio and thrust force. DOI: 10.48550/arXiv.2406.03305.

20. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994. Vol. 32 (8). P. 1598–1605.

БРЫЗГУНОВ Павел Александрович, ассистент кафедры инновационных технологий наукоемких отраслей Института энергоэффективности и водородных технологий Национального исследовательского университета «МЭИ» (НИУ «МЭИ»), г. Москва. SPIN-код: 5170-6386

AuthorID (РИНЦ): 1069772

ORCID: 0000-0003-3710-5116

AuthorID (SCOPUS): 57844836600

Адрес для переписки: pavel.bryzgunov@gmail.com

ГРИГОРОВ Владислав Алексеевич, инженер кафедры инновационных технологий наукоемких отраслей Института энергоэффективности и водородных технологий НИУ «МЭИ», г. Москва.

Адрес для переписки: grigorovva@mpei.ru

ГРИШИН Леонид Евгеньевич, студент направления «Теплоэнергетика и теплотехника» кафедры инновационных технологий наукоемких отраслей Института энергоэффективности и водородных технологий НИУ «МЭИ», г. Москва.

Адрес для переписки: grishinly@mpei.ru

ИВАНОВА Евгения Александровна, студент направления «Энергетическое машиностроение» кафедры

паровых и газовых турбин Института энергомашиностроения и механики НИУ «МЭИ», г. Москва.
Адрес для переписки: ivanovayeva@mpei.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 10.04.2025; одобрена после рецензирования 05.05.2025; принята к публикации 16.05.2025.

BRYZGUNOV Pavel Aleksandrovich, Assistant of the Innovative Technologies for High-Tech Industries Department, Institute of Energy Efficiency and Hydrogen Technologies, National Research University "Moscow Power Engineering Institute" (MPEI), Moscow.

SPIN-code: 5170-6386

AuthorID (RSCI): 1069772

ORCID: 0000-0003-3710-5116

AuthorID (SCOPUS): 57844836600

Correspondence address: pavel.bryzgunov@gmail.com
GRIGOROV Vladislav Alekseevich, Engineer of the Innovative Technologies for High-Tech Industries Department, Institute of Energy Efficiency and Hydrogen Technologies, MPEI, Moscow.

GRISHIN Leonid Evgenevich, Student in Thermal Engineering of the Innovative Technologies for High-Tech Industries Department, Institute of Energy Efficiency and Hydrogen Technologies, MPEI, Moscow.
Correspondence address: grishinly@mpei.ru

IVANOVA Evgenia Aleksandrovna, Student in Power Engineering of the Steam and Gas Turbines Department, Institute of Power Engineering and Mechanics, MPEI, Moscow.

Correspondence address: ivanovayeva@mpei.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 10.04.2025; approved after reviewing 05.05.2025; accepted for publication 16.05.2025.

ОБЗОР ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК МАЛЫХ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

И. В. Колганов

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

В статье представлен анализ современного состояния глобальных разработок плазменных двигательных систем с низким потреблением энергии, предназначенных для управляемых малых космических аппаратов. Целью исследования является обзор основных типов и конструкций электрических ракетных двигателей, определение проблем, возникающих в процессе разработки и влияющих на энергетические и конструктивные характеристики. Одним из самых востребованных и перспективных направлений в области двигателестроения для малых космических аппаратов являются ионные двигатели. Использование электрической энергии для создания тяги, а также высокочастотного электромагнитного излучения, позволяет минимизировать потери мощности. Это применение энергии в процессе создания тяги является ключевым преимуществом плазменных энергетических установок. Использование агрегатов пневмогидравлических систем является основным способом подачи рабочего тела и их замена на фитиль, пропитанный кремнийорганическим маслом, что позволит минимизировать массу двигательной установки и повысить надежность.

Ключевые слова: ионный двигатель, эффект Холла, малый космический аппарат, двигательная установка, анод, катод, плазма, электроракетные двигатели, электрическое поле, магнитное поле.

Для цитирования: Колганов И. В. Обзор электрических ракетных двигателей для двигательных установок малых космических аппаратов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 94–103. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-94-103. EDN: URYXIV.



© Колганов И. В., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

REVIEW OF ELECTRIC ROCKET ENGINES FOR SMALL SPACECRAFT PROPULSION SYSTEMS

I. V. Kolganov

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

The article analyzes the current state of global development of low-energy plasma propulsion systems for guided small spacecraft. The aim of the research is to review the main types and constructions of electric rocket engines, to identify the problems arising in the development process affecting the energy and design features. One of the most demanded and promising directions in the field of propulsion for small spacecraft is ion engines. The use of electrical energy to create propulsion, as well as high-frequency electromagnetic radiation, allows minimizing power losses. A key advantage of plasma propulsion units is this utilization of energy in the propulsion creation process. The use of units of pneumohydraulic systems is the main way of supplying the operating body and their replacement by a wick infiltrated with organosilicon oil allows minimizing the mass of the propulsion system and increasing reliability.

Keywords: ion engine, Hall effect, small spacecraft, propulsion system, anode, cathode, plasma, electric rocket motors, electric field, magnetic field.

For citation: Kolganov I. V. Review of electric rocket engines for small spacecraft propulsion systems. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 94–103. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-94-103. EDN: URYXIV.

Введение

В СССР и США исследования в области источников энергии для космических аппаратов (КА) были начаты в конце 1950-х гг. XX в. Среди электрических двигателей наибольшие успехи в разработке и использовании в ракетно-космической технике были достигнуты за счет стационарных плазменных двигателей [1, 2].

Реактивный двигатель работает на основе принципа ускорения рабочего вещества и его выброса через сопло разрядной камеры. В электрических двигателях используются четыре основных механизма для ускорения: электромагнитный, электростатический, тепловой и замкнутый дрейф электронов. Это привело к разработке различных типов электрических двигателей, каждый из которых основывается на своих уникальных методах ускорения рабочего тела.

В современном мире разработка управляемых малых космических аппаратов является актуальной задачей, и актуальность только возрастает, так как современные малые КА используются для обширного круга задач, для которых требуется маневрирование и мобильность.

Кроме того, космические аппараты находят широкое применение как в научных, так и в прикладных областях. Они учувствуют в тестировании новых технологий в условиях космоса, сборе данных при дистанционном зондировании Земли и обеспечении связи. Также аппараты проводят исследования верхних слоев атмосферы, ионосферы и взаимодействий между Солнцем и Землей. При этом сфера применения космических аппаратов во многом определяется их размерами и типами [3, 4].

Двигатели с тепловым механизмом ускорения рабочего тела

Тепловой механизм ускорения в электрических ракетных двигателях, чаще всего представленный в виде ионных или плазменных двигателей, основан на преобразовании электрической энергии в кинетическую энергию рабочего тела (обычно газа или ионов), что приводит к созданию тяги. Энергия истекающего газа зависит от температуры газа на выходе из сопла. К такому типу относятся также электронагревные, индукционные и электроплазменные [5, 6].

В электронагревных двигателях (рис. 1) используется принцип повышения температуры рабочего тела, как правило, плотная среда, за счёт контакта рабочего тела с омическим нагревателем происходит конвективный теплообмен и дальнейшее ускорение в сопле камеры сгорания двигателя. Максимальная температура омического нагревателя ограничена, и, как следствие, ограничено значение удельного импульса тяги двигателя, который не превышает 300 с [6].

Электронагревные двигатели получили широкое распространение в российском спутникостроении. С 1981 г. в метеорологических спутниках успешно используются корректирующие двигательные установки с двигателем ЭНД-15. Такие установки находят применение на низкоорбитальных аппаратах типа «Метеор-Природа», «Ресурс-О», «Метеор-3», а также на геостационарном спутнике «Электро». Всего было выведено более десяти спутников, оснащенных данным двигателем. Основная схема двигательной установки включает в себя четыре двигателя: два основных и два резервных. Мощность — от 100 до 400 Вт, тяга — от 50 до 300 мН. Удельный импульс тяги — от 210 до 270 с, при работе этого двигателя в качестве рабочего тела используется аммиак [7, 8].

Согласно информации из исследования [9], данная установка включает два электронагревных двигателя, один из которых является резервным. Характеристики этой установки таковы: мощность — 100 Вт, тяга — 30 мН, а удельный импульс тяги — 230 с, также используется аммиак в качестве рабочего тела.

В Соединенных Штатах электронагревные двигатели также нашли широкое применение. С 1965 г. в составе не менее 75 космических аппаратов, разрабатываемых компанией Aerojet, используются электронагревные двигатели MR-501 и MR-502A. Оба этих двигателя используют гидразин в качестве рабочего тела, потребляемая мощность составляет 510 Вт, тяга — 330 мН. Эти двигатели предназначены для маневров на орбите, ориентации и поддержания стабильного положения геостационарных аппаратов. В основном, электронагревные двигатели компании Lockheed Martin находят свое применение на геостационарных аппаратах среднего класса, а также на малых спутниках связи, созданных компанией Orbital Science Company

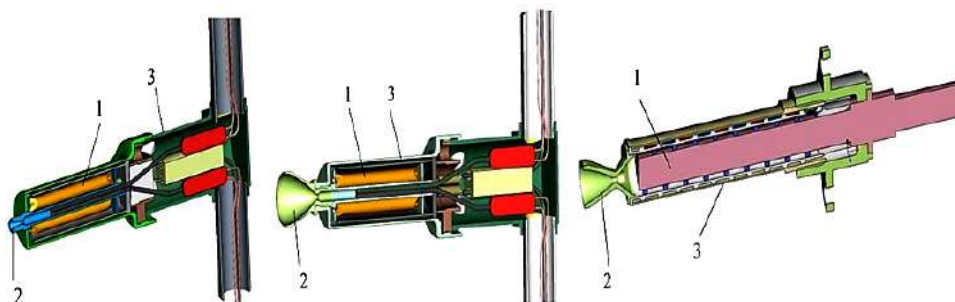


Рис. 1. 3D-модель электронагревного двигателя [6]: 1 — омический нагреватель; 2 — сопло камеры сгорания; 3 — корпус двигателя
Fig. 1. 3D-model of an electric heating engine [6]:
1 — ohmic heater; 2 — combustion chamber nozzle; 3 — engine housing

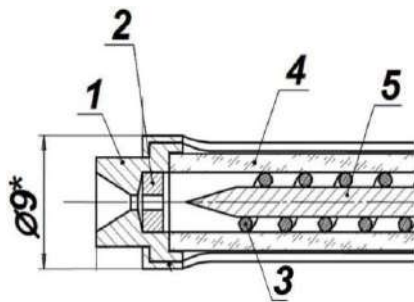


Рис. 2. Принципиальная схема электродугового двигателя [12]:
 1 — сопло; 2 — анод; 3 — завихритель газа; 4 — кварцевая трубка; 5 — катод
Fig. 2. Schematic diagram of the arcjet thruster [12]:
 1 — nozzle; 2 — anode; 3 — swirler of gas flow; 4 — tube made of quartz; 5 — cathode

на базе платформы StarBus (например, Sakrawarta-1). Кроме того, они используются для вывода спутников на рабочую орбиту в рамках системы связи Iridium с применением платформы LM-700 от Lockheed Martin [10, 11].

Хотя электронагревные двигатели зарекомендовали себя как надежные и долговечные, их использование имеет ограничение из-за низкой скорости истечения рабочего тела, что затрудняет выполнение транспортных операций.

В отличие от них, электродуговые двигатели (рис. 2) работают по принципу теплового ускорения рабочего вещества, но вместо нагревательного элемента используют электрическую дугу, возникающую между анодом стержней формы и катодом, также выполняющим функцию сопла двигателя. Эта дуга создает температуру горения около 20 000 К, что существенно влияет на температуру рабочего тела, давление в газоразрядной камере и, соответственно, на скорость истечения и удельный импульс. Эти параметры значительно превышают аналогичные характеристики электронагревных двигателей: удельный импульс — 550 с для гидразина, 1500 с — для водорода и 854 с — для аргона [13].

В отечественном двигателе- и спутникостроении электродуговые двигатели находятся на стадии разработки и лётные испытания пока не проводились, кроме электродуговых двигателей с малой потребляемой мощностью.

Для решения задач в части управления целевой орбитой и ориентацией КА обратили внимание на электродуговые двигатели в начале 1990-х гг. XX в., а именно обеспечение высокой тяги при малых затратах мощности — порядка 100 Вт.

В работе [14] приводятся исследования маломощных постоянных токовых плазменных микродвигателей исследование направлено на оценку производительности микродвигателей для микро- и наноспутников. Приведен электродуговой двигатель, использующий аргон в качестве рабочего тела. Двигатель имеет мощность от 5 до 20 Вт, а удельный импульс тяги — от 800 до 1000 с. Тяга — от 0,5 до 2 мН.

В работе [15] проводится экспериментальное исследование маломощных двигателей с мощностью — от 50 до 200 Вт. При испытаниях получены следующие результаты: удельный импульс тяги — от 400 до 700 с, тяга — от 1 до 5 мН. В качестве рабочего тела использовался аммиак. Конструкция двигателя представляет собой керамическую камеру с медны-

ми электродами. Увеличение тока повышало тягу и удельный импульс, но снижало электрическую эффективность из-за повышения тепловых потерь.

В США исследуется производительность двигателей с мощностью от 100 до 300 Вт для оптимизации работы в составе микроспутников. При испытаниях использовался аргон и азот и получены следующие данные: удельный импульс — от 500 до 800 с, тяга — от 2 до 7 мН. При повышении тока увеличивалась тяга двигателя, но при этом максимальная эффективность зафиксирована при средней мощности около 200 Вт. В результате работ выявлено, что оптимизация геометрии сопла и параметров питания критичны для повышения эффективности. В ходе испытаний была подтверждена оптимальная работа двигателя [16].

Учеными в работе [17] представлен двигатель с газоразрядной камерой из высокотемпературной керамики с улучшенной системой охлаждения; электроды выполнены из вольфрама с оптимизированной формой для снижения эрозии. При испытаниях получены следующие результаты: подаваемая мощность — от 100 до 400 Вт, удельный импульс тяги — от 600 до 850 с, а тяга — от 3 до 9 мН. Максимальная эффективность двигателя зафиксирована при подаваемой мощности — 250 Вт.

В работе [18] представлен подробный анализ и экспериментальные результаты двигателя. Двигатель с водородным или ксеноновым рабочим телом, с электрическим разрядом в канале диаметром 10 мм и длиной 50 мм. При испытаниях получены следующие результаты: подаваемая мощность — от 200 до 350 Вт, удельный импульс тяги — от 600 до 800 с, а тяга — от 15 до 25 мН. Проведены длительные испытания на стабильности работы двигателя более 100 часов без значительного износа электродов. Использование оптимизированной формы анода и катода позволило снизить потери и повысить эффективность работы при низкой мощности. Измерения температуры плазмы показывают значения порядка 10000 К в зоне разряда, что соответствует эффективному нагреву рабочего тела.

В США рассматривалась разработка и испытания двигателей с очень низкой мощностью специально для CubeSat и других малых спутников, изготовленная газоразрядная камера из высокотемпературной керамики. Инновационная система подачи рабочего тела с точным дозированием позволила повысить цикл работы с постоянным уровнем тяги и температуры до 10 ч. В ходе экспериментальной отработки выявлены следующие параметры: подаваемая мощность — от 30 до 120 Вт, удельный импульс тяги — от 400 до 650 с, тяга — от 1 до 5 мН. Подтверждена эффективность для работ, связанных с небольшой орбитальной коррекцией [19].

В табл. 1 собраны и систематизированы отечественные и зарубежные исследования, посвященные электрическим двигателям, использующим тепловое ускорение рабочего газа и отличающимися низким уровнем потребляемой мощности.

Двигатели с электромагнитным ускорением рабочего тела

Принцип ускорения основывается на том, что во всём эквипотенциальном пространстве плазменного образования проходят токи и при взаимодействии с магнитным полем возникает сила Ампера (электромагнитная), за исключением области равной радиусу Дебая, где происходит ионизация ра-

Таблица 1. Электрические ракетные двигатели с тепловым ускорением рабочего тела [20]
Table 1. Electric rocket engines with thermal acceleration of the operating body [20]

| Двигатель | Рабочий газ | Мощность, Вт | Тяга, мН | Удельный импульс, с | Страна-разработчик |
|-----------|------------------------------|--------------|----------|---------------------|--------------------|
| ЭНД-15 | Аммиак | 100...400 | 50...300 | 210...270 | Россия [7, 8] |
| — | Аммиак | 100 | 30 | 230 | Россия [9] |
| — | Аргон | 57 | 20,3 | 854 | Россия [14] |
| — | Аргонминорные смеси/ Азот | 50...120 | 1...5 | 400...650 | США [19] |
| — | Азот/Аргон | 100...300 | 2...7 | 500...800 | США [16] |
| — | Аргон | 100...400 | 3...9 | 600...850 | США [17] |
| — | Азот/Аргон | 50...500 | 0,1...1 | 400...600 | США [14] |
| BGT-X5 | Гидразин | 20 | 500 | 220...225 | США [21] |
| — | Ксенон | 200...350 | 15...25 | 600...800 | США [18] |
| — | Аммиак | 50...200 | 1...5 | 400...700 | США [15] |

бочего тела за счет разницы потенциалов. Одним из перспективных двигателей является стационарный плазменный двигатель [22, 23].

История создания отечественных стационарных плазменных двигателей начинается с 1971 г. в основном для корректировки рабочей орбиты КА. Головным разработчиком двигателей является ОКБ «Факел», где были разработаны двигатели СПД-50 мощностью 350 Вт, СПД-60 мощностью 500 Вт (рис. 3), успешно прошедшие летные испытания в период 1971 – 1977 гг. [24].

Для двигательных установок малых КА разрабатываются двигатели, работающие по принципу эффекта Холла, с потребляемой мощностью до 500 Вт.

В США разработан ионный двигатель NASA NSTAR (NASA Solar Electric Propulsion Technology) в 1990-х гг. для межпланетных миссий. Он использует электрическое поле для ускорения ионов ксенона до высокой скорости, что обеспечивает очень высокий удельный импульс (порядка 3100 с), значительно превосходящий показатели Холловских двигателей [25].

В настоящее время продолжают исследования и разработки двигателей с электромагнитным ускорением рабочего тела, основанные на уже известных схемах. Ученые работают над улучшением геометрии двигателей для оптимизации конфигурации магнитного поля и магнитной системы [26].

В США разработан двигатель MPS-130 компанией Aerojet Rocketdyne для малых и микроспутников, представленный на рис. 4. Двигатель используется в ряде коммерческих и научных миссий. Имея габариты и низкую массу, двигатель находит оптимальное использование в платформах с ограниченным объемом и массой. В качестве рабочего тела используется ксенон. При испытаниях выявлены следующие характеристики: подаваемая мощность — 130 Вт, удельный импульс тяги — от 1500 до 2000 с, тяга — 5 мН. Полученная тяга позволяет выполнять маневры по коррекции орбиты и управлению положением аппарата [27].

