

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

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

2026

Том 10, № 2

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 10 № 2 2026

УЧРЕДИТЕЛЬ
И ИЗДАТЕЛЬ

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:
ariem.omgtu.ru

Страница журнала на сайте учредителя:
[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/)

Подписной индекс
в каталоге Роспечать 80583

Ответственный секретарь
Н. В. Кенжалинова

Редактор
Т. П. Семина

Компьютерная верстка
О. Н. Чирун

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

Подписано в печать 25.06.2026 г.
Дата выхода в свет 30.06.2026 г.

Формат 60x84 1/8
11,16 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1–100). Заказ 60
Цена свободная

© ФГАОУ ВО «Омский
государственный технический
университет», 2026

Право на оригинал-макет
и оформление принадлежит
учредителю журнала,
авторское право на статьи — авторам

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

Трушляков 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 10 No. 2 2026

FOUNDER
AND PUBLISHER

Federal State
Autonomous Educational Institution
of Higher Education
"Omsk State Technical University"

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

Journal Website:
ariem.omgtu.ru

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

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

Executive Secretary
N. V. Kenzhalinova

Editor
T. P. Semina

Computer Page-Proofs
O. N. Chirun

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

Signed in Print 25.06.2026
Date of Publication 30.06.2026

Format 60x84 1/8
11,16 Printed Sheets
Offset Paper

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

500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1-100)
Order 60
Free Price

© Omsk State
Technical University, 2026

The right to the original layout
and design belongs to the founder
of the journal, the right of the authorship
to the articles belongs to the authors

EDITORIAL BOARD

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Zharkovskii Aleksandr Arkadievich, 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 «TsNIMash»), Moscow, Russia

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. Д. Ваяшов, А. В. Жерелевич. Снижение шумовых характеристик трубопроводной обвязки центробежных компрессоров	5
Ю. Б. Галеркин, А. Ф. Ректин, Л. Г. Кузнецов, В. Б. Семеновский, О. А. Соловьёва, М. А. Рожновский. Моделирование напорной характеристики рабочего колеса центробежного компрессора на базе «невязкого» расчета	14
В. А. Футин. Повышение эффективности силовых установок с рекуперацией тепла автомобильной техники на основе применения рабочего вещества с оптимальными физическими свойствами	24
В. Л. Юша, С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный. Одноступенчатый холодильный длинноходовой поршневой компрессор с продолжительным рабочим циклом и интенсивным внешним охлаждением цилиндра: особенности рабочих процессов	31
О. С. Малинина, И. А. Зайцев. Применение абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины в системе кондиционирования воздуха на предприятии по производству синтетических смол с использованием бросового пара	40
И. В. Никитаев, П. Н. Волский. Адаптация модели многоцикловой усталости для оценки ресурса металлоконструкции плавучих кранов	49
Ю. А. Анисимов, А. Г. Михайлов. Математическое моделирование теплообменных процессов в эллиптических и круглых абсорберах вакуумного коллектора	57

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

А. А. Беляков. Конструктивная совместимость приборов	68
К. В. Кривун, А. А. Пещерова, А. А. Лазарева. Численно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния разъемных соединений ракетных двигателей	76

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ

В. Р. Эдигаров, Б. Ш. Алимбаева. Исследование термомеханических процессов в поверхностном слое стальных деталей после упрочняющей электромеханической обработки	86
--	----

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

A. D. Vanyashov, A. V. Zherelevich. Reduction of noise characteristics of the piping of centrifugal compressors	5
Yu. B. Galerkin, A. F. Rekstin, L. G. Kuznetsov, V. B. Semenovskiy, O. A. Solovyeva, M. A. Rozhnovsky. Simulation of the pressure characteristics of the centrifugal compressor impeller on the basis of a "non-viscous" calculation	14
V. A. Futin. Increasing the efficiency of power plants with heat recovery of automotive equipment by using a working substance with optimal physical properties	24
V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. V. Nedovenchany. Single-stage refrigeration long-stroke piston compressor with a long working cycle and intensive external cylinder cooling: Features of working processes	31
O. S. Malinina, I. A. Zaitsev. Use of an absorption bromistolithium refrigerating machine in an air conditioning system at a synthetic resin production facility using waste steam	40
I. V. Nikitaev, P. N. Volskiy. Adaptation of the high-cycle fatigue model for assessing the service life of metal structures of floating cranes	49
Yu. A. Anisimov, A. G. Mikhaylov. Mathematical modeling of heat transfer processes in elliptical and circular absorbers of the vacuum tube collector	57

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

A. A. Belyakov. Structural compatibility of devices	68
K. V. Krivun, A. A. Pescherova, A. A. Lazareva. Numerical and experimental research of the stress-strain state of detachable joints of rocket engines	76

MATERIAL SCIENCE AND PROCESSING TECHNOLOGY

V. R. Edigarov, B. Sh. Alimbaeva. Research of thermomechanical processes in the surface layer of steel parts after strengthening electromechanical processing	86
--	----

УДК/UDC 621.515

DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-5-13>

EDN: STQGNQ

Научная статья/Original article

СНИЖЕНИЕ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБОПРОВОДНОЙ ОБВЯЗКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

А. Д. Ваняшов¹✉, А. В. Жерелевич²

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

²ОАО «Сибнефтетранспроект»,
Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11/1

✉ adv@omgtu.ru

Целью исследования является снижение шумовых показателей газоперекачивающих компрессорных станций при минимизации затрат на звукоизоляцию технологических трубопроводов.

В статье были использованы расчётные методы исследования звукоизолирующей способности материалов и покрытий, а также выполнена оценка снижения уровня аэродинамического шума, издаваемого центробежным компрессором, работающим в составе газоперекачивающего агрегата с приводом от газотурбинной установки мощностью 16 МВт на компрессорной станции магистрального газопровода. Вместо традиционных решений с нанесением звукоизоляционных покрытий на элементы наружной трубопроводной обвязки центробежного компрессора и всей компрессорной станции были рассмотрены альтернативные варианты, которые заключаются в минимизации звукоизоляционных покрытий, локализуя их только на нагнетательном патрубке компрессора для эффекта теплоизоляции. Показано, что увеличение толщины стенки трубопроводов на 50 % выше расчётного значения, соответствующего классу прочности материала трубопровода, в совокупности с применением в проточной части центробежного компрессора безлопаточных диффузоров сказывается на снижении уровня звукового давления в девяти расчётных октавных полосах частот, что аналогично нанесению звукоизоляционного покрытия.

Результаты проведенных исследований подтвердили целесообразность и эффективность по достижению приемлемых уровней шума, а также продемонстрировали упрощение обслуживания и диагностики трубопроводов компрессорной станции.

Ключевые слова: компрессорная станция, газоперекачивающий агрегат, центробежный компрессор, трубопроводная обвязка, звукоизоляционные покрытия, звукопоглощающие материалы, акустический расчёт

Для цитирования: Ваняшов А. Д., Жерелевич А. В. Снижение шумовых характеристик трубопроводной обвязки центробежных компрессоров. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 5–13. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-5-13>. EDN: STQGNQ.



© Ваняшов А. Д., Жерелевич А. В., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.



REDUCTION OF NOISE CHARACTERISTICS OF THE PIPING OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS

A. D. Vanyashov¹✉, A. V. Zharelevich²

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

²OJSC "Sibneftetransproekt",

Irtyskaya Naberezhnaya St., bld. 11/1, Omsk, 644042, Russia

✉ adv@omgtu.ru

The purpose of the research is to reduce the noise indicators of gas compressor stations while minimizing the cost of sound insulation of process pipelines.

The authors use calculated methods for studying the sound-insulating ability of materials and coatings. Moreover, the authors conduct an assessment of the reduction in the level of aerodynamic noise emitted by a centrifugal compressor operating as a part of the gas compressor unit of the 16 MW gas turbine at the compressor station of the main gas pipeline. Instead of traditional solutions with sound insulation coatings on the elements of the external piping of the centrifugal compressor and the entire compressor station, the article considers alternative options, which consist in minimizing sound insulation coatings and localizing them only on the discharge nozzle of the compressor for the effect of heat insulation. The authors demonstrate that an increase in the wall thickness of pipelines on 50 % higher than the calculated value corresponding to the strength class of the pipeline material, together with the use of blade-free diffusers in the flow section of the centrifugal compressor affects the decrease in the sound pressure level in nine calculated octave frequency bands, which is similar to the application of a sound insulation coating.

The obtained results confirm their feasibility and effectiveness in achieving acceptable noise levels and also prove simplifying maintenance and diagnostics of the compressor station pipelines.

Keywords: compressor station, gas compressor unit, centrifugal compressor, piping, sound insulation coatings, sound absorbing materials, acoustic calculation

For citation: Vanyashov A. D., Zharelevich A. V. Reduction of noise characteristics of the piping of centrifugal compressors. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):5–13. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-5-13>. EDN: STQGNQ. (In Russ.).



© Vanyashov A. D., Zharelevich A. V., 2026.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Актуальность исследования

Обеспечение допустимых шумовых показателей на стадии проектирования линейных и дожимных газоперекачивающих компрессорных станций (КС), в частности основного технологического оборудования — газоперекачивающих агрегатов (ГПА), является важным аспектом в создании комфортных условий обслуживания технологического оборудования в процессе его эксплуатации и влияет на безопасность обслуживающего персонала.

Основными источниками шума на линейных и дожимных компрессорных станциях являются газотурбинные установки (ГТУ) для привода центробежных компрессоров (ЦК), системы очистки циклового воздуха и системы выхлопа продуктов сгорания ГТУ, надземная технологическая трубопроводная обвязка ЦК, регулирующая арматура, системы сброса технологического газа (периодически), аппараты воздушного охлаждения (АВО) газа. Снижение уровня шума до допустимых показателей достигается применением кожухов шумо-теплозащитных для ГТУ, звукопоглощающих экранов в системах воздухозабора и выхлопа, диффузоров. Для надземной трубопроводной обвязки применяют звукопоглощающие (звукоизоляционные) покрытия. Нормирование уровня шума, излучаемого работающим оборудованием, и способы его снижения регламентированы рядом нормативных доку-

ментов: СанПин 1.2.3685–21, ГОСТ 12.2.016.1–91, ГОСТ 27409–97, ГОСТ 30530–97, ГОСТ 30691–2001, ГОСТ Р ИСО 15665–2007, СТО Газпром 2-3.5-051–2006, ВРД 39-1.8-055–2002, СТО Газпром 2-3.5-041–2005, СТО Газпром 2-3.5-042-2005, СТО Газпром 2-3.5-043–2005, СТО Газпром 2-2.1-127–2007, РД 51-00158623-20–94 и т. д. Применительно к шумоизоляции трубопроводной обвязки КС, в части оценки положительных и отрицательных эффектов её применения, значительные исследования выполнены под руководством Л. И. Соколинского [1–8] и А. Л. Терехова [9–11]. Проблемы влияния акустического шума, излучаемого компрессорами на состояние трубопроводов, исследовались в ряде зарубежных работ [12–16]. Исследования эффективности звукоизоляционных покрытий в части снижения уровня звукового давления в ряде стандартных значений октавных полос частот показывают во многом противоречивые результаты, что обусловлено сложностью проведения натурных испытаний в производственных условиях на территории КС из-за взаимного влияния разных источников шума. В то же время лабораторные исследования шумовых характеристик трубопроводной обвязки с различными типами звукоизоляционных материалов не позволяют в точности воспроизвести шумовые характеристики полноразмерных ЦК [17].

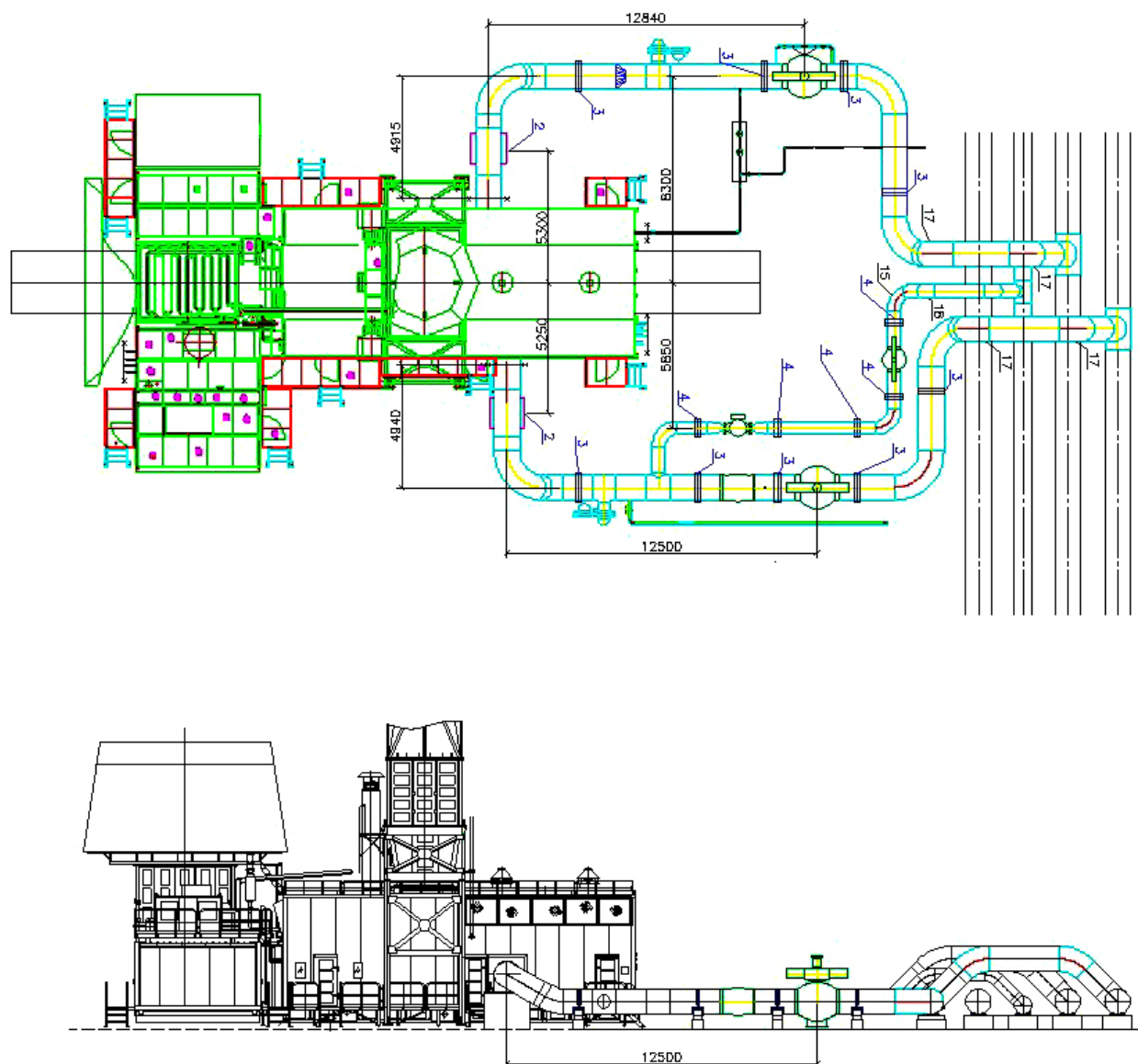


Рис. 1. Схема трубопроводной обвязки газоперекачивающего агрегата
Fig. 1. Diagram of the gas compressor piping
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Кроме того, как отмечается в работе [8], наличие наружного покрытия трубопроводов затрудняет диагностическое обследование наружных стенок трубопроводов, скрывает следы начинающихся коррозионных процессов, поэтому для проведения диагностики трубопроводов требуется демонтаж и монтаж изоляционного покрытия и наружного металлического экрана.

Следует отметить, что шумовые эффекты при работе компрессорного оборудования могут существенно изменяться при пусках, остановках и других нестабильных режимах работы [18], при которых любое звукоизоляционное покрытие не обеспечивает допустимых значений уровня шума.

Объект исследования

Объектом исследования являлась линейная компрессорная станция магистрального газопровода, оснащённая газоперекачивающими агрегатами, подключаемыми к общецеховым трубопроводам по коллекторной схеме.

Газоперекачивающие агрегаты имеют блочно-контейнерное исполнение с центробежным ком-

прессором и приводом от газотурбинной установки АЛ-31СТ. Единичная мощность ГПА составляет 16 МВт. Рабочее давление магистрального газопровода, к которому подключается КС, составляет $P_p = 5,4$ МПа.

Общий вид ГПА с трубопроводной обвязкой показан на рис. 1.

Номинальная частота вращения ротора силовой турбины ГТУ и ЦК $n_{ог} = 5300$ об/мин ($f_{ог} = 88,33$ Гц). ЦК двухступенчатый с количеством лопаток в рабочих колёсах каждой ступени $z_\lambda = 11$. Лопаточная частота на номинальном режиме составляет $f_\lambda = f_{ог}$; $z_\lambda = 971,63$ Гц. Проточная часть ЦК может быть выполнена как с лопаточными диффузорами (ЛД), так и с безлопаточными диффузорами (БЛД).

Предметом исследования являлась трубопроводная обвязка ГПА и всей КС, в части целесообразности нанесения тепло- и звукоизоляционного покрытия снаружи трубопроводов, а также влияние толщины стенки трубопроводов на снижение акустического шума, излучаемого центробежным ком-

Таблица 1. Шумовая характеристика центробежного компрессора типа НЦ-16³
Table 1. Noise characteristic of the НЦ-16 centrifugal compressor type

Тип диффузора ЦК	Уровни звуковой мощности $L_{p,i}$, дБ, в октавных полосах частот f_i , Гц										Эквивалентный уровень звуковой мощности, дБА
	$N_{\text{окт}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
	f_i , Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
БД	$L_{p,i}$, дБ	106	107	102	98	98	102	103	98	90	107
ЛД	$L_{p,i}$, дБ	105	106	101	107	116	118	113	103	89	123

Таблица 2. Предельно допустимые уровни звукового давления для рабочих мест и территорий с постоянным уровнем шума⁴
Table 2. Sound pressure limits for workplaces and areas with the constant noise level

Уровни звукового давления $L_i^{\text{доп}}$, дБ, в октавных полосах частот f_i , Гц										Эквивалентный уровень звуковой мощности, дБА
$N_{\text{окт}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
f_i , Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$L_i^{\text{доп}}$, дБ	107	95	87	82	78	75	73	71	69	—

Особенностью компрессорной станции являлось выполнение всей трубопроводной обвязки в надземном исполнении, включая кольцевые всасывающий и нагнетательный коллекторы, перемычки, линии рециркуляции, входные и выходные шлейфы от узла подключения КС к магистральному газопроводу, обвязка пылеуловителей и АВО газа. Данное решение вызвано наличием скальных грунтов в районе строительства КС. В этом случае для выполнения требований [7, 11] по снижению уровня шума, излучаемого трубопроводами территории КС, они должны быть покрыты звукопоглощающими материалами. Значительный объем звукопоглощающих материалов для покрытия всей надземной трубопроводной обвязки КС и высокая трудоёмкость работ по их нанесению приводит к существенному удорожанию строительно-монтажных работ.

Основные характеристики трубопроводной обвязки КС:

- наружный диаметр трубопроводной обвязки ЦК (от патрубков ЦК до кранов № 1 на всасывающем и № 2 на нагнетательном трубопроводах) $D_{\text{н.тр}} = 1020$ мм;
- диаметр трубопровода нагнетательного коллектора КС $D_{\text{н.кол}} = 1020$ мм;
- длина трубопровода от нагнетательного патрубка ЦК до крана № 2 $L_{\text{тр}} = 20000$ мм (20 м);
- максимальная длина коллектора КС (от нагнетательного патрубка ЦК до крана АВО газа) $L_{\text{КС}} = 200000$ мм (200 м).

В работе рассмотрены два варианта исполнения всасывающего и нагнетательного трубопроводов ЦК, отличающихся принципом выбора толщины стенки:

- $\delta_{\text{тр}} = 12$ мм (из расчета на прочность от действия внутреннего давления $P_p = 5,4$ МПа);
- $\delta_{\text{тр}} = 18$ мм (увеличенная в 1,5 раза по сравнению с расчётным значением толщины стенки).

Результаты исследования

В качестве исходной информации по уровню аэродинамического шума, излучаемого ЦК при его работе, приняты данные экспериментальных исследований, приведенных в СТО Газпром 2-3.5-041—2005¹. Используя наиболее близкие аналоги ГПА в классе мощностей 16 МВт, можно задать шумовые характеристики ЦК типа НЦ-16 с безлопаточными и лопаточными диффузорами. Значения звуковой мощности в октавных полосах частот приведены в табл. 1.

Для территории КС и рабочих мест, располагающихся на этой территории, предельно допустимые значения уровней звукового давления следует принимать в соответствии с СТО Газпром 2-2.1-127—2007², эти значения приведены в табл. 2.

Звуковая мощность трубопроводов без изоляционного покрытия

Звукоизоляция стенки трубопровода R_i , дБ в октавных полосах частот f_i , Гц определяется в виде графической зависимости, определяемой координатами характерных точек А, В, С, D, зависящих от наружного диаметра трубопровода $D_{\text{н.тр}}$ и толщины стенки согласно формулам⁵:

$$\begin{aligned} &— f_B = 1,6 \cdot 10^6 / D_{\text{н.тр}}; R_B = 74 - 20 \cdot \lg(D_{\text{н.тр}} / \delta_{\text{н.тр}}); \\ &— f_C = 1,2 \cdot 10^4 / \delta_{\text{н.тр}}; R_C = 31 \text{ Гц}; \\ &— f_A = 31,5 \text{ Гц}; R_A = \left(N_{\text{окт}}^{(i-1)} + \frac{f_C - f_{(i-1)}}{f_{(i-1)}} - 1 \right) \cdot 6 + R_C; \\ &— f_D = 8000 \text{ Гц}; R_D = \left(9 - N_{\text{окт}}^{(i-1)} + \frac{f_B - f_{(i-1)}}{f_{(i-1)}} \right) \cdot 9 + R_B, \end{aligned}$$

где $f_{(i-1)}$ — частота, ближайшая меньшая из стандартного ряда по отношению к рассчитанным частотам f_C или f_B ; $N_{\text{окт}}^{(i-1)}$ — номер октавной полосы, соответствующий частоте, ближайшей меньшей по отношению к рассчитанным частотам f_C или f_B .

¹ СТО Газпром 2-3.5-041—2005. Каталог шумовых характеристик газотранспортного оборудования. Введ. 2005—11—10. Москва: ООО «ИРЦ Газпром», 2005. 7 с.

² СТО Газпром 2-2.1-127—2007. Регламент проведения акустического расчета на стадии проектирования компрессорных станций, дожимных компрессорных станций, компрессорных станций подземных хранилищ газа. Введ. 2007—10—10. Москва: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. 46 с.

³ СТО Газпром 2-3.5-041—2005. Каталог шумовых характеристик газотранспортного оборудования.

⁴ СТО Газпром 2-2.1-127—2007. Регламент проведения акустического расчета на стадии проектирования компрессорных станций, дожимных компрессорных станций, компрессорных станций подземных хранилищ газа.

⁵ Там же

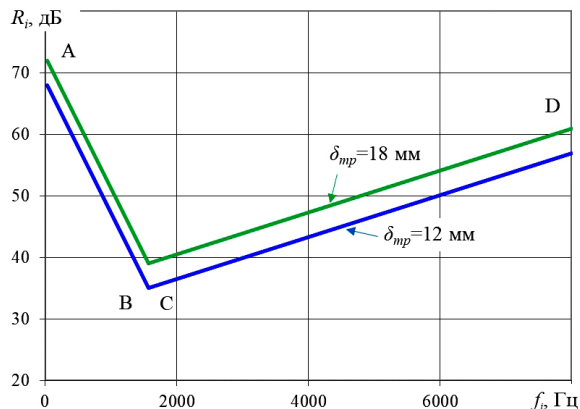


Рис. 2. Частотная характеристика звукоизолирующей способности трубопровода диаметром 1020 мм и толщинами стенки 12 и 18 мм

Fig. 2. Frequency characteristic of the sound insulation capacity of a pipeline with the 1020 mm diameter and with the 12 and 18 mm wall thicknesses

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Рассчитанные значения звукоизоляционной способности трубопровода (без дополнительной шумоизоляции) в характерных точках графически представлены на рис. 2. Значения f и R в точках В и С приняты одинаковыми.

Для всего частотного диапазона значения звукоизоляции трубопровода в соответствии с рис. 2 представлены в табл. 3.

Октавные уровни звуковой мощности, излучаемой трубопроводом в отсутствие звукоизолирующего покрытия [12]:

$$L_i^{tp} = L_{pi} + 6 + 10 \cdot \lg \left(\frac{l}{D_{тр}} \right) - R_i$$

Расчет звуковой мощности выполнен для участков трубопроводной обвязки КС, находящихся в зоне обслуживания (рис. 1), т. е. от нагнетательного патрубка ЦК до крана № 2 ($l = l_{тр} = 20000$ мм) и максимальном удалении от источника шума, до кранов АВО газа ($l = l_{КС} = 200000$ мм). Результаты расчетов приведены в табл. 4, в ней выделены значения звуковой мощности, превышающие предельно допустимый уровень, указанный в табл. 2.

Из результатов расчета следуют следующие выводы. При выполнении технологических трубопроводов КС с толщиной стенки 12 мм превышение допустимых уровней звукового давления наблюдается:

- в зоне обслуживания (до крана №2): для ЦК с БЛД — в частотном диапазоне 2000–4000 Гц; для ЦК с ЛД — в частотном диапазоне 1000–4000 Гц;
- на максимальном удалении от источника шума (в коллекторах у АВО): для ЦК с БЛД — в диапазоне 1000–4000 Гц; для ЦК с ЛД — в диапазоне 500–4000 Гц.

При выполнении технологических трубопроводов КС с толщиной стенки 18 мм превышение допустимого уровня звукового давления:

Таблица 3. Звукоизоляция трубопровода при различных значениях толщины стенки

Table 3. Acoustic insulation of the pipeline at different wall thicknesses

Толщина стенки трубопровода $\delta_{тр}$, мм	Звукоизолирующая способность трубопровода диаметром 1020 мм R_i , дБ, в октавных полосах частот f_i , Гц									
	$N_{окт}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	f_i , Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
12,0	R_i , дБ	68	67,3	66,0	63,3	58,0	47,2	36,5	43,3	56,9
18,0	R_i , дБ	72	71,3	70,0	67,3	62,0	51,2	40,5	47,3	60,9

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Таблица 4. Звуковая мощность трубопроводной обвязки КС без изолирующего покрытия при различных значениях толщины стенки на различных расстояниях от источника шума (ЦК)

Table 4. Sound power of compressor station piping without insulating coating at different wall thicknesses and at different distances from the noise source (centrifugal compressor)

Расстояние от источника шума l , мм	Толщина стенки $\delta_{мп'}$ мм	Уровни звуковой мощности трубопровода $L_i^{тп}$, дБ в октавных полосах частот f_i , Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ЦК с БЛД										
2000	12,0	57	59	55	54	59	74	85	74	52
	18,0	53	55	51	50	55	70	81	70	48
200000	12,0	67	69	65	64	69	84	95	84	62
	18,0	63	65	61	60	65	80	91	80	58
ЦК с ЛД										
2000	12,0	56	58	54	63	77	90	95	79	51
	18,0	52	54	50	59	73	86	91	75	47
200000	12,0	66	68	64	73	87	100	105	89	61
	18,0	62	64	60	69	83	96	101	85	57

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Таблица 5. Снижение шума $\Delta L_i^{\text{ЗПМ}}$, дБ, в слое звукопоглощающего материала «Foamglas» толщиной 80 мм в октавных полосах частот f_i , Гц [6]

$N_{\text{окт}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
f_i , Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_i^{\text{ЗПМ}}$, дБ	0	0	0	0	3	5	8	11	11

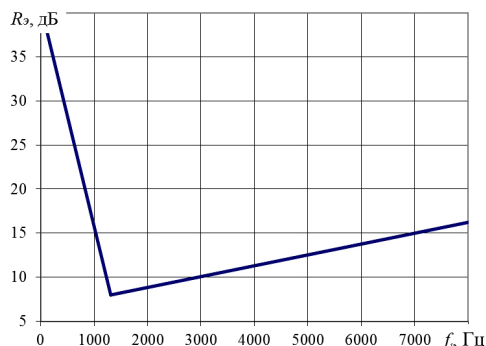


Рис. 3. Частотная характеристика звукоизоляции наружного металлического экрана

Fig. 3. Frequency characteristic of the sound insulation of the external metal screen

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

— в зоне обслуживания (у крана № 2): для ЦК с БЛД — только на частоте 2000 Гц; для ЦК с ЛД — в диапазоне 1000 — 4000 Гц;

— на максимальном удалении от источника шума (в коллекторах у АВО): для ЦК с БЛД — в диапазоне 1000 — 4000 Гц; для ЦК с ЛД — в диапазоне 500 — 4000 Гц.

Звуковая мощность трубопроводов с изолирующим покрытием

Для расчета эффективности нанесения звукопоглощающих материалов (ЗПМ) принимаем следующие исходные данные:

- тип ЗПМ — пеностекло «Foamglas»;
- толщина ЗПМ $\delta_{\text{ЗПМ}} = 100$ мм;
- толщина наружного металлического экрана $\delta_s = 2,0$ мм.

Снижение шума в слое ЗПМ принимаем на основании экспериментальных данных, выполненных ООО «Газпром ВНИИГАЗ» на КС «Смоленская» и КС «Торжокская» применительно к трубопроводам технологической обвязки ЦК диаметром 720 мм для ГПА-16 «Урал». Принятые к расчету данные по снижению шума представлены в табл. 5.

Звукоизоляция наружного металлического экрана в октавных полосах определяется в виде графической зависимости, приведенной на рис. 3.

Координаты характерных точек А, В, С, D:

$$f_B = 1,6 \cdot 10^6 / (D_{\text{н. тр}} + 2 \cdot H_{\text{ЗПМ}});$$

$$R_B = 74 - 20 \cdot \lg((D_{\text{н. тр}} + 2 \cdot H_{\text{ЗПМ}}) / \delta_s);$$

$$f_C = 1,2 \cdot 10^4 / \delta_s; R_C = 31 \text{ Гц};$$

$$f_A = 31,5 \text{ Гц}; R_A = \left(N_{\text{окт}}^{(i-1)} + \frac{f_C - f_{(i-1)}}{f_{(i-1)}} - 1 \right) \cdot 6 + R_C;$$

$$f_D = 8000 \text{ Гц}; R_D = \left(9 - N_{\text{окт}}^{(i-1)} + \frac{f_C - f_{(i-1)}}{f_{(i-1)}} \right) \cdot 9 + R_C.$$

Эффективность звукоизолирующего покрытия «Foamglas» с наружным металлическим экраном для надземных трубопроводов рассчитанная по алгоритму [12], приведена в табл. 6:

$$\Delta L_i^{\text{из}} = \begin{cases} \Delta L_i^{\text{ЗПМ}} + R_i^3 & \text{при } \Delta L_i^{\text{ЗПМ}} \geq 6 \\ (6 + R_i^3)(\Delta L_i^{\text{ЗПМ}} - 2) / 4 & \text{при } 2 < \Delta L_i^{\text{ЗПМ}} < 6, \\ 0 & \text{при } \Delta L_i^{\text{ЗПМ}} \leq 2 \end{cases}$$

Из полученных результатов очевидна эффективность ЗПМ «Foamglas» только в октавных полосах частот 1000 Гц и более.

Уровни звуковой мощности трубопровода с изолирующим покрытием в октавных полосах частот f_i рассчитаны по формуле $L_i^{\text{тр.из}} = L_i^{\text{тр}} - \Delta L_i^{\text{из}}$ и приведены в табл. 7.

Как следует из полученных результатов расчета и экспериментальных данных по звукоизолирующей способности материала «Foamglas», покрытие им надземных трубопроводов КС по всей длине не рационально, поскольку изоляционное покрытие имеет небольшую эффективность только в диапазоне частот от 1000 до 8000 Гц. Следует отметить, что полученные результаты соотносятся с результатами экспериментальных исследований в лабораторных условиях и для других типов ЗПМ [16].

В то же время, в соответствии с требованиями п. 5.8⁶, при температуре стенки трубопровода в обслуживаемой зоне выше 45 °С, необходимо применение тепловой изоляции. Температура газа после компримирования в ЦК в трубопроводах на стороне нагнетания может достигать до 42–48 °С. В связи с этим, более рациональным является покрытие звукопоглощающим материалом «Foamglas» или другими типами ЗПМ участков газовой обвязки

Таблица 6. Эффективность звукоизолирующего покрытия «Foamglas» с наружным металлическим экраном
Table 6. Efficiency of the «Foamglas» soundproofing coating with external metal screen

$N_{\text{окт}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9
f_i , Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\Delta L_i^{\text{ЗПМ}}$, дБ	0	0	0	0	11,08	23,85	28,0	36,6	46,5

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

⁶ Руководство по безопасности. Рекомендации по устройству и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов. Сер. 03. Вып. 67. Москва: ЗАО НТЦ ПБ, 2013. 194 с.

Таблица 7. Звуковая мощность трубопроводной обвязки КС с изолирующим покрытием при различных значениях толщины стенки на различных расстояниях от источника шума (ЦК)

Table 7. Sound power of the compressor station piping with insulating coating at different wall thickness values and at different distances from the noise source (centrifugal compressor)

Расстояние от источника шума l , мм	Толщина стенки трубопровода $\delta_{тр'}$, мм	Уровни звуковой мощности трубопровода $L_i^{mp, из}$, дБ в октавных полосах частот f_i , Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ЦК с БД										
2000	12,0	57	59	55	54	48	50	57	37	6
	18,0	53	55	51	50	44	46	53	33	2
200000	12,0	67	69	65	64	58	60	67	47	16
	18,0	63	65	61	60	54	56	63	43	12
ЦК с ЛД										
2000	12,0	56	58	54	63	66	66	67	42	5
	18,0	52	54	50	59	62	62	63	38	1
200000	12,0	66	68	64	73	76	76	77	52	15
	18,0	62	64	60	69	72	72	73	48	11

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Таблица 8. Шумовая характеристика газоперекачивающего агрегата⁸

Table 8. Noise characteristic of the gas compressor unit

Тип агрегата	Уровни звуковой мощности, дБ в октавных полосах частот, Гц									Эквивалентный уровень звуковой мощности, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ГПА-Ц-16Л	103	107	102	97	98	99	96	94	91	105

ГПА в обслуживаемой зоне (рис. 1), то есть на линии нагнетания до крана № 2 и на линии рециркуляции до крана № 6р.

Оценка общего уровня шума от газоперекачивающего агрегата

На основании экспериментальных данных по измерениям общего уровня шума от ГПА, приведенных в каталоге СТО Газпром 2-3.5-041 – 2005⁷, можно выбрать ближайший аналог в классе мощностей 16 МВт – ГПА-Ц-16Л с двигателем АЛ-31СТ, уровни звуковой мощности которого приведены в табл. 8. Общий уровень шума ГПА сформирован из следующих источников шума: тракт всасывания ГТУ, тракт выхода ГТУ, газотурбинный двигатель, ЦК и др.

Как следует из данных шумовых характеристик ГПА, уровень шума во всем частотном диапазоне превосходит шумовые характеристики трубопроводной обвязки ЦК (табл. 1) и практически во всем диапазоне превышает допустимые нормы. Отсюда следует, что шум, излучаемый трубопроводами газовой обвязки ЦК в отсутствии изолирующего покрытия, на фоне шумов, излучаемых ГПА в целом в зоне его обслуживания, не является доминирующим.

Общие выводы и рекомендации

Расчет стоимостных показателей рассмотренных вариантов выполнения надземных трубопроводов КС с учётом суммарной длины надземных трубопроводов диаметром 1020 мм показал, что при увеличении толщины стенки с 12 до 18 мм разница в стоимости составляет около 10 млн руб.

В то же время выполнение трубопроводов с толщиной стенки 12 мм с нанесением изолирующего покрытия приводит к увеличению общей стоимости примерно на 15 млн руб. по сравнению с вариантом выполнения трубопроводов с толщиной стенки 18 мм и без изоляции.

Из проведенных расчетов можно сделать следующие выводы:

— покрытие звукопоглощающим материалом надземных технологических трубопроводов по всей КС не рационально, поскольку эффективность изоляционного покрытия имеет место только в октавных полосах частот более 1000 Гц, однако стоимость системы увеличивается примерно в 1,5 раза;

— выполнение технологических трубопроводов с толщиной стенки 18 мм по сравнению с толщиной стенки 12 мм снижает уровень звуковой мощности на 4 дБ во всем диапазоне октавных полос частот;

— применение в проточной части ЦК безлопаточных диффузоров позволяет понизить уровень шума на 5–20 дБ по сравнению с ЦК, имеющими лопаточный диффузор, но в частотном диапазоне — свыше 250 Гц;

— превышение уровня шума, создаваемого ЦК с БД относительно предельно допустимых значений, в случае трубопровода без изоляции, незначительно и составляет от 5 до 18 дБ;

— нанесение изолирующего покрытия на нагнетательной стороне ГПА необходимо в зоне обслуживания кранов с точки зрения теплоизоляции⁹.

На основании выполненных расчетов с учётом более высокой виброустойчивости технологических

⁷ СТО Газпром 2-3.5-041 – 2005. Каталог шумовых характеристик газотранспортного оборудования. Введ. 2005 – 11 – 10. Москва: ООО «ИРЦ Газпром», 2005. 7 с.

⁸ Там же.

трубопроводов с увеличенной толщиной стенки при проектировании и реконструкции КС более целесообразно:

— применять в конструкции ГПА проточную часть ЦК с БДД;

— выполнять надземные технологические трубопроводы КС с увеличенной на 50 % толщиной стенки;

— выполнять шумо- и звукоизоляцию трубопроводов в зоне обслуживания ГПА и кранов газовой обвязки, то есть от патрубков ЦК до кранов № 1 и 2, линии рециркуляции до крана № 6р.

Следует отметить, что расчёт звукоизоляции наружного металлического экрана по методике¹⁰ даёт завышенные значения, не соответствующие стендовым и натурным испытаниям [9].

Принятые технические решения при выполнении проекта строительства КС «Нижнетуринская», в части описанных выше мероприятий по увеличению толщины стенки трубопроводов без нанесения звукопоглощающих покрытий, подтвердили свою целесообразность и эффективность по достижению приемлемых уровней шума, упрощением обслуживания и диагностики состояния трубопроводов по итогам эксплуатации объекта в течение 10 лет.

На основании результатов проведенных исследований [7–10], что соотносится с результатами данной работы, применение шумоизолирующих покрытий трубопроводов на основе пеностекла «Foamglas» исключено для целей шумоизоляции трубопроводов КС.

Список источников / References

1. Соколинский Л. И., Лопатин А. С., Глянцева Е. С. Оценка высокочастотной вибрации технологических трубопроводов центробежных компрессоров по уровню звука // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2025. № 1 (145). С. 42–47. EDN: TWMEUS.

Sokolinsky L. I., Lopatin A. S., Glyantseva E. S. Evaluation of high-frequency vibration of process pipelines of centrifugal compressors by sound level. *Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex*. 2025;1(145):42–47. EDN: TWMEUS. (In Russ.).

2. Соколинский Л. И., Лопатин А. С., Владимиров Е. С. Об оценке воздействия акустического шума на персонал компрессорных станций при применении средств индивидуальной защиты // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2023. № 1 (133). С. 58–61. [https://doi.org/10.33285/1999-6934-2023-1\(133\)-58-61](https://doi.org/10.33285/1999-6934-2023-1(133)-58-61). EDN: QDUALM.

Sokolinsky L. I., Lopatin A. S., Vladimirova E. S. Assessment of the acoustic noise impact on the personnel of compressor stations when using personal protective equipment. *Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex*. 2023;1(133):58–61. [https://doi.org/10.33285/1999-6934-2023-1\(133\)-58-61](https://doi.org/10.33285/1999-6934-2023-1(133)-58-61). EDN: QDUALM. (In Russ.).

3. Соколинский Л. И., Глянцева Е. С. О влиянии режимов работы компрессорной станции на характеристики шума у технологических трубопроводов // Защита окружающей среды в нефтегазовом комплексе. 2023. № 4 (313). С. 54–59. [https://doi.org/10.33285/2411-7013-2023-4\(313\)-54-59](https://doi.org/10.33285/2411-7013-2023-4(313)-54-59). EDN: NQWIFW.

Sokolinskiy L. I., Glyantseva E. S. On the influence of compressor station operating modes on the noise characteristics of technological pipelines. *Environmental Protection in Oil and Gas Complex*. 2023;4(313):54–59. [https://doi.org/10.33285/2411-7013-2023-4\(313\)-54-59](https://doi.org/10.33285/2411-7013-2023-4(313)-54-59). EDN: NQWIFW. (In Russ.).

4. Соколинский Л. И., Владимиров Е. С. Результаты экспериментальной оценки применения шумоизоляции надземных технологических трубопроводов центробежных компрессоров // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2022. № 4 (130). С. 64–68. [https://doi.org/10.33285/1999-6934-2022-4\(130\)-64-68](https://doi.org/10.33285/1999-6934-2022-4(130)-64-68). EDN: OVOZRD.

Sokolinsky L. I., Vladimirova E. S. The results of experimental evaluation of the application of noise insulation of on-land technological pipelines of centrifugal compressors. *Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex*. 2022;4(130):64–68. [https://doi.org/10.33285/1999-6934-2022-4\(130\)-64-68](https://doi.org/10.33285/1999-6934-2022-4(130)-64-68). EDN: OVOZRD. (In Russ.).

5. Соколинский Л. И., Лопатин А. С. Об оценке эффективности применения шумоизоляционных покрытий трубопроводов компрессорных станций // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2018. № 4. С. 62–68. <https://doi.org/10.30713/1999-6934-2018-4-62-68>. EDN: XVLVRZ.

Sokolinskiy L. I., Lopatin A. S. On the issue of the evaluation of the noise insulation coatings effectiveness for the compressor station's pipelines. *Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex*. 2018;4:62–68. <https://doi.org/10.30713/1999-6934-2018-4-62-68>. EDN: XVLVRZ. (In Russ.).

6. Соколинский Л. И., Лопатин А. С., Завьялов А. П., Владимиров Е. С. Испытания однослойного звукоизолирующего кожуха на основе пеностекла для трубопроводов центробежных компрессоров // Труды Российского государственного университета нефти и газа имени И. М. Губкина. 2022. № 3 (308). С. 101–109. [https://doi.org/10.33285/2073-9028-2022-3\(308\)-101-109](https://doi.org/10.33285/2073-9028-2022-3(308)-101-109). EDN: XVLQVO.

Sokolinskiy L. I., Lopatin A. S., Zav'yalov A. P., Vladimirova E. S. Tests of a single-layer soundproof casing based on foam glass for pipelines of centrifugal compressors. *Proceedings of Gubkin University*. 2022;3(308):101–109. [https://doi.org/10.33285/2073-9028-2022-3\(308\)-101-109](https://doi.org/10.33285/2073-9028-2022-3(308)-101-109). EDN: XVLQVO. (In Russ.).

7. Соколинский Л. И., Сидорина А. В., Толстихин Ю. Ю., Блинов Ф. В. Современное состояние и перспективы развития звукоизоляции надземных технологических трубопроводов и оборудования компрессорных и газораспределительных станций ПАО «Газпром» // Газовая промышленность. 2016. № 11 (745). С. 92–98. EDN: XBTANX.

Sokolinsky L. I., Sidorina A. V., Tolstichin Yu. Yu., Blinov F. V. The current state and prospects for the development of sound insulation in above-ground process pipelines and equipment of compressor and gas-distributing plants of Gazprom, PJSC. *Gas Industry*. 2016;11(745):92–98. EDN: XBTANX. (In Russ.).

8. Ангальев А. М., Егоров И. Ф., Мартынов А. И., Соколинский Л. И. Шумоизоляция и контролепригодность наземных технологических трубопроводов газоперекачивающих агрегатов // Газовая промышленность. 2011. № 9 (664). С. 60–64. EDN: NYJETP.

Angalev A. M., Egorov I. F., Martynov A. I., Sokolinskiy L. I. Shumoizolyatsiya i kontroleprigodnost' nazemnykh tekhnologicheskikh truboprovodov gazoperekachivayushchikh agregatov. *Gas Industry*. 2011;9(664):60–64. EDN: NYJETP. (In Russ.).

9. Терехов А. Л. Охрана труда персонала компрессорных станций. Снижение уровней шума открытых участков

⁹ Руководство по безопасности. Рекомендации по устройству и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов. Сер. 03. Вып. 67. Москва: ЗАО НТЦ ПБ, 2013. 194 с.

¹⁰ СТО Газпром 2-2.1-127–2007. Регламент проведения акустического расчета на стадии проектирования компрессорных станций, дожимных компрессорных станций, компрессорных станций подземных хранилищ газа. Введ. 2007–10–10. Москва: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. 46 с.

трубопроводов // Газовая промышленность. 2022. № 8 (836). С. 112–116. EDN: ZSVIZF.

Terekhov A. L. Occupational health and safety of compressor station staff. Reducing the noise level of open pipeline sections. *Gas Industry*. 2022;8(836):112–116. EDN: ZSVIZF. (In Russ.).

10. Терехов А. Л., Сидорина А. В. Повышение безопасности эксплуатации технологических трубопроводов методами звукоизоляции // Газовая промышленность. 2018. № 5 (768). С. 96–97. EDN: XMYFRR.

Terekhov A. L., Sidorina A. V. Operational safety improvement of industrial pipelines by sound insulation methods. *Gas Industry*. 2018;5(768):96–97. EDN: XMYFRR. (In Russ.).

11. Волюнец И. Г., Терехов А. Л., Сидорина А. В., Каширин А. Б. Защита от шума открытых участков газопроводов акустическими конструкциями на основе эластомерных материалов // Газовая промышленность. 2021. № 2 (812). С. 108–116. EDN: OWXUUQ.

Volynets I. G., Terekhov A. L., Sidorina A. V., Kashirin A. B. Noise protection of gas pipelines' open sections by using elastomer-based acoustic structures. *Gas Industry*. 2021;2(812):108–116. EDN: OWXUUQ. (In Russ.).

12. Raitor T., Neise W. Sound generation in centrifugal compressors. *Journal of Sound and Vibration*. 2008;314(3-5):738–756. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.01.034>.

13. Galindo J., Tiseira A., Navarro R., Lypez M. A. Influence of tip clearance on flow behavior and noise generation of centrifugal compressors in near-surge conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2015;52:129–139. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.12.004>. EDN: UQZUIP.

14. Zhou H., Mao Y., Zhang Q. [et al.]. Vibro-acoustics of a pipeline centrifugal compressor part I. Experimental study. *Applied Acoustics*. 2018;131:112–128. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.10.011>.

15. Zhang Q., Mao Y., Zhou H. [et al.]. Vibro-acoustics of a pipeline centrifugal compressor: Part II. Control with the micro-perforated panel. *Applied Acoustics*. 2018;132:152–166. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2017.11.013>.

16. Rahmani N., Khastavan Y., Varianni A., Ahmadi S. Compressor pulsation noise attenuation using reactive silencer with various configurations: A theoretical and experimental study. *Heliyon*. 2024;10(5):e27263. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e27263>.

17. Филькин Н. Ю. Экспериментальное исследование и сравнительный анализ шумоизоляции технологических трубопроводов // Проблемы геологии и освоения недр. 2013. Т. 2. С. 425–427.