За границей был создан двигатель ВНТ-200 (рис. 5) с уникальной конструкцией. Геометрия двигателя представляет собой кольцевой канал диаметром 40 – 50 мм. Такое конструктивное решение позволяет уменьшить свободный пробег нейтральных атомов, что создает четкую границу между кольцевой и цилиндрической зонами, где происходит ионизация рабочего тела. Испытания данного двигателя показали при использовании ксенона в качестве

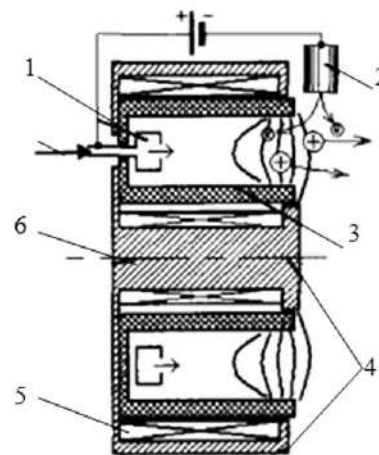


Рис. 3. Принципиальная схема стационарного плазменного двигателя [24]:

- 1 — анод-газораспределитель;
 - 2 — катод-компенсатор;
 - 3 — разрядная камера;
 - 4 — магнитная система;
 - 5 — магнитопровод;
 - 6 — сердечник
- Fig. 3. Schematic diagrams of a stationary plasma engine [24]:**
- 1 — anode; 2 — cathode; 3 — discharge camera; 4 — magnetic system;
 - 5 — magnetic conductor; 6 — core

рабочего тела следующие результаты: подаваемая мощность — 200 Вт, удельный импульс — от 1400 до 1600 с, тяга — 27 мН [28].

В работе [29] представлен углублённый анализ цилиндрического холловского двигателя с диаметром анода около 2–3 см. Особое внимание уделено характеристикам плазмы и снижению потерь за счет оптимизации магнитного поля. При испытаниях получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 100 до 1000 Вт, удельный импульс — от 1200 до 1800 с, тяга — до 15 мН. Отмечена высокая стабильность работы при низких мощностях [30].

В работе [31] проведено подробное PIC-моделирование взаимодействия электронов со стенками в Холловском двигателе, что является ключевым фактором эффективности и стабильности работы. Рассмотрено влияние вторичной электронной эмиссии (SEE) от стенок на распреде-

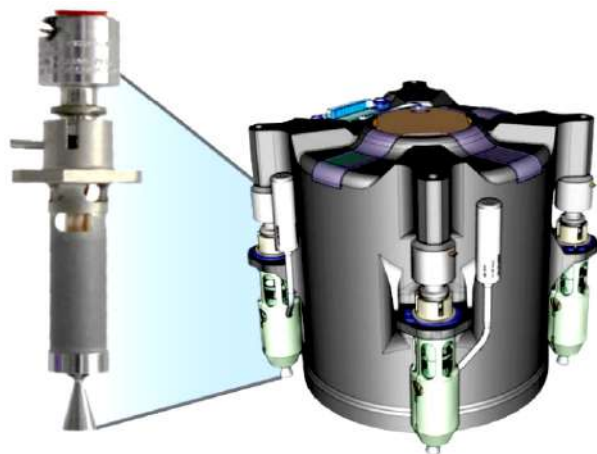


Рис. 4. Двигатель MPS-130 расположенный на CubeSat [27]
 Fig. 4. MPS-130 engine located on the CubeSat [27]

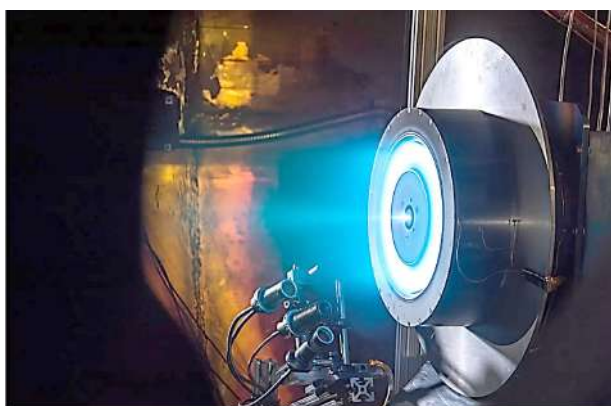


Рис. 5. Двигатель ВНТ-200 [28]
 Fig. 5. VHT-200 thruster [28]

ление плотности плазмы и потенциалов. Моделируется осесимметричный разряд в условиях, близких к экспериментальным параметрам малоомощного холловского двигателя (порядка 100 Вт). Проводится анализ влияния магнитного поля на траектории электронов и их потери на стенки. Предложены рекомендации по конфигурации магнитного поля для уменьшения энерговыделения на стенках и повышения удельного импульса. Также отмечено, что снижение потерь электронов на стенки за счет оптимизации магнитного поля повышает эффективность двигателя до 40–50 %.

В работе [32] представлен обзор современных направлений исследований и разработок в области электрической плазменной тяги на примере Прин-

стонской лаборатории плазмы (Princeton Plasma Physics Laboratory). Рассмотрены инновационные концепции плазменных двигателей: магнетогидродинамические (МНД), индукционные, холловские и ионные двигатели нового поколения. Приведены конкретные экспериментальные данные по эффективности и удельному импульсу различных типов двигателей. Холловские двигатели с удельным импульсом от 2000 до 3000 с при эффективности до 60–65 %. МНД-двигатели с потенциалом повышения мощности и тяги для межпланетных миссий. Описаны новые методы управления плазмой с помощью сложных магнитных конфигураций, что позволяет снизить потери электронов и повысить стабильность разряда. Представлены результаты испытаний прототипов с рабочим телом — ксенон, а также перспективы использования альтернативных газов. Особое внимание уделено интеграции плазменных двигателей в малые спутники с ограниченными массогабаритными параметрами.

Использование магнитной системы с оптимизированным распределением поля для снижения потерь электронов и повышения устойчивости разряда. Конструкция анода и катода обеспечивала стабильную работу без значительных эрозий при длительных испытаниях. Измерения плазменного потока и распределения энергии показали равномерность и стабильность плазменного потока, что важно для точного маневрирования малых спутников. Профили скорости и плотности ионов были получены методом лазерной спектроскопии, что позволило оценить однородность плазменного потока и минимизировать эффекты реверсивного потока. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 100 до 500 Вт, удельный импульс — от 1200 до 1600 с, тяга — от 3 до 8 мН. Максимальная эффективность двигателя достигала 45–50 % при мощности около 300 Вт [33].

В США разработан холловский двигатель, ориентированный на использование в CubeSat и других малых космических аппаратах. В двигателе используется компактная магнитная система с постоянными магнитами для упрощения конструкции и снижения массы. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 80 до 120 Вт, удельный импульс — от 1200 до 1400 с, тяга — от 1,5 до 3 мН. Проведены длительные испытания на стабильность работы двигателя до 50 часов без значительной деградации компонентов. Использование миниатюрной магнитной системы позволило добиться компактности и низкой массы (менее 500 г), что критично для CubeSat [34].

Сравнительный анализ отечественных и зарубежных двигателей с электромагнитным ускорением рабочего тела представлен в табл. 2.

Таблица 2. Электрические ракетные двигатели с электромагнитным ускорением рабочего тела [20]
 Table 2. Electric rocket engines with electromagnetic acceleration of the operating body [20]

| Двигатель | Рабочий газ | Мощность, Вт | Тяга, мН | Удельный импульс, с | Страна-разработчик |
|-----------|-------------|--------------|-----------|---------------------|--------------------|
| — | Ксенон | 80...120 | 1,5...3 | 1200...1400 | США [34] |
| VHT-200 | Ксенон | 200 | 27 | 1400...1600 | США [28] |
| MPS-130 | Ксенон | 130 | 5 | 1500...2000 | США [27] |
| — | Ксенон | 100...1000 | 15 | 1200...1800 | США [29] |
| — | Ксенон | 100...300 | 3...8 | 1200...1600 | США [33] |
| — | Ксенон | 15...30 | 0,7...1,2 | 900...1200 | Россия [35] |

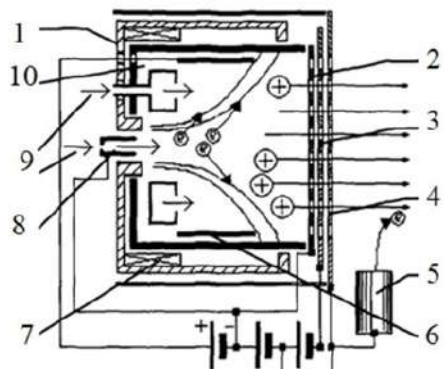


Рис. 6. Принципиальная схема ионного двигателя с разрядом постоянного тока [26]:
1 — магнитопровод; 2 — эмиссионный электрод; 3 — ускоряющий электрод; 4 — замедляющий электрод; 5 — катод-нейтрализатор; 6 — анод; 7 — электромагнит; 8 — катод; 9 — подача рабочего тела; 10 — газоразрядная камера

Fig. 6. Schematic diagram of an ion engine with a DC discharge [26]:

1 — magnetic conductor; 2 — emission electrode; 3 — accelerating electrode; 4 — slowing electrode; 5 — cathode-neutraliser; 6 — anode; 7 — electromagnet; 8 — cathode; 9 — delivery of the working body; 10 — discharge camera

Двигатели с электростатическим ускорением рабочего тела

Принцип работы электростатического ускорения рабочего тела основывается на создании электрических полей, которые способствуют ускорению. Чтобы минимизировать влияние электронов на процесс ускорения ионов, в конструкцию необходимо включать сетчатые электроды или использовать взаимно перпендикулярные электрические и магнитные поля. В настоящее время ионные двигатели представляют собой перспективное направление применения электростатического механизма ускорения [36–37].

Существуют три основных типа ионных двигателей: с разрядом постоянного тока, высокочастотным разрядом и сверхвысокочастотным разрядом [26, 38].

Ионный двигатель с разрядом постоянного тока представлен на рис. 6. В двигателях с постоянным током ионизация происходит вследствие столкновений атомов с электронами в газоразрядной камере. Энергия для процесса ионизации обеспечивается постоянным электрическим полем. Для защиты анода от воздействия электронов создается магнитное поле [32].

В ионных двигателях, работающих на основе высокочастотного разряда (рис. 7), ионизация рабочего вещества происходит благодаря столкновениям электронов с атомами. Однако, в отличие от двигателей с постоянным током, здесь энергия поступает из переменного электрического поля. Благодаря изменению частоты электромагнитного излучения возможно создание различных конфигураций двигателей, что также зависит от характеристик внешнего магнитного поля. Ключевым преимуществом таких систем является отсутствие электродов, которые требуются для поддержания стабильного газового разряда в электроплазменных устройствах [26].

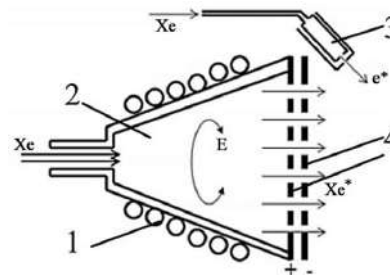


Рис. 7. Принципиальная схема ионного двигателя с высокочастотным разрядом [26]:

1 — высокочастотная катушка;
2 — газоразрядная камера;
3 — катод-нейтрализатор;
4 — ионная оптика

Fig. 7. Schematic diagram of a high-frequency discharge ion engine [26]:

1 — high-frequency coil; 2 — discharge camera; 3 — cathode-neutraliser; 4 — ionic optics

В Соединенных Штатах силами NASA был создан прямой наследник ионного двигателя с постоянным током 8-см XIPS, с улучшенными характеристиками по тяге, удельному импульсу и ресурсу [39]. Ионный двигатель с гравитационным ускорением ионов ксенона с диаметром сеток от 8 до 10 см. Особенностью конструкции является внедрение систем активного охлаждения сеток для повышения ресурса, а также использование новых сплавов для сеток с повышенной стойкостью к эрозии. Продемонстрирована стабильная работа свыше 10000 ч без существенной деградации. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 1000 до 5000 Вт, удельный импульс — до 4000 с, тяга — от 30 до 70 мН.

В работе [40] представлен ионный двигатель NASA NEXT-C (NASA Evolutionary Xenon Thruster — Commercial), который также является эволюцией двигателей серии XIPS и адаптирован как для малых спутников, так и для глубокого космоса. Продемонстрирована стабильная работа свыше 20000 ч в лабораторных условиях без существенной деградации. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 500 до 7000 Вт, удельный импульс — от 2800 до 4200 с, тяга — от 20 до 236 мН. Регулировка мощности позволяет использовать двигатель на различных платформах, включая малые спутники.

Группой ученых представлены результаты разработки и испытаний усовершенствованного четырехсеточного ионного двигателя NASA/Caltech с высоким ускоряющим напряжением для достижения удельного импульса свыше 10000 с. В конструкции использованы новые материалы для сеток с повышенной устойчивостью к эрозии при высоких напряжениях. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 3000 до 7000 Вт, удельный импульс — от 7000 до 11000 с, тяга — от 50 до 120 мН. Подтверждена возможность масштабирования технологий для межпланетных миссий с длительным сроком службы [41].

В Японии ученые разработали микроионный двигатель на базе микроволнового разряда с безэлектродным плазменным источником диаметром 3 см. Также представлена интегрированная система управления мощностью микроволнового генератора

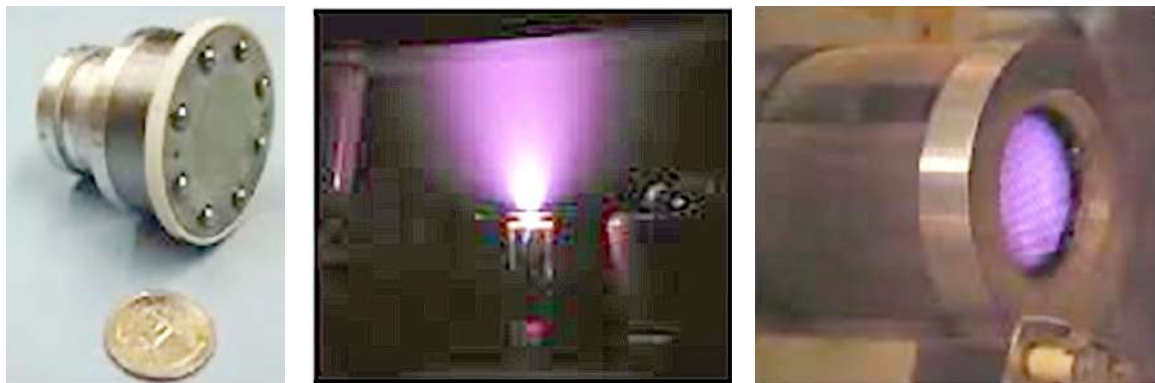


Рис. 8. Ионный двигатель MiXI с полым катодом [44]
 Fig. 8. MiXI engine with miniature hollow cathode [44]

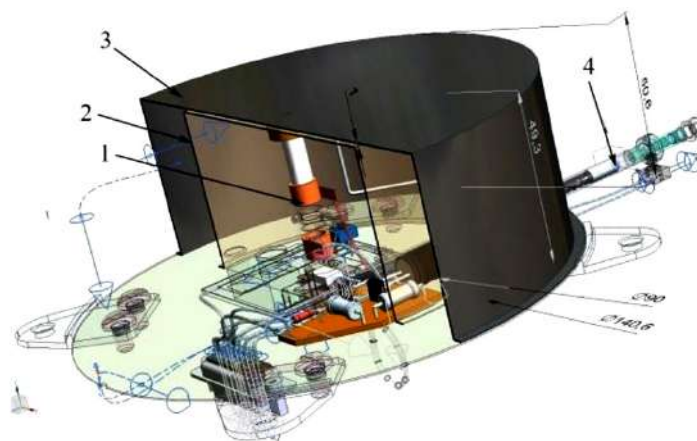


Рис. 9. Модель ионного микродвигателя [20]: 1 — ускоритель, генератор плазмы;
 2 — цилиндрический резонатор; 3 — тороидальный резонатор;
 4 — дилатометрический клапан
 Fig. 9. Ionic micro-engine model [20]: 1 — plasma generator; 2 — cylindrical resonator;
 3 — toroidal resonator; 4 — dilatometric valve

с высоким КПД (порядка 85 %). Система охлаждения с тепловыми трубками для стабильной работы при длительных выключениях. Продемонстрирована стабильная работа свыше 500 ч без существенной деградации характеристик. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 10 до 30 Вт, удельный импульс — от 2000 до 3500 с, тяга — от 0,3 до 1 мН. Тяга достаточна для маневров микро- и наноспутников на низкой орбите Земли [42].

Также японскими учеными разработан улучшенный микроионный двигатель с микроволновым разрядом, в котором оптимизирована конструкция камеры для расширения объема плазмы и повышения эффективности. Продемонстрирована стабильная работа свыше 300 ч. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — до 25 Вт, удельный импульс — до 3600 с, тяга — до 1,2 мН. За счет снижения потерь заряда и улучшения ионизации удалось поднять КПД двигателя на 15 % [43].

В Японии разработан ионный двигатель с объемным разрядом (рис. 8). Двигатель входит в установку MiXI (Miniature Xenon Ion thruster), которая успешно прошла испытания на борту малых спутников в рамках миссий ESA и JAXA; зафиксировано управление маневрами орбиты с точностью порядка нескольких метров. Зафиксирована стабильная работа двигателя в течение нескольких сотен часов. В результате испытаний получены следующие

характеристики: подаваемая мощность — от 50 до 300 Вт, удельный импульс — от 1500 до 2500 с, тяга — от 0,5 до 5 мН. В качестве рабочего тела использовался ксенон. Также достигнута минимальная эрозия электродов за счет оптимизации потенциалов и материалов покрытия [44].

В работе [45] описывается разработка и полетная демонстрация гравитационно-ускоряемого ионного двигателя с ксеноном в качестве рабочего тела. Полетные испытания проведены на борту наноспутника в рамках миссии JAXA, подтвердившие стабильность работы двигателя в условиях космоса в течение более чем 100 ч непрерывной работы. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 80 до 250 Вт, удельный импульс — от 1800 до 2200 с, тяга — от 0,5 до 4 мН. Использована интегрированная система подачи ксенона с точным регулированием расхода газа. Достигнута минимальная эрозия электродов за счет применения покрытий из тугоплавких материалов.