Fil'kin N. Yu. Eksperimental'noye issledovaniye i sravnitel'nyy analiz shchmoizolyatsii tekhnologicheskikh truboprovodov. *Problemy Geologii i Osvoyeniya Nedr*. 2013;2:425–427. (In Russ.).

18. Ванияшов 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. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-3-24-35>. EDN: JMGPPK.

Vanyashov A. D., Yusha V. L. Methods and technologies for adaptation of main and auxiliary equipment of compressor plants and stations to unstable operating conditions. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023;7(3):24–35. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-3-24-35>. EDN: JMGPPK. (In Russ.).

Вклад авторов:

А. Д. Ванияшов. Постановка цели и задач исследования, выполнение расчётов и их анализ, формулирование выводов, подготовка текста статьи.

А. В. Жерелевич. Анализ состояния вопроса, проведение обзора литературных данных, проектная проработка полученных решений.

Authors' contribution:

Aleksandr D. Vanyashov. Setting the research aim and objectives, performing calculations and their analysis, formulating conclusions, preparing the text of the article.

Aleksandr V. Zherelevich. Analysing the problem, reviewing of literature data, project analysis of the received solutions.

Информация об авторах:

ВАНЯШОВ Александр Дмитриевич, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 1103-5921

AuthorID (РИНЦ): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

e-mail: adv@omgtu.ru

ЖЕРЕЛЕВИЧ Александр Витальевич, начальник группы отдела по проектированию компрессорных станций ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.

e-mail: jav@sntp.ru

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 06.04.2026; одобрена после рецензирования 29.04.2026; принята к публикации 23.06.2026.

Information about the authors:

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, 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

e-mail: adv@omgtu.ru

ZHERELEVICH Aleksandr Vitaliyevich, Head of the Group of the Compressor Station Design Department, OJSC "Sibnefttransproekt", Omsk.

e-mail: jav@sntp.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 06.04.2026; approved after reviewing 29.04.2026; accepted for publication 23.06.2026.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НА БАЗЕ «НЕВЯЗКОГО» РАСЧЕТА

Ю. Б. Галеркин¹, А. Ф. Рекстин¹, Л. Г. Кузнецов², В. Б. Семеновский¹,

О. А. Соловьёва¹, М. А. Рожновский³✉

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29 Б

²АО «Компрессор», Россия, 194044, г. Санкт-Петербург, пр. Большой Сампсониевский, 64

³ООО «Нева Турбо», Россия, 192029, г. Санкт-Петербург, пр. Обуховской обороны, 51 К

✉ maxrozhnovsky@yandex.ru

Возможность расчета зависимости напора от расхода необходима для проектирования рабочего колеса и для последующего расчета газодинамических характеристик компрессора.

В статье для исследования напорной характеристики центробежных рабочих колес используются невязкие квазитрехмерные подходы, которые не позволяют определить КПД рабочего колеса, но позволяют на основании качественного анализа диаграмм распределения скоростей по поверхностям лопаток определить эффективность выбранной геометрии. Второй подход — одномерная математическая модель, включающая в себя эмпирические зависимости, связывающие потери в элементах проточной части с их размерами и параметрами проектирования. В проектной практике авторы применяют ПК-программы метода универсального проектирования Санкт-Петербургского политехнического университета, в котором практически линейные зависимости коэффициента теоретического напора от коэффициента расхода на выходе из рабочего колеса задаются величиной коэффициента напора при нулевом расходе и углом наклона напорной характеристики.

Представленные в тексте напорные характеристики, построенные по результатам экспериментов, рабочих колес модельных ступеней Санкт-Петербургского политехнического университета сопоставлены с характеристиками, рассчитанными при невязком течении. Между первыми и вторыми установлены соотношения, аппроксимированные алгебраическими уравнениями. Эти уравнения — искомое математическое выражение напорных характеристик.

Ключевые слова: модельная ступень, напорная характеристика, коэффициент напора, коэффициент расхода, математическая модель, невязкий квазитрехмерный расчет, рабочее колесо, угол наклона напорной характеристики

Для цитирования: Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Кузнецов Л. Г., Семеновский В. Б., Соловьёва О. А., Рожновский М. А. Моделирование напорной характеристики рабочего колеса центробежного компрессора на базе «невязкого» расчета. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 14–23. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-14-23>. EDN: UHJWVJ.



© Галеркин Ю. Б., Рекстин А. Ф., Кузнецов Л. Г.,
Семеновский В. Б., Соловьёва О. А., Рожновский М. А., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

SIMULATION OF THE PRESSURE CHARACTERISTICS OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLER ON THE BASIS OF A "NON-VISCOUS" CALCULATION

Yu. B. Galerkin¹, A. F. Rekstin¹, L. G. Kuznetsov², V. B. Semenovskiy¹,
O. A. Solovyeva¹, M. A. Rozhnovsky³✉

¹Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Polytechnicheskaya St., 29 B, Saint Petersburg, 195251, Russia

²JSC "Compressor", Bolshoi Sampsonievsky Ave., 64, Saint Petersburg, 194044, Russia

³LLC "Neva Turbo", Obukhovskoy Oborony Ave., 51 K, Saint Petersburg, 192029, Russia

✉ maxrozhnovsky@yandex.ru

To design the impeller and to calculate gas-dynamic characteristics is necessary to follow the dependence of the pressure on the flow rate.

The article uses quasi-three-dimensional approaches to study the pressure characteristics of centrifugal impellers. These approaches do not allow determining the impeller efficiency, but allow determining the effectiveness of the selected geometry based on a qualitative analysis of the velocity distribution diagrams across the blade surfaces. The second approach is a one-dimensional mathematical model that includes empirical relations linking losses in the flow path elements to their dimensions and design parameters. Therefore, the authors use PC programs of the Universal Design Method of the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. The dependence "loading factor — flow rate coefficient at the impeller outlet" is linear practically. This dependence is specified by the value of the loading factor at zero flow and the angle of inclination of the pressure characteristics.

The authors compare measured characteristics of the impellers of the model stages of the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University with the characteristics calculated for the inviscid flow. The research establishes relations between the first and second ones, approximated by algebraic equations. These equations represent the required mathematical expression of pressure characteristics.

Keywords: model stage, pressure characteristic, loading factor, flow coefficient, mathematical model, inviscid quasi-three-dimensional calculation, impeller, head characteristic inclination angle

For citation: Galerkin Yu. B., Rekstin A. F., Kuznetsov L. G., Semenovskiy V. B., Solovyeva O. A., Rozhnovsky M. A. Simulation of the pressure characteristics of the centrifugal compressor impeller on the basis of a "non-viscous" calculation. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):14–23. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-14-23>. EDN: UHJWVJ. (In Russ.).



© Galerkin Yu. B., Rekstin A. F., Kuznetsov L. G.,
Semenovskiy V. B., Solovyeva O. A., Rozhnovsky M. A., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Расчет газодинамических характеристик центробежного компрессора (ЦК) необходим на стадии завершения проекта и при анализе возможностей применения существующего компрессора при тех или иных условиях эксплуатации. Применение программ вычислительной газодинамики (Computational Fluid Dynamics — CFD) сопряжено с затратой машинного времени и в случае ЦК не гарантирует точности расчета конечного давления и потребляемой мощности. В публикациях [1–23] приведены примеры успешных и не успешных CFD-решений. Поскольку алгоритм получения точного CFD-решения на данный момент неизвестен, применяются и развиваются инженерные методы расчета на базе математических моделей.

Анализ проблемы

Размерные газодинамические характеристики — расход, конечное давление, мощность — легко рассчитываются, если известны их безразмерные

эквиваленты — коэффициент расхода, коэффициент напора, коэффициент полезного действия. В турбокомпрессорной научной школе Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ) [24, 25] принято представлять безразмерную характеристику ЦК в виде:

$$\eta, \psi_i = f(\bar{F}, \Phi, k, M_u, Re_u), \quad (1)$$

где $\bar{F}$ — форма проточной части; Φ — коэффициент расхода; k — показатель адиабаты; M_u — условное число Маха; Re_u — условное число Рейнольдса.

В формальном, но теоретически безупречном соотношении (1) КПД и коэффициент внутреннего напора представлены в зависимости от формы поточной части, коэффициента расхода (объемный расход отнесен к площади рабочего колеса — РК) и критериев подобия. Если для каждого из РК ступеней компрессора известны зависимости (1), размерные характеристики компрессора рассчитываются по известным алгебраическим уравнениям

термогазодинамики. В инженерном методе универсального моделирования СПбПУ [24–26] для расчета КПД и коэффициента напора разработаны математические модели, представляющие собой алгебраические уравнения с эмпирическими коэффициентами. Эмпирические коэффициенты определены в процессе идентификации — сопоставления расчета с экспериментально определенными характеристиками. Принципиальные положения моделирования характеристики КПД методом универсального моделирования представлены в монографии [27], современное состояние — в диссертации [28], а обширный и успешный опыт газодинамического проектирования — в работах [24–26]. Математическое выражение напорной характеристики в принципе несложно и в методе универсального моделирования представлено формулой:

$$\psi_T = \psi_{T0} - \varphi'_2 \operatorname{ctg} \beta_T, \quad (2)$$

где ψ_{T0} — коэффициент напора при нулевом расходе; β_T — угол наклона; φ'_2 — коэффициент расхода на выходе из РК с учетом стеснения потока лопатками.

Коэффициент теоретического напора $\psi_T = c_{u2}/u_2$ характеризует механическую работу, сообщаемую газу лопатками рабочего колеса. Для расчета характеристики нужны всего лишь алгебраические уравнения для расчета угла наклона β_T и коэффициента напора при нулевом расходе ψ_{T0} . В работах [28, 29] представлены достаточно развитые математические выражения безразмерной напорной характеристики, учитывающие соотношения размеров проточной части РК и проявляющие в некоторых случаях обратное влияние размеров и типа диффузора.

Для расчета коэффициента напора в расчетной точке со времен монографии [30] среди российских специалистов популярна формула А. Стодоло:

$$\psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2} = 1 - \varphi'_2 \operatorname{ctg} \beta_{\lambda 2} - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{\lambda 2}, \quad (3)$$

где c_{u2} — закрутка потока на выходе из РК; u_2 — окружная скорость на выходе из РК; $\beta_{\lambda 2}$ — угол лопатки на выходе; z — число лопаток.

Коэффициент расхода $\varphi'_2 = c_{r2}/u_2$ характеризует расходную составляющую скорости потока на выходе из РК с учетом того, что часть проходного сечения занимают лопатки конечной толщины (учет стеснения потока лопатками). Последнее вычитаемое в (3) учитывает отставание потока от выходного направления лопаток в силу их конечного количества.

Формула (3) предложена А. Стодолой в предположении, что отставание потока обусловлено наложением на транзитный поток потока относительно вихря (рис. 1).

В воображаемом идеальном РК с бесконечным числом бесконечно тонких лопаток линия напорной характеристики $\psi_{T\infty} = 1 - \varphi'_2 \operatorname{ctg} \beta_{\lambda 2}$ — прямая, проходящая через точку $\psi_{T0} = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{\lambda 2}$ (при нулевом расходе) под углом $\beta_{\lambda 2}$. Поток относительного вихря по А. Стодоло $\frac{\pi}{z} \sin \beta_{\lambda 2}$ от расхода не зависит, тогда,

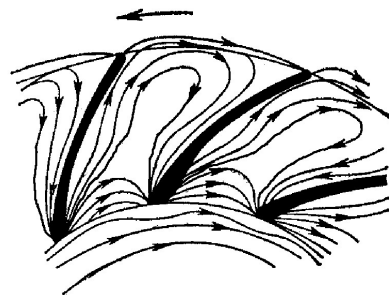


Рис. 1. Линии тока в идеальном рабочем колесе при нулевом расходе (относительный вихрь, Харьковский политехнический институт, акад. Г. Проскура, 1920-е гг.)¹

Fig. 1. Streamlines in an ideal impeller with zero flow (relative vortex, Kharkiv polytechnic institute, G. Proskura, 1920s)

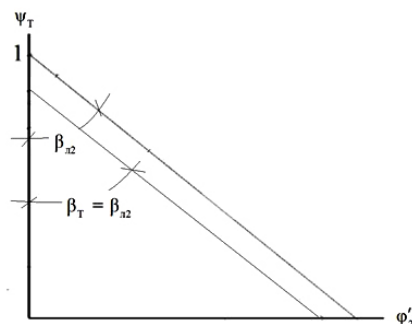


Рис. 2. Линейная напорная характеристика центробежного РК с конечным и с бесконечным числом лопаток по А. Стодоло (не соответствует действительности)

Fig. 2. Linear loading factor characteristic of the centrifugal impeller with a finite and infinite number of blades due to A. Stodola (unrealistic)

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

согласно (3), характеристика коэффициента теоретического напора $\psi_T = f(\varphi'_2)$ — прямая линия, проходящая под углом $\beta_T = \beta_{\lambda 2}$. Это соотношение показано на рис. 2.

В монографии [30] указано, что напорные характеристики промышленных ЦК имеют практически линейный характер. Анализ результатов стендовых испытаний модельных ступеней СПбПУ [31] подтвердил, что зависимость $\psi_T = f(\varphi'_2)$ — практически линейная. Однако углы наклона напорной характеристики могут быть далеки от закономерности на рис. 2. В действительности преимущественно углы наклона β_T меньше угла лопаток $\beta_{\lambda 2}$, а коэффициент напора при нулевом расходе не равен $\psi_{T0} \neq 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{\lambda 2}$. Тем не менее выходной угол лопаток остаётся важнейшим фактором, влияющим на напорную характеристику.

Для анализа выбраны характеристики десяти модельных ступеней из базы данных программы ИДЕНТ СПбПУ. Зависимость $\beta_T = f(\beta_{\lambda 2})$ для этих ступеней показана на рис. 3.

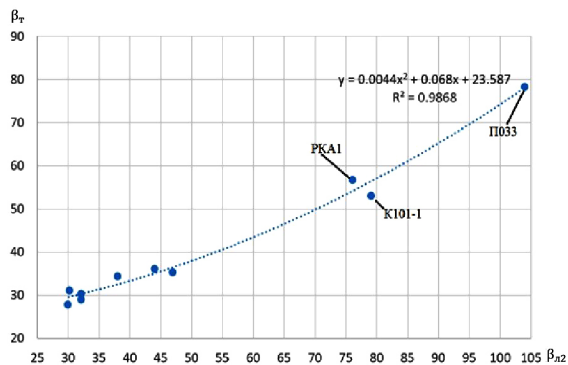


Рис. 3. Модельные ступени СПбПУ с углами выхода лопаток РК $\beta_{A2} = 30-104^\circ$. Зависимость угла наклона напорной характеристики от выходного угла лопаток $\beta_T = f(\beta_{A2})$
 Fig. 3. Model stages of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University with the $\beta_{A2} = 30-104^\circ$ impeller's blade outlet angles. Dependence of the inclination angle of the loading factor characteristic on the outlet angle of the $\beta_T = f(\beta_{A2})$ blades
 Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Представленные на рис. 3 модельные ступени имеют диапазон параметров проектирования $\Phi_{\text{расч}} = 0,028 - 0,0805$, $\psi_{\text{трассч}} = 0,413 - 0,815$, $M_u = 0,55 - 0,87$. Выходные углы лопаток $\beta_{A2} = 30 - 104^\circ$. Обработка результатов испытаний производится по формулам (4) – (8), представленным ниже.

Коэффициент расхода на входе в ступень по измеренному массовому расходу:

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_0^* \frac{\pi}{4} D_2^2 u_2}, \quad (4)$$

где $\bar{m}$ — массовый расход; ρ_0^* — плотность газа на входе по параметрам торможения; D_2 — наружный диаметр рабочего колеса.

Из-за протечки в лабиринтном уплотнении покрывающего диска через РК проходит большее количество газа, чем через ступень. Это учитывает коэффициент протечек $\beta_{\text{пр}}$. Для РК коэффициент расхода равен:

$$\Phi_0 = \Phi (1 + \beta_{\text{пр}}). \quad (5)$$

Коэффициент расхода на выходе из РК с учетом стеснения потока лопатками:

$$\phi'_2 = \frac{\Phi_0}{4 \frac{b_2}{D_2} u_2 \tau_2} \frac{\rho_0^*}{\rho_2}, \quad (6)$$

где b_2 — ширина канала в межлопаточном пространстве на выходе из РК; τ_2 — коэффициент стеснения потока лопатками на выходе из РК; ρ_2 — плотность газа на выходе из РК.

Коэффициент внутреннего напора по повышению заторможенной температуры:

$$\psi_i = \frac{c_p (T_2^* - T_0^*)}{u_2^2}, \quad (7)$$

где c_p — изобарная теплоемкость; T_2^* — заторможенная температура на выходе из РК; T_0^* — заторможенная температура на входе в РК.

Коэффициент теоретического напора рассчитывается по соотношению (8), которое учитывает особенность центробежного РК: дополнительно к напору, сообщаемому газу лопатками РК (теоретический напор), небольшая доля напора передается наружными поверхностями дисков и газу, который циркулирует в РК из-за протечки в лабиринтном уплотнении покрывающего диска (коэффициенты $\beta_{\text{тр}}$ и $\beta_{\text{пр}}$):

$$\psi_T = \frac{\psi_i}{1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}}, \quad (8)$$

где $\beta_{\text{тр}}$ — коэффициент потерь дискового трения.

Для расчета коэффициента дискового трения и коэффициента протечек в программах Метода универсального моделирования есть достаточно точные полуэмпирические формулы.

Отдельного внимания на рис. 3 заслуживает ступень П033 с необычно большим выходным углом лопаток РК 104° . Это первая ступень двухступенчатой сменной проточной части (СПЧ) для дожимного компрессора 16 МВт головной компрессорной станции магистрального газопровода. Установка СПЧ в корпус компрессора линейного газоперекачивающего агрегата с отношением давлений 1,44 позволила повысить отношение давлений до нужных 1,7 за счет применения высоконапорного РК с углом выхода лопаток более 90° , что необычно для компрессоров промышленного назначения. Тем не менее проект является успешным — выпущено около сотни СПЧ по 16 МВт каждая. Имеется некоторая неопределенность в ее характеристиках, построенных на основе экспериментальных данных: модельная ступень не испытывалась. Без модельных испытаний был построен двухступенчатый компрессор, а анализируемые характеристики первой ступени методом универсального моделирования были выделены из результатов заводских испытаний автором [31].

На рис. 3 пунктиром показана линия тренда — аппроксимирующего уравнения $y = 0,0044x^2 + 0,068x + 23,587$. Наиболее сильно выпадающими являются углы наклона характеристики:

— рабочего колеса испытанной модельной ступени K101-1 (с безлопаточными и лопаточными диффузорами, при разных M_u) с выходным углом лопаток 79° . Достоверность ее характеристик проверена при успешной модернизации воздушного 12-ступенчатого компрессора для нефтеперегонного предприятия;

— модельной ступени с рабочим колесом A1 с выходным углом лопаток 76° , принадлежащей более раннему семейству. По параметрам проектирования рабочее колесо A1 и рабочее колеса K101-1 схожи, но по соотношению размеров проточной части заметно отличаются.

Разброс точек относительно аппроксимации на рис. 3 желательно уменьшить. Авторы предприняли исследование напорных характеристик РК при обтекании невязким газом как попытку найти более точный способ моделирования напорной характеристики. Цель — создание точного математического выражения для моделирования напорной характеристики.

Методика расчета невязкого потока в РК

Расчеты невязкого квазитрехмерного течения в РК — обязательный этап поиска оптимальных размеров и формы проточной части РК Методом

универсального моделирования. Информация о невязком течении имеется у всех РК, спроектированных методом универсального моделирования.

Используемая для расчетов программа ЗДМ.023 — это комбинация двух расчетов:

- расчет осесимметричного течения в меридиональной плоскости (бесконечное число бесконечно тонких лопаток) методом квазиортогоналей;
- расчет обтекания лопаток восьми осесимметричных поверхностей тока по высоте лопаток методом присоединенных вихрей.

Рассчитанные скорости на поверхности лопаток (диаграммы скоростей) предоставляют информацию для анализа: нагрузки лопаток, замедления потока вдоль поверхностей, режим безударного обтекания, коэффициент напора при невязком обтекании $\psi_{\text{Тид}}$.

Для разных типов РК по опыту проектирования установлены значения эмпирического коэффициента $\psi_{\text{Трасч}} (\Phi_{\text{расч}} = \text{idem}) = K_{\mu} \psi_{\text{Тид расч}}$. Коэффициент $\psi_{\text{Трасч}}$ — это один из параметров, выбираемый проектировщиком на основании вариантного расчета. Чтобы проектируемое рабочее колесо обеспечило величину данного коэффициента, производится расчет вариантов РК с $\psi_{\text{Тид расч}} = \psi_{\text{Трасч}} / K_{\mu}$ по программе ЗДМ.023. Взамен предлагается более корректный эмпирический коэффициент $K_{\psi\text{Т}}$:

$$\psi_{\text{Трасч}} (\Phi'_{2\text{расч}} = \text{idem}) = K_{\psi\text{Т}} \psi_{\text{Тид расч}}, \quad (9)$$

Использование $K_{\psi\text{Т}}$ взамен K_{μ} исключает влияние сжимаемости на связь между реальным и «невязким» коэффициентами напора.

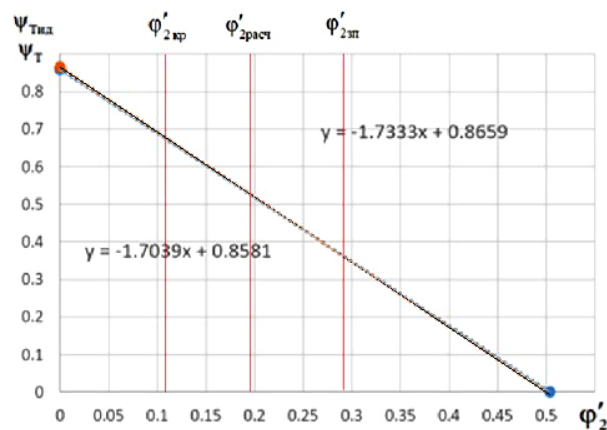
Сопоставление реальных

и «невязких» напорных характеристик

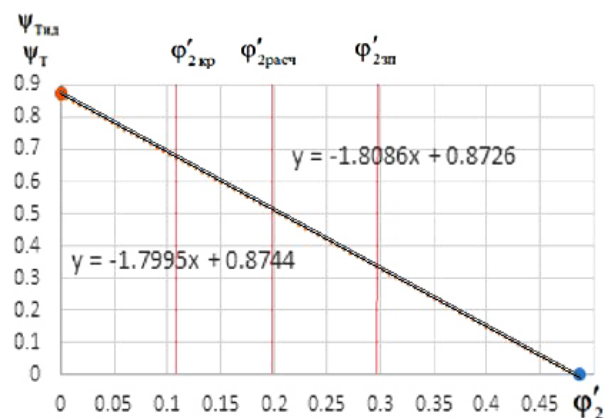
«Невязкие» напорные характеристики, как и реальные, отражают специфику размеров и формы рабочих колес, что и делает их информативными. Последующие рисунки представляют сопоставление характеристик: характеристики, полученные на основе экспериментальных данных — серый цвет, рассчитанные при невязком течении, «идеальные» — черный цвет. На рис. 4 верхнее уравнение для аппроксимации напорной характеристики по невязкому течению, нижнее — аппроксимация экспериментальных данных. Уравнения линейных зависимостей характеристик на полях рисунков: $\psi_{\text{Т}} = \psi_{\text{Т0}} - \Phi'_{2\text{Т}} \text{ctg} \beta_{\text{Т}}$. Приведенные линейные зависимости обобщают результаты испытаний на нескольких режимах.

На рис. 4 сопоставлены характеристики рабочих колес РК060, РК064, РК048 с углами выхода лопаток $30-32^\circ$.

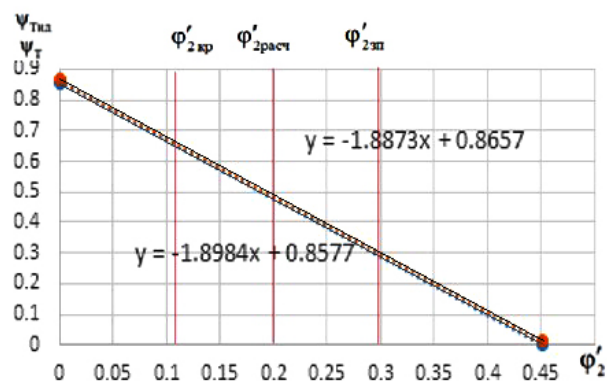
Практически совпадают «идеальные» и реальные характеристики рабочих колес с разными размерами и параметрами, но при одинаково небольших углах лопаток. При проектировании Методом универсального моделирования основные размеры и свойства РК определяют два главных параметра проектирования: коэффициент расхода на расчетном режиме $\Phi_{\text{расч}}$ и соответствующего коэффициента напора $\psi_{\text{Трасч}}$. У РК на рисунке $\Phi_{\text{расч}} = 0,048$ — $-0,066$; $\psi_{\text{Трасч}} = 0,42$ — $0,50$. Для РК с такими параметрами реальные и рассчитанные «идеальные» характеристики оказались практически тождественными, что наблюдается впервые. Коэффициенты напора этих РК небольшие, обтекание лопаток благоприятное. Очевидно, вязкость проявляет себя только в относительно тонких пограничных слоях.



а)



б)



в)

Рис. 4. Напорные характеристики РК с $\beta_{\Lambda 2} = 30-32^\circ$:

а) РК060; б) РК064; в) РК048

Fig. 4. Loading factor characteristics of the impellers with $\beta_{\Lambda 2} = 30-32^\circ$: а) РК060; б) РК064; в) РК048

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Расчеты Методом универсального моделирования показывают отсутствие отрыва потока в РК. Однако это справедливо для расчетного режима. Почему реальная характеристика совпадает с «идеальной» на нерасчетных режимах не имеет очевидного объяснения. Тем не менее для этих РК эмпирический коэффициент практически равен $K_{\psi\text{Т}} = 1$, не только для расчетного $\Phi_{\text{расч}}$, но и в пределах всей характеристики.

Были построены напорные характеристики РК028 также с небольшим углом выхода лопаток

30,3°, и $\psi_{\text{Трасч}} = 0,534$, но с меньшим коэффициентом расхода: $\Phi_{\text{расч}} = 0,0338$.

То, что реальный коэффициент напора больше «идеального», представляется необычным, хотя это только в правой части характеристики. На расчетном режиме $\phi'_{2\text{расч}} = 0,184$ эмпирический коэффициент равен $K_{\psi\text{T}} = \frac{\psi_{\text{T0}} - \phi'_{2\text{расч}} \beta_{\text{T}}}{(\psi_{\text{T0}} - \phi'_{2\text{расч}} \beta_{\text{T}})_{\text{ид}}} = 0,971$.

Особенность профилирования РК028: средняя линия их лопаток — дуга окружности, а не построенная исходя из качественно оптимизированного движения «невязкого» потока. В конкретном случае РК028 у «дуговых» лопаток диаграмма скоростей вполне благоприятная, но отличается от диаграмм «профилированных» РК большей нагрузкой в первой половине лопатки.

Также были построены характеристики РК044, тоже с коэффициентом расхода меньше оптимального $\Phi_{\text{расч}} = 0,0437$, $\phi'_{2\text{расч}} = 0,217$ и коэффициентом напора больше, чем у представленных выше РК: и $\psi_{\text{Трасч}} = 0,556$. У РК044 такие же «дуговые» лопатки, как и у РК028.

Значения коэффициента напора при нулевом расходе рассчитанной и полученной на основе экспериментальных данных характеристик практически совпадают. Угол наклона полученной в ходе эксперимента характеристики больше, поэтому у РК044 $K_{\psi\text{T}} = 1,06 > 1$. Данная поправка является существенной и нетипичной. Угол наклона характеристик, полученных на основе эксперимента, больше рассчитанных только у РК с «дуговыми» лопатками. Данная особенность заслуживает специального изучения.

У следующей модельной ступени К101-4 малорасходное РК имеет «профилированные» лопатки, напорная характеристика.

Параметры проектирования РК К101-4: $\Phi_{\text{расч}} = 0,0282$, $\phi'_{2\text{расч}} = 0,181$, $\psi_{\text{Трасч}} = 0,609$. При «профилированных» лопатках соотношение между рассчитанными и полученными в результате эксперимента характеристиками ожидаемое — последние лежат ниже, $K_{\psi\text{T}} = 0,957 < 1$.

Рабочее колесо РК055 с близким к оптимуму для КПД коэффициентом расхода $\Phi_{\text{расч}} = 0,0604$, $\phi'_{2\text{расч}} = 0,257$, с небольшим коэффициентом напора $\psi_{\text{Трасч}} = 0,525$ и «профилированными» лопатками.

Как и у других показанных выше характеристик РК с «профилированными» лопатками, коэффициенты напора при нулевом расходе примерно одинаковы у сопоставляемых характеристик. Угол наклона «идеальной» характеристики больше, поэтому она проходит выше измеренной. При расчетном коэффициенте расхода $\phi'_{2\text{расч}} = 0,257$ эмпирический коэффициент РК055 $K_{\psi\text{T}} = 0,93$. У этого РК выходной угол лопаток больше на 16–18°, чем у представленных выше РК060, РК064, РК028 с $K_{\psi\text{T}} = 1$.

У РК К101-1 с углом выхода лопаток 79° угол наклона «идеальной» характеристики сильно отстает от угла лопаток: на 16°, а угол реальной — еще на 10°.

Визуально зона работы ступени очень узкая, но это в сравнении с большим максимальным коэффициентом расхода, которому соответствует нулевой коэффициент расхода. При $\phi'_{2\text{расч}} = 0,325$ коэффициенты напора равны $\psi_{\text{T}} = 0,6532$, $\psi_{\text{Tид}} = 0,7326$, т. е. эмпирический коэффициент $K_{\psi\text{T}} = 0,8916$.

РК А1 близко по параметрам к РК К101-1, но проектировалось намного раньше, когда ре-

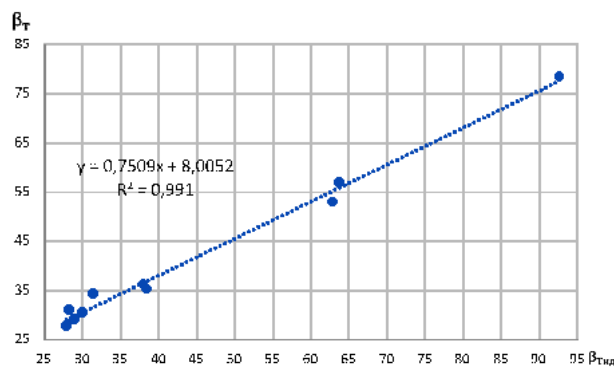


Рис. 5. Угол наклона напорной характеристики исследованных рабочих колес от угла наклона их же «идеальной» характеристики $\beta_{\text{T}} = f(\beta_{\text{Tид}})$

Fig. 5. Inclination angle of the loading factor characteristic of the studied impellers from the inclination angle of their "ideal" $\beta_{\text{T}} = f(\beta_{\text{Tид}})$ characteristic

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

комендовались другие значения коэффициентов расхода ($\phi'_{2\text{расч}} = 0,404$ против 0,327 к РК101-1). Но соотношение между реальной и «идеальной» характеристиками похоже на предыдущее.

Углы наклона «невязкой» и реальной характеристик равны 63,80° и 56,87°. Коэффициенты напора при нулевом расходе близки. При $\phi'_{2\text{расч}} = 0,404$ коэффициенты напора равны $\psi_{\text{T}} = 0,6513$, $\psi_{\text{Tид}} = 0,7326$, т. е. эмпирический коэффициент $K_{\psi\text{T}} = 0,8932$ — практически как у РК К101-1 с лопаточным углом на 3° больше.

Самый большой выходной угол у РКП033 — 104°. Его полученная на основании эксперимента характеристика — строго линейная, а «идеальная» характеристика получена с вычислительными погрешностями при работе программы, что привело к разбросу рассчитанных точек от линейной зависимости. По аналогии с предыдущими рабочими колесами использована линейная аппроксимация «идеальной» характеристики.

Принципиально изменился и угол наклона. У характеристики, построенной на основании экспериментальных данных, он меньше 90°, а у «идеальной» — больше. Экспериментальный коэффициент при расчетном коэффициенте расхода $\phi'_{2\text{расч}} = 0,389$ равен $K_{\psi\text{T}} = 0,8927$ — практически как у РК101-1 и РКА1 с углами выхода лопаток 79 и 76°.

Математическая модель напорной характеристики

Исследование «идеальных» характеристик предоставляет возможность более точного моделирования напорных характеристик реальных рабочих колес. На рис. 5 угол наклона напорной характеристики исследованных рабочих колес представлен в зависимости от угла наклона рассчитанной «идеальной» характеристики.

На рис. 5 представлена линейная аппроксимация. Полиномиальная аппроксимация дает несущественное уточнение в 4-м знаке. Очевидно, зависимость $\beta_{\text{T}} = f(\beta_{\text{Tид}})$ может служить хорошей моделью для расчета, когда есть возможность произвести расчет «невязкого» течения в рабочем колесе:

$$\beta_{\text{T}} = 0,7509\beta_{\text{Tид}} + 8,0052. \quad (10)$$

Две выпадающие точки вверх от этой зависимости — это РК028 и РК044 с «дуговыми» лопат-

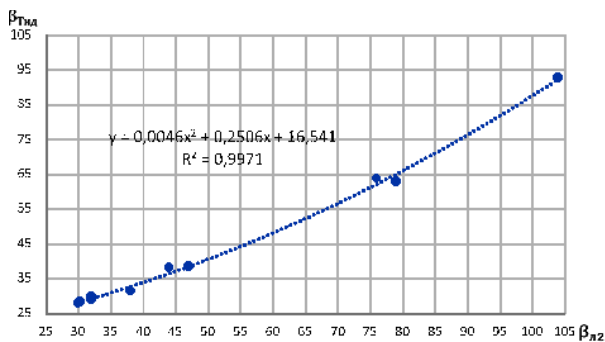


Рис. 6. Угол наклона «идеальной» напорной характеристики исследованных рабочих колес от выходного угла лопаток

$\beta_{Тид} = f(\beta_{л2})$
Fig. 6. Inclination angle of the "ideal" loading factor characteristic of the studied impellers from the outlet angle of the $\beta_{л2}$ blades

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

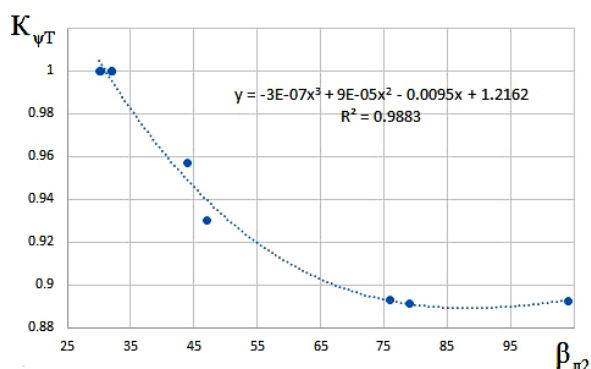


Рис. 7. Зависимость эмпирического коэффициента $K_{\psiТ} (\phi'_{2расч} = idem) = \psi_{Трасч} / \psi_{Тидрасч}$ от выходного угла лопаток РК с «профилированными» лопатками

Fig. 7. Dependence of the empirical coefficient $K_{\psiТ} (\phi'_{2расч} = idem) = \psi_{Трасч} / \psi_{Тидрасч}$ on the outlet angle of the blades of the impeller with "profiled" blades

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

ками. За отсутствием другой возможности для РК с «дуговыми» лопатками к расчету по формуле (10) можно добавить 2°.

При первичном проектировании нет достаточной информации для расчета «идеальной» характеристики. Но выходной угол лопаток РК известен, для его расчета есть статистическая модель. Этим следует воспользоваться, так как угол наклона «идеальной» напорной характеристики хорошо коррелируется с выходным углом лопаток (рис. 6).

Уравнение зависимости угла наклона «идеальной» напорной характеристики от выходного угла лопаток $\beta_{Тид} = f(\beta_{л2})$:

$$\beta_{Тид} = 0,0046\beta_{л2}^2 + 0,2506\beta_{л2} + 16,541. \quad (11)$$

При первичном проектировании по формуле (11) следует рассчитать $\beta_{Тид}$, а по формуле (10) угол наклона реальной характеристики β_T .

Второй параметр напорной характеристики — коэффициент напора при нулевом расходе — также коррелируется с невязким расчетом.

Значения $\psi_{Т0} / \psi_{Тид0} = 0,99 - 1,01$ для всех рабочих колес с выходными углами лопаток 30–104°, кроме РК028 с «дуговыми» лопатками. Разброс значений лежит в пределах погрешности экспери-

ментов и расчетов. Для РК по проектам Методом универсального моделирования предлагается рассчитывать коэффициент теоретического напора при нулевом расходе по равенству (12):

$$\psi_{Т0} = \psi_{Тид0}. \quad (12)$$

Уравнения (10), (11) решают задачу расчета напорной характеристики существующего рабочего колеса — конец газодинамического проектирования.

При окончательном проектировании по программе ЗДМ.023 производится уточненный расчет размеров РК и формы лопаточной решетки. Сопоставляются 30–40 вариантов РК с одинаковыми $\psi_{Тидрасч} = \psi_{Трасч} / K_{\mu}$. Для определения величины эмпирического коэффициента следует воспользоваться его зависимостью от выходного угла лопаток РК на рис. 7. Применение формулы (12) следует ограничить рабочими колесами с «профилированными» лопатками:

$$K_{\psiТ} = -3E^{-07}\beta_{л2}^3 + 9E^{-05}\beta_{л2}^2 - 0,0095\beta_{л2} + 1,2162. \quad (13)$$

Заключение

Все модельные ступени, напорные характеристики рабочих колес которых исследовались, были спроектированы методом универсального моделирования Санкт-Петербургского политехнического университета и реализованы в десятках проектов компрессоров с единичной мощностью до 25 МВт без замечаний по несоответствию техническому заданию.

Полученные в результате эксперимента напорные характеристики модельных ступеней с параметрами проектирования $\Phi_{расч} = 0,028 - 0,080$, $\psi_{Трасч} = 0,413 - 0,815$ и углами выхода лопаток $\beta_{л2} = 30 - 104^\circ$ — практически линейные. Линейную напорную характеристику определяет коэффициент напора при нулевом расходе и угол наклона. Напорные характеристики этих же рабочих колес при рассчитанном невязком течении — также линейные. Отклонение от линейной зависимости напор — расход при невязком течении заметно только у РК с выходным углом лопаток больше 90°.

Найдено простое математическое выражение в виде уравнений, связывающих реальные и «невязкие» коэффициенты напора при нулевом расходе и углы наклона характеристик. Для первичного проектирования предложена формула связи коэффициента напора на расчетном режиме с его рассчитанным значением при невязком течении.

Список источников / References

1. Mojaddam M., Benisi A. H., Movahhedy M. R. Optimal design of the volute for a turbocharger radial flow compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*. 2014;229(6):GT2014-26849. <https://doi.org/10.1177/0954410014542448>.
2. Matas R., Syka T., Hurda L. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. *EPJ Web of Conferences*. 2018;180:02060. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201818002060>.
3. Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. *EPJ Web of Conferences*. 2017;143:02073. <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714302073>.

4. Le Sausse P., Fabrie P., Arnou D., Clunet F. CFD comparison with centrifugal compressor measurements on a wide operating range. *EPJ Web of Conferences*. 2013;45:01059. <https://doi.org/10.1051/epjconf/20134501059>.
5. Marconcini M., Rubecchini F., Arnone A., Ibaraki S. Numerical analysis of the vaned diffuser of a transonic centrifugal compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air*. 2007;GT2007-27200:987–995. <https://doi.org/10.1115/GT2007-27200>.
6. Marechale R., Ji M., Cave M. Experimental and Numerical Investigation of Labyrinth Seal Clearance Impact on Centrifugal Impeller Performance. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-43778. Montreal, 2015. <https://doi.org/10.1115/GT2015-43778>.
7. Kowalski S. C., Pacheco J. E., Fakhri S., Sorokes J. M. Centrifugal stage performance prediction and validation for high Mach number applications. *Proceedings of the Forty-First Turbomachinery Symposium*. Houston, 2012.
8. Kryłłowicz W., Świder P., Kozanecki Z. [et al.]. Technical and aerodynamical aspects of a high pressure synthesis gas turbo compressor modernization. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. ETC2017-171. Stockholm, 2017.
9. Huang J., Liu H., Xu S., Wang X. Robust performance optimization of centrifugal compressor volute with a rectangular cross-section. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-42979. Montreal, 2015. <https://doi.org/10.1115/GT2015-42979>.
10. Heinrich M., Schwarze R. Scripted CFD-Tool for the Automated Design of Volute for Centrifugal Compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2015-42629. Montreal, 2015. <https://doi.org/10.1115/GT2015-42629>.
11. Giachi M., Ramalingam V., Belardini E. [et al.]. Parametric Performance of a class of standard discharge scrolls for industrial centrifugal compressors. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2014-26831. Düsseldorf, 2014.
12. Guidotti G. E. Towards Centrifugal Compressor Stages Virtual Testing. Università degli Studi di Bologna, 2014.
13. Bartelt M., Kwitschinski T., Ceyrowsky T. [et al.]. Experimental and Numerical Investigation of Different Rectangular Volute Geometries for Large Radial Compressors. *Proceedings of ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. GT2011-46296. Vancouver, 2011.
14. Abel M., Newton P., Martinez-Botas R. F. [et al.]. 3D computational analysis of a compressor for heavy duty truck engine turbochargers. *Proceedings ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. GT2018-75688. Oslo, 2018. <https://doi.org/10.1115/GT2018-75688>.
15. Turunen-Saaresti T., Reunanen A., Larjola J. The Time-Accurate Numerical Simulation of a Centrifugal Compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*. 2002;GT-2002-30385:579–585. <https://doi.org/10.1115/GT2002-30385>.
16. Kortikov N., Borovkov A., Voynov I. [et al.]. Modeling the gas-dynamic characteristics of the low-flow and mid-flow model stages for an industrial centrifugal compressor. *MATEC Web of Conferences*. 2018;245:04019. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824504019>. EDN: YYVRGX.
17. Hazby H., Casey M., Robinson C. [et al.]. The Design of a Family of Process Compressor Stages. *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*. ETC2017-134. Stockholm, 2017. <https://doi.org/10.29008/ETC2017-134>.
18. Syka T., Matas R., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conference Proceedings*. 2016;1745:020059.
19. Franz H., Rube C., Wedeking M. Numerical Investigation of the Return Channel of a High-Flow Centrifugal Compressor Stage. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. Montréal, 2015. <https://doi.org/10.1115/GT2015-43640>.
20. Маренина Л. М., Галеркин Ю. Б., Дроздов А. А. [и др.]. Положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежных компрессорных ступеней и анализ щелевых потерь. Часть 1. // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 2. С. 18–25. EDN: UFBZCY.
- Marenina L., Galerkin Y., Drozdov A. [et al.]. Positive experience of cfd-simulatin of centrifugal compressor stage characteristics and parasitic loss analysis. Part 1. *Compressors & Pneumatics*. 2022;2:18–25. EDN: UFBZCY. (In Russ.).
21. Маренина Л. М., Галеркин Ю. Б., Дроздов А. А. [и др.]. Положительный опыт CFD-моделирования характеристик центробежных компрессорных ступеней и анализ щелевых потерь. Часть 2. // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 3. С. 5–11. EDN: RREESC.
- Marenina L., Galerkin Y., Drozdov A. [et al.]. Positive experience of cfd-simulatin of centrifugal compressor stage characteristics and parasitic loss analysis. Part 2. *Compressors & Pneumatics*. 2022;3:5–11. EDN: RREESC. (In Russ.).
22. Штаничев Р. А., Яблоков А. М., Садовский Н. И. Верификация результатов численного моделирования малорасходной ступени центробежного компрессора с экспериментальными данными с помощью программных комплексов Numeca Fine/Turbo и Ansys CFX // Вестник Международной академии холода. 2021. № 3. С. 32–38. <https://doi.org/10.175861606-4313-2021-20-3-32-38>. EDN: QHDJZJ.
- Shtanichev R. A., Yablokov A. M., Sadovsky N. I. Verification of numerical simulation results for low-flow centrifugal compressor stage with experimental data by Numeca Fine/Turbo and Ansys CFX software packages. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021;3:32–38. <https://doi.org/10.175861606-4313-2021-20-3-32-38>. EDN: QHDJZJ. (In Russ.).
23. Шешуков А. П., Яблоков А. М., Маренина Л. Н. Реверс-инжиниринг и численное моделирование течения вязкого газа ступени центробежного компрессора турбостартера ТС-21 для построения напорной характеристики с целью дальнейшей модернизации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 80–87. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-4-80-87>. EDN: YCVDGE.
- Sheshukov A. P., Yablokov A. M., Marenina L. N. Reverse engineering and numerical modeling of the viscous gas flow of the centrifugal compressor stage of the TS-21 turbo starter to construct a pressure characteristic for the purpose of further modernization. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025;9(4):80–87. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-4-80-87>. EDN: YCVDGE. (In Russ.).
24. Васильев Ю. С., Петреня Ю. К., Солдатова К. В. [и др.]. Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века: монография. Санкт-Петербург: Издательство СПбПУ, 2023. 384 с. ISBN 978-5-7422-8024-8. EDN: IPZPYO.
- Vasil'yev Yu. S., Petrenya Yu. K., Soldatova K. V. [et al.]. Trudy politekhnicheskoy nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya 21 veka. Saint Petersburg, 2023. 384 p. EDN: IPZPYO. ISBN 978-5-7422-8024-8. (In Russ.).
25. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры: монография. Москва: ООО «ИИЦ КХТ», 2010. 762 с. EDN: QMLKJV.
- Galerkin Yu. B. Turbokompressory. Moscow, 2010. 762 p. EDN: QMLKJV. (In Russ.).
26. Галеркин Ю. Б. Труды научной школы компрессоростроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета, 2021. 331 с.

Galerkin Yu. B. Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya Sankt-Peterburgskogo politekhnicheskogo universiteta Petra Velikogo. Saint Petersburg, 2021. 331 p. (In Russ.).

27. Селезнев К. П., Галеркин Ю. Б. Центробежные компрессоры. Ленинград: Машиностроение, 1982. 271 с.

Seleznev K. P., Galerkin Yu. B. Tsentrobezhnyye kompressory. Leningrad, 1982. 271 p. (In Russ.).

28. Дроздов А. А. Разработка математической модели расчёта и проектирования центробежных компрессоров на основе расчетно-экспериментальных исследований и ее практическое применение: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2021. 440 с.

Drozдов A. A. Razrabotka matematicheskoy modeli rascheta i proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov na osnove raschetno-eksperimental'nykh issledovaniy i eye prakticheskoye primeneniye. Saint Petersburg, 2021. 440 p. (In Russ.).

29. Карпов А. Н. Методика моделирования напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам испытаний модельных ступеней: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2012. 137 с.

Karpov A. N. Metodika modelirovaniya napornoй kharakteristiki tsentrobezhnogo kompressorного kolesa po rezul'tatam ispytaniy model'nykh stupeney. Saint Petersburg, 2012. 137 p. (In Russ.).

30. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. Москва — Ленинград: Изд-во «Машиностроение», 1964. 335 с.

Ris V. F. Tsentrobezhnyye kompressorные mashiny. Moscow — Leningrad, 1964. 335 p. (In Russ.).