В США разработан микроионный двигатель с плазменным источником на основе микроволнового разряда (2,45 ГГц). Проведено численное моделирование для описания кинетики электронов и ионов с использованием метода PIC-MCC (Particle-in-Cell с Monte Carlo Collision). В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 50 до 120 Вт, удельный импульс — от 1500 до 1800 с, тяга — от 0,5

Таблица 3. Электрические ракетные двигатели с электростатическим ускорением рабочего тела [20]
Table 3. Electric rocket engines with electrostatic acceleration of the operating body [20]

| Двигатель | Рабочий газ | Мощность, Вт | Тяга, мН | Удельный импульс, с | Страна-разработчик |
|--------------|-------------|--------------|----------|---------------------|--------------------|
| ДУМИТ-МКА | Азот | 4 | 0,02 | 3500 | Россия [47] |
| NASA/Caltech | Ксенон | 3000...7000 | 50...120 | 7000...11000 | США [41] |
| — | Ксенон | 1000...5000 | 30...70 | 4000 | США [39] |
| NASA NEXT-C | Ксенон | 500...7000 | 20...236 | 2800...4200 | США [40] |
| — | Ксенон | 50...120 | 0,5...2 | 1500...1800 | США [46] |
| — | Ксенон | 10...30 | 0,3...1 | 2000...3500 | Япония [42] |
| — | Ксенон | 25 | 1,2 | 2600 | Япония [43] |
| MiXL | Ксенон | 50...300 | 0,5...5 | 1500...2000 | Япония [44] |
| — | Ксенон | 80...250 | 0,5...4 | 1800...2200 | Япония [45] |
| — | Аргон | 40...70 | 0,3...1 | 1200...1600 | США [48] |

до 2 мН. Численные данные подтверждают возможность стабильной работы микроволнового источника в компактном формате, что позволяет создавать эффективные микроионные двигатели для малых спутников [46].

В России активно разрабатывается ионный двигатель, использующий сверхвысокочастотный разряд. Конструкция этого двигателя позволяет ускорять ионизированное рабочее тело с помощью комбинированного поля, состоящего из постоянного электрического поля между электродами и высокочастотного электрического поля в зазоре. На рис. 9 приведена модель ионного двигателя, оснащенного твердотельным генератором плазмы.

В результате проведенных испытаний двигателя получены следующие характеристики: подаваемая мощность — 4 Вт, удельный импульс тяги — 3500 с, тяга — 0,02 мН [47].

В работе [48] описывается разработка и экспериментальное исследование резонансного микроволнового (СВЧ) микродвигателя для малых космических аппаратов. Принцип работы двигателя заключается в резонансном возбуждении плазмы в камере с использованием СВЧ излучения на частоте 2,45 ГГц, расширение нагретого газа (дилатометрический эффект) преобразуется в тягу без прямого электрического ускорения ионов. Численное моделирование проведено гибридным методом PIC-MCC для оценки распределения плотности плазмы и температуры электронов, а также CFD-моделирование газодинамики расширяющегося газа. В результате испытаний получены следующие характеристики: подаваемая мощность — от 40 до 70 Вт, удельный импульс — от 1200 до 1600 с, тяга — от 0,3 до 1 мН. Использовался в качестве рабочего тела аргон. Для минимизации тепловых потерь и увеличения эффективности ионизации использовалась теплоизоляция камеры.

Рассмотренные отечественные и зарубежные двигатели с электромагнитным ускорением рабочего тела объединены и представлены в табл. 3.

Выводы и заключение

В результате анализа электрических ракетных двигателей как отечественного, так и зарубежного производства были сделаны следующие выводы:

1. На данный момент можно выделить два основных метода получения реактивной тяги: газодинамический и электродинамический. Первый метод основан на подаче тепловой энергии к рабочему телу, тогда как второй предполагает преобразова-

ние вещества в плазму с последующим ускорением под воздействием силы Лоренца.

2. Методика увеличения удельного импульса тяги у тепловых двигателей показывает, что с количеством подаваемой тепловой энергии на рабочее тело происходит увеличение удельного импульса. Разработка компактных двигательных установок данного типа для малых космических аппаратов является нецелесообразной из-за значительных тепловых потерь и низкого удельного импульса.

3. Методика увеличения удельного импульса в ионных и плазменных двигателях, в отличие от тепловых, зависит от давления в разрядной камере. Как следствие, с повышением давления увеличивается и удельный импульс тяги. Эти типы двигателей целесообразно использовать в составе установок для малых космических аппаратов. Электрическая энергия и электромагнитное излучение в плазменных двигателях минимизируют потери мощности, что является основным преимуществом плазменных двигателей перед тепловыми.

4. Рассмотренные ионные двигатели имеют одинаковый принцип создания конструкции, изменяется только принцип генерации плазмы. В конструкции для подачи рабочего тела в рассмотренных двигателях используются агрегаты пневмогидравлических систем, что усложняет конструкцию.

Таким образом, в процессе детального обзора конструкций электрических двигателей выявлено: что, для подачи рабочего тела применяются клапаны подачи и отход от использования агрегатов пневмогидравлических систем для подачи рабочего тела является перспективным направлением. Замена клапанов подачи рабочего тела на фитиль, пропитанный кремнийорганическим маслом, упрощает конструкцию, что делает работу двигателя более стабильной и надежной. Для подтверждения надежности и выявления наиболее рационального использования в качестве рабочего тела кремнийорганического масла, а также подтверждения энергетических и тяговых характеристик двигателя необходимо провести дополнительные исследования.

Список источников / References

1. Kim V. P., Kozubsky K. N., Murashko V. M., Semenkina A. V. History of the hall thrusters development in USSR. *Proceedings of 30th International Electric Propulsion Conference*. Florence, Italy. 2007. P. 1–24. EDN: VDIKJX.
2. Lev D., Myers R., Lemmer K. [et al.] The technological and commercial expansion of electric propulsion in the past 24 years.

Proceedings of 35th International Electric Propulsion Conference. Atlanta, USA. 2017.

3. Гафаров Р. А. Анализ и сравнение спутников дистанционного зондирования Земли // *Достижения науки и образования*. 2018. Т. 2, № 8 (30). С. 38–39. EDN: XRTGWL.

Gafarov R. A. Analiz i sravneniye sputnikov distantsionnogo zondirovaniya Zemli [Analysing and comparing Earth remote sensing satellites]. *Dostizheniya nauki i obrazovaniya. Achievements of Science and Education*. 2018. Vol. 2, no. 8 (30). P. 38–39. EDN: XRTGWL. (In Russ.).

4. Петрукович А. А., Никифоров О. В. Малые спутники для космических исследований // *Ракетно-космическое приборостроение и информационные системы*. 2016. Т. 3, №. 4. С. 22–31. EDN: XACOIH.

Petrukovich A. A., Nikiforov O. V. Malye sputniki dlya kosmicheskikh issledovaniy [Small satellites for scientific research]. *Raketno-kosmicheskoye priborostroyeniye i informatsionnyye sistemy. Rocket-Space Device Engineering and Information Systems*. 2016. Vol. 3, no. 4. P. 22–31. EDN: XACOIH. (In Russ.).

5. Blinov V. N., Vavilov I. S., Kositsin V. V., Ruban V. I., Khodreva E. V., Shalay V. V. The studies of Small Space Vehicles Ammoniac Electrothermal Engine Units Design and Structural Layout. *Modern Applied Science*. 2015. Vol. 9, no. 5. P. 337–357. DOI: 10.5539/mas.v9n5p337.

6. Blinov V. N., Vavilov I. S., Kositsin V. V. [et al.]. Design features and research of electrothermal microthrusters with autonomous heating elements for the purposes of small space vehicle orbital manoeuvring. *Indian Journal of Science and Technology*. 2015. Vol. 8, no. 27. P. IPL0581-IPL0581. EDN: VANBEP.

7. Ходненко В. П. Деятельность ВНИИЭМ в области исследования, разработки и применения электроракетных двигателей // *Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ*. 2016. Т. 151, № 2. С. 30–41. EDN: XYEJEP.

Khodnenko V. P. Deyatel'nost' VNIIEEM v oblasti issledovaniya, razrabotki i primeneniya elektroraketnykh dvigateley [VNIIEEM activities in the area of research, developing and application of electrojet engines]. *Voprosy elektromekhaniki. Trudy VNIIEEM. Electromechanical matters. VNIIEEM studies*. 2016. Vol. 151, no. 2. P. 30–41. EDN: XYEJEP. (In Russ.).

8. Ходненко В. П., Хромов А. В. Корректирующие двигательные установки для малого космического аппарата // *Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ*. 2009. Т. 109, № 2. С. 27–32. EDN: KVJJBТ.

Khodnenko V. P., Khromov A. V. Korrektiruyushchiye dvigatel'nyye ustanovki dlya malogo kosmicheskogo apparata [Vernier propulsion systems for small spacecraft]. *Voprosy elektromekhaniki. Trudy VNIIEEM. Electromechanical Matters. VNIIEEM Studies*. 2009. Vol. 109, no. 2. P. 27–32. EDN: KVJJBТ. (In Russ.).

9. Блинов В. Н., Шалай В. В., Зубарев С. И. [и др.]. Исследования электротермических микродвигателей корректирующих двигательных установок маневрирующих малых космических аппаратов: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2014. 264 с. ISBN: 978-5-8149-1710-2. EDN: SBFXCZ.

Blinov V. N., Shalay V. V., Zubarev C. I. [et al.]. Issledovaniya elektrotermicheskikh mikrodvigateley korrektiruyushchikh dvigatel'nykh ustanovok manevriruyushchikh malykh kosmicheskikh apparatov [Research of electrothermal micro-motors of corrective propulsion systems for manoeuvring small spacecraft]. Омск, 2014. 264 p. ISBN: 978-5-8149-1710-2. EDN: SBFXCZ. (In Russ.).

10. LaPointe M. R., Sankovic J. M. High power electromagnetic propulsion research at the NASA Glenn Research Center. *Space Technology and Applications International Forum—2000*. 30 Jan–3 Feb 2000. Albuquerque, New Mexico (USA). DOI:10.1063/1.1290978.

11. Mikellides I. G., Katz I., Hofer R. R. [et al.]. Magnetic shielding of a laboratory Hall thruster. I. Theory and

validation. *Journal of Applied Physics*. 2014. Vol. 5, no. 4. DOI:10.1063/1.4862313.

12. Gorbunkov V. I., Kositsin V. V., Ruban V. I., Shalay V. V. Multicomponent arcjet plasma parametr. *IOP Conf. Series: Journal of Physics. Conf. Ser.* 2018. Vol. 944. 0120140. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012040. EDN: UYBHAZ.

13. Шалай В. В., Горбунков В. И., Колганов И. В. Математическое моделирование тепловых процессов электроплазменного микродвигателя // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2022. Т. 6, № 3. С. 17–23. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-17-23. EDN: GXKFVK.

Shalay V. V., Gorbunkov V. I., Kolganov I. V. Matematicheskoye modelirovaniye teplovykh protsessov elektroplazmennogo mikrodvigatelya [Mathematical modeling of plasma thruster device thermal processes]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 3. P. 17–23. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-17-23. EDN: GXKFVK. (In Russ.).

14. Brophy J. R., Polk J. E. Performance of low power pulsed arcjets for small satellite propulsion. *AIAA 31st Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 1995. DOI: 10.2514/6.1995-2850.

15. Tang, H., Zhang, X., Liu, Y. [et al.]. Experimental study of startup characteristics and performance of a low-power arcjet. *Journal of Propulsion and Power*. 2011. Vol. 27, no. 1. P. 218–226. DOI: 10.2514/1.47380.

16. Curran F. M., Haag T. W. Extended life and performance test of a low-power arcjet. *Journal of Spacecraft and Rocket*. 1992. Vol. 29, no. 4. P. 444–452. DOI: 10.2514/3.25484.

17. Fujita K., Arakawa Y. Performance computation of a low-power hydrogen arcjet. *Journal of Propulsion and Power*. 1999. Vol. 15, no. 1. P. 144–150. DOI: 10.2514/2.5403.

18. Goebel D. M., Hofer R. R., Mikellides I. G. [et al.]. Conducting wall hall thrusters. *IEEE Transactions on Plasma Science*. 2015. Vol. 43, no. 1. P. 118–126. DOI: 10.2514/6.2013-4117.

19. Lemmer K. Propulsion for CubeSats. *Acta Astronautica*. 2017. Vol. 134. P. 231–243. DOI: 10.1016/j.actaastro.2017.01.048.

20. Вавилов И. С., Федянин В. В., Ячменев П. С., Жариков К. И., Лукьянчик А. И., Степень П. В. Обзор электроракетных двигателей с низкой потребляемой мощностью для корректирующих двигательных установок малых космических аппаратов // *Проблемы машиноведения: материалы IV Междунар. науч.-техн. конф., Омск, 17–19 марта 2020 года*. Омск: Омский государственный технический университет, 2020. С. 236–248. EDN: TXXEKL.

Vavilov I. S., Fedyanin V. V., Yachmenev P. S., Zharikov K. I., Luk'yanchik A. I., Stepen' P. V. Obzor elektroraketnykh dvigateley s nizkoy potreblayemoy moshchnost'yu dlya korrektiruyushchikh dvigatel'nykh ustanovok malykh kosmicheskikh apparatov [Overview of low power consumption electric rocket engines for small spacecraft corrective propulsion systems]. *Problemy mashinovedeniya. Mechanical Science and Technology Update*. Омск, 2020. P. 236–248. EDN: TXXEKL. (In Russ.).

21. Electrothermal thrusters. URL: <https://www.busek.com/electrospray-thrusters> (accessed: 27.03.2025).

22. Akimov V. N., Baidakov S. G., Galayko V. N. [et al.]. Development of KM-5 hall effect thruster and its flight testing onboard geo spacecraft «EXPRESS-A4». *Progress in Propulsion Physics*. 2009. P. 411–424. DOI: 10.1051/eucass/200901411.

23. Koppel C., Lyszyk M., Valentian D. [et al.]. PPS 1350 with variable power features for SMART 1. *36th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit*. 2000. 3427 p. DOI: 10.2514/6.2000-3427.

24. Ким В. П. Стационарные плазменные двигатели в России: проблемы и перспективы // *Труды МАИ*. 2013. № 60. С. 1–12. EDN: PJPWNF.

Kim V. P. Statsionarnyye plazmennyye dvigateli v Rossii: problemy i perspektivy [Stationary Plasma Thrusters in Russia: problems and perspectives]

Problems and Perspectives]. *Trudy MAI*. 2012. No. 60. P. 1–12. EDN: PJPWNF. (In Russ.).

25. Bond T. A., Christensen J. A. NSTAR Ion thruster and power processors. Hughes electron dynamics. Torrance, California. NASA/CR-1999-209162. 1999.

26. Goebel D. M., Katz I. Fundamentals of electric propulsion: ion and Hall thrusters. Wiley, 2008. 469 p. ISBN 9780470429273. DOI: 10.1002/9780470436448.

27. Romero-Cavlo A., Biggs J. D., Topputo F. Attitude control for the lumio cubesat in deep space. *70th International Astronautical Congress*. 2019. IAC-19,C1,6,4,x50894. 13 p.

28. Hall thruster. BHT-200. URL: <http://busek.com/hall-thrusters> (accessed: 30.03.2025).

29. Diamant K. D., Pollard J. E., Raitses Y. [et al.]. Ionization, plume properties, and performance of cylindrical Hall thrusters. *IEEE Transactions on Plasma Science*. 2010. Vol. 38, no. 4. P. 1052–1057. DOI: 10.1109/TPS.2010.2042623.

30. O'Reilly D., Herdrich G., Kavanagh D. F. Electric propulsion methods for small satellites: a review. *Aerospace*. 2021. Vol. 8, no. 22. P. 1–30. DOI: 10.3390/aerospace8010022.

31. Raitses Y., Smirnov A., Fisch N. J. Electron-wall interaction in Hall thrusters. *Physics of Plasmas*. 2005. Vol. 12, no. 5. P. 057104. DOI: 10.1063/1.1891747.

32. Kaganovich I. D., Smolyakov A., Raitses Y. [et al.]. Physics of ECH discharges relevant to plasma propulsion and similar technologies. *Physics of Plasmas*. 2020. Vol. 27, no. 12. P. 1–45. DOI: 10.1063/5.0010135.

33. Lim J. W., Levchenko I., Huang S. [et al.]. Plasma parameters and discharge characteristics of lab-based krypton-propelled miniaturized Hall thruster. *Plasma Sources Science and Technology*. 2019. Vol. 28, no. 6. DOI: 10.1088/1361-6595/ab07db.

34. Mazouffre S., Tsikata S., Vaudolon J. Development and experimental characterization of a wall-less Hall thruster. *Journal of Applied Physics*. 2014. Vol. 116, no. 24. P. 1–7. DOI: 10.1063/1.4904965.

35. Хмелевской И. А., Томилин Д. А. Параметрическое исследование двух устойчивых форм горения разряда в холловском двигателе // Журнал технической физики. 2019. Т. 89, № 9. С. 1360–1366. DOI: 10.21883/JTF.2019.09.48061.20-19. EDN: IAVLTM.

Khmelevskoy I. A., Tomilin D. A. Parametricheskoye issledovaniye dvukh ustoychivyykh form goreninya razryada v khollovskom dvigatele [Parametric study of two stable forms of discharge burning in a Hall-effect thruster]. *Zhurnal tekhnicheskoy fiziki*. *Technical Physics*. 2019. Vol. 89, no. 9. P. 1360–1366. DOI: 10.21883/JTF.2019.09.48061.20-19. EDN: IAVLTM. (In Russ.).

36. Ely1 T. A., Seubert J., Bradley N. [et al.]. Radiometric autonomous navigation fused with optical for deep space exploration. *The Journal of the Astronautical Sciences*. 2021. Vol. 68, no. 1. P. 300–325.

37. Mikellides P. G., Hofer R. R., Katz I. [et al.]. Magnetic shielding of a laboratory Hall thruster. *Journal of Applied Physics*. 2014. Vol. 1156, no. 4. P. 043303. DOI: 10.1063/1.4862314.

38. Ahedo E., Merino M. Coupled plasma transport and electromagnetic wave simulation of an ECR thruster. *Plasma Sources Science and Technology*. 2021. Vol. 30, no. 4. P. 045005. DOI: 10.1088/1361-6595/abde20.

39. Watanabe H., Cho S., Kubota K. [et al.]. Performance evaluation of a two-kilowatt magnetically shielded Hall thruster. *Journal of Propulsion and Power*. 2020. Vol. 36, no. 41. P. 14–24. DOI: 10.2514/1.B37550.

40. Gridded ion thrusters (NEXT-C). URL: <https://www1.grc.nasa.gov/space/sep/gridded-ion-thrusters-next-c/> (accessed: 30.05.2025).