31. Солдатова К. В. Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2017. 357 с.

Soldatova K. V. Sozdaniye novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh model'nykh stupeney. Saint Petersburg, 2017. 357 p. (In Russ.).

Вклад авторов:

Ю. Б. Галеркин. Постановка цели и задач исследования, анализ состояния вопроса, выработка заключения по результатам исследований.

А. Ф. Рекстин. Подборка экспериментальных данных модельных ступеней.

Л. Г. Кузнецов. Проведение численных исследований одномерными инженерными математическими моделями.

В. Б. Семеновский. Разработка и обобщение аппроксимирующих функций для моделирования напорной характеристики.

О. А. Соловьёва. Проведение невязких квазитрехмерных расчетов рабочих колес модельных ступеней.

М. А. Рожновский. Проведение невязких квазитрехмерных расчетов рабочих колес модельных ступеней.

Authors' contribution:

Yuriy B. Galerkin. Setting research aim and objectives, analysing the status of the problem, drawing conclusions by research results.

Aleksey F. Rekstin. Selection of the experimental data of model stages.

Leonid G. Kuznetsov. Conducting numerical research using one-dimensional engineering mathematical models.

Vasily B. Semenovskiy. Developing and synthesis of approximating functions for the pressure characteristic modeling.

Olga A. Solovyeva. Conduction of non-viscous quasi-three-dimensional calculations of the model stage impellers.

Maxim A. Rozhnovsky. Conduction of non-viscous quasi-three-dimensional calculations of the model stage impellers.

Информация об авторах:

ГАЛЕРКИН Юрий Борисович, доктор технических наук, профессор, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3559-7829

AuthorID (РИНЦ): 536512

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2657-6254>

AuthorID (SCOPUS): 6602105885

e-mail: yuri_galerkin@mail.ru

РЕКСТИН Алексей Феликсович, кандидат технических наук, ведущий специалист Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3870-8332

AuthorID (РИНЦ): 420297

AuthorID (SCOPUS): 556829596200

ResearcherID: K-5952-2014

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5030-3091>

e-mail: rekstin2k7@mail.ru

КУЗНЕЦОВ Леонид Григорьевич, доктор технических наук, профессор, генеральный конструктор АО «Компрессор», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3819-4361

AuthorID (РИНЦ): 359074

AuthorID (SCOPUS): 7006578320

ResearcherID: A-8766-2018

e-mail: office@compressor.spb.ru

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 9646-6983

AuthorID (РИНЦ): 665896

AuthorID (SCOPUS): 57203589861

ResearcherID: S-5272-2018

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7467-699X>

e-mail: swb534@mail.ru

СОЛОВЬЁВА Ольга Александровна, кандидат технических наук, старший преподаватель Инженерно-строительного института СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 4572-8002

AuthorID (SCOPUS): 56829344800

ResearcherID: C-5456-2017

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5746-3071>

e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru

РОЖНОВСКИЙ Максим Андреевич, инженер-конструктор 1-й категории, ООО «Нева Турбо», г. Санкт-Петербург.

e-mail: maxrozhnovsky@yandex.ru

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 24.02.2026; одобрена после рецензирования 27.04.2026; принята к публикации 23.06.2026.

Information about the authors:

GALERKIN Yuriy Borisovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3559-7829

AuthorID (RSCI): 536512

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2657-6254>

AuthorID (SCOPUS): 6602105885

e-mail: yuri_galerkin@mail.ru

REKSTIN Aleksey Feliksovich, Candidate of Technical Sciences, Leading Specialist of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3870-8332

AuthorID (RSCI): 420297

AuthorID (SCOPUS): 556829596200

ResearcherID: K-5952-2014

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5030-3091>

e-mail: rekstin2k7@mail.ru

KUZNETSOV Leonid Grigoryevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Designer, JSC "Compressor", Saint Petersburg.

SPIN-code: 3819-4361

AuthorID (RSCI): 359074

AuthorID (SCOPUS): 7006578320

ResearcherID: A-8766-2018

e-mail: office@compressor.spb.ru

SEMENOVSKIY Vasily Borisovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of

the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 9646-6983

AuthorID (RSCI): 665896

AuthorID (SCOPUS): 57203589861

ResearcherID: S-5272-2018

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7467-699X>

e-mail: swb534@mail.ru

SOLOVYEVA Olga Aleksandrovna, Candidate of Technical Sciences, Senior lecturer, Civil Engineering Institute, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 4572-8002

AuthorID (SCOPUS): 56829344800

ResearcherID: C-5456-2017

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5746-3071>

e-mail: Solovyeva.OA@yandex.ru

ROZHNOSKY Maxim Andreevich, Design Engineer of the First Category, LLC "Neva Turbo", Saint Petersburg.

e-mail: maxrozhnovsky@yandex.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 24.02.2026; approved after reviewing 27.04.2026; accepted for publication 23.06.2026.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА С ОПТИМАЛЬНЫМИ ФИЗИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ

В. А. Футин 

Казанский национальный исследовательский технический университет
им. А. Н. Туполева—КАИ,
Россия, 420111, г. Казань, ул. К. Маркса, 10

 vafutin@kai.ru

Актуальным вопросом является повышение эффективности двигателей внутреннего сгорания за счет применения рекуперативного цикла Ренкина, позволяющего преобразовать тепловые потери в дополнительную полезную работу, что может привести к снижению расхода топлива и экономии ресурсов.

На основе анализа современной литературы было показано, что эффективность цикла Ренкина зависит от свойств рабочих веществ, реализующих цикл. В работе рассматривается влияние физических свойств рабочих веществ на эффективность рекуперативного цикла Ренкина. При этом все рабочие вещества разделены на три группы: одно—трехатомные, четырех—шестиатомные и с числом атомов больше шести. Каждой группе соответствует свой тип T-S-диаграммы. Для каждой группы веществ разработана физическая и математическая модели физических свойств.

На основе моделей физических свойств были получены выражения для коэффициента полезного действия цикла Ренкина для указанных групп веществ. При этом были введены в рассмотрение безразмерные относительные и приведённые величины. Проведён численно-графический анализ зависимости коэффициента полезного действия цикла Ренкина от основных безразмерных величин. На основе проведённого анализа были выработаны рекомендации для выбора или синтеза оптимального рабочего вещества, реализующего цикл Ренкина.

Ключевые слова: цикл Ренкина, коэффициент полезного действия, теоретическое исследование, число атомов, температура, давление, рабочее вещество

Для цитирования: Футин В. А. Повышение эффективности силовых установок с рекуперацией тепла автомобильной техники на основе применения рабочего вещества с оптимальными физическими свойствами. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 24–30. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-24-30>. EDN: XJVDCA.



© Футин В. А., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

INCREASING THE EFFICIENCY OF POWER PLANTS WITH HEAT RECOVERY OF AUTOMOTIVE EQUIPMENT BY USING A WORKING SUBSTANCE WITH OPTIMAL PHYSICAL PROPERTIES

V. A. Futin 

Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev—KAI,
K. Marks St., 10, Kazan, 420111, Russia

 vafutin@kai.ru

An urgent issue is to increase the efficiency of the internal combustion engine through the use of a Rankine regenerative cycle, which allows converting heat losses into additional useful work, which can lead to lower fuel consumption and resource savings.

Based on the analysis of modern literature, it has been shown that the effectiveness of the Rankine cycle depends on the properties of the working substances that implement the cycle. The paper examines the effects of the physical properties of working substances on the efficiency of the Rankine regenerative cycle. At the same time, all working substances are divided into three groups: 1–3 atomic, 4–6 atomic and with more than six atoms. Each group has its own type of T-S chart. Physical and mathematical models of physical properties have been developed for each group of substances.

Based on models of physical properties, expressions for the efficiency of the Rankine cycle for these groups of substances are obtained. Moreover, dimensionless relative and reduced values are introduced into consideration. The author provides a numerical and graphical analysis of the dependence of the efficiency of the Rankine cycle on the basic dimensionless quantities. Therefore, the author develops recommendations for the selection or synthesis of the optimal working substance implementing the Rankine cycle.

Keywords: Rankine cycle, efficiency, theoretical research, number of atoms, temperature, pressure, working substance

For citation: Futin V. A. Increasing the efficiency of power plants with heat recovery of automotive equipment by using a working substance with optimal physical properties. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):24–30. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-24-30>. EDN: XJVDCA. (In Russ.).



© Futin V. A., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Повышение коэффициента полезного действия (КПД) автомобильного двигателя за счет рекуперации тепла — одно из самых перспективных направлений современного автомобилестроения. Около 30–40 % энергии топлива в обычном двигателе внутреннего сгорания (ДВС) сбрасывается в атмосферу в виде тепла с выхлопными газами. Однако существуют проверенные технологии, позволяющие не только вернуть часть этой энергии, но и снизить расход топлива на 3–10 % [1].

Наиболее перспективным для массовых легковых автомобилей сегодня считается органический цикл Ренкина (ORC), так как он обеспечивает максимальный прирост КПД, а также термоэлектрические генераторы (ТЕГ), которые конструктивно проще встраиваются в систему и являются более надежными. В тяжелом грузовом транспорте, где режим работы более стабилен, технологии рекуперации уже начинают окупаться за счет экономии сотен литров топлива в год.

Известно [2–8], что двигатель с внешним подводом тепла (например, двигатель, осуществляющий цикл Ренкина), является важнейшим элементом системы рекуперации тепловых потерь, эффективность которой определяет КПД этого двигателя. Поэтому одной из основных задач, решаемых при создании эффективной системы рекуперации тепловых потерь, является обеспечение максимально возможного КПД такого двигателя, а именно двигателя Ренкина.

Также известно [7–15], что КПД цикла Ренкина зависит как от температурного диапазона, в котором работает цикл, так и от физических свойств рабочего вещества, реализующего этот цикл, а также от таких параметров работы цикла, как давление кипения, степень сухости пара в конце процесса расширения и ряда других.

Целью исследования является определение параметров рабочего вещества, реализующего цикл Ренкина, оптимальных с точки зрения эффективности этого цикла. Иначе говоря, цель состоит в оптимальном моделировании рабочего вещества.

Физическая модель рабочего вещества цикла Ренкина

Анализ литературы показал, что все рабочие вещества, которые можно использовать в цикле Ренкина, можно разделить на три группы по наклону правой ветви T-S-диаграммы: веществам с 3-х атомными молекулами, с 5–6-тью атомными молекулами, больше 6-ти атомов [3].

Следует ожидать, что в пределах каждой из трёх указанных групп веществ будет существовать оптимальное рабочее тело с точки зрения эффективности рекуперативного цикла Ренкина, поэтому моделирование будет проводиться для каждой из трёх групп веществ.

В основу моделирования положены следующие допущения относительно свойств рабочего вещества и режима работы цикла Ренкина:

1. Цикл Ренкина является идеальным обратимым циклом.
2. Рабочее тело, совершающее цикл Ренкина, является однокомпонентным веществом и в различных процессах может находиться в состоянии переохлаждённой жидкости, влажного пара и перегретого пара.
3. Работой насоса на повышение давления в цикле в силу её малости пренебрегаем [2–4].
4. Рабочее вещество, реализующее цикл Ренкина, при его нахождении в области перегретого пара рассматривается как идеальный газ.
5. Кривая насыщения рабочего вещества, осуществляющего цикл Ренкина, состоит из двух ветвей, которые являются квадратичными параболами.
6. Зависимость давления насыщения от температуры насыщения для рабочего вещества, осуществляющего цикл Ренкина, является логарифмической.
7. Теплофизические свойства веществ, в том числе их теплоёмкости, являются постоянными величинами и меняются только при изменении агрегатного состояния вещества.
8. Тепловыми потерями в окружающую среду во всех процессах, кроме процесса выхлопа, пренебрегаем.

На основе рассмотренной физической модели построим математическую модель, которая будет состоять из системы уравнений, описывающих процессы, из которых состоят циклы, а также соотношений для определения КПД и работы циклов по отдельности, и КПД и работы всей установки в целом.

Математическая модель рабочего вещества цикла Ренкина

В большей части процессы цикла Ренкина протекают в области влажного пара, поэтому для их расчёта необходимо знать вид функциональной зависимости $T = f(s)$, определяющей вид линий насыщения жидкости и пара. Уравнение линии насыщенной жидкости будем искать в виде уравнения параболы:

$$T = a \cdot s^2 + b \cdot s + c, \quad (1)$$

где a , b и c — множители, определяемые из условий:

$$\begin{cases} \left(\frac{dT}{ds}\right)_{\text{кр}} = 0 \\ T_0 = a \cdot s_0^2 + b \cdot s_0 + c \\ T_{\text{кр}} = a \cdot s_{\text{кр}}^2 + b \cdot s_{\text{кр}} + c. \end{cases} \quad (2)$$

В этой системе $s_{\text{кр}}$, $T_{\text{кр}}$ — удельная энтропия и абсолютная температура критической точки; s_0 , T_0 — удельная энтропия насыщенной жидкости и абсолютная температура при 0°C :

$$T = T_{\text{кр}} - (T_{\text{кр}} - T_0) \cdot \frac{(s_{\text{кр}} - s)^2}{(s_{\text{кр}} - s_0)^2}. \quad (3)$$

Аналогичным образом задаётся функция для правой ветви линии насыщения (линии сухого насыщенного пара):

$$T = T_{\text{кр}} - (T_{\text{кр}} - T_0) \cdot \frac{(s - s_{\text{кр}})^2}{(s_1 - s_{\text{кр}})^2}. \quad (4)$$

В этом выражении s_1 — удельная энтропия сухого насыщенного пара при 0°C .

Уравнение (4) можно использовать для построения в T-S-диаграммах линий сухого насыщенного пара веществ с 5–6-тью атомными молекулами и веществ, у которых молекула содержит больше 6-ти атомов. В первом случае значение s_1 примерно равно значению $s_{\text{кр}}$, во втором случае — $s_1 < s_{\text{кр}}$.

Из этих выражений можно выразить удельную энтропию насыщенной жидкости как функцию температуры:

$$s'(T) = s_{\text{кр}} - \left(s_{\text{кр}} - s_0\right) \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{кр}} - T}{T_{\text{кр}} - T_0}}, \quad (5)$$

а также зависимость удельной энтропии насыщенного пара от температуры:

$$s''(T) = s_{\text{кр}} + \left(s_1 - s_{\text{кр}}\right) \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{кр}} - T}{T_{\text{кр}} - T_0}}. \quad (6)$$

Величина удельной теплоты парообразования при температуре T определяется выражением

$$\begin{aligned} r &= r(T) = T \cdot [s''(T) - s'(T)] = \\ &= r_0 \cdot \frac{T}{T_0} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{кр}} - T}{T_{\text{кр}} - T_0}}. \end{aligned} \quad (7)$$

Для того чтобы получить зависимость удельной теплоты парообразования r от давления, то есть получить функцию $r = f(p)$, аппроксимируем обобщённую зависимость температуры насыщенного пара от давления, логарифмической функцией вида

$$T = a + b \cdot \ln(p). \quad (8)$$

где a и b — коэффициенты, которые определяются из условий:

$$T_0 = f(p_0).$$

Тогда функциональная зависимость $T = \varphi(p)$ примет вид

$$T(p) = T_0 + (T_{\text{кр}} - T_0) \cdot \frac{\ln \frac{p}{p_0}}{\ln \frac{p_{\text{кр}}}{p_0}}. \quad (9)$$

Подставляя последнее выражение в (7), получаем

$$r(p) = r_0 \cdot \left[1 + \left(\frac{T_{\text{кр}}}{T_0} - 1 \right) \cdot \frac{\ln \frac{p}{p_0}}{\ln \frac{p_{\text{кр}}}{p_0}} \right] \cdot \sqrt{1 - \frac{\ln \frac{p}{p_0}}{\ln \frac{p_{\text{кр}}}{p_0}}}. \quad (10)$$

Подставляя выражение (10) в (6), получим зависимость удельной энтропии сухого насыщенного пара от давления

$$s''(T) = s_{\text{кр}} + \left(s_1 - s_{\text{кр}}\right) \cdot \sqrt{1 - \frac{\ln \frac{p}{p_0}}{\ln \frac{p_{\text{кр}}}{p_0}}}. \quad (11)$$

Энтальпию перегретого пара на основе принятых допущений рассматриваем как энтальпию идеального газа, то есть зависящую только от температуры

$$h(T) = c_p \cdot T + \text{const}. \quad (12)$$

Постоянную величину подбираем из условий, что при $T = T_0$ удельная энтальпия насыщенной жидкости равна нулю $h'(T_0)$, а удельная энтальпия сухого насыщенного пара при этой же температуре $h''(T_0)$ равна удельной теплоте парообразования r_0 , а именно

$$h'(T_0) = 0; \quad h''(T_0) = r_0.$$

С учётом этого, зависимость удельной энтальпии перегретого и сухого насыщенного пара от температуры можно представить в виде

$$h(T) = h''(T) \Big|_{\text{при } T \leq T_{\text{кр}}} = c_p \cdot (T - T_0) + r_0. \quad (13)$$

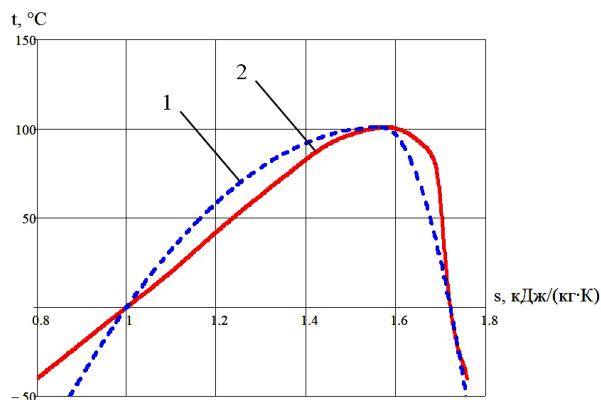


Рис. 1. Сравнение реальной (2) и смоделированной (1) линий насыщения фреона R134a
Fig. 1. Comparison of the real (2) and simulated (1) saturation lines of the R134a freon
Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

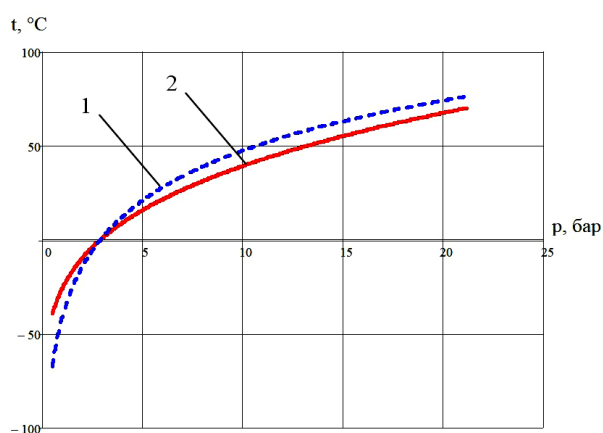


Рис. 2. Сравнение реальной (2) и смоделированной (1) зависимостей температуры насыщения от давления для фреона R134a
Fig. 2. Comparison of the real (2) and simulated (1) dependences of saturation temperature on pressure for the R134a freon
Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

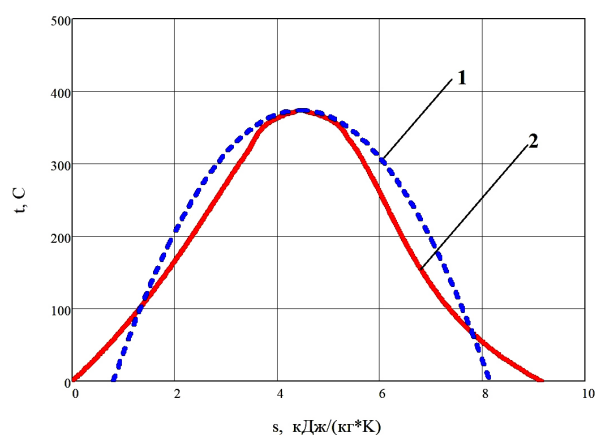


Рис. 3. Сравнение реальной (2) и смоделированной (1) линий насыщения воды
Fig. 3. Comparison of the real (2) and simulated (1) saturation lines of H₂O
Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

Верификация модели вещества

Верификацию построенной модели проведём посредством сравнения геометрии линии насыщения фреона R134a с геометрией линии насыщения этого же фреона, построенной на основе предложенной модели. Также сравним геометрию линии насыщения воды с геометрией линии насыщения, построенной на основе данной модели. Кроме того, сравним зависимость температуры насыщения от давления для R134a с зависимостью, построенной на основе модели. Сравнение реальных и смоделированных характеристик фреона представлено на рис. 1–3.

Как видно из рисунков, смоделированные зависимости удовлетворительно накладываются на реальные, поэтому предложенная модель поведения вещества может быть использована для качественного анализа эффективности цикла Ренкина.

Результаты теоретического исследования цикла Ренкина для трёх типов вещества

Выражения (3)–(13) использовались при расчёте КПД цикла Ренкина на основе известных методов [11, 12]. При проведении расчётов появились безразмерные комплексы. Для них были введены обозначения, при этом относительной величиной называлось отношение двух одинаковых величин, соответствующих разным условиям. Безразмерное отношение какой-либо величины к другой величине или комплексу величин другого физического происхождения, но той же размерности, будем называть приведённой величиной.

Введём обозначения для относительных и приведённых комплексов:

$\tau_e = \frac{T_e}{T_{кр}}$ — относительная максимальная температура в цикле;

$\tau_0 = \frac{T_0}{T_{кр}}$ — относительная нормальная температура;

$\pi = \frac{p}{p_{кр}}$ — относительное давление кипения;

$\pi_0 = \frac{p}{p_0}$ — относительное давление, соответствующее нормальной температуре;

$\sigma_{кр} = \frac{s_{кр}}{c_p}$ — приведённая критическая энтропия;

$p_0 = \frac{r_0}{c_p \cdot T_0}$ — приведённая нормальная теплота

парообразования.

Определим диапазоны изменений относительных и приведённых величин.

Критическая температура $T_{кр}$ нижней границей изменения значений имеет температуру окружающей среды T_0 , поэтому диапазон изменения значений относительной температуры окружающей среды — $\tau_0 \in (0;1)$.

Максимальная температура в цикле Ренкина T_e имеет в качестве естественного нижнего предела температуру окружающей среды T_0 , поэтому диапазон изменения относительной максимальной температуры в цикле — $\tau_0 \leq \tau_e$.

При этом температура T_e не может быть ниже температуры кипения $T_{кип}$, которая определяется по формуле:

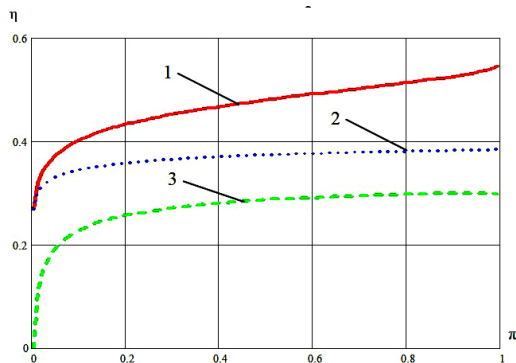


Рис. 4. Графики зависимости КПД от относительного давления кипения π :

- 1 — число атомов от 1 до 3 ($dT/dS < 0$);
2 — число атомов от 4 до 6 ($dT/dS = 0$);
3 — число атомов более 6 ($dT/dS < 0$)

Fig. 4. Graphs of the efficiency dependence on the relative boiling pressure of π :

- 1 — number of atoms is between 1 and 3 ($dT/dS < 0$);
2 — number of atoms is between 4 and 6 ($dT/dS = 0$);
3 — number of atoms is more than 6 ($dT/dS < 0$)

Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

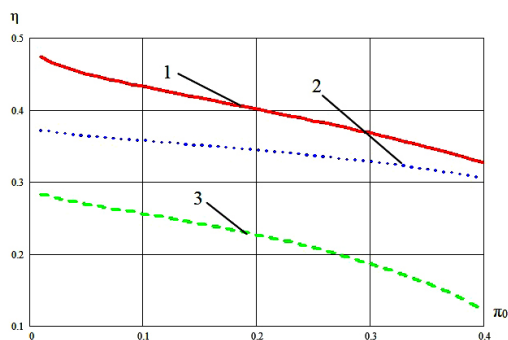


Рис. 5. Графики зависимости КПД от относительного давления π_0 , соответствующего нормальной температуре:

- 1 — число атомов от 1 до 3 ($dT/dS < 0$);
2 — число атомов от 4 до 6 ($dT/dS = 0$);
3 — число атомов более 6 ($dT/dS < 0$)

Fig. 5. Graphs of the efficiency coefficient as a function of the relative pressure of π_0 at normal temperature:

- 1 — number of atoms is between 1 and 3 ($dT/dS < 0$);
2 — number of atoms is between 4 and 6 ($dT/dS = 0$);
3 — number of atoms is more than 6 ($dT/dS < 0$)

Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

$$T_{\text{кип}} = T(p) = T_0 + (T_{\text{кр}} - T_0) \cdot \frac{\ln \frac{p}{p_0}}{\ln \frac{p_{\text{кр}}}{p_0}}.$$

Введём в рассмотрение относительную температуру кипения $\tau_e = \frac{T_{\text{кип}}}{T_{\text{кр}}}$, которая будет определяться выражением:

$$\tau_{\text{кип}} = \frac{T_{\text{кип}}}{T_{\text{кр}}} = \frac{T_0}{T_{\text{кр}}} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{кр}}}\right) \cdot \frac{\ln \frac{p/p_{\text{кр}}}{p_0/p_{\text{кр}}}}{\ln \frac{p_0/p_{\text{кр}}}{p_0/p_{\text{кр}}}}.$$

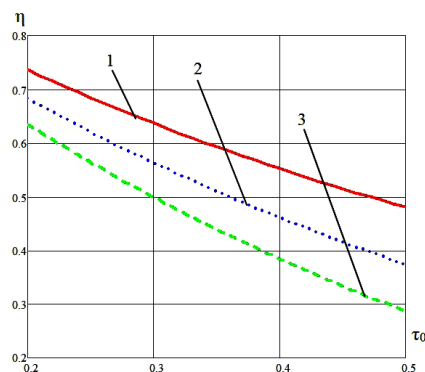


Рис. 6. Графики зависимости КПД от относительной нормальной температуры:

- 1 — число атомов от 1 до 3 ($dT/dS < 0$);
2 — число атомов от 4 до 6 ($dT/dS = 0$);
3 — число атомов более 6 ($dT/dS < 0$)

Fig. 6. Efficiency graphs depending on the relative normal temperature:

- 1 — number of atoms is between 1 and 3 ($dT/dS < 0$);
2 — number of atoms is between 4 and 6 ($dT/dS = 0$);
3 — number of atoms is more than 6 ($dT/dS < 0$)

Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

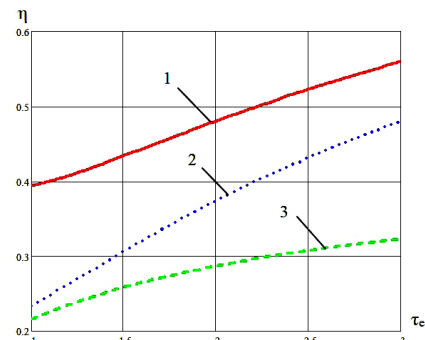


Рис. 7. Графики зависимости КПД от относительной максимальной температуры:

- 1 — число атомов от 1 до 3 ($dT/dS < 0$);
2 — число атомов от 4 до 6 ($dT/dS = 0$);
3 — число атомов более 6 ($dT/dS < 0$)

Fig. 7. Efficiency graphs as a function of the relative maximum temperature:

- 1 — number of atoms is between 1 and 3 ($dT/dS < 0$);
2 — number of atoms is between 4 and 6 ($dT/dS = 0$);
3 — number of atoms is more than 6 ($dT/dS < 0$)

Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

Отсюда получаем

$$\tau_{\text{кип}} = \tau_0 + (1 - \tau_0) \cdot \frac{\ln \frac{\pi}{\pi_0}}{\ln \frac{1}{\pi_0}}. \quad (14)$$

Таким образом, должно выполняться соотношение $\tau_{\text{кип}} \leq \tau_e$.

Критическая энтропия $s_{\text{кр}}$ может быть как больше, так и меньше удельной массовой изобарной теплоёмкости пара, поэтому для приведённой критической энтропии выполняется соотношение $0 < \sigma_{\text{кр}}$.

Приведённая теплота парообразования при температуре окружающей среды ρ_0 также удовлетворяет условию $0 < \rho_0$. При этом соотношения между ρ_0 и $\sigma_{\text{кр}}$ определяются исходя из конфигурации T-S-диаграммы.

Проведённый анализ на основе предложенной методики позволил получить зависимости, представленные на рис. 4–7.

На рис. 4–7 представлены следующие линии функций: 1 — число атомов от 1 до 3 ($dT/dS < 0$); 2 — число атомов от 4 до 6 ($dT/dS = 0$); 3 — число атомов более 6 ($dT/dS < 0$).

На основе представленных зависимостей (рис. 3–6) можно сделать следующие выводы: необходимо выбирать вещества с числом атомов 1–3; критическая температура рабочего тела должна иметь как можно большее значение; вещество должно иметь как можно большее критическое давление; паровая фаза рабочего тела должна иметь большую удельную массовую изобарную теплоёмкость; желательны обеспечивать режим работы цикла с давлением кипения, близким к критическому значению.

Заключение

В ходе выполнения работы были получены следующие результаты:

1. Проведён анализ современной научно-технической литературы, на основе которого был сделан вывод о том, что повышение эффективности рекуперативного цикла Ренкина является актуальной научно-технической задачей.

2. На основе анализа современной литературы было показано, что эффективность цикла Ренкина зависит от свойств рабочих веществ, реализующих цикл. При этом все рабочие вещества разделены на три группы: 1–3-х атомные, 4–6-ти атомные и с числом атомов больше 6-ти. Каждой группе соответствует свой тип T-S-диаграммы.

3. Для анализа влияния свойств рабочего вещества на эффективность и моделирование его оптимальных свойств была разработана физическая и математическая модели физических свойств для каждой группы веществ.

4. На основе моделей физических свойств были получены выражения для КПД цикла Ренкина указанных групп веществ, а также были введены в рассмотрение безразмерные относительные и приведённые величины.

5. Был проведён численно-графический анализ зависимости КПД цикла Ренкина от основных безразмерных величин.

6. Были выработаны рекомендации для выбора или синтеза оптимального рабочего вещества, реализующего цикл Ренкина. Эти рекомендации состоят в том, что:

а) вещества, обеспечивающие наибольшую энергоэффективность, содержат 1–3 атома в молекуле;

б) критическая температура теплоносителя должна иметь большое значение;

в) критическое давление должно быть максимально большим;

г) рабочее вещество в состоянии пара должно обладать высоким значением удельной массовой изобарной теплоёмкости;

д) давление кипения должно быть максимально близким к критическому;

е) наибольшая температура цикла должна быть максимально высокой.

Список источников / References

1. Durand T., Eggenschwiler P. D., Tang Y. Potential of energy recuperation in the exhaust gas of state of the art light

duty vehicles with thermoelectric elements. *Fuel*. 2018;224:271–279. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.03.078>.

2. Евдокимов В. С., Чернов Г. И., Калашников А. М., Райковский Н. А. Рекуперация тепловых потерь водородного двигателя внутреннего сгорания на основе разомкнутого цикла Ренкина // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2026. № 1. С. 226–237. <https://doi.org/10.24412/2071-6168-2026-1-226-227>. EDN: YEBUYR.

Evdokimov V. S., Chernov G. I., Kalashnikov A. M., Raikovskiy N. A. Recovery of heat losses of a hydrogen internal combustion engine based on an open Rankine cycle. *Izvestiya Tul'skogo Gosudarstvennogo Universiteta. Tekhnicheskiye Nauki*. 2026;1:226–237. <https://doi.org/10.24412/2071-6168-2026-1-226-227>. EDN: YEBUYR. (In Russ.).

3. Калашников А. М., Чернов Г. И., Евдокимов В. С. Математическая модель системы рекуперации тепловых потерь передвижной компрессорной станции на основе холодильной машины // Глобальная энергия. 2024. Т. 30, № 2. С. 35–48. <https://doi.org/10.18721/JEST.30202>. EDN: NVBGOM.

Kalashnikov A. M., Chernov G. I., Evdokimov V. S. Mathematical model of the waste heat recovery system of a mobile compressor station based on a refrigeration unit. *Global Energy*. 2024;2(30):35–48. <https://doi.org/10.18721/JEST.30202>. EDN: NVBGOM. (In Russ.).

4. Чернов Г. И., Васильев В. К., Садвакасов Д. Х. [и др.]. Анализ влияния эффективности рекуперативного теплообмена на тепловые потери мобильной компрессорной установки // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 2. С. 33–35. EDN: YLEITN.

Chernov G. I., Vasiliev V. K., Sadvakasov D. H. [et al.]. Analysis of the impact of efficiency of regenerative heat exchange in the heat loss of mobile compressor unit. *Compressors & Pneumatics*. 2017;2:33–35. EDN: YLEITN. (In Russ.).

5. Леонов В. П., Воронов В. А., Апсит К. А. [и др.]. Цикл Ренкина с низкопотенциальным источником теплоты // Инженерный журнал: наука и инновации. 2015. № 2 (38). С. 12. EDN: TPIFVV.

Leonov V. P., Voronov V. A., Apsit K. A. [et al.]. Rankine cycle with low-potential heat source. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2015;2(38):12. EDN: TPIFVV. (In Russ.).

6. Burnete N. V., Mariasiu F., Depcik C. [et al.]. Review of thermoelectric generation for internal combustion engine waste heat recovery. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2022;91:101009. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2022.101009>.

7. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The efficiency analysis for the heat losses recuperation system of the mobile refrigeration unit. *Procedia Engineering*. 2016;152:339–347. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.713>.

8. Белов Г. В., Дорохова М. А. Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. № 2. С. 99–124. <https://doi.org/10.7463/0214.0699165>. EDN: SGSLVP.

Belov G. V., Dorokhova M. A. Organic Rankine Cycle and its application in renewable power engineering. *Nauka i Obrazovaniye: Nauchnoye Izdaniye MG TU im. N. E. Bauman*. 2014;2:99–124. <https://doi.org/10.7463/0214.0699165>. EDN: SGSLVP. (In Russ.).

9. Леонов В. П., Воронов В. А., Апсит К. А., Ципун А. Цикл Ренкина с низкопотенциальным источником теплоты // Инженерный журнал: наука и инновации. 2015. № 2 (38). С. 12. EDN: TPIFVV.

Leonov V., Voronov V., Apsit K., Tsipun A. Rankine cycle with low-potential heat source. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2015;2(38):12. EDN: TPIFVV. (In Russ.).

10. Минцаев М. Ш., Ахмиева Г. Р. Возможности использования органического цикла Ренкина в различных отраслях экономики: мировой опыт и экономическая целесообразность // Экономика и предпринимательство. 2023. № 7 (156).

C. 1456–1459. <https://doi.org/10.34925/EIP.2023.156.7.263>. EDN: SMGFKQ.

Mintsaeв M. Sh., Akhmiёva G. R. Possibilities of using the Organic Rankine Cycle in various sectors of the economy: global experience and economic feasibility. *Ekonomika i Predprinimatel'stvo*. 2023;7(156):1456–1459. <https://doi.org/10.34925/EIP.2023.156.7.263>. EDN: SMGFKQ. (In Russ.).

11. Калашников А. М., Чернов Г. И., Парамонов А. М. [и др.]. Верификация методики расчета теплообменников систем рекуперации тепловых потерь энерготехнологических установок // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 3. С. 22–28. EDN: XZHWZK.

Kalashnikov A. M., Chernov G. I., Paramonov A. M. [et al.]. Verification of the methodology for calculating heat exchangers or heat loss recovery systems of power engineering installations. *Compressors & Pneumatics*. 2021;3:22–28. EDN: XZHWZK. (In Russ.).

12. Чернов Г. И., Калашников А. М., Юша В. Л. [и др.]. Параметрический анализ теплообменного аппарата системы рекуперации тепловых потерь мобильной компрессорной установки // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 2. С. 17–21. EDN: XYDCTA.

Chernov G. L., Kalashnikov A. M., Yusha V. L. [et al.]. Parametric analysis of the heat exchanger of the heat loss recovery system of a mobile compressor unit. *Compressors & Pneumatics*. 2019;2:17–21. EDN: XYDCTA. (In Russ.).

13. Bahrami M., Pourfayaz F., Ahmadi M. H. Waste heat recovery of a micro gas turbine: A comprehensive comparison between organic Rankine, supercritical Brayton and Kalina cycles. *Applied Thermal Engineering*. 2026;1(288):129556. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.129556>.

14. Zhao J., Zhang H., Ying L. Cryogenic energy-assisted organic Rankine cycles with low-flammability refrigerants: System charge effects and environmental performance. *Fuel Processing Technology*. 2026;289:108461. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2026.108461>.

15. Chen Y., Bao A., Wu D. [et al.]. Experimental study of discharge performance of pumped thermal energy storage system based on organic Rankine cycle. *Energy*. 2025;340:139398. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.139398>.

Информация об авторе:

ФУТИН Виктор Александрович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теплотехника и энергетическое машиностроение»

Казанского национального исследовательского технического университета им. А. Н. Туполева — КАИ, г. Казань.

SPIN-код: 3739-2123

AuthorID (РИНЛ): 713366

AuthorID (SCOPUS): 23027608200

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6171-227x>

e-mail: vafutin@kai.ru

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

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи автор не использовал генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 20.04.2026; одобрена после рецензирования 03.06.2026; принята к публикации 17.06.2026.

Information about the author:

FUTIN Viktor Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Heat Engineering and Power Engineering Department, Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev — KAI, Kazan.

SPIN-code: 3739-2123

AuthorID (RSCI): 713366

AuthorID (SCOPUS): 23027608200

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6171-227x>

e-mail: vafutin@kai.ru

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

The author has read and approved the final manuscript. The author did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 20.04.2026; approved after reviewing 03.06.2026; accepted for publication 17.06.2026.

ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ДЛИННОХОДОВЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР С ПРОДОЛЖИТЕЛЬНЫМ РАБОЧИМ ЦИКЛОМ И ИНТЕНСИВНЫМ ВНЕШНИМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ЦИЛИНДРА: ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

В. Л. Юша¹, С. С. Бусаров²✉, А. В. Недовенчаный²

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

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

✉ bssi1980@mail.ru

Рассмотрено влияние конструктивных и режимных параметров холодильного одноступенчатого поршневого длинноходового тихоходного компрессора на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия. Представлена методика расчёта действительного рабочего процесса ступени такого компрессора в однофазной постановке, которая учитывает, в том числе и процессы нестационарной теплопроводности при комбинированном применении граничных условий 2-го и 3-го рода.

В качестве независимых параметров рассмотрены конструктивные и режимные параметры ступени: сравнительный анализ изменения параметров состояния аммиака в процессе сжатия выполнен для температур кипения 228, 243 и 258 К и для температуры конденсации 323 К при изменении отношения хода поршня к диаметру цилиндра от 12,5 до 50; времени цикла от 1 до 6 с; отношения времени прямого хода ко времени обратного хода от 1:1 до 1:3; изменения плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра до 50 %. Показано, что при некоторых комбинациях указанных конструктивных и режимных параметров компрессорной ступени параметры состояния аммиака в процессе сжатия могут соответствовать параметрам состояния в области влажного пара, что, соответственно, предполагает возможность частичной конденсации хладагента в рабочей камере ступени. Однако математическая модель, широко применяемая для расчёта рабочих процессов холодильных компрессоров, корректна лишь в области сухого перегретого пара.

Следовательно, полученные результаты, связанные с возможностью конденсации хладагента, могут являться лишь обоснованным предположением. Но с учётом прогнозируемой эффективности сжатия хладагентов в области влажного пара результаты данной статьи являются косвенным подтверждением актуальности разработки методик экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов компрессоров рассматриваемого типа в области влажного пара и их реализации.

Ключевые слова: поршневой холодильный компрессор, аммиак, тихоходная длинноходовая ступень, интенсивное внешнее охлаждение, рабочие процессы, параметры состояния, область влажного пара, методика расчёта

Для цитирования: Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Одноступенчатый холодильный длинноходовый поршневой компрессор с продолжительным рабочим циклом и интенсивным внешним охлаждением цилиндра: особенности рабочих процессов. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 31–39. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-31-39>. EDN: CDOZHI.



© Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

SINGLE-STAGE REFRIGERATION LONG-STROKE PISTON COMPRESSOR WITH A LONG WORKING CYCLE AND INTENSIVE EXTERNAL CYLINDER COOLING: FEATURES OF WORKING PROCESSES

V. L. Yusha¹, S. S. Busarov²✉, A. V. Nedovenchany²

¹OJSC "Sibneftetransproekt",

Irtyshskaya Naberezhnaya St., bld. 11/1, Omsk, 644042, Russia

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

✉ bssi1980@mail.ru

The article considers the influence of the design and operating parameters of a single-stage low-speed reciprocating piston compressor on the changes in ammonia state parameters during the compression process. The research presents a calculation method for the actual operating process of such a compressor stage in a single-phase formulation considering the processes of non-stationary heat conduction with the combined application of boundary conditions of the 2nd and 3rd types.

The authors perform the design and operating parameters of the stage as independent parameters: a comparative analysis of the changes in the ammonia state parameters during the compression process for boiling temperatures of 228, 243, and 258 K and for a condensation temperature of 323 K with a change in the piston stroke to cylinder diameter ratio from 12.5 to 50; cycle time from 1 to 6 s; the ratio of the forward stroke time to the return stroke time from 1:1 to 1:3; the change in the heat flux density on the outer cylinder surface up to 50 %. Moreover, the research demonstrates that for certain combinations of the specified design and operating parameters of the compressor stage, the ammonia state parameters during compression may correspond to those in the wet vapor region, which suggest the possibility of partial refrigerant condensation in the stage working chamber. However, the mathematical model widely used to calculate the operating processes of refrigeration compressors is only valid in the dry superheated vapor region.

Therefore, the obtained results related to the possibility of refrigerant condensation can only be an informed assumption. However, considering the predicted efficiency of refrigerant compression, the results are an indirect confirmation of the relevance of developing methods for experimental and theoretical research of the operating processes of compressors of this type in the sphere of wet steam.

Keywords: reciprocating refrigeration compressor, ammonia, low-speed long-stroke stage, intensive external cooling, operating processes, state parameters, wet vapor area, calculation method

For citation: Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. Single-stage refrigeration long-stroke piston compressor with a long working cycle and intensive external cylinder cooling: Features of working processes. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):31–39. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-31-39>. EDN: CDOZHI. (In Russ.).



© Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Современные малые холодильные машины и установки, в том числе на базе многоступенчатых и каскадных схем, укомплектованы ротационными и поршневыми компрессорами различных конструкций и типоразмеров [1–4]. При реализации низкотемпературных режимов, характеризующихся повышенными соотношениями давлений конденсации и кипения, предпочтительными являются компрессоры поршневого типа [1, 3, 4] с многоступенчатыми схемами, содержащими большое количество межступенчатых коммуникаций, теплообменного оборудования, которое приводит к значительному усложнению конструкции, обслуживания и повышению массогабаритных характеристик. В ряде случаев в одноступенчатых компрессорах при пиковых температурных нагрузках на низкотемпературных режимах прибегают к подаче в их проточную часть хладагента [5–10].

В настоящее время активно развивается альтернативная технология получения повышенных отношений давлений в одной ступени длинноходового тихоходного поршневого компрессора. Как показывают результаты предварительных исследований, реализация интенсивного внешнего охлаждения цилиндра холодильного одноступенчатого длинноходового тихоходного поршневого компрессора (ДТПК) обеспечивает его конкурентоспособность по сравнению с многоступенчатыми быстроходными поршневыми компрессорами даже без дополнительной подачи хладагента в рабочую камеру [1]. Особенности рабочих процессов ДТПК позволяют предположить, что на низкотемпературных режимах холодильных машин интенсивное внешнее охлаждение его цилиндра может привести к тому, что часть рабочих процессов будет происходить в области влажного пара [11]. Известные термодинамические и теплофизические закономерности

сти и соотношения не противоречат возможности одновременного сжатия и конденсации рабочих веществ в проточной части холодильных компрессоров [12–14], а некоторые результаты предварительных аналитических и экспериментальных исследований косвенно это подтверждают [15, 16]. Известно, что параметры состояния рабочего тела в рабочей камере ступени ДТПК в процессах сжатия и нагнетания существенно зависят от её конструктивных и режимных параметров [17, 18], в связи с чем представляется актуальным выполнить оценку их влияния на вероятность реализации рабочих процессов холодильного ДТПК в области влажного пара. Поскольку на сегодняшний день достаточно надёжной методики расчёта такого объекта исследования не разработано [15], целесообразно также оценить применимость известной методики расчёта рабочих процессов ДТПК, неоднократно апробированной применительно к однофазному рабочему телу [1, 17, 18].

Методика расчёта

Объектом исследования является процесс сжатия аммиачной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени как составной части её полного рабочего цикла. Методика расчёта представляет собой математическую модель рабочих процессов рассматриваемой ступени в однофазной постановке [1], в которой учтены свойства аммиака, особенности режимных и конструктивных параметров рассматриваемого объекта, а при расчёте процессов нестационарной теплопроводности через стенки цилиндра реализовано комбинированное применение граничных условий 2-го и 3-го рода [17, 18].