41. Conversano R. W., Goebel D. M., Mikellides I. G. [et al.]. Performance analysis of a low-power magnetically shielded Hall thruster: computational modeling. *Journal of Propulsion and Power*. 2017. Vol. 33, no. 4. P. 975–983. DOI: 10.2514/1.B36230.

42. Shirakawa R., Yamashita Y., Koda D. [et al.]. Investigation and experimental simulation of performance deterioration of

microwave discharge ion thruster $\mu 10$ during space operation. *Acta Astronautica*. 2020. Vol. 174. P. 367–376. DOI: 10/1016/j.actaastro.2020.05.004.

43. Nakagawa Y., Koizumi H. [et al.]. Performance characterization of a miniature microwave discharge ion thruster operated with water. *Acta Astronautica*. 2019. Vol. 157. P. 294–299. DOI: 10/1016/j.actaastro.2018.12.031.

44. Wirz R., Sullivan R., Przybylowski J. [et al.]. Hollow Cathode and low-thrust extraction grid analysis for a miniature ion thruster. *International Journal of Plasma Science and Engineering*. 2008. Vol. 5, no. 1. P. 1–11. DOI: 10.1155/2008/693825.

45. Akiyama T., Watanabe H., Yamada H. [et al.]. Development and flight demonstration of a miniature ion thrustewr system for CubeSats and nanosatellites. *Acta Astronautica*. 2017. Vol. 135. P. 1–12. DOI: 10/1016/j.actaastro.2017.03.012.

46. Smith J., Chen L., Patel R. [et al.]. Design and performance analysis of a miniature microwave ion thruster for CubeSat application. *Journal of Propulsion and Power*. 2018. Vol. 34, no. 3. P. 750–762. DOI: 10.2514/1.B36489.

47. Вавилов И. С., Лукьянчик А. И., Ячменев П. С., Литай Р. Н., Кузьменко И. А. Дилатометрический микродвигатель малого космического аппарата с резонансным СВЧ-ускорителем // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 4. С. 36–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-4-36-41. EDN: YPOKMН.

Vavilov I. S., Luk'yanchik A. I., Yachmenev P. S., Litau R. N., Kuz'menko I. A. Dilatometricheskij mikhrodvigatel' malogo kosmicheskogo apparata s rezonansnym SVCh-uskoritelem [Dilatometric microdrive of small spacecraft with resonant microwave accelerator]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 4. P. 36–41. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-4-36-41. EDN: YPOKMН. (In Russ.).

48. Johnson M. T., Petrov A. V., Lee S. K. [et al.]. Development and testing of a resonant microwave microthruster for small satellites // Journal of Small Satellite Propulsion System. 2020. Vol. 5, no. 2. P. 45–58. DOI: 10.1234/jssps.v5i2.2020.

КОЛГАНОВ Иван Вениаминович, аспирант кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета, г. Омск; инженер-конструктор 1-й категории ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия» им. С. П. Королёва», г. Королёв.

Адрес для переписки: kolganoffivve@yandex.ru

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 14.04.2025; одобрена после рецензирования 19.05.2025; принята к публикации 04.06.2025.

KOLGANOV Ivan Veniaminovich, Postgraduate at the Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University, Omsk; Design engineer of the first category, PJSC "Rocket and Space Corporation Energia", Korolev.

Correspondence address: kolganoffivve@yandex.ru

Financial transparency: the author has no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 14.04.2025; approved after reviewing 19.05.2025; accepted for publication 04.06.2025.

УДК/UDC 621.438.577.4
DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-104-109
EDN: GBBGSF
Научная статья/Original article

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ДВУХЗОННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ В СОСТАВЕ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

А. Н. Маркушин, А. В. Бакланов

АО «Казанское моторостроительное производственное объединение»,
Россия, 420036, г. Казань, ул. Дементьева, 1

В работе представлены результаты испытаний двигателя НК-16СТ с экспериментальной двухзонной камерой сгорания. Описаны конструктивные особенности камеры сгорания, топливная система двигателя, методология испытаний и результаты измерений экологических характеристик. Камеры сгорания отличались конструкцией горелок основной зоны. По результатам работ выбран вариант камеры сгорания с горелкой, имеющей осевую завихритель на выходе из сопла, обеспечивающий более низкие выбросы оксидов азота по сравнению с другими испытанными камерами.

Ключевые слова: двухзонная камера сгорания, газотурбинный двигатель, горелка, испытание, концентрации выбросов вредных веществ, оксиды азота, оксид углерода.

Для цитирования: Маркушин А. Н., Бакланов А. В. Результаты испытания двухзонной камеры сгорания в составе газотурбинного двигателя // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 104–109. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-104-109. EDN: GBBGSF.



© Маркушин А. Н., Бакланов А. В., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

TEST RESULTS OF A TWO-ZONE COMBUSTION CHAMBER IN A GAS TURBINE ENGINE

A. N. Markushin, A. V. Baklanov

JSC "Kazan Motor-Building Production Association", Russia, Kazan, Dementyeva st., 1, 420036

The paper presents the results of tests of the NK-16ST engine with an experimental two-zone combustion chamber. The design features of the combustion chamber, the engine fuel system, the testing methodology and the results of measuring the environmental characteristics are described. The combustion chambers differed in the design of the main zone burners. Based on the results of the work, a combustion chamber version with a burner having an axial swirler at the nozzle outlet is selected. It provides low nitrogen oxide emissions compared to other tested chambers.

Keywords: dual-zone combustion chamber, gas turbine engine, burner, testing, concentrations of harmful emissions, nitrogen oxides, carbon monoxide.

For citation: Markushin A. N., Baklanov A. V. Test results of a two-zone combustion chamber in a gas turbine engine. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 104–109. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-104-109. EDN: GBBGSF.



© Markushin A. N., Baklanov A. V., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Анализ известных концепций снижения выбросов вредных загрязняющих веществ, а также опыт зарубежных и отечественных фирм приводят к выводу, что одним из эффективных методов снижения таких выбросов является двухзонное сжигание топливовоздушной смеси. В рамках данной концеп-

ции ПАО «Кузнецов» предложена двухзонная камера сгорания с последовательным расположением дежурной и основной зон горения [1, 2].

В корпусе камеры размещено фронтное устройство с диффузионными горелками дежурной зоны и жаровая часть, в которой установлены горелки предварительного смешения основной зоны

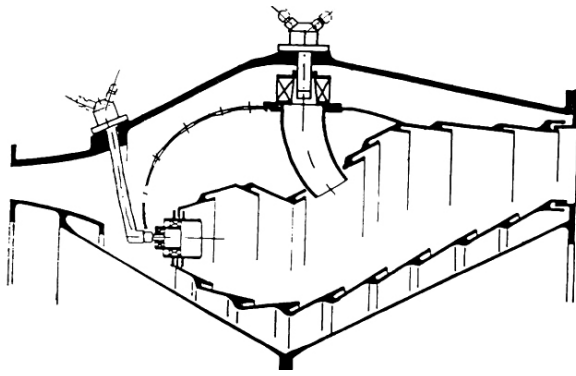


Рис. 1. Конструктивная схема двухзонной камеры сгорания газотурбинного двигателя
 Fig. 1. Structural diagram of a two-zone combustion chamber of a gas turbine engine

(рис. 1). Каждая диффузионная горелка дежурной зоны имеет двухконтурный завихритель воздуха и топливную форсунку. Горелка предварительного смешения состоит из корпуса с тангенциальными отверстиями для прохода воздуха и смесительно-

го конфузорного патрубка, сопло которого входит в отверстие наружной стенки жаровой части. В торце корпуса горелки размещена топливная форсунка основной зоны. Для интенсификации перемешивания смеси, выходящей из горелок основной зоны, с продуктами горения дежурной зоны профиль наружной стенки жаровой трубы в месте расположения горелок предварительного смешения выполнен так, что обеспечивает уменьшение площади проходного сечения жаровой трубы на 40 % относительно миделевого сечения основной зоны.

На входе жаровой трубы установлен перфорированный обтекатель, служащий для крепления жаровой трубы к корпусу, а также для организации безотрывного течения воздуха [3]. Данная конструкция была апробирована на двигателях НК-14СТ, НК-36СТ.

Цель исследования

Для проверки рассмотренной концепции организации горения на двигателе НК-16СТ была спроектирована двухзонная камера, адаптированная под конструкцию данного двигателя, его габариты и параметры (рис. 2).

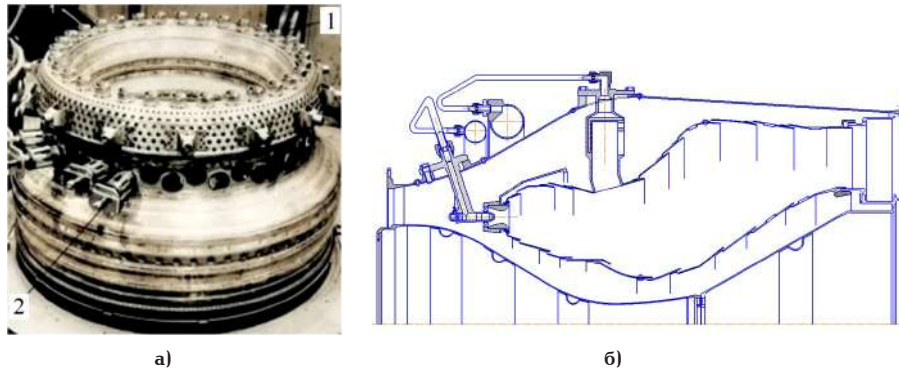


Рис. 2 Двухзонная камера сгорания:
 а — фото жаровой трубы; б — общий вид двухзонной камеры сгорания
 Fig. 2. Two-zone combustion chamber:
 а — photo of the flame tube; б — general view of the two-zone combustion chamber

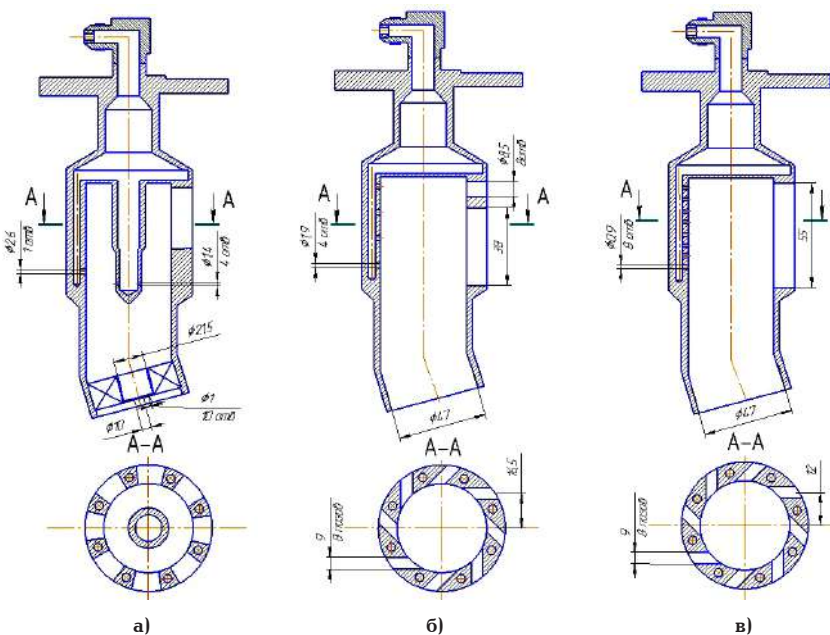


Рис. 3. Горелки предварительного смешения: а — горелка № 1; б — горелка № 2; в — горелка № 3
 Fig. 3. Pre-mix burners: а — burner No. 1; б — burner No. 2; в — burner No. 3

Разработанная камера сгорания отличается от прототипа конструкцией перфорированного обтекателя, горелкой дежурной зоны и ее расположением, диффузором на входе в камеру сгорания, а также профилем жаровой трубы.

Горелки дежурной зоны 1 в количестве 32 штук размещены по окружности. Они содержат завихритель, который имеет девять лопаток с углом установки $\varphi = 40^\circ$; сопло с минимальным диаметром $d = 28$ и углом раскрытия на выходе 30° . Форсунка имеет четыре топливных отверстия диаметром 2 мм, расположенных под углом 45° к оси. В основной зоне на корпусе камеры сгорания равномерно установлены 42 горелки основной зоны 2.

Для выполнения данной работы был изготовлен опытный образец двухзонной камеры сгорания, а также горелки предварительного смешения различной конфигурации (рис. 3).

Горелка № 1 имеет установленный на выходе из сопла завихритель с углом закрутки лопаток 45° , нетангенциальные окна подвода воздуха. Подвод топлива выполнен после подачи воздуха: вдоль каждого паза по одному отверстию $\varnothing 2,6$ мм снаружи и четырьмя отверстиями $\varnothing 1,4$ мм изнутри при помощи центральной форсунки.

Горелка № 2 содержит восемь тангенциальных пазов $L = 55$ мм, диаметр сопла 47 мм. Топливо распределяется вдоль каждого паза восемью отверстиями $\varnothing 0,9$ мм.

Горелка № 3 имеет восемь тангенциальных пазов $L = 38$ мм, диаметр сопла — 47 мм. Топливо распределяется вдоль каждого паза четырьмя отверстиями $\varnothing 1,29$ мм.

Проведены исследования по определению пропускной способности воздуха $B = f(\pi)$, представленной в виде зависимости [4]:

$$B = \frac{G_b \sqrt{T_b}}{P_b}, \pi = \frac{P_b}{P_n}; \quad (1)$$

где G_b , T_b , P_b , P_n — соответственно весовой расход воздуха, его температура, полное давление на входе в горелку и барометрическое давление.

По результатам определения пропускной способности (рис. 4) при перепаде давления 3 % значения параметра B составили для горелки № 1 $B_{3\%} = 1,3$; горелки № 2 $B_{3\%} = 1,9$; горелки № 3 $B_{3\%} = 2,11$. Пропускная способность дежурной горелки составляет $B_{3\%} = 0,37$.

Испытания камер сгорания проводились в составе двигателя. Целью испытаний является исследование экологических характеристик трех камер, отличающихся горелками предварительного смешения. В процессе исследований необходимо также проверить запуск двухзонной камеры для определения диапазонов расходов топлива по контурам камеры сгорания, при которых обеспечиваются минимальные уровни выбросов и по полученным результатам выбрать лучший вариант.

Основная часть

В соответствии с программой испытаний двигателя НК-16СТ с двухзонной камерой сгорания для раздачи топлива по 1-му и 2-му контуру от дозатора газа (ДУС) была собрана топливная магистраль (рис. 5). Регулирование расхода топлива на режиме запуска осуществлялось за счет прикрытия дроссельного крана 1 и одновременного открытия дроссельного крана 2. На режимах выше режима прогре-

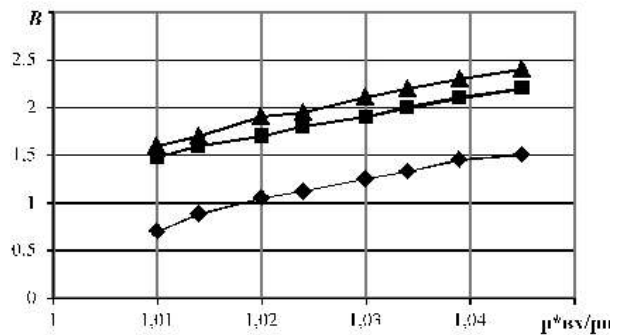


Рис. 4. Пропускная способность горелок:

- ◆ — горелка № 1; ■ — горелка № 2; ▲ — горелка № 3
- ◆ — burner No. 1; ■ — burner No. 2; ▲ — burner No. 3

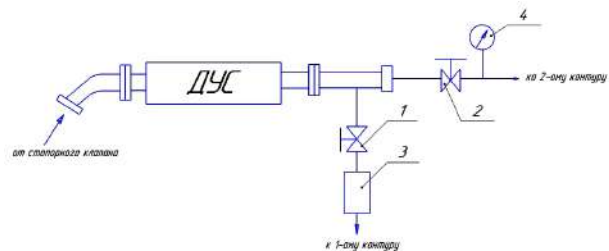


Рис. 5. Доработка топливной системы:

- 1 — кран подачи топлива в 1-й контур; 2 — кран подачи топлива во 2-й контур; 3 — расходомерный участок; 4 — измерение давления топливного газа во 2-м контуре камеры сгорания

Fig. 5. Refinement of the fuel system:

- 1 — fuel supply valve to the 1st circuit;
- 2 — fuel supply valve to the 2nd circuit;
- 3 — flow meter section; 4 — measuring the fuel gas pressure in the 2nd circuit of the combustion chamber

ва за счет открытия крана 1 при полном открытии крана 2.

Испытания двигателя НК-16СТ проводились в два этапа. На первом этапе выполнялись работы по отладке его запуска при расходе топлива в горелки дежурной зоны, соответствующем $G_{Т1к} = 500$ кг/ч.

Запуск двигателя НК-16СТ выполнялся по программе дозирования топлива в камеру сгорания по времени (табл. 1).

Шестидесятая секунда соответствует моменту подачи команды на открытие стопорного клапана. Подача постоянного расхода топлива в камеру сгорания $\tau_{зап} = 80... 140$ и $\tau_{зап} = 160... 190$ секунд выполнялась для корректировки расхода топлива в 1-й контур. Расход топлива в 1-й контур на запуске поддерживался равным 500 кг/ч. Расход топлива во второй контур камеры сгорания был равен, соответственно, $G_{Т2к} = G_{Т\Sigma} - G_{Т1к}$.

Запуски двигателя проходили плавно, без забросов температуры T_6^* и устойчивом розжиге камеры сгорания. Сигнал о розжиге камеры сгорания формировался при возрастании температуры T_6^* на 100°C и проходил через 1,5 секунды после открытия стопорного крана, а рост температуры T_6^* отмечался через 0,3 секунды. Во всем исследованном диапазоне режимов работы двигатель работал устойчиво.

Для измерения температуры горелок второго контура на их патрубках были установлены

Таблица 1. Программа дозирования топлива
Table 1. Fuel dosing program

| | | | | | | | | |
|------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| Время запуска, с | 60 | 70 | 80 | 140 | 150 | 160 | 190 | 210 |
| $G_{тв}$, кг/ч | 230 | 300 | 680 | 900 | 1100 | 1200 | 1500 | 1800 |

по две хромель-алюмелевые термопары. Наличие термопар позволило при проведении испытаний контролировать уровень температуры в горелках для своевременного предотвращения разрушения горелок в случае проскока пламени в зону смешения. Значения температур выводились на монитор персонального компьютера. При превышении уровня температуры камеры сгорания больше 800 °C на любой из термопар было предусмотрено срабатывание световой сигнализации.

В ходе испытаний температуры не на одной из горелок не достигали порогового уровня.

Изменение концентрации выбросов вредных веществ осуществлялось газоанализатором IMR-3000P. Измеренные концентрации вредных выбросов приводятся к основной единице измерений в миллиграммах на кубический метр (мг/м³), затем выполнялось приведение к 15 % O₂ концентрации загрязняющих выбросов C_i¹⁵ по формуле [5]:

$$C_i^{15} = C_i = \frac{20,95 - 15}{20,95 - O_2} \quad (2)$$

где C_i — масса компонента i, содержащаяся в 1 м³ сухого отработавшего газа при 0 °C и 0,1013 МПа, мг/м³; O₂ — объемная концентрация кислорода в осушенном отработавшем газе, %.

Для проверки достоверности экологических измерений (представительности пробы) проведено сравнение замеренных газоанализатором коэффициентов избытка воздуха α_{зам} с рассчитанными по измеренным величинам расходов воздуха и топлива на двигателе α_{расч}.

В соответствии с рекомендациями [6] кондиционными считаются измерения, если разница между расчетной и измеренной величиной коэффициента состава смеси не превышает ±10 %.

Результаты сравнения α_{зам} и α_{расч} свидетельствуют о нормальном горении топливно-воздушной смеси и удовлетворительной представительности пробы (рис. 6).

При проведении исследований на режимах дроссельной характеристики выполнялось последовательное измерение выбросов вредных веществ

при расходах топлива в дежурный контур 350, 500 и 650 кг/ч [7–9].

По результатам измерений получены зависимости выбросов оксидов азота NO_x в продуктах сгорания от измеренных коэффициентов избытка воздуха (рис. 7 а, б, в).

Сравнение уровня NO_x различных сборок камер сгорания при α = 4,93 показывает, что в камере сгорания (сборка № 1) при G_{т1к} = 650 кг/ч NO_x = 75 мг/нм³, при G_{т1к} = 500 кг/ч NO_x = 83 мг/нм³, при G_{т1к} = 350 кг/ч NO_x = 90 мг/нм³.

В камере сгорания (сборка № 2) NO_x = 75, 82, 97 мг/нм³ при соответствующих расходах топлива в 1-й контур.

В камере сгорания (сборка № 3) NO_x = 88, 112, 127 мг/нм³ при соответствующих расходах топлива в 1-й контур.

Результат измерения выбросов вредных веществ показывает, что с ростом расхода топлива во всех исследованных камерах сгорания происходит снижение выбросов NO_x.

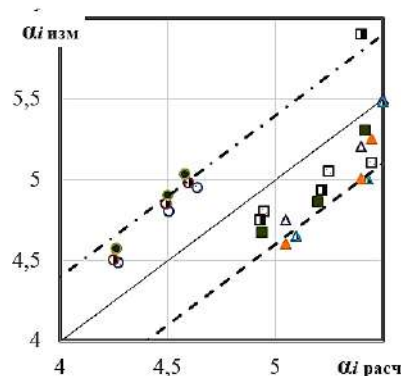


Рис. 6. Сравнение расчетных и измеренных коэффициентов избытка воздуха: ○ — сборка № 1; Δ — сборка № 2; □ — сборка № 3

Fig. 6. Comparison of calculated and measured excess air coefficients: ○ — assembly No. 1; Δ — assembly No. 2; □ — assembly No. 3

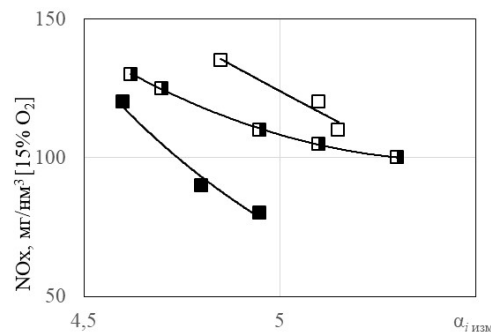
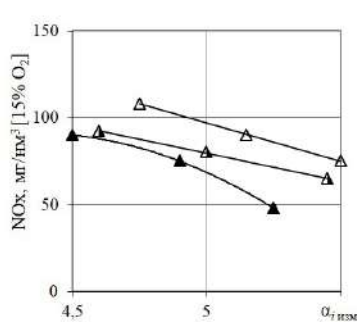
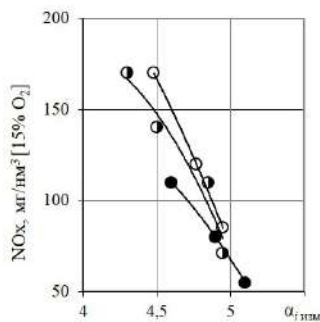


Рис. 7. Уровень концентрации NO_x: а — сборка № 1; б — сборка № 2; в — сборка № 3; незакрашенный маркер — 350 кг/ч; наполовину покрашенный маркер — 500 кг/ч; покрашенный маркер — 650 кг/ч

Fig. 7. NO_x concentration level: а — assembly No. 1; б — assembly No. 2; в — assembly No. 3; unpainted marker — 350 kg/h; half-painted marker — 500 kg/h; painted marker — 650 kg/h

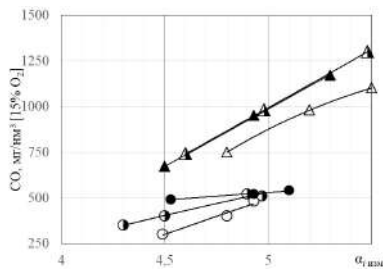


Рис. 8. Уровень концентрации CO:
 ○ — сборка № 1; ▲ — сборка № 2;
 незакрашенный маркер — 350 кг/ч;
 наполовину покрашенный маркер —
 500 кг/ч; покрашенный маркер —
 650 кг/ч

Fig. 8. CO concentration level:
 ○ — assembly No. 1;
 ▲ — assembly No. 2;
 unpainted marker — 350 kg/h;
 half-painted marker — 500 kg/h;
 painted marker — 650 kg/h

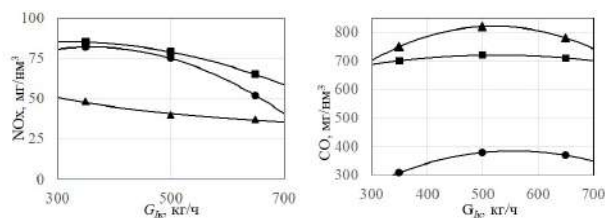


Рис. 9. Влияние изменения расхода топлива по первому контуру на выбросы токсичных веществ: ● — сборка № 1; ▲ — сборка № 2; ■ — сборка № 3

Fig. 9. The effect of changing fuel consumption in the first circuit on toxic emissions: ● — assembly No. 1; ▲ — assembly No. 2; ■ — assembly No. 3

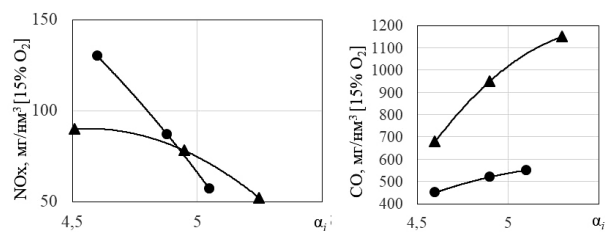


Рис. 10. Выбросы CO, NO_x в зависимости от α₁:
 ● — сборка № 1; ▲ — сборка № 2

Fig. 10. CO, NO_x emissions depending on α₁:
 ● — assembly No. 1; ▲ — assembly No. 2

Учитывая проведенные сравнения, можно сделать вывод, что наименьший уровень выброса NO_x обеспечивают камеры сгорания (сборка № 1 и № 2).

Для этих камер сгорания (рис. 8) построены зависимости изменения выбросов оксида углерода CO, приведенных к условной концентрации кислорода в продуктах сгорания 15 % от избытка воздуха.

Результаты сравнения экологических характеристик (рис. 9) показывают, что в камере сгорания (сборка № 1) при расходе топлива в 1-й контур $G_{1к}$, равное 650 кг/ч уровень концентрации CO составляет 535 мг/нм³. При расходе топлива 500 кг/ч CO равно 520 мг/нм³, а при расходе топлива 350 кг/ч CO равно 460 мг/нм³.

В камере сгорания (сборка № 2) уровень концентрации CO составил 965, 965, 875 мг/нм³ при соответствующих расходах топлива в 1-й контур.

Таким образом, по результатам анализа экологических характеристик целесообразно для дальнейшей отработки выбрать камеру сгорания (сборка № 1), горелки которой при $G_{1к}$ расходе топлива 350... 650 кг/ч могут обеспечить уровни выбросов NO_x в пределах 75...90 мг/нм³, CO — в пределах 535... 460 мг/нм³ и характеризуется отсутствием прорыва пламени в зону смешения.

Рассмотрим замеренные экологические характеристики (рис. 9) на режиме определения температуры перед свободной турбиной $t_6 = \text{const} = 550$ °С.

По результатам полученных данных видно, что с увеличением расхода топлива по 1-му контуру выбросы оксидов азота уменьшаются. Минимальные выбросы NO_x имеет камера сгорания (сборка № 2), максимальные — камера сгорания (сборка № 3). По монооксиду углерода зависимость не однозначная: максимальный выброс имеет место для всех камер при расходе топлива по 1-му контуру 500 кг/ч. Лучшее — у камеры сгорания (сборка № 1), худшее — у камеры сгорания (сборка № 2, 3). Следовательно, камеру сгорания (сборка № 3) можно исключить из рассмотрения вариантов, которые могли бы служить основой для дальнейшей доводки [10–12].

Рассмотрим протекание экологических характеристик камеры сгорания (сборка № 1, 2) по координате NO_x, CO = f(α₁).

Из рис. 10 видно, что при α₁ > 4,9 по NO_x камера сгорания (сборка № 1) лучше камеры сгорания (сборка № 2), а по уровню CO существенно, в 1,6...2 раза, лучше во всем исследованном диапазоне [13–15].

Выводы

По результатам проведенных работ наиболее приемлемой камерой сгорания, которую можно взять за базу для проведения дальнейшей доводки является сборка № 1 с горелкой, имеющей завихритель в сопловой части.

Горелку необходимо доработать в части обеднения смеси на 15 % и улучшения качества смешения топлива с воздухом с целью дальнейшего снижения NO_x. Для снижения уровня CO следует увеличить степень закрутки потока и интенсифицировать течение на выходе из сопла.

Конструктивная реализация данных рекомендаций может быть осуществлена постановкой внутреннего малого завихрителя в центр большого с обеспечением противоположной закрутки потока.

Также необходимо выполнить распределение оптимального количества и размеров топливных отверстий и обеспечить улучшение условий входа воздуха в горелки.

Список источников / References

- Lefebvre A. H., Ballal D. R. Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions, 3rd ed. CRC Press, 2010. 537 p.
- Lefebvre A. H. Fuel effects on gas turbine combustion-ignition, stability, and combustion efficiency. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1985. Vol. 107 (1). P. 24–37. DOI: 10.1115/1.3239693.
- Постников А. М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ. Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2002. 286 с.

Postnikov A. M. Snizheniye oksidov azota v vykhlopnykh gazakh GTU [Reduction of nitrogen oxides in exhaust gases of the gas turbine]. Samara, 2002. 286 p. (In Russ.).

4. Гриценко Е. А., Данильченко В. П., Лукачев С. В. [и др.]. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения: моногр. Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2004. 266 с. EDN: QMINEB.

Gritsenko E. A., Danil'chenko V. P., Lukachev S. V. [et al.]. Konvertirovaniye aviatsionnykh GTD v gazoturbinnyye ustanovki nazemnogo primeneniya [Conversion of aircraft gas turbine engines into gas turbine units for ground use]. Samara, 2004. 266 p. EDN: QMINEB. (In Russ.).

5. ГОСТ 28775–90. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия. Введ. 01–01–1992. Москва: Стандартинформ, 2005. 12 с.

GOST 28775–90. Agregaty gazoperekachivayushchiye s gazoturbinnym privodom. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya [Gas pumping units driven with gas turbine. General specifications]. Moscow, 2005. 12 p. (In Russ.).

6. Канило П. М. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода. Киев: Наукова думка, 1987. 224 с.

Kanilo P. M. Energeticheskiye i ekologicheskiye kharakteristiki GTD pri ispol'zovanii uglevodorodnykh topliv i vodoroda [Energy and environmental features of gas turbine engines using hydrocarbon fuels and hydrogen]. Kiev, 1987. 224 p. (In Russ.).

7. Бакланов А. В. Влияние конструкции горелки на температурное состояние стенок жаровой трубы // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29, № 3. С. 136–142. DOI: 10.34759/vst-2022-3-136-142. EDN: JUHXBС.

Baklanov A. V. Vliyaniye konstruktсии gorelki na temperaturnoye sostoyaniye stenok zharovoy trubuy [Burner design impact on the flame tube walls temperature state]. Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. *Aerospace MAI Journal*. 2022. Vol. 29, no. 3. P. 136–142. DOI: 10.34759/vst-2022-3-136-142. EDN: JUHXBС. (In Russ.).

8. Бакланов А. В. Влияние изменения конструкции камеры сгорания на уровень концентрации CO₂ в выхлопных газах газотурбинного двигателя НК-16СТ // Газовая промышленность. 2022. № 6 (834). С. 80–88. EDN: JFIUGC.

Baklanov A. V. Vliyaniye izmeneniya konstruktсии kamery sgoraniya na uroven' kontsentratsii CO₂ v vykhlopnykh gazakh gazoturbinnogo dvigatelya NK-16ST [Impact of changing the combustion chamber design on the CO₂ concentration in the exhaust gases of the NK-16ST gas turbine engine]. *Gazovaya promyshlennost'*. *Gas Industry*. 2022. No. 6 (834). P. 80–88. EDN: JFIUGC. (In Russ.).

9. Бакланов А. В. Влияние способа подачи газообразного топлива в камеру сгорания на образование оксидов углерода в продуктах сгорания газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26, № 1. С. 111–125. EDN: VWSFVC.

Baklanov A. V. Vliyaniye sposoba podachi gazoobraznogo topliva v kameru sgoraniya na obrazovaniye oksidov ugleroda v produktakh sgoraniya gazoturbinnogo dvigatelya [The impact of the of fuel supplying method to the combustion chamber on carbon oxides formation in combustion products of the gas turbine engine]. Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. *Aerospace MAI Journal*. 2019. Vol. 26, no. 1. P. 111–125. EDN: VWSFVC. (In Russ.).

10. Zheng H., Zhang Z., Li Y., Li Z. Feature-parameter-criterion for predicting lean blowout limit of gas turbine combustor and bluff body burner. *Mathematical Problems in Engineering*. 2013. Vol. 2013 (16). P. 1–17. DOI: 10.1155/2013/939234.

11. Acharya V., Lieuwen T. Role of azimuthal flow fluctuations on flow dynamics and global flame response of axisymmetric swirling flames. *AIAA SciTech: 52nd Aerospace Sciences Meeting*. 2014. P. 13–17. DOI: 10.2514/6.2014-0654.

12. Gokulakrishnan P., Fuller C. C., Klassen M. S. [et. al.]. Experiments and modeling of propane combustion with vitiation. *Combustion and Flame*. 2014. Vol. 161 (8). P. 2038–2053. DOI:10.1016/j.combustflame.2014.01.024.

13. Sadiki A., Repp S., Schneider C. [et. al.]. Numerical and experimental investigations of confined swirling combustions flows. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2003. Vol. 3 (24). P. 78–88.

14. Kiewewetter F., Konle M., Sattelmayer T. Analysis of combustion induced vortex breakdown driven flashback in a premix burner with cylindrical mixing zone. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2007. Vol. 129. P. 929–936. DOI:10.1115/1.2747259.

15. Lieuwen T. C., Yang V. Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines (Progress in Astronautics and Aeronautics). American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 2005. 659 p. ISBN-10: 156347669X, ISBN-13: 978-1563476693.

МАРКУШИН Андрей Николаевич, главный специалист отдела главного конструктора АО «Казанское моторостроительное производственное объединение», г. Казань.

AuthorID (РИНЦ): 572513

Адрес для переписки: amarkushin@oao.kmpo.ru

БАКЛАНОВ Андрей Владимирович, кандидат технических наук, заместитель главного конструктора АО «Казанское моторостроительное производственное объединение», г. Казань.

SPIN-код: 7426-5434

AuthorID (РИНЦ): 847413

Адрес для переписки: andreymbaklanov@bk.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 07.04.2025; одобрена после рецензирования 28.04.2025; принята к публикации 16.05.2025.

MARKUSHIN Andrey Nikolayevich, Chief Specialist of the Chief Designer Department, JSC "Kazan Motor-Building Production Association", Kazan.

AuthorID (RSCI): 572513

Correspondence address: amarkushin@oao.kmpo.ru

BAKLANOV Andrey Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Deputy Chief Designer, JSC "Kazan Motor-Building Production Association", Kazan.

SPIN-code: 7426-5434

AuthorID (RSCI): 847413

Correspondence address: andreymbaklanov@bk.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 07.04.2025; approved after reviewing 28.04.2025; accepted for publication 16.05.2025.



УДК/UDC 620.91:621.383

DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-110-120

EDN: XAMZKD

Научная статья / Original article

КОМПЛЕКСНЫЙ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СОЛНЕЧНЫХ ФОТОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ РАЗНЫХ ПОКОЛЕНИЙ

Т. А. Дуюн, Элмнфи Монаем Хамад

Белгородский технологический университет им. В. Г. Шухова,
Россия, 308012, г. Белгород, ул. Костюкова, д. 46

Возможным решением глобального энергетического кризиса является использование солнечного света для выработки электроэнергии. Солнечные элементы, преобразующие солнечную энергию в электричество, должны быть надежными и экономически эффективными, чтобы конкурировать с традиционными источниками энергии. Целью статьи является описание различных поколений фотоэлектрических элементов, а также современных и будущих технологий, используемых в фотоэлектрических системах. Статья охватывает основы фотоэлектричества, включая принцип работы и основные характеристики. Рассматриваются все поколения солнечных элементов. Особое внимание уделяется эффективности преобразования солнечного света в электричество, используемым материалам и экономическому анализу. По мере развития фотоэлектрических технологий также демонстрируются возможности повышения эффективности, снижения производственных затрат и внедрения инноваций. В статье анализируются существующие ограничения современных фотоэлектрических технологий и предлагаются возможные пути их преодоления на основе новейших научных разработок.

Ключевые слова: солнечная энергия, фотоэлемент, солнечные батареи, фотоэлектрические элементы, фотоэлектрический эффект, поколения солнечных фотоэлектрических материалов, развитие фотоэлектрических технологий, производительность, эффективность.

Для цитирования: Дуюн Т. А., Элмнфи Монаем Хамад. Комплексный технико-экономический анализ солнечных фотоэлектрических материалов разных поколений // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 110–120. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-110-120. EDN: XAMZKD.