В качестве основных допущений приняты следующие: парообразный аммиак — непрерывная и гомогенная среда; параметры состояния аммиака изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии аммиака пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к аммиаку; параметры состояния в камере всасывания постоянны и равны температуре и давлению кипения. Давление в полости нагнетания постоянно и равно давлению конденсации; течение аммиака через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры; расчёт коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода производится по известным эмпирическим зависимостям с учётом индивидуальных свойств аммиака; температура аммиака в зазоре между поршнем и зеркалом цилиндра равна температуре последнего; плотность теплового потока распределена равномерно по всей внешней поверхности цилиндра и является независимой переменной.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [1, 17, 18] и включает в себя уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона — Рихмана, калорическое уравнение, уравнение массового баланса, уравнение механической энергии, а также уравнения динамики клапанов и течения газа через клапаны и зазоры:

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

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

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

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

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

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \cdot S_D \cdot \frac{dx}{d\tau}, \quad (6)$$

$$m_{на} \cdot \frac{d^2 \bar{h}_j}{d\tau^2} = \bar{F}_{r,j} + \bar{F}_{np,j} + \bar{F}_{тр,j} + \bar{G} + \bar{F}_{эл,j}, \quad (7)$$

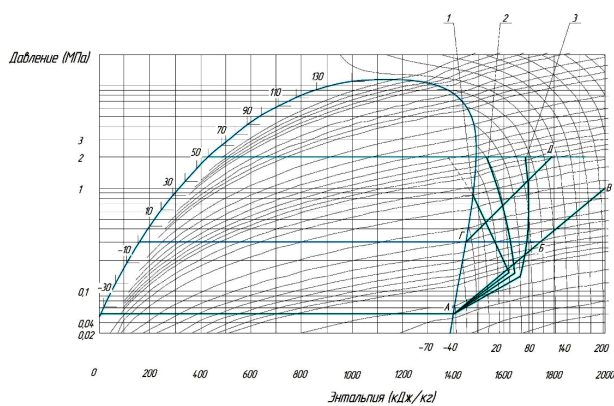
$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{p,j} \cdot f_j \cdot \sqrt{2 \cdot p_{r,j} \cdot \Delta P_j} \cdot d\tau, \quad (8)$$

$$\frac{dm_{yt,кл,j}}{d\tau} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j \cdot (\pi \cdot D(h_j) \cdot \delta_p) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (9)$$

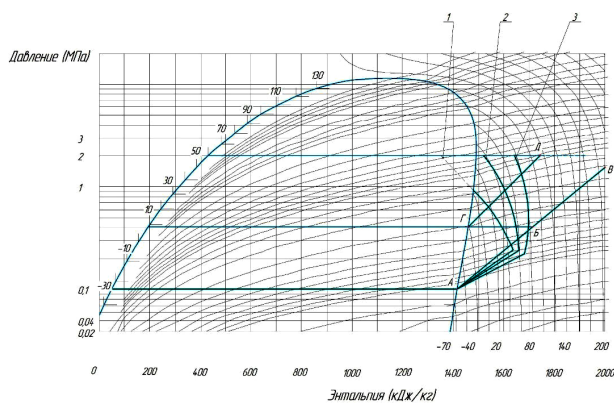
$$\frac{dm_{yt,цп,j}}{d\tau} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j \cdot (D_{ц} \cdot \delta_p(p_j, S_j, \tau_j)) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_j \cdot \Delta P_j}. \quad (10)$$

В представленной системе уравнений (1)–(10): dU_j — изменение внутренней энергии аммиака, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, Дж; dL_j — работа, совершённая в рабочей камере над аммиаком или самим аммиаком, Дж; dm_j — изменение массы аммиака в рабочей камере, кг; i_j — энтальпия аммиака, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём, занимаемый аммиаком, м³; $C_{v,j}$ — изохорная теплоёмкость, Дж/(кг·К); T_r — температура аммиака, К; T_j — температура поверхности, К; α_{np} — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена между аммиаком и стенками рабочей камеры, Вт/(м²·К); m_0 — начальная масса аммиака в рабочей камере, кг; m_j — масса аммиака в рабочей камере, кг; α_j — коэффициент расхода; ε_j — коэффициент расширения; ΔP_j — разность давлений до и после клапана или щели, Па; f_j — площадь проходного сечения в клапане, м²; ρ_j — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; $D_{ц}$ — диаметр цилиндра, м; α — коэффициент расхода для клапанов; f_j — площадь проходного сечения клапана на j -м промежутке $d\tau$, м²; F — площадь теплообмена, м²; $m_{на}$ — масса запорного элемента клапана, кг; h_j — текущая координата подъёма запорного органа, м; $F_{r,j}$ — газовая сила, Н; $F_{np,j}$ — сила упругости пружины, Н; G — вес запорного элемента клапана, принимаем равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н; $F_{тр,j}$ — газовая сила трения, Н; $F_{эл,j}$ — сила упругости эластомерного элемента, Н; $\delta_p = f(p_j, S_j, \tau_j)$ — условный зазор в цилиндро-поршневом уплотнении, м.

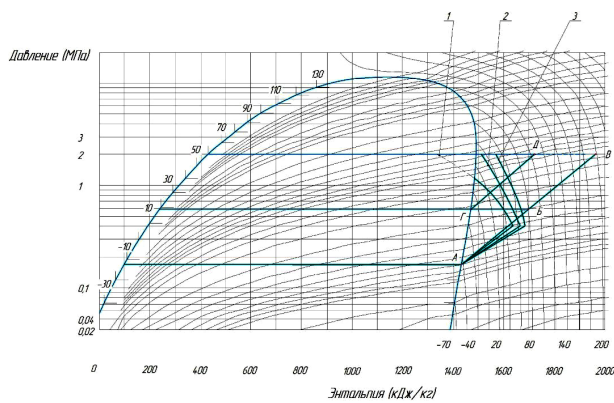
Методика расчёта нестационарного процесса теплопроводности между аммиаком и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [1], при этом со стороны охлаждающей среды на внешней поверхности расчётных элементов граничного слоя задаётся плотность теплового потока. На внутренней поверхности рабочей камеры расчёт коэффициента теплоотдачи идёт по уже определённым ранее зависимостям, теплопередача через цилиндрическую стенку подчиняется закону Фурье.



а)



б)

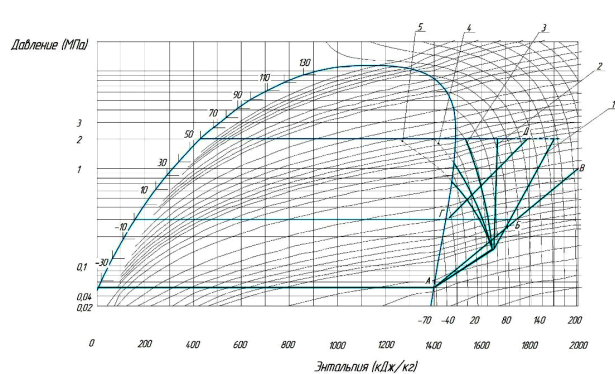


в)

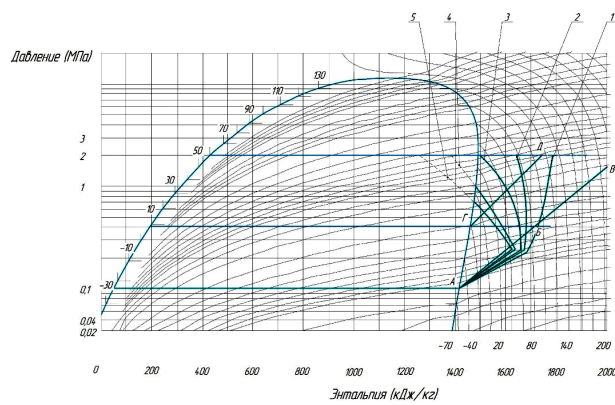
Рис. 1. Влияние диаметра цилиндра ступени ДППК на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия при времени цикла 3 с, температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в), соотношении времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м² и диаметре цилиндра: 1 — 0,01 м; 2 — 0,02 м; 3 — 0,04 м

Fig. 1. Effect of the cylinder diameter of the long-stroke low-speed piston compressor stage on the change in the parameters of the ammonia state during compression at a cycle time of 3 s, a condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (в), a ratio of the forward and reverse stroke times of the piston of 1:1, a heat flux density on the outer surface of the cylinder of 2.2 W/m² and a cylinder diameter of: 1 — 0.01 m; 2 — 0.02 m; 3 — 0.04 m

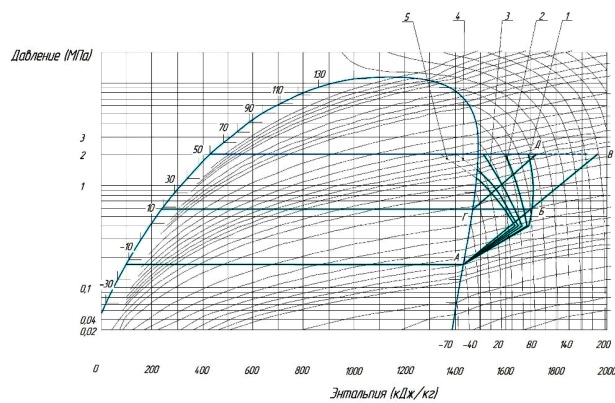
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors



а)



б)



в)

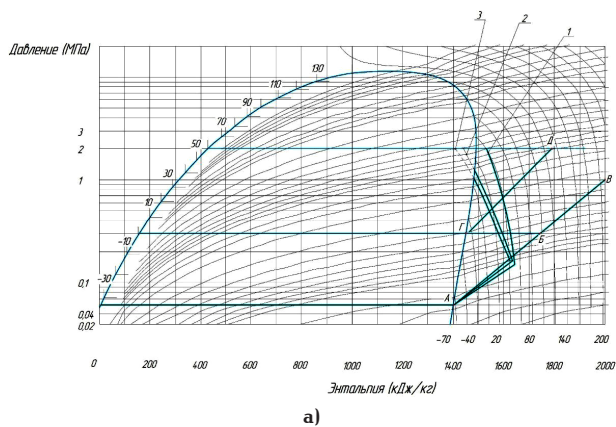
Рис. 2. Влияние времени рабочего цикла ступени ДППК на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия при диаметре цилиндра 0,02 м, температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в), соотношении времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м² и времени рабочего цикла: 1 — 1 с; 2 — 2 с; 3 — 3 с; 4 — 4 с; 5 — 6 с

Fig. 2. Effect of the working cycle time of the long-stroke low-speed piston compressor stage on the change in the parameters of the ammonia state during the compression process with a cylinder diameter of 0.02 m, condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (б) and 258 K (в), a ratio of the forward and reverse stroke times of the piston of 1:1, a heat flux density on the outer surface of the cylinder of 2.2 W/m² and a working cycle time: 1 — 1 s; 2 — 2 s; 3 — 3 s; 4 — 4 s; 5 — 6 s

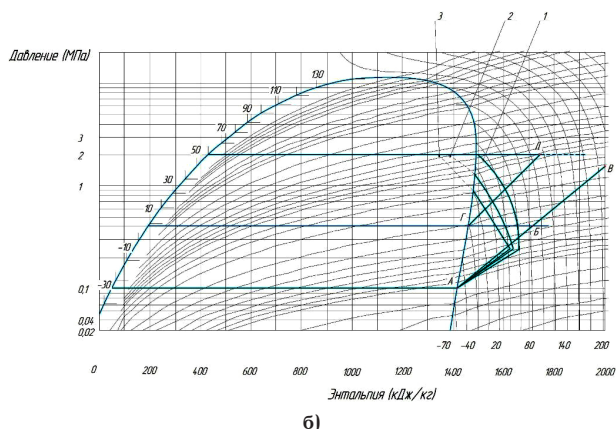
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — аммиак, материал деталей компрессорной ступени — сталь. Геометрические: диаметр цилиндра — от 0,04 до 0,01 м, ход поршня — 0,5 м, время рабочего цикла — от 1 до 6 с, отношение времени пря-

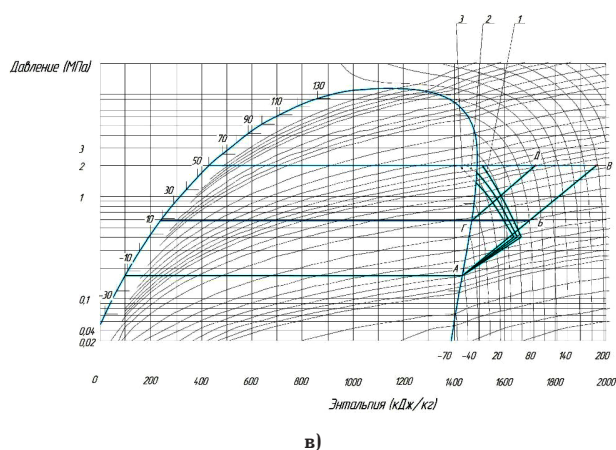
мого хода ко времени обратного хода от 1:1 до 1:3, диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания $d_c = 0,0015$ м. Граничные: изменение плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра — до 50 %, температура конденсации — 323 К, температура кипения — 228–258 К.



а)



б)

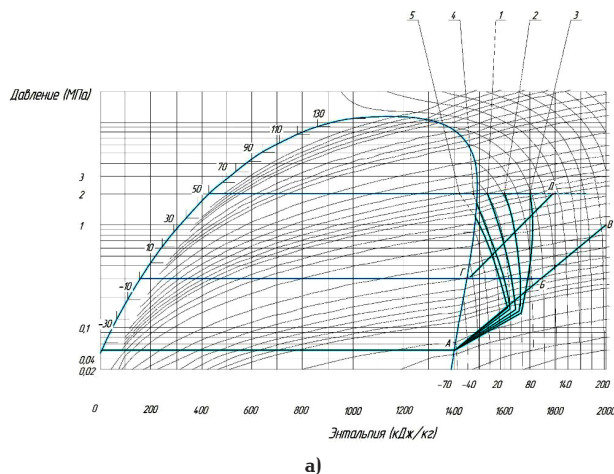


в)

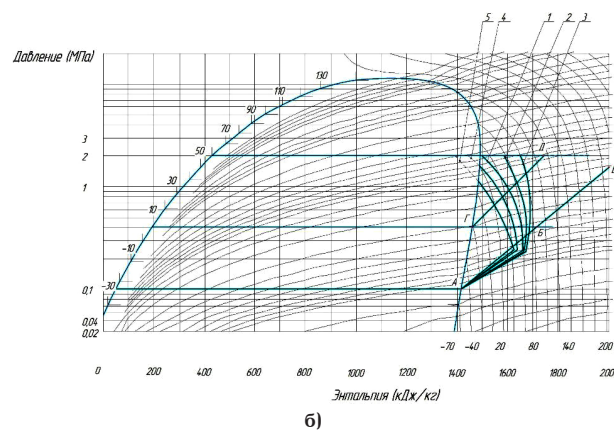
Рис. 3. Влияние отношения времени прямого хода поршня ко времени обратного хода поршня в течение рабочего цикла ступени ДТПК на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия при диаметре цилиндра 0,02 м, температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в), времени рабочего цикла 3 с, соотношении времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м² и отношения времени прямого хода поршня ко времени обратного хода поршня: 1 — 1:1; 2 — 2:1; 3 — 3:1

Fig. 3. Effect of the ratio of the forward piston stroke time to the return piston stroke time during the working cycle of the long-stroke low-speed piston compressor stage on the change in the parameters of the ammonia state during the compression process with a cylinder diameter of 0.02 m, a condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (b), a working cycle time of 3 s, a ratio of the forward and return piston stroke times of 1:1, a heat flux density on the outer surface of the cylinder of 2.2 W/m² and a ratio of the forward piston stroke time to the return piston stroke time: 1 — 1:1; 2 — 2:1; 3 — 3:1

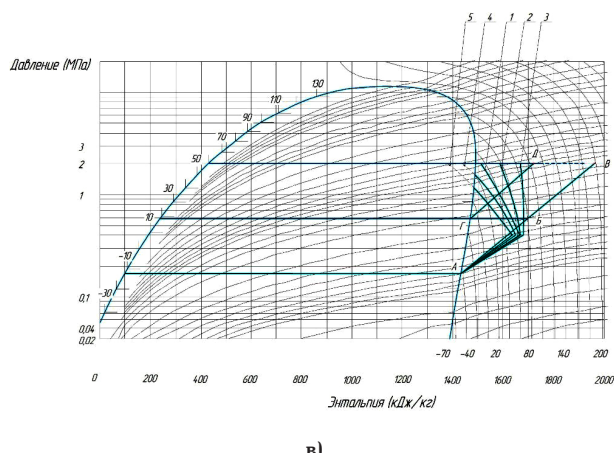
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors



а)



б)



в)

Рис. 4. Влияние изменения плотности теплового потока при внешнем охлаждении цилиндра ступени ДТПК на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия при диаметре цилиндра 0,02 м, времени цикла 3 с, температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в), соотношении времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м² и отношения плотности теплового потока к его исходной величине: 1 — 1,0; 2 — 0,75; 3 — 0,5; 4 — 1,25; 5 — 1,5

Fig. 4. Effect of changing the heat flux density with external cooling of the long-stroke low-speed piston compressor stage cylinder on changing the parameters of the ammonia state during compression with a cylinder diameter of 0.02 m, cycle time of 3 s, condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (b), a ratio of the forward and reverse piston stroke times of 1:1, a heat flux density on the outer surface of the cylinder of 2.2 W/m² and the ratio of the heat flux density to its initial value: 1 — 1.0; 2 — 0.75; 3 — 0.5; 4 — 1.25; 5 — 1.5

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

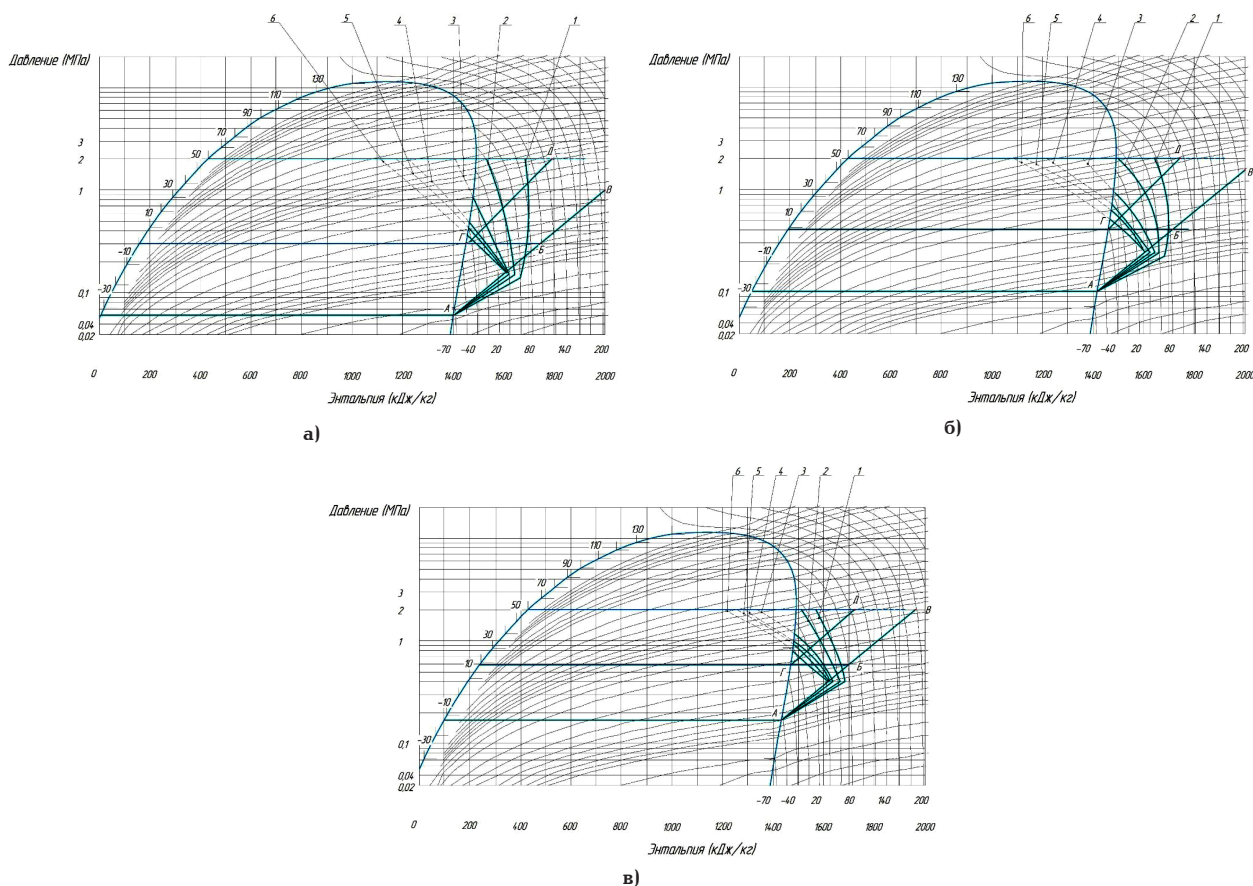


Рис. 5. Влияние комплекса конструктивных и режимных факторов на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия в ступени ДППК при температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в): 1 — диаметр цилиндра 0,04 м, время цикла 3 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 2 — диаметр цилиндра 0,02 м, время цикла 3 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, время цикла 3 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, время цикла 6 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 5 — диаметр цилиндра 0,01 м, время цикла 6 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 3:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 6 — диаметр цилиндра 0,01 м, время цикла 6 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 3:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 3,3 Вт/м²

Fig. 5. Effect of a set of design and operating conditions factors on changes in ammonia state parameters during compression in the long-stroke low-speed piston compressor stage at a condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (v): 1 — cylinder diameter 0.04 m, cycle time 3 s, forward and reverse piston stroke time ratio 1:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 2 — cylinder diameter 0.02 m, cycle time 3 s, forward and reverse piston stroke time ratio 1:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 3 — cylinder diameter 0.01 m, cycle time 3 s, forward and reverse piston stroke time ratio 1:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 4 — cylinder diameter 0.01 m, cycle time 6 s, forward and reverse piston stroke time ratio 1:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 5 — cylinder diameter 0.01 m, cycle time 6 s, forward and reverse piston stroke time ratio 3:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 6 — cylinder diameter 0.01 m, cycle time 6 s, forward and reverse piston stroke time ratio 3:1, heat flux density on the outer cylinder surface 3.3 W/m²

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Результаты расчёта и их анализ

На рис. 1–5 представлены результаты расчётов, отражающие влияние указанных выше конструктивных и режимных факторов на характер протекания процесса сжатия аммиака в тихоходной длинноходовой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением цилиндра.

На рис. 1–5 линиями А–Б–В и А–Б–Г–Д представлены теоретические процессы сжатия одноступенчатого адиабатного и двухступенчатого адиабатного компрессора соответственно [12–14].

На рис. 1 линиями 1, 2 и 3 изображены теоретические процессы сжатия при продолжительном рабочем цикле ступени и её интенсивном внешнем охлаждении. Хорошо видно, что начало процесса сжатия сопровождается подводом тепла от стенок рабочей камеры и линия сжатия и лежит правее

линии адиабатного сжатия. После достижения температуры газа средней температуры стенки кривая сжатия начинает поворачивать влево, что приводит к более низкой температуре в конце процесса сжатия. Очевидно, что при уменьшении диаметра цилиндра эффективность охлаждения сжимаемого аммиака повышается, что хорошо видно по изменению величины температуры в конце процесса сжатия в зависимости от изменения диаметра цилиндра. Более того, полученные результаты предполагают, что при достаточно малых диаметрах цилиндра возможна даже частичная реализация процесса сжатия в области влажного пара, то есть предполагается возможность одновременного сжатия хладагента и его частичной конденсации.

Однако, поскольку применяемая в данной статье методика расчёта не учитывает процессы фазовых

переходов аммиака, полученные результаты не доказывают возможность реализации процесса сжатия в области влажного пара, сопровождающиеся частичной конденсацией рабочего тела, но лишь указывают на вероятность их реализации при известных геометрических размерах рабочей камеры, а также на ограниченность применения существующих методик расчёта холодильных компрессоров рассматриваемого типа [1]. Стоит заметить, что результаты упомянутых исследований с точки зрения предмета исследования данной статьи не подлежат сомнению, так как в них рассматриваются холодильные поршневые компрессоры с диаметром цилиндра 0,04 м и более, при которых даже в конце процесса сжатия температура рабочего тела существенно выше температуры конденсации [1].

Аналогичный вывод следует и из результатов, представленных на рис. 2–5: можно предположить, что существуют такие конструктивные и режимные параметры ступени аммиачного тихоходного длинноходового поршневого компрессора или их сочетания, при которых возможна частичная конденсация рабочего тела в завершающей фазе процесса сжатия, причём это проявляется в достаточно широком диапазоне температур кипения. Однако утверждать это в рамках данного исследования некорректно, так как применяемая методика расчёта не учитывает процессы фазовых переходов рабочего тела в рабочей камере ступени.

Если более пристально посмотреть на рис. 2, то можно понять, что время цикла также является ключевым режимным параметром, значительно уменьшающим температуру нагнетания, а в рассматриваемом диапазоне такое снижение может составить до 40 К. Однако уменьшается производительность, поэтому совокупность уже рассмотренных и рассматриваемых далее факторов должна обеспечить требуемые параметры эффективности и приемлемые для данных массогабаритных параметров характеристики компрессора.

На рис. 3 представлено уже известное направление для уменьшения приводной мощности приводов тихоходных машин, базирующееся на принципах сохранения мгновенной мощности. Известно, что уменьшается и температура нагнетаемого газа. Данное снижение температуры не такое значительное, как для предыдущих двух случаев (рис. 1, 2), и может составить до 20 К.