© Дуюн Т. А., Элмнфи Монаем Хамад, 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

COMPREHENSIVE TECHNO-ECONOMIC ANALYSIS OF SOLAR PHOTOELECTRIC MATERIALS OF DIFFERENT GENERATIONS

T. A. Duyun, Elmnifi Monaem Hamad

Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov,
Russia, Belgorod, Kostyukova St., 46, 308012

A possible solution to the global energy crisis is to use sunlight to generate electricity. Solar cells that convert solar energy into electricity have to be reliable and cost-effective to compete with conventional energy sources. The aim of the article is to describe the different generations of photoelectric cells and the current and future technologies used in photoelectric systems. The article covers the basics of photoelectricity, including the principle of operation and basic features. All generations of solar cells are reviewed. Special attention is focuses on the efficiency of converting sunlight into electricity, used materials, and economic analysis. As photoelectric technology advances, opportunities for efficiency improvements, lower manufacturing costs, and innovation are also demonstrated. The paper analyzes the current limitations

of modern photoelectric technologies and suggests possible ways to meet them based on the recent scientific developments.

Keywords: solar energy, photoelectric cell, solar panels, photoelectric elements, photoelectric effect, generations of solar photovoltaic materials, development of photovoltaic technologies, productivity, efficiency.

For citation: Duyun T. A., Elmnifi Monaem Hamad. Comprehensive techno-economic analysis of solar photoelectric materials of different generations. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 110–120. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-110-120 EDN: XAMZKD.



© Duyun T. A., Elmnifi Monaem Hamad, 2025.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Материалы, поглощающие электромагнитное излучение, испускают электрически заряженные частицы из-за фотоэлектрического отклика. Под действием квантов света (фотонов), падающих на металлическую поверхность, из поверхностного слоя металла выбиваются электроны — явление, известное как фотоэлектрический эффект. Физическое состояние материала определяет, какие компоненты высвобождаются во время процессов электронного и ионного облучения [1]. Все типы электромагнитного излучения, от инфракрасного до гамма-лучей, а также видимые световые волны, ультрафиолетовое излучение и рентгеновские лучи вызывают фотоэлектрические процессы. Электронам необходимо поглотить это минимальное количество энергии, чтобы освободиться от поверхности в соответствии с работой выхода взаимодействующих веществ с электромагнитными волнами. Эйнштейн представил научному миру фотоны, которые легли в основу квантовой механики, заменив традиционные волновые теории, используя квантовые модели для объяснения. Указанный принцип находит свое применение в материаловедении и квантовой электронике, а также в астрофизике, но он позволяет работать фотодетекторам и солнечным элементам вместе с фотоэлектронной спектроскопией. Процесс фотоэлектрического эффекта представлен на рис. 1.

Актуальность, цель и задачи исследования

На фоне мирового энергетического кризиса и необходимости перехода на эффективные источники энергии растет стремление к разработке фотоэлектрических технологий, которые могут обеспечить надежное электроснабжение как гражданского, так и промышленного и военного секторов. Для обоснования научных решений требуется **проанализировать** все используемые технологии и классифицировать их по производительности, стоимости, экологичности и уровню зрелости. **Целью** исследования является сравнительный технико-экономический анализ различных поколений фотоэлектрических элементов и определение наиболее перспективных технологий, способных обеспечить стабильное и недорогое производство электроэнергии для всех сфер применения, от небольших бытовых систем до крупных промышленных и оборонных проектов.

Основными задачами являются:

- научная группировка и систематизация современных поколений фотоэлектрических элементов;
- проведение сравнительного анализа основных характеристик, эффективности, себестоимости

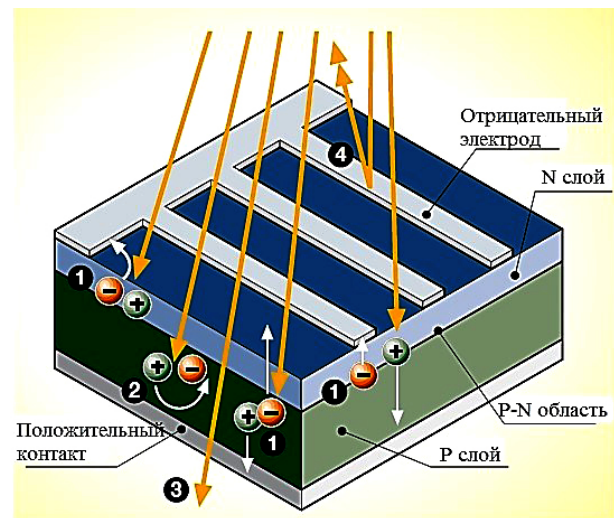


Рис. 1. Фотоэлектрический эффект [2]

Fig. 1. Photoelectric effect [2]

производства, экологической безопасности, стабильности и возможности крупномасштабной промышленной технологичности;

— определение технических и экономических барьеров внедрения отдельных технологий;

— определение перспектив дальнейшего развития технологий фотоэлектрических элементов, их практического внедрения в гражданских, промышленных и военных областях.

Фотоэлектрический элемент

Если энергия падающих фотонов превышает работу выхода данного материала, то даже при низкой интенсивности света наблюдается эмиссия электронов вследствие фотоэлектрического эффекта. Фотоэлектрический эффект объясняет эмиссию электронов из поверхности материалов при воздействии света [3]. Свет проявляет дуализм: он обладает как волновыми свойствами, так и корпускулярными, перенося энергию в виде фотонов. Данное открытие поставило под сомнение классические представления о природе света и привело к развитию квантовой теории. Исследования показали, что частота света, а не его интенсивность является определяющим фактором для возникновения фотоэлектронной эмиссии. Квантовая теория получила свою основу благодаря этому открытию, которое послужило постоянным источником научного развития во многих областях технологий.

В своей теории Эйнштейн продемонстрировал, что электроны поглощают энергию фотонов света, которые проникают в материалы [4]. Электроны

в металле движутся с большой скоростью из-за слабого сцепления с атомами кристаллической решетки. Часть энергии фотона расходуется на преодоление работы выхода материала, а оставшаяся передается электрону в виде кинетической энергии. Энергия, необходимая для того, чтобы электрон смог покинуть поверхность металла под воздействием света, соответствует работе выхода. Это физическая характеристика материала, определяющая минимальную энергию фотона и необходимая для фотоэмиссии.

Валентная оболочка атома кремния имеет четыре электрона, между атомами которых образуется ковалентная связь [5]. Этим методом создается тетраэдрическая структура кристалла кремния [6]. Часть световых лучей отражается, часть проходит сквозь, а остальные поглощаются при соприкосновении с каким-либо веществом. Кристалл поглотит достаточное количество фотонов, если интенсивность входного света достаточно высока. Некоторые из этих фотонов затем вызывают возбуждение электронов в ковалентных связях.

В 1839 г. французский физик Эдмон Беккерель сделал открытие в области фотоэлектрического эффекта [7]. В 1883 г. Чарльз Фриттс разработал первые работающие солнечные элементы [8]. Он использовал тонкий лист селена, покрытый золотом. Солнечные панели являются относительно новой технологией для производства электроэнергии и тепла [9]. С начала 1900-х гг. солнечная энергия начала использоваться для производства электроэнергии. В 1954 г. Bell Labs создала первые крупномасштабные солнечные элементы из кристаллического кремния. Фотоэлектрические элементы, разработанные в лаборатории Bell, имели эффективность преобразования солнечной энергии в электричество около 4 %, что было значительным достижением в области энергетических технологий. Солнечные элементы на основе кремния с эффективностью 6 % были разработаны Дэрилом М. Чапином. Ученые продолжают совершенствовать и развивать оригинальные конструкции солнечных батарей, способных преобразовывать в электрическую энергию до 20 % получаемой солнечной энергии [10].

Солнечные батареи из поликристаллического кремния преобразуют в электричество около 20% получаемой энергии.

В конце 1900-х гг. нарастание осведомленности о последствиях глобального потепления и увеличивающийся спрос на возобновляемые источники энергии стимулировали ученых к работе над улучшением кремниевых фотоэлектрических систем. В начале 2000-х гг. были доступны солнечные элементы с коэффициентом рекуперации электроэнергии в размере 24 % [11]. Благодаря использованию материалов, связанных с космической эрой, ученым удалось значительно увеличить скорость рекуперации электроэнергии солнечных элементов из кремния всего за семь лет. К 2007 г. современные кремниевые фотоэлектрические солнечные элементы достигли уровня рекуперации энергии в 28 % [12]. Сегодняшний рынок насыщен технологиями и применениями фотоэлектрических элементов.

Типы фотоэлектрических элементов.

Первое поколение солнечных батарей

Большинство транзисторов, используемых в солнечных элементах, используют кремний в качестве полупроводникового материала [13]. Промышлен-

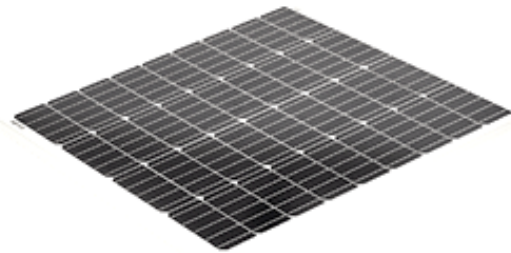


Рис. 2. Монокристаллическая солнечная панель [16]
Fig. 2. Monocrystalline solar panel [16]

ный рынок отдает предпочтение кристаллизованным кремниевым фотоэлектрическим элементам или модулям, среди которых лидируют модули C-Si wafer. Кристаллические кремниевые элементы существуют в трех различных типах, включая Mono и Poly C-Si, а также кремниевую ленту:

1. Монокристаллические (Mono C-Si).
2. Мультикристаллические или поликристаллические (Poly C-Si) или (m C-Si).
3. Кремниевая лента.

Sharp Corporation стала первой компанией, которая начала коммерческое производство модулей C-Si, когда она изготовила фотоэлектрические модули мощностью 242 Вт для установки на маяке в 1963 г. [14]. Продажи фотоэлектрических изделий в 2010 г. на 87 % состояли из кристаллических кремниевых продуктов. Эффективность кристаллических кремниевых модулей составляет от 14 до 19 %. Постоянное снижение затрат наряду с улучшенным выбором материалов и производственных процессов позволяет технологии постепенно развиваться.

Монокристаллический кремний

По сравнению с тремя наиболее распространенными технологиями кремниевые монокристаллические элементы являются наиболее эффективными. Это своего рода фотоэлектрический материал, изготовленный из монокристаллической кремниевой структуры. Фотоэлектрические элементы изготавливаются путем обработки тонких кусочков (пластин) кремния высокой чистоты, полученных путем резки стержней (слитков), извлекаемых из отливки. Продолжительность жизни фотоэлектрических (модулей или систем) обычно составляет 25–30 лет [15]. Монокристаллическая кремниевая ячейка показана на рис. 2.

Преимущества монокристаллической кремниевой ячейки: высокая производительность, стабильная эффективность, длительный срок службы. Недостатки: высокая стоимость изготовления, повышенная чувствительность к температуре, ограниченная эффективность поглощения света, увеличенные потери материала при производстве.

Поликристаллический кремний

Молекулярная структура кремния состоит из нескольких групп или кристаллических зерен, разделенных барьерами. Они более экономичны и эффективны в производстве, чем монокристаллические элементы. Эффективность солнечных элементов ниже, чем у монокристаллического кремния. В отличие от монокристаллического кремния поликристаллический кремний отливают в блоки. Когда кристаллы цементируются, они образуют кристаллические образования разного размера с дефектами на гранях. Эти дефекты снижают эффективность; лабораторная эффективность коле-

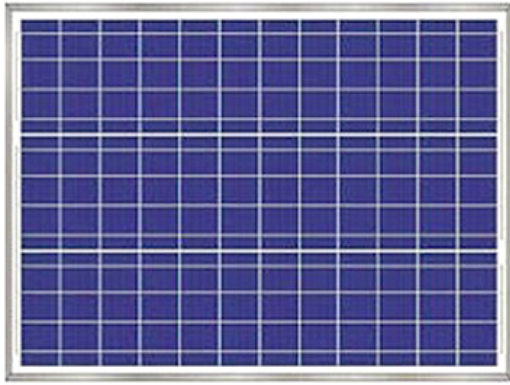


Рис. 3. Поликристаллическая кремниевая ячейка [17]
Fig. 3. Polycrystalline silicon cell [17]

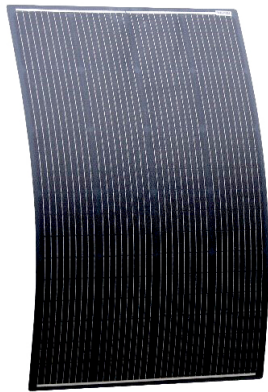


Рис. 4. Второе поколение фотоэлектрических элементов — тонкопленочные солнечные элементы [20]
Fig. 4. The second generation of photoelectric cells — thin-film solar cells [20]

блется от 8 до 23 %, а производственная — от 14 до 17 %. На рис. 3 изображена ячейка из поликристаллического кремния.

Преимущества поликристаллического кремния: хорошо отработанная и проверенная технология; стабильная эффективность; дешевле, чем монокристаллический кремний; плотность упаковки оптимизирована при использовании квадратных ячеек. Недостатки: использование дорогостоящих материалов; нарезка пластин; немного менее эффективны, чем монокристаллы.

Второе поколение солнечных батарей

Тонкопленочные солнечные батареи

Разработано множество различных вариантов тонкопленочных солнечных элементов. Стоимость производства энергии тонкопленочными солнечными элементами ниже по сравнению с солнечными элементами на основе пластин C-Si [18]. Солнечные элементы, разработанные в виде тонких пленок, выпускаются в листах толщиной от 1 до 4 мкм. Кадмий выполняет функцию катализатора, поскольку он осаждается на существенных поверхностях из стекла, полимера и металла, которые образуются при производстве цинка.

Ограниченное производство теллура является серьезной проблемой, так как его добыча значительно уступает кадмию, что приводит к неста-



Рис. 5. Солнечные элементы на основе теллурида кадмия [23]
Fig. 5. Solar cells based on cadmium telluride [23]

бильности его доступности на рынке. Поскольку теллур является побочным продуктом медной промышленности, повышение эффективности добычи, очистки и переработки меди играет ключевую роль в обеспечении стабильных поставок теллура. Это, в свою очередь, критически важно для дальнейшего развития и масштабирования производства солнечных элементов на основе CdTe. Ограничения на использование кадмия обусловлены известными токсичными свойствами этого материала [19]. Тонкопленочные солнечные элементы подходят для компонентов фотоэлектрических систем, интегрированных в здания (BIPV), поскольку их можно перерабатывать в легкие, гибкие структуры. Существует три коммерчески разработанных типа тонкопленочных солнечных элементов:

1. Аморфный кремний (A-Si и A-Si/C-Si).
2. Теллурид кадмия (CdTe).
3. Селенид меди-индия (CIS) и диселенид меди-индия-галлия (CIGS) .

На рис. 4 показаны тонкопленочные солнечные элементы.

Аморфные кремниевые солнечные элементы наряду с CdTe-элементами представляют собой одни из наиболее разрабатываемых типов тонкопленочных солнечных элементов. Их можно наносить на недорогие подложки, что снижает производственные затраты [21]. Однако их выходная энергия и мощность со временем снижаются. Многопереходные тонкопленочные кремниевые (A-Si или C-Si) солнечные элементы, которые включают дополнительный слой (A-Si) и слой микрокристаллического кремния (C-Si), улучшенную версию с 10 %-ным увеличением эффективности в красной и ближней инфракрасной областях. Современные технологии осаждения позволяют создавать многопереходные тонкие пленки с площадью поверхности до 1,4 м².

Преимущества тонкопленочных солнечных батарей: низкая стоимость производства; широкая доступность сырья; нетоксичность материалов; высокий коэффициент поглощения света. Недостатки: более низкая эффективность по сравнению с другими материалами; сложности в подборе подходящих легирующих добавок; короткое время жизни неосновных носителей заряда.

Теллурид кадмия (CdTe)

Теллурид кадмия (CdTe), несмотря на меньшую стоимость по сравнению с кремнием, менее эффективен. Чтобы обеспечить восстановление модуля после повторной установки, используется тяжелый металл кадмий. В настоящее время достигнута мак-



Рис. 6. Ячейка CIGS на гибкой пластиковой подложке [24]
 Fig. 6. CIGS cell on a flexible plastic substrate [24]

симальная эффективность в 16 % [22]. Солнечные элементы из теллурида кадмия показаны на рис. 5.

Преимущества *теллурид кадмия (CdTe)*: очень высокий коэффициент поглощения света, требуется меньше материала для производства, кадмий (Cd) легко доступен. Недостатки: высокая стоимость изготовления, кадмий (Cd) обладает высокой токсичностью, теллур (Te) доступен в ограниченных количествах, высокая температурная чувствительность.

Селенид меди-индия (CIS)

и селенид меди-индия-галлия (CIGS)

Ячейки CIGS имеют самую высокую эффективность среди тонкопленочных фотоэлектрических технологий, и компании занимаются их коммерциализацией. Производитель Solar Frontier достиг производственной мощности в 1 ГВт. Преимущество CIGS-модулей заключается в том, что фотоэлементы с низкой статической нагрузкой могут поглощать как прямой, так и непрямой солнечный свет, что делает их подходящими для использования на плоских крышах или в зимнее время. Фотоэлектрическая ячейка, созданная по технологии CIGS, показана на рис. 6.

Преимущества ячейки CIGS: для производства требуется меньше материалов, высокая эффективность, низкая стоимость производства, простота изготовления. Недостатки: ограниченная доступность галлия (Ga), высокая себестоимость, низкая стабильность, повышенная чувствительность к температурам, низкая надёжность.

Третье поколение солнечных батарей

Фотовольтаика третьего поколения (ФВ) направлена на разработку высокоэффективных устройств при использовании методов тонкопленочного осаждения второго поколения. Цель в том, чтобы снизить стоимость одного ватта, при этом увеличивая только затраты [25]. Кроме того, будут использоваться нетоксичные и распространенные материалы, как в тонкопленочных технологиях второго поколения на основе Si-технологии. Говоря иначе, технологии третьего поколения можно использовать для создания крупномасштабных фотоэлектрических систем. Хотя этот процесс требует больше энергии и времени, он отличается от производства высококачественных монокристаллических фотоэлектрических устройств первого поколения с низким уровнем дефектов и высокой эффективностью при предельном потенциале устройств с однополосным зазором.

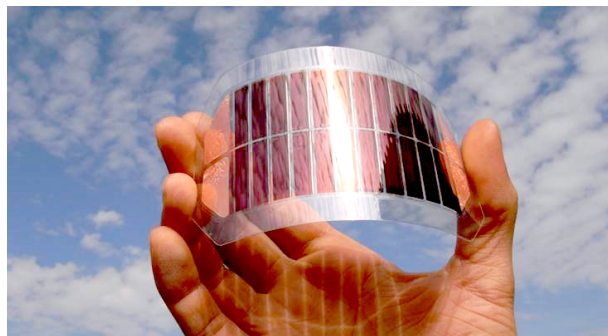


Рис. 7. Органический солнечный элемент [27]
 Fig. 7. Organic solar cell [27]

Органические солнечные элементы

Органические солнечные элементы изготавливаются из полимерных или органических материалов. Несмотря на низкую стоимость, они не отличаются особой эффективностью. Коммерческие органические фотоэлектрические модули имеют эффективность преобразования от 4 до 5 %, а лабораторные органические фотоэлектрические модули — от 6 до 8 % [26]. Производители органических элементов также наращивают усилия по выводу своей продукции на рынок, намереваясь выпускать более 1 ГВт продукции в год. При производстве органических элементов применяются рулонные технологии с высокими скоростями и низкими температурами, а также традиционные методы печати.

Органические солнечные элементы, легкие и гибкие, идеально подходят для мобильных устройств и неровных поверхностей, что делает их конкурентоспособными по сравнению с другими фотоэлектрическими технологиями, особенно для портативных устройств, таких как мобильные телефоны и компьютеры. Их также можно складывать или сворачивать, когда они не используются. Органические фотоэлектрические модули будут привлекательны для применения в строительстве, что позволит расширить формы фотоэлектрических систем. Кроме того, эта технология использует преимущества легкодоступных нетоксичных ингредиентов и основана на масштабируемом и высокопроизводительном производстве. На рис. 7 изображен органический фотоэлектрический элемент.

Преимущества органических солнечных элементов: низкая стоимость обработки, небольшой вес, высокая гибкость, хорошая термическая стабильность. Недостатки: очень низкий коэффициент полезного действия (КПД).

Сенсибилизированные красителем солнечные элементы (СКС)

В DSSC используется оксидный полупроводник с широкой полосой пропускания, а также сенсибилизатор, поглощающий электромагнитные (ЭМ) волны видимого света. В 1972 г. был изобретен чувствительный к хлорофиллу электродный солнечный элемент (DSSC) на основе оксида цинка (ZnO) [28]. В 1976 г. Карлсон и Вронски создают первый фотоэлектрический элемент из аморфного кремния с эффективностью 2,4 % [29].

С тех пор DSSC привлекает внимание специалистов по солнечной энергетике. Основная проблема заключается в том, что только 1 % падающего солнечного света может пройти через единственный слой молекул красителя на поверхности [30]. Исследования в области DSSC привели к прорыву

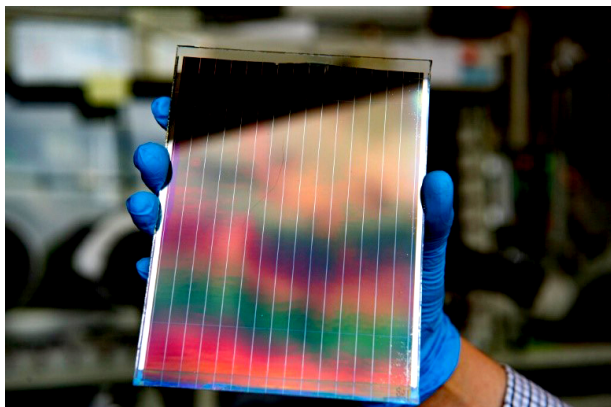


Рис. 8. Сенсibilизированные красителем солнечные элементы [32]
Fig. 8. Dye-sensitized solar cells [32]

в 1991 г. [31]. Низкая стоимость производства и простота конструкции стали важными факторами, побудившими многих исследователей по всему миру работать над повышением эффективности до коммерчески приемлемого уровня.

DSSC использует процесс, аналогичный фотосинтезу, при котором применяются красители, имитирующие хлорофилл. Перенос заряда (электрона) от DSSC к внешней цепи начинается с выхода электронов из слоя полупроводниковой сети и завершается возвращением их на фотосенсибилизатор посредством окислительно-восстановительного компонента в электролите. В данном поколении солнечных элементов чистота полупроводникового материала менее критична по сравнению с предыдущими поколениями, поскольку архитектура устройства и механизм работы обеспечивают более эффективную работу даже при наличии примесей. На рис. 8 представлен DSSC.

Преимущества сенсibilизированных красителей солнечных элементов: более низкая стоимость производства, эффективная работа при слабом освещении и широком угле падения света, высокая надежность, длительный срок службы. Недостатки: проблемы с температурной стабильностью, используемое сырье обладает токсичностью и летучестью.

Солнечные элементы, сенсibilизированные квантовыми точками (QDSSC)

По мере развития исследований в области DSSC возникла идея использовать солнечные элементы, сенсibilизированные квантовыми точками, вместо традиционных красителей. Квантовые точки — это наноструктуры размером от нескольких до нескольких десятков нанометров (нм), обладающие уникальными оптическими свойствами благодаря квантовым эффектам. Данные структуры имеют крошечные энергетические зазоры, размеры которых зависят от размеров самих квантовых точек. Чем меньше размер квантовой точки, тем больше энергетический зазор, что позволяет эффективно поглощать свет в видимом спектре и улучшать производительность солнечных элементов.

Идея применения квантовых точек принадлежит исследователям в области нанотехнологий и фотоэлектрических устройств, которые стремятся повысить эффективность и стабильность DSSC. В результате возбужденные электроны Quantum Dots (QDs) могут быть перенесены на мезопористый слой TiO₂ после осаждения на электроды.

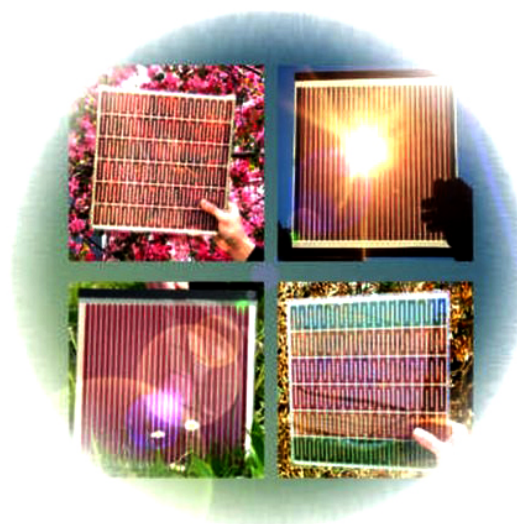


Рис. 9. Сенсibilизированные квантовыми точками солнечные элементы [35]
Fig. 9. Solar cells sensitized by quantum dots [35]

В 1960-х гг. исследователи начали изучать возможность использования материалов, таких как красители, для сенсibilизации полупроводников. Геришер и др. [33] впервые применили QDs в 1986 г. для сенсibilизации полупроводников с широкой полосой пропускания. Основой для создания DSSC послужили успехи в исследованиях сенсibilизации. Хотя оригинальные DSSC на основе пористого TiO₂ были разработаны O'Regan и Grätzel с использованием органических красителей, концепция использования квантовых точек для изменения спектральных свойств и улучшения эффективности была предложена и активно исследовалась начиная с конца 1990-х гг. Эти квантовые точки обеспечивают расширенный диапазон поглощения и возможность настройки оптических свойств, включая цвет, что способствует повышению производительности QDSSC [34].

Неорганические квантовые точки (КТ) обладают рядом преимуществ по сравнению с органическими красителями. В частности, они проще в изготовлении и характеризуются значительно большей долговечностью. Так, стабильность неорганических квантовых точек может превышать срок службы органических красителей в несколько раз — часто их рабочий ресурс составляет от нескольких месяцев до нескольких лет, тогда как органические красители могут деградировать уже через несколько недель или месяцев эксплуатации под воздействием ультрафиолетового излучения и других факторов окружающей среды [35]. Кроме того, можно регулировать оптическую зону пропускания КТ. QDS также могут помочь солнечным энергетическим системам работать более эффективно, снижая темновые токи. На рис. 9 показан QDSSC.

Преимущества QDSSC: низкая себестоимость производства, низкое энергопотребление при эксплуатации. Недостатки: высокая токсичность используемых материалов, низкая устойчивость к разложению (высокая деградация).

Перовскит-сенсibilизированный солнечный элемент

Основными ограничениями для DSSC являются сложность производства и недостаточная химическая стабильность традиционных органических

красителей, что снижает долговечность и эффективность устройств. В результате этих проблем был предложен новый класс материалов — перовскиты и квантовые точки (QDs), которые выступают в качестве молекулярной замены красителей. Эти материалы демонстрируют значительно улучшенные оптические и электрические свойства, что позволило достичь рекордной эффективности преобразования солнечной энергии, превышающей 20 %. Таким образом, использование перовскитов и квантовых точек решает ключевые проблемы традиционных DSSC и открывает новые возможности для создания более стабильных и эффективных солнечных элементов [36].

Недавние исследования показали, что создание экономически эффективных и перспективных галогенорганических перовскитных солнечных элементов является реалистичной задачей. Благодаря высокой эффективности преобразования солнечной энергии эти устройства представляют особый интерес как технологии нового поколения. В 2009 г. Миясака и др. разработали первые перовскитные солнечные элементы с эффективностью преобразования энергии 3,81 % [37]. В 2018 г. сообщается, что перовскитные солнечные элементы производят больше энергии, чем органические тонкопленочные солнечные элементы, с максимальной эффективностью преобразования энергии более 21 % [38].

Наибольшая эффективность была достигнута при использовании галогенида метиламмония свинца в перовскитных солнечных элементах. В структуре перовскита общей формулы ABX_3 (X=галоген) катион A занимает кубический октаэдрический участок, а катион B — октаэдрический участок кубической элементарной ячейки. A и B обычно двухвалентны или четырехвалентны, если используется анион O_2^- . Однако существует несколько дополнительных вариантов. На участках A и B анионы галогенов в перовскитах обеспечивают нейтральность заряда для моновалентных и двухвалентных катионов. В этом неорганическом галоген-свинцовом перовските A представляет собой органический катион метил-аммония, B — Pb или Sn, а X — галоген-анион. Катион A должен быть как достаточно большим, чтобы создать плотную структуру перовскита, так и достаточно маленьким, чтобы поместиться между четырьмя соседними октаэдрами MX_6 с общими углами. Коэффициенты геометрических допусков используются для расчета формоустойчивости перовскита. Спектры оптического поглощения различных перовскитов галогенидов свинца, включая йодистый метил аммония, который имеет 1,5–1,6 эВ [39].

Были измерены длины волн менее 800 нм [40]. Перовскитные солнечные элементы генерируют значительное количество света, который используется для преобразования солнечной энергии в электричество. Существует два основных типа таких элементов: с плотным слоем TiO_2 и с мезопористым слоем TiO_2 . Второй тип включает перовскитные низкомолекулярные органические солнечные элементы с плотным слоем TiO_2 . Перовскитные солнечные элементы имеют почти 40 нм тонкий слой TiO_2 поверх прозрачного проводящего оксида. При поглощении света пористым слоем перовскита ($CH_3CH_2NH_3PbX_3$) образуются пары электронных дырок с электронами в проводимости (3,93 эВ) и дырками в валентной (–5,43 эВ) [41]. Для создания фототока в устройстве электроны инжектируются в TiO_2 (–4,0 эВ), а дырки переносятся

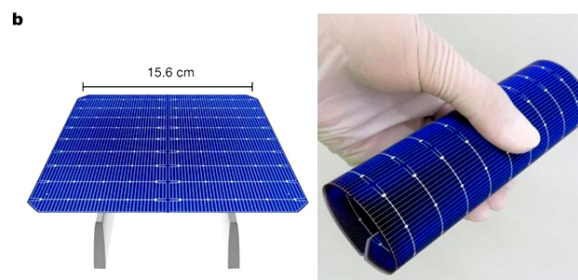


Рис. 10. Конфигурации перовскитных солнечных элементов [43]

Fig. 10. Configurations of perovskite solar cells [43]

на платиновый противозлектрод (–5,0 эВ) [42]. С использованием технологий рулонного производства устройства третьего поколения могут быть легко изготовлены на основе полимерных солнечных элементов — тонкопленочных фотоэлементов, использующих органические полимеры для поглощения света и преобразования его в электричество.

Стабильность и производительность перовскит-сенситизированных солнечных элементов ограничены из-за их склонности к деградации под воздействием влаги, температуры и ультрафиолетового излучения. Кроме того, проблемы с долговечностью материалов и нестабильность кристаллической структуры снижают эксплуатационный срок таких устройств. Несмотря на это, технологии перовскитных солнечных элементов обладают значительным потенциалом благодаря высокой эффективности преобразования солнечного света и возможности низкочастотного производства, что делает их перспективными для дальнейших исследований и коммерциализации. На рис. 10 показаны перовскитные солнечные элементы.

Преимущества перовскит-сенситизированных солнечных элементов: низкая стоимость производства, простая конструкция, небольшой вес, высокая гибкость, высокая эффективность. Недостатки: недостаточная стабильность при эксплуатации.

Черный кремниевый солнечный элемент

Наноструктуры на поверхности кремния являются перспективным решением для уменьшения прямого отражения в солнечных элементах, что может привести к снижению производственных затрат и повышению общей эффективности устройства. Однако из-за повышенной рекомбинации носителей заряда на наномасштабной поверхности предыдущие попытки использовать черный кремний в солнечных элементах привели к получению элементов с эффективностью менее 20 % [44].

Недавние исследования показали, что использование конформных пленок оксида алюминия обеспечивает высокоэффективную химическую и электрическую пассивацию поверхности, значительно снижая поверхностную рекомбинацию. Эксперименты показали, что солнечные элементы с толстыми блокирующими тыльными контактами могут достигать эффективности более 22 % [45], хотя пассивация передней поверхности остается критическим фактором, влияющим на транспорт носителей заряда. При сравнении с эталонными (стандартными) кремниевыми солнечными элементами аналогичной эффективности было показано, что черные нанокремниевые элементы могут обеспечить увеличение выходной мощности примерно

Таблица 1. Средние значения для наиболее важных типов солнечных элементов
Table 1. Average values for the most important types of solar cells

| Тип технологии | Эффективность (%) | Стоимость производства (\$/Вт) | Стабильность эксплуатации | Экологическая безопасность | Потенциал масштабирования |
|---|-------------------|--------------------------------|---------------------------|----------------------------|---------------------------|
| Монокристаллический кремний (Mono C-Si)[49] | 20–22 | Высокая | Отличная | Высокая | Отличный |
| Поликристаллический кремний (Poly C-Si)[50] | 14–19 | Средняя | Хорошая | Высокая | Отличный |
| Теллурид кадмия (CdTe)[51] | до 16 | Низкая | Средняя | Низкая (токсичный Cd) | Хороший |
| CIGS (CuInGaSe ₂)[52] | 15–20 | Средняя | Средняя | Средняя | Умеренный |
| Органические фотоэлементы (OPV)[53] | 5–8 | Очень низкая | Низкая | Высокая | Высокий |
| Перовскитные фотоэлементы [54] | до 23 | Очень низкая | Низкая | Средняя | Ограниченный |
| Чёрный кремний [55] | до 22 | Средняя | Хорошая | Высокая | Перспективный |

на 3 %. Это увеличение обусловлено улучшением углового приема солнечного света — способностью элемента более эффективно улавливать и преобразовывать свет, поступающий под разными углами, что особенно важно, поскольку положение солнца меняется в течение дня.

Следует отметить, что термин «улучшенная рекомбинация» относится к сравнению с плоской (не нано) поверхностью кремния, где рекомбинация становится более существенной проблемой из-за увеличенной площади и структурных особенностей. Таким образом, при условии эффективной пассивации поверхности черные кремниевые солнечные элементы имеют реальный потенциал для промышленного применения благодаря сочетанию улучшенного поглощения света и контролируемой рекомбинации носителей заряда.

Четвертое поколение солнечных батарей

Четвертое поколение солнечных элементов — условные композиты, состоящие из полимеров и наночастиц, — менее затратно и более эффективно, чем предыдущие поколения, поскольку их можно складывать в тонкие многоспектральные слои. Эффективность солнечного элемента может быть увеличена благодаря наличию буферного слоя, обеспечивающего оптимальное распределение носителей заряда, при этом GaAs поглощает солнечную энергию в верхних элементах, а Si поглощает ее дополнительно в нижних элементах. Образовавшиеся носители заряда восстанавливаются на электродах в тонком буферном слое между солнечными элементами.

Солнечные элементы 4G — это четвертое поколение солнечных элементов, объединяющее неорганические и органические материалы для повышения эффективности и экономичности [46]. Эти элементы сочетают гибкость проводящих полимерных пленок со стабильностью наноструктур.

Пятое поколение солнечных батарей

Maxeon Solar Technologies разработала пятое поколение двусторонних солнечных панелей SunPower Performance 5, предназначенных для использова-

ния на крупных электростанциях. Согласно опубликованным данным компании, данные панели обладают рядом инновационных характеристик, обеспечивающих высокую производительность и долговечность. Их коммерческое внедрение планировалось на четвертый квартал 2020 г. с ожидаемой поддержкой общей мощности солнечных электростанций более 5 ГВт по всему миру [47]. Панели оснащены двусторонними моноэлементными ячейками PERC, изготовленными из больших 8-дюймовых пластин G12, что обеспечивает исключительную эффективность и превосходную устойчивость к затенению. С максимальной выходной мощностью 625 Вт эти панели идеально подходят для разработчиков электростанций [48].

Следовательно, кремниевые элементы первого поколения обеспечивают долгосрочную стабильность и эффективность. Технологические достижения могут снизить производственные затраты и упростить производственные процессы. Поколения 1 и 2 обладают превосходной стабильностью и сроком службы по сравнению с технологиями третьего и четвертого поколений. Органическая фотовольтаика (OPV) сталкивается с проблемами деградации, сосредоточившись на сборе энергии. Технологии третьего и четвертого поколений превосходят традиционные кремниевые элементы в условиях низкой освещенности. Будущие поколения солнечных элементов могут снизить затраты на электроэнергию и повысить устойчивость.

Сравнительный технико-экономический анализ фотоэлектрических технологий

Для объективной оценки возможностей различных технологий солнечных элементов был проведен сравнительный анализ их основных технических, экономических и экологических характеристик. В табл. 1 и на рис. 11 показаны средние значения для наиболее важных типов солнечных элементов.