На рис. 4 представлена линия сжатия при увеличивающемся тепловом потоке на внешней поверхности рабочей камеры, как было показано в математической модели, на внешней поверхности заданы условия второго рода. Применение данного способа интенсификации снижения температуры нагнетания также сопряжено с дополнительными затратами. Как показывают исследования, в области теплопередачи не имеет смысла увеличивать теплоотвод на внешней поверхности больше, чем на внутренней [13].

Наконец, совокупность основных методов снижения температуры в тихоходном компрессоре, которые включают в себя уменьшение диаметра ступени, снижение времени цикла, реализация закона движения для достижения меньшей приводной мощности и интенсификация внешнего теплообмена позволили обеспечить температуру нагнетания на 80 К ниже, чем для аналогичных быстроходных двухступенчатых машин. На графиках рис. 5а, б в мнимые линии сжатия заходят далеко в область влажного пара, что делает перспективу конденса-

ции рабочего тела в камере тихоходной машины очень реальной.

Выводы и заключение

Представлены результаты расчёта рабочих процессов действительного аммиачного одноступенчатого тихоходного длинноходового поршневого компрессора с интенсивным внешним охлаждением цилиндра с использованием математической модели рабочего процесса с однофазным рабочим телом. Показано, что при некоторых сочетаниях основных конструктивных и режимных параметров компрессорной ступени: диаметр ступени, время цикла, соотношения времени сжатия и времени расширения, интенсификация внешнего теплового потока, параметры состояния аммиака при окончании процесса сжатия могут соответствовать области влажного пара. Последнее предполагает возможность частичной конденсации аммиака в рабочей камере ступени. Это направление может быть исследовано для широкого спектра хладагентов, поскольку реализация частичной или полной конденсации хладагента в камере компрессора позволит значительно упростить схему холодильной машины за счёт перехода от многоступенчатых и каскадных схем на одноступенчатую с минимальными коммуникациями, а также значительно снизить массогабаритные параметры конденсаторного блока.

Однако применяемая математическая модель достоверна лишь в области сухого перегретого пара; возможность конденсации аммиака является лишь обоснованным предположением и существенным фактором неопределённости. В связи с этим количественные параметры процесса в двухфазной области требуют дальнейшего уточнения с использованием моделей, учитывающих фазовые превращения.

Принимая во внимание ранее полученные результаты предварительных теоретических и экспериментальных исследований, результаты данного исследования также являются лишь косвенным подтверждением возможности конденсации хладагента в рабочей камере тихоходного поршневого компрессора при его интенсивном внешнем охлаждении и тем самым подтверждают целесообразность и актуальность разработки методик экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов компрессоров рассматриваемого типа в области влажного пара.

Список источников / References

1. Капелюховская А. А. Разработка и исследование тихоходных компрессоров малых холодильных машин: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2025. 199 с.
Kapelyukhovskaya A. A. Razrabotka i issledovaniye tikhokhodnykh kompressorov malykh kholodil'nykh mashin. Omsk, 2025. 199 p. (In Russ.).
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
3. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 3 (63). С. 8. <http://doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1601>. EDN: YHEUPJ.
- Arharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2017;3(63):8. <http://doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1601>. EDN: YHEUPJ. (In Russ.).

4. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12–21. <http://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21>. EDN: LNYFMY.
- Khryokin A. S., Baranov I. V. Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021;1:12–21. <http://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21>. EDN: LNYFMY. (In Russ.).
5. Dutta A. K., Yanagisawa T., Fukuta M. A Study on Compression Characteristic of Wet Vapor Refrigerant. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1996;1112.
6. Akhmed H. J., Khalifa A. H., Khalaf D. Z. Performance Investigation of Vapor Compression Cycle with a Variable Speed Compressor and Refrigerant Injection. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019;16(2):63–76. <http://doi.org/10.24191/jmeche.v16i2.15327>.
7. Wang B., Yang M., Dewitte P. [et al.]. Evaluation of methods to decrease the discharge temperature of R32 scroll compressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2014;2371.
8. Pawale K. T., Sali N. V., Deshpande G. N. Vapor compression refrigeration system with refrigerant injection: a review. *Elixir Mechanical Engineering*. 2014;72:25410–25414.
9. Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors. *Applied Thermal Engineering*. 2020;170:115022. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115022>.
10. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Возможность замены двухступенчатых холодильных компрессоров тихоходными // Вестник Международной академии холода. 2024. № 2. С. 30–35. <http://doi.org/10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35>. EDN: JQCQVC.
- Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kapelyukhovskaya A. A. Possibility of replacing two-stage refrigeration compressors with low-speed ones. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024;2:30–35. <http://doi.org/10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35>. EDN: JQCQVC. (In Russ.).
11. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. Analysis of the uncertainty factors influence on the mathematical modelling of ammonia compression in the wet vapor region. *AIP Conference Proceedings*. 2021;2412:030043. <http://doi.org/10.1063/5.0076077>. EDN: PIJJIM.
12. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p. (In Germ.).
13. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Энерго- и экологически эффективные рабочие вещества в технологиях генерации холода и теплоты // Холодильная техника. 2016. № 3. С. 18–24. EDN: VWCYCX.
- Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Energo i ekologicheski effektivnyye rabochiye veshchestva v tekhnologiyakh generatsii kholoda i teploty. *Refrigeration Technology*. 2016;3:18–24. EDN: VWCYCX. (In Russ.).
14. Хрёкин А. С. Энергосберегающие решения для создания холодильных машин с применением диоксида углерода: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2023. 328 с. EDN: EKLVDS.
- Khrekin A. S. Energosberegayushchiye resheniya dlya sozdaniya kholodil'nykh mashin s primeneniym dioksida ugleroda. Saint Petersburg, 2023. 328 p. EDN: EKLVDS. (In Russ.).
15. Юша В. Л. К вопросу о применимости полуэмпирических методик расчёта 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. <http://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-2-13-24>. EDN: BGBRII.
- 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;9(2):13–24. <http://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-2-13-24>. EDN: BGBRII. (In Russ.).
16. 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. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 25–32. <http://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-2-25-32>. EDN: AORTTX.
- 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;9(2):25–32. <http://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-2-25-32>. EDN: AORTTX. (In Russ.).
17. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 213 с. EDN: LCEIPW.
- Gromov A. Yu. Razrabotka porshnevyykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov. Omsk, 2017. 213 p. EDN: LCEIPW. (In Russ.).
18. Бусаров И. С. Разработка и исследование самодействующих клапанов с эластомерным конструктивным элементом тихоходного длинноходового поршневого компрессора малой производительности: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2024. 171 с. EDN: UOFJCB.
- Busarov I. S. Razrabotka i issledovaniye samodeystvuyushchikh klapanov s elastomernym konstruktivnym elementom tikhokhodnogo dlinnokhodovogo porshnevogo kompressora maloy proizvoditel'nosti. Omsk, 2024. 171 p. EDN: UOFJCB. (In Russ.).
-
- Вклад авторов:**
В. Л. Юша. Постановка цели и задач исследования, анализ состояния вопроса в области холодильных охлаждаемых компрессоров, анализ полученных результатов, формулирование выводов по результатам расчётных данных, подготовка текста статьи.
С. С. Бусаров. Постановка цели и задач исследования, разработка математической модели, формулирование выводов, подготовка текста статьи.
А. В. Недовенчаный. Анализ состояния вопроса в области холодильных охлаждаемых компрессоров, анализ полученных результатов, подготовка текста статьи.
- Authors' contribution:**
Vladimir L. Yusha. Setting research goal and objectives, analysing the state of the problem in the sphere of refrigeration compressors, analysing the obtained results, formulating conclusions based on the calculated data, preparing the text of the article.
Sergey S. Busarov. Setting research goal and objectives, developing a mathematical model, formulating conclusions, preparing the text of the article.
Aleksey V. Nedovenchany. Analysing the state of the problem in the sphere of refrigeration compressors, reviewing of the obtained results, preparing the text of the article.
- Информация об авторах:**
ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор, главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.
SPIN-код: 1503-9666
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9858-7687>

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

e-mail: 1978yusha@mail.ru

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

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

e-mail: bssi1980@mail.ru

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

AuthorID (РИНЦ): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

e-mail: lonewolf_rus88@mail.ru

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 09.09.2025; одобрена после рецензирования 13.05.2026; принята к публикации 16.06.2026.

Information about the authors:

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of the Technical

Department, OJSC "Sibneftetransproekt", Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9858-7687>

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

e-mail: 1978yusha@mail.ru

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

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

e-mail: bssi1980@mail.ru

NEDOVENCHANY Aleksey Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.

AuthorID (RSCI): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

e-mail: lonewolf_rus88@mail.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 09.09.2025; approved after reviewing 13.05.2026; accepted for publication 16.06.2026.

ПРИМЕНЕНИЕ АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В СИСТЕМЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА ПРЕДПРИЯТИИ ПО ПРОИЗВОДСТВУ СИНТЕТИЧЕСКИХ СМОЛ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БРОСОВОГО ПАРА

О. С. Малинина, И. А. Зайцев 

Национальный исследовательский университет ИТМО,
Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

 ivanzaitsev2016@mail.ru

Статья рассматривает оценку эффективности применения системы кондиционирования воздуха на предприятии по производству синтетических смол, в которой в качестве источника холода используется абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, работающая на бросовом паре основного производства. Выполнена энергетическая оценка рассматриваемой системы, показавшая высокую эффективность применения абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины при использовании вторичных энергетических ресурсов.

Рассмотрена принципиальная технологическая схема, включающая центральный кондиционер с водяным воздухоохладителем и паровым воздухонагревателем. Для проведения энергетической оценки использовались методы теплового и эксергетического анализа, а также стандартные методики расчёта одноступенчатого абсорбционного цикла. Установлено, что охлажденная вода, производимая в испарителе, позволяет поддерживать требуемую температуру приточного воздуха. Отвод теплоты от конденсатора и абсорбера осуществляется с помощью градирни, что обеспечивает замкнутый цикл использования охлаждающей воды. Предусмотрены три основных режима работы системы: летний (охлаждение), зимний (отопление с помощью бросового пара напрямую) и гибридный (осушение с последующим нагревом).

Полученные результаты подтверждают высокую энергетическую и экологическую эффективность использования вторичных энергоресурсов для нужд кондиционирования на химических предприятиях.

Ключевые слова: абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, бросовой пар, утилизация вторичных энергоресурсов, тепловой коэффициент, синтетические смолы, тригенерация

Для цитирования: Малинина О. С., Зайцев И. А. Применение абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины в системе кондиционирования воздуха на предприятии по производству синтетических смол с использованием бросового пара. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 40–48. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-40-48>. EDN: EMLEUJ.



© Малинина О. С., Зайцев И. А., 2026.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

USE OF AN ABSORPTION BROMISTOLITHIUM REFRIGERATING MACHINE IN AN AIR CONDITIONING SYSTEM AT A SYNTHETIC RESIN PRODUCTION FACILITY USING WASTE STEAM

O. S. Malinina, I. A. Zaitsev 

ITMO University, Kronverksky Ave., 49, Saint Petersburg, 197101, Russia

 ivanzaitsev2016@mail.ru

an energy assessment of the system, which proves the high efficiency of an absorption bromistolithium refrigerating machine by using secondary energy resources.

The paper examines the principal technological scheme, which includes a central air conditioner with a water air cooler and a steam air heater. The authors use methods of thermal and exergy analysis, as well as standard calculation methods for a single-stage absorption cycle for the energy assessment. It is established that chilled water, produced in the evaporator, maintains the required supply air temperature. The heat is removed from the condenser and the absorber by means of a cooling tower, which ensures a closed cycle of cooling water use. There are three main operating modes of the system: summer (cooling), winter (direct steam heating) and hybrid (dehumidification with subsequent heating). The obtained results confirm the high energy and environmental efficiency of using secondary energy resources for air conditioning needs in chemical enterprises.

Keywords: absorption bromistolithium refrigerating machine, waste steam, recycling of secondary energy resources, thermal coefficient, synthetic resins, trigeneration

For citation: Malinina O. S., Zaitsev I. A. Use of an absorption bromistolithium refrigerating machine in an air conditioning system at a synthetic resin production facility using waste steam. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):40–48. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-40-48>. EDN: EMLEUJ. (In Russ.).



© Malinina O. S., Zaitsev I. A., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Химическая промышленность относится к числу наиболее энергоёмких отраслей экономики. На предприятиях по производству синтетических смол, как правило, имеются значительные объёмы сбросного тепла в виде вторичного пара низкого давления, образующегося в ходе технологических процессов [1]. Одним из наиболее перспективных направлений повышения энергоэффективности таких предприятий является использование вторичных энергоресурсов для целей холодоснабжения систем кондиционирования воздуха [2]. Парокомпрессорные холодильные машины потребляют значительное количество электроэнергии, что в условиях роста тарифов на энергоносители становится экономически невыгодным [3].

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ) представляют собой эффективную альтернативу парокомпрессорным системам, позволяющие преобразовывать тепловую энергию низкопотенциальных источников в холод. Рабочей парой в таких машинах выступает бромистый литий (абсорбент) и вода (хладагент) [4]. Принципиальное преимущество АБХМ заключается в минимальном потреблении электроэнергии (на работу насосов

перекачки растворов и систему автоматизации) и отсутствии озоноразрушающих хладагентов [5, 6]. Как отмечается в работах [7, 8], в развитых странах АБХМ мощностью свыше 1000 кВт занимают доминирующее положение в системах кондиционирования нового строительства зданий.

Целью работы является оценка возможности применения системы кондиционирования воздуха на предприятии по производству синтетических смол с использованием АБХМ, работающей на бросовом паре производства, а также обоснование эффективности рассматриваемого технического решения.

Методы исследования

Для обеспечения требуемых параметров приточного воздуха в системе кондиционирования, использующей абсорбционную бромистолитиевую холодильную машину, применяется центральный кондиционер с последовательной обработкой воздуха. Компоновка его функциональных секций, обеспечивающая очистку, нагрев, охлаждение и транспортировку воздушного потока в зависимости от сезонного режима эксплуатации, представлена на рис. 1.

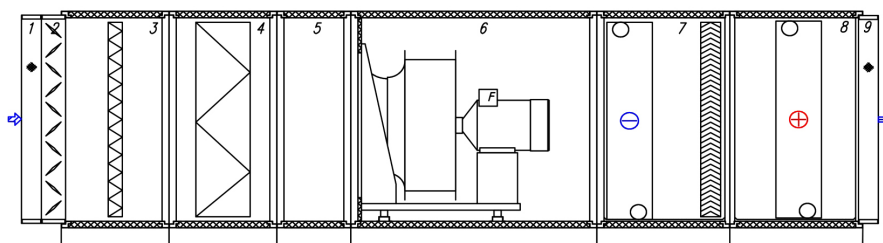


Рис. 1. Компоновка функциональных секций центрального кондиционера:

1 — приточный патрубок; 2 — фильтр грубой очистки класса G4; 3 — фильтр тонкой очистки класса F7; 4 — водяной воздухоохладитель; 5 — паровой воздухонагреватель; 6 — каплеуловитель; 7 — приточный вентилятор; 8 — переходный секционный модуль; 9 — выходной патрубок к воздуховодам

Fig. 1. Layout of functional sections of the central air conditioner:

1 — supply air duct; 2 — coarse filter class G4; 3 — fine filter class F7; 4 — water air cooler; 5 — steam air heater; 6 — droplet eliminator; 7 — supply fan; 8 — transition section module; 9 — outlet duct to air distribution system

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

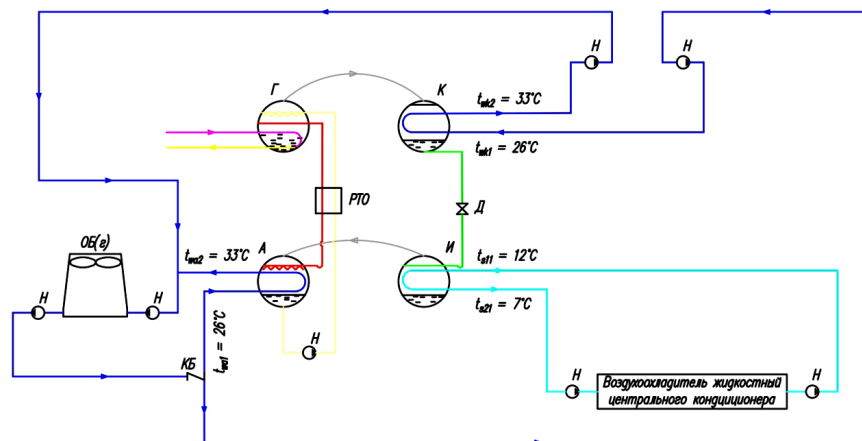


Рис. 2. Принципиальная схема системы холодоснабжения водяного воздухоохладителя центрального кондиционера с использованием абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины: Г — генератор; К — конденсатор; И — испаритель; А — абсорбер; PTO — растворный теплообменник; Н — насос; Д — дроссельный вентиль; КБ — клапан балансировочный; ОБ(г) — градирня
Fig. 2. Schematic diagram of the cooling supply system for the water air cooler of the central air conditioner using a lithium bromide absorption chiller Г — generator; К — condenser; И — evaporator; А — absorber; PTO — solution heat exchanger; Н — pump; Д — throttle valve; КБ — balancing valve; ОБ(г) — cooling tower
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

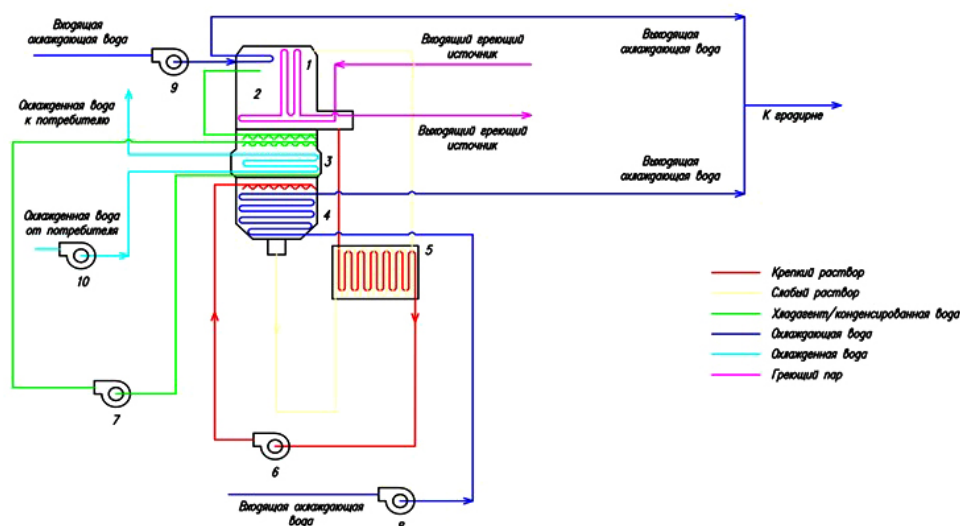


Рис. 3. Блок-схема движения раствора, хладагента и внешних потоков в одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машине блочного исполнения: 1 — генератор; 2 — конденсатор; 3 — испаритель; 4 — абсорбер; 5 — насос раствора; 6 — насос хладагента; 7 — теплообменник раствора; 8 — дроссельное устройство; 9 — подвод греющего пара; 10 — отвод охлаждающей воды; 11 — подвод охлаждающей воды; 12 — подача охлажденной воды к потребителю; 13 — возврат нагретой воды от потребителя
Fig. 3. Block diagram of the movement of solution, refrigerant and external flows in a single-stage block-type lithium bromide absorption chiller: 1 — generator; 2 — condenser; 3 — evaporator; 4 — absorber; 5 — solution pump; 6 — refrigerant pump; 7 — solution heat exchanger; 8 — expansion device; 9 — steam inlet; 10 — cooling water outlet; 11 — cooling water inlet; 12 — chilled water supply to consumer; 13 — return of heated water from consumer
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Принципиальная схема системы холодоснабжения водяного воздухоохладителя центрального кондиционера, реализованной на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, представлена на рис. 2. Охлажденная вода, получаемая в испарителе АБХМ, подается в воздухоохладитель и обеспечивает охлаждение приточного воздуха. В качестве греющей среды для генератора АБХМ

используется бросовый пар производства. Теплота, выделяющаяся в конденсаторе и абсорбере, отводится с использованием контура охлаждающей воды, подключенного к градирне.

На рис. 3 представлена схема движения раствора, хладагента и внешних источников в АБХМ. Она иллюстрирует циркуляцию рабочих сред между основными аппаратами установки, а также подвод

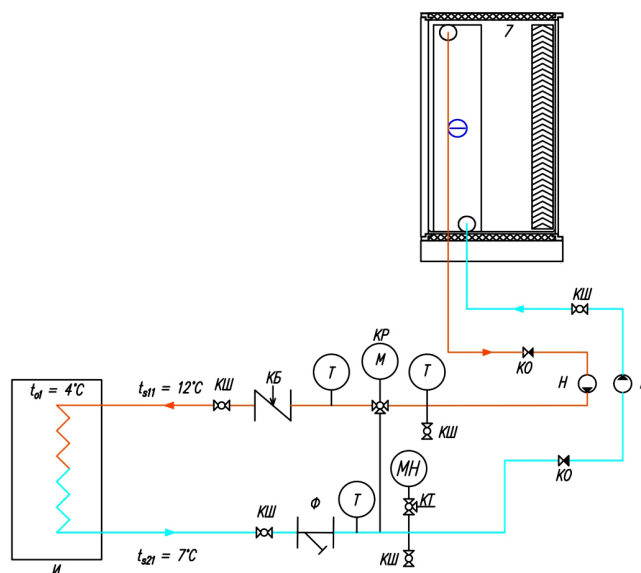


Рис. 4. Принципиальная схема обвязки водяного воздухоохладителя центрального кондиционера:
 И — испаритель АБХМ; КШ — кран шаровой; Н — насос;
 МН — манометр; КТ — крат трехходовой; Т — термометр;
 Ф — фильтр сетчатый; КБ — клапан балансировочный;
 КР — клапан регулирующий (с электроприводом)

Fig. 4. Schematic piping diagram of the water air cooler of the central air conditioner: И — evaporator of absorption chiller; КШ — ball valve; Н — pump; МН — pressure gauge; КТ — three-way valve; Т — thermometer; Ф — strainer (or mesh filter); КБ — balancing valve; КР — control valve (with electric actuator)

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

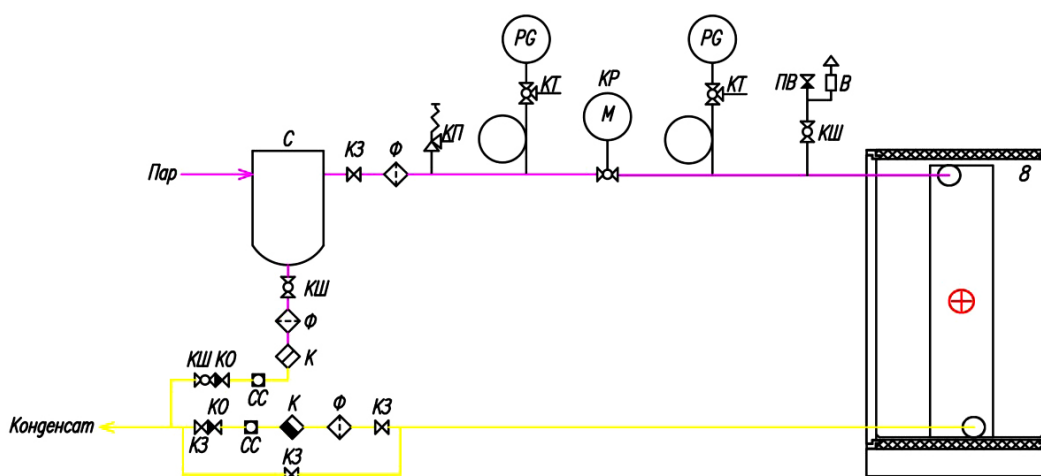


Рис. 5. Узел паровой обвязки воздухонагревателя центрального кондиционера:
 С — сепаратор пара; КЗ — клапан