Перовскитные фотоэлектрические элементы демонстрируют наибольшие перспективы с точки зрения соотношения эффективности к стоимости производства, однако проблемы со стабильностью



Рис. 11. Сравнение эффективности фотоэлектрических элементов и себестоимости производства в долларах за ватт
 Fig. 11. Comparison of PV efficiency and production costs in dollars per watt

и долговечностью по-прежнему сдерживают их широкое применение. Черный кристалл (ячейки из черного кремния) также является перспективным вариантом благодаря своей высокой эффективности, умеренной стоимости и способности эффективно работать в условиях низкой освещенности.

На рис. 11 представлен график сравнения фотоэлектрической эффективности и производственных затрат в долларах на ватт производственной мощности семи ведущих типов технологий солнечных элементов. Перовскитные и монокристаллические кремниевые (Mono C-Si) фотоэлементы демонстрируют одни из самых высоких значений эффективности — свыше 21 %, что делает их особенно привлекательными с точки зрения производительности.

С другой стороны, элементы OPV являются наименее эффективными, но их проще всего производить, поэтому они конкурентоспособны. Черный кремний, в свою очередь, демонстрирует уникальное сочетание высокой эффективности и средней доступности, что делает его пригодным для крупномасштабного использования, включая случаи условий низкой освещенности. Согласно данным, производственные затраты таких технологий, как CdTe и CIGS, относительно низкие, их эффективность можно считать умеренной, что повышает их производственную осуществимость для промышленных и децентрализованных приложений.

Заключение

В исследовании представлен всесторонний обзор эволюции фотоэлектрических элементов от первого до пятого поколения. Особое внимание уделено сравнительному технико-экономическому анализу используемых материалов и технологий с акцентом на основные тенденции развития и направления исследований.

Результаты анализа показывают, что перовскитные солнечные элементы имеют большой потенциал благодаря сочетанию высокой эффективности и низкой стоимости, несмотря на проблемы, связанные с их стабильностью, которая остается предметом активных научных исследований. Черный кремний считается перспективной альтернативной технологией, особенно эффективной в условиях слабого освещения и в промышленных применениях.

Существующие проблемы, включая токсичность некоторых материалов (например, кадмия и свинца), а также вопросы масштабируемости и долговечности устройств, можно решить путем внедрения инновационных подходов в материаловедении, проектировании ячеек и усовершенствованных производственных процессах. Фотоэлектрические технологии играют ключевую роль в глобальном переходе к устойчивым и децентрализованным энергетическим системам.

Благодарности / Acknowledgements

Авторы выражают благодарность факультету технологии машиностроения Белгородского технологического университета им. В. Г. Шухова за возможность реализации данного исследовательского проекта. Авторы также признательны заведующему кафедрой за постоянную поддержку на этапе исследований.

The authors express their gratitude to the Mechanical Engineering Technology Department of Belgorod Technological University named after V. G. Shukhov for the opportunity to realize this research project. The authors are also grateful to the Head of the Department for the continuous support at the research stage.

Список источников / References

1. Mikhailov S. A., Michailow W., Beere H. E., Ritchie D. A. Theory of the in-plane photoelectric effect in two-dimensional electron systems. *Physical Review B*. 2022. Vol. 106, no. 7. 075411. DOI: 10.1103/PhysRevB.106.075411.
2. Bhattacharya S., John S. Beyond 30% conversion efficiency in silicon solar cells: a numerical demonstration. *Scientific Reports*. 2019. Vol. 9, no. 1. P. 12482. DOI: 10.1038/s41598-019-48981-w.
3. Potters J. Going Beyond the World of Atoms: Heinrich Hertz and the Electromagnetic Worldview. In: *A History of Physics: Phenomena, Ideas and Mechanisms: Essays in Honor of Salvo D'Agostino*. Cham: Springer International Publishing, 2024. P. 331 – 359.
4. Wang K. X., Yu Z., Liu V. [et al.]. Absorption enhancement in ultrathin crystalline silicon solar cells with antireflection and light-trapping nanocone gratings. *Nano Letters*. 2012. Vol. 12, no. 3. P. 1616 – 1619. DOI: 10.1021/nl204550q.

5. Hegedus S. S., Luke A. Status, trends, problems and bright future of solar electricity from photovoltaics. *Handbook of Photovoltaic Science and Technology*. John Wiley&Sons, 2003. P. 1–43. ISBN 9780471491965. DOI: 10.1002/0470014008.
6. Richter A., Müller R., Benick J. [et al.]. Design rules for high-efficiency both-sides-contacted silicon solar cells with balanced charge carrier transport and recombination losses. *Nature Energy*. 2021. Vol. 6, no. 4. P. 429–438. DOI: 10.1038/s41560-021-00805-w.
7. Yoshikawa K., Yoshida W., Irie T. [et al.]. Exceeding conversion efficiency of 26% by heterojunction interdigitated back contact solar cell with thin film silicon technology. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 2017. Vol. 173. P. 37–42. DOI: 10.1016/j.solmat.2017.06.024.
8. Rabaia M. K., Sayed E. T., Abdelkareem M. A., Olabi A. G. Developments of solar photovoltaics. *Renewable Energy*. 2023. Vol. 1: Solar, Wind, and Hydropower. P. 175–195. DOI: 10.1016/B978-0-323-99568-9.00011-X.
9. Fadhil N. A., Elmnfi M., Abdulrazig O. D., Habib L. J. Design and modeling of hybrid photovoltaic micro-hydro power for Al-Bakur road lighting: A case study. *Materials Today: Proceedings*. 2022. Vol. 49. P. 2851–2857. DOI: 10.1016/j.matpr.2021.10.072.
10. Yoshikawa K., Kawasaki H., Yoshida W. [et al.]. Silicon heterojunction solar cell with interdigitated back contacts for a photoconversion efficiency over 26%. *Nature Energy*. 2017. Vol. 2, no. 5. P. 1–8. DOI: 10.1038/nenergy.2017.32.
11. Pastuszak J., Wegierek P. Photovoltaic cell generations and current research directions for their development. *Materials*. 2022. Vol. 15, no. 16. 5542. DOI: 10.3390/ma15165542.
12. Moria H., Elmnfi M. Feasibility Study into Possibility Potentials and Challenges of Renewable Energy in Libya. *International Journal of Advanced Science and Technology*. 2020. Vol. 29, no. 3. P. 12546–12560.
13. Jenkins P., Elmnfee M., Eunice A., Emhamed A. Hybrid Power Generation by Using Solar and Wind Energy: Case Study. *World Journal of Mechanics*. 2019. Vol. 9, no. 4. P. 81–93. DOI: 10.4236/wjm.2019.94006.
14. Eldin A. H., Refaey M., Farghly A. A review on photovoltaic solar energy technology and its efficiency. *Proceedings of the 17th International Middle-East Power System Conference (MEPCON'15)*. Mansoura University, Egypt. 2015. P. 63.
15. Ayed S. K., Elmnifi M., Moria H., Habeeb L. J. Economic and technical feasibility analysis of hybrid renewable energy (PV/Wind) grid-connected in Libya for different locations. *International Journal of Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 7, no. 1. P. 930–943.
16. Taşçıoğlu A., Taşkın O., Vardar A. A power case study for monocrystalline and polycrystalline solar panels in Bursa City, Turkey. *International Journal of Photoenergy*. 2016. Vol. 2016. 7324138. DOI: 10.1155/2016/7324138.
17. Becker C., Amkreutz D., Sontheimer T. [et al.]. Polycrystalline silicon thin-film solar cells: Status and perspectives. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 2013. Vol. 119. P. 112–123. DOI: 10.1016/J.SOLMAT.2013.05.043.
18. Agarwal S., Prajapati Y. K., Kumar A. Advanced materials-based nano-absorbers for thermo-photovoltaic cells. *Advances in Terahertz Technology and Its Applications*. Springer, Singapore, 2021. P. 191–209. DOI: 10.1007/978-981-16-5731-3_11.
19. Bullock J., Hettick M., Geissbühler J. [et al.]. Efficient silicon solar cells with dopant-free asymmetric heterocontacts. *Nature Energy*. 2016. Vol. 1, no. 3. P. 1–7. 15031. DOI: 10.1038/nenergy.2015.31.
20. Von Gastrow G., Alcubilla R., Ortega P. [et al.]. Analysis of the atomic layer deposited Al₂O₃ field-effect passivation in black silicon. *Solar Energy Materials and Solar Cells*. 2015. Vol. 142. P. 29–33. DOI: 10.1016/J.SOLMAT.2015.05.027.
21. Mehta S. PV Technology, Production and Cost. Outlook: 2010–2015. GTM, 2011.
22. Kapadnis R. S., Bansode S. B., Supekar A. T. [et al.]. Cadmium telluride/cadmium sulfide thin films solar cells: a review. *ES Energy & Environment*. 2020. Vol. 10, no. 2. P. 3–12. DOI: 10.30919/eseec8c706.
23. Oh J., Yuan H. C., Branz H. M. An 18.2%-efficient black-silicon solar cell achieved through control of carrier recombination in nanostructures. *Nature Nanotechnology*. 2012. Vol. 7, no. 11. P. 743–748. DOI: 10.1038/nnano.2012.166.
24. Ramanujam J., Bishop D. M., Todorov T. K. [et al.]. Flexible CIGS, CdTe and a-Si: H based thin film solar cells: a review. *Progress in Materials Science*. 2020. Vol. 110. 100619. DOI: 10.1016/j.pmatsci.2019.100619.
25. Green M. A. Third generation photovoltaics: Ultrahigh conversion efficiency at low cost. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*. 2001. Vol. 9, no. 2. P. 123–135. DOI: 10.1002/pip.360.
26. Otajonov S. M., Ergashev R. N., Axmedov T., Usmonov Y., Karimov B. Photoelectric properties of solar cells based on pCdTe-nCdS and pCdTe-nCdSe heterostructures. *Journal of Physics: Conference Series*. 2022. Vol. 2388, no. 1. P. 012062. DOI: 10.1088/1742-6596/2388/1/012062.
27. Osterrieder T., Schmitt F., Lüer L. [et al.]. Autonomous optimization of an organic solar cell in a 4-dimensional parameter space. *Energy & Environmental Science*. 2023. Vol. 16, no. 9. P. 3984–3993. DOI: 10.48550/arXiv.2305.08248.
28. Karlson D. E., Vronsky K. R. Solar cell made of amorphous silicon. *Letters on Applied Physics*. 1976. Vol. 28, no. 11. P. 671–673. DOI: 10.1063/1.88617.
29. Carlson D. E., Wronski C. R. Amorphous silicon solar cells. Amorphous Semiconductors. *Topics in Applied Physics*. Vol. 36. 2005. P. 287–329. DOI: 10.1007/3-540-16008-6_164.
30. Francis O. I., Ikenna A. Review of dye-sensitized solar cell (DSSCs) development. *Natural Science*. 2021. Vol. 13, no. 12. P. 496–509. DOI: 10.4236/ns.2021.1312043.
31. Shalini S., Balasundaraprabhu R., Kumar T. S. [et al.]. Status and outlook of sensitizers/dyes used in dye sensitized solar cells (DSSC): a review. *International Journal of Energy Research*. 2016. Vol. 40, no. 10. P. 1303–1320. DOI: 10.1002/er.3538.
32. Huaulmé Q., Mwalukuku V. M., Joly D. [et al.]. Photochromic dye-sensitized solar cells with light-driven adjustable optical transmission and power conversion efficiency. *Nature Energy*. 2020. Vol. 5, no. 6. P. 468–477. DOI: 10.1038/s41560-020-0624-7. Photochromic dye-sensitized solar cells with light-driven adjustable optical transmission and power conversion efficiency.
33. Jan J., Van J., Zhao K. [et al.]. CdSeTe/CdS Type-I Core/Shell Quantum Dot Sensitized Solar Cells with Efficiency over 9%. *Journal of Physical Chemistry C*. 2015. Vol. 119, no. 52. P. 28800–28808. DOI: 10.1021/acs.jpcc.5b10546.
34. Smestad G. P., Gratzel M. Demonstration of electron transfer and nanotechnology: A natural dye-sensitized nanocrystalline energy converter. *Journal of Chemical Education*. 1998. Vol. 75, no. 6. 752. DOI: 10.1021/ed075p752.
35. Lee H., Leventis H. K., Moon S. J. [et al.]. Solid-state solar cells sensitized by PbS and CdS quantum dots: "old concepts, new results". *Advanced Functional Materials*. 2009. Vol. 19, no. 17. P. 2735–2742. DOI: 10.1002/adfm.200900081.
36. Jan E.-H., Datta D., Junjun D. [et al.]. Synthesis, modeling, and characterization of 2D materials, and their heterostructures. Elsevier, 2020. ISBN 9780128184752.
37. Lee Y.-L., Lo Y.-S. Highly Efficient Quantum-Dot-Sensitized Solar Cell Based on Co-Sensitization of CdS/CdSe. *Advanced Functional Materials*. 2009. Vol. 19, no. 4. P. 604–609. DOI: 10.1002/adfm.200800940.
38. Chebrol W. T., Kim H.-J. Recent progress in quantum dot sensitized solar cells: Recent progress in quantum dot sensitized solar cells: an inclusive review of photoanode, sensitizer, electrolyte, and the counter electrode. *Journal of Materials Chemistry C*. 2019. Vol. 7, no. 17. P. 4911–4933. DOI: 10.1039/c8tc06476h.
39. Simia O. K., Radhakrishnan P., Ashok A. [et al.]. Engineered nanomaterials for energy applications – "Nanomaterials for Solar

Energy Generation". *Handbook of Nanomaterials for Industrial Applications*. Elsevier BV, Amsterdam, Netherlands. 2018. P. 751–767. DOI: 10.1016/B978-0-12-813351-4.00043-2.

40. Chen C., Zheng S., Song H. Photon management to reduce energy loss in perovskite solar cells. *Chemical Society Reviews*. 2021. Vol. 50, no. 12. P. 7250–7329. DOI: 10.1039/D0CS01488E.

41. Jeong S. H., Park J., Han T. H. [et al.]. Characterizing the efficiency of perovskite solar cells and light-emitting diodes. *Joule*. 2020. Vol. 4, no. 6. P. 1206–1235. DOI: 10.1016/j.joule.2020.04.007.

42. Yun S., Qin Y., Uhl A. R. [et al.]. New-generation integrated devices based on dye-sensitized and perovskite solar cells. *Energy & Environmental Science*. 2018. Vol. 11, no. 3. P. 476–526. DOI: 10.1039/C7EE03165C.

43. Fu F., Feurer T., Weiss T. P. [et al.]. High-efficiency inverted semi-transparent planar perovskite solar cells in substrate configuration. *Nature Energy*. 2016. Vol. 2, no. 1. P. 1–9. 16190. DOI: 10.1038/nenergy.2016.190.

44. Fan Z., Cui D., Zhang Z. [et al.]. Recent progress of black silicon: From fabrications to applications. *Nanomaterials*. 2020. Vol. 11, no. 1. 41. DOI: 10.3390/nano11010041.

45. Desa M. M., Sapeai S., Azhari A. W. [et al.]. Silicon back contact solar cell configuration: A pathway towards higher efficiency. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 60. P. 1516–1532. DOI: 10.1016/j.rser.2016.03.004.

46. Nayak P. K., Mahesh S., Snaith H. J., Cahen D. Photovoltaic solar cell technologies: analysing the state of the art. *Nature Reviews Materials*. 2019. Vol. 4, no. 4. P. 269–285. DOI: 10.1038/s41578-019-0097-0.

47. Kruitwagen L., Story K. T., Friedrich J. [et al.]. A global inventory of photovoltaic solar energy generating units. *Nature*. 2021. Vol. 598, no. 7882. P. 604–610. DOI: 10.1038/s41586-021-03957-7.

48. Sopian K., Cheow S. L., Zaidi S. H. An overview of crystalline silicon solar cell technology: Past, present, and future. *AIP Conference Proceedings*. 2017. Vol. 1877, no. 1. 020004. DOI: 10.1063/1.4999854.

49. Ortiz Lizcano J. C., Procel P., Calcabrini A. [et al.]. Colored optic filters on crystalline silicon interdigitated back contact solar cells for building integrated photovoltaic applications. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*. 2022. Vol. 30, no. 4. P. 401–435. DOI: 10.1002/pip.3504.

50. Alarifi I. M. Advanced selection materials in solar cell efficiency and their properties – A comprehensive review. *Materials Today: Proceedings*. 2023. Vol. 81. P. 403–414. DOI: 10.20944/preprints202102.0345.v1.

51. Al-Ezzi A. S., Ansari M. N. M. Photovoltaic solar cells: a review. *Applied System Innovation*. 2022. Vol. 5, no. 4. 67. DOI: 10.3390/asi5040067.

52. Shah N., Shah A. A., Leung P. K. [et al.]. A review of third generation solar cells. *Processes*. 2023. Vol. 11, no. 6. 1852. DOI: 10.3390/pr11061852.

53. Liu Z., Lin R., Wei M. [et al.]. All-perovskite tandem solar cells achieving >29% efficiency with improved (100) orientation in wide-bandgap perovskites. *Nature Materials*. 2025. P. 1–8. DOI: 10.1038/s41563-024-02073-x.

54. Savin H., Repo P., Von Gastrow G [et al.]. Black silicon solar cells with interdigitated back-contacts achieve 22.1% efficiency. *Nature Nanotechnology*. 2015. Vol. 10, no. 7. P. 624–628. DOI: 10.1038/nnano.2015.89.

55. Best research-cell efficiency chart. *National Renewable Energy Laboratory (NREL) Website*. 2023. <https://www.nrel.gov/pv/cell-efficiency.html> (accessed: 14.05.2025.).

ДУЮН Татьяна Александровна, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Технология машиностроения» Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова (БГТУ), г. Белгород.

SPIN-код: 4058-1103

AuthorID (РИНЦ): 316225

ORCID: 0000-0002-2051-6202

Адрес для переписки: tanduun@mail.ru.

ЭЛМНФИ МОНАЕМ ХАМАД, аспирант кафедры «Технология машиностроения» БГТУ, г. Белгород.

ORCID: 0000-0003-4074-1877

Адрес для переписки: Monm.hamad@yahoo.co.uk.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 01.03.2025; одобрена после рецензирования 02.06.2025; принята к публикации 05.06.2025.

DUYUN Tatyana Aleksandrovna, Doctor of Technical Sciences, Head of the Mechanical Engineering Technology Department, Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov (BSTU), Belgorod.

SPIN-code: 4058-1103

AuthorID (RSCI): 316225

ORCID: 0000-0002-2051-6202

Correspondence address: tanduun@mail.ru.

ELMNIFI MONAEM HAMAD, Postgraduate at the Mechanical Engineering Technology Department, BSTU, Belgorod.

ORCID: 0000-0003-4074-1877

Correspondence address: Monm.hamad@yahoo.co.uk

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 01.03.2025; approved after reviewing 02.06.2025; accepted for publication 05.06.2025.

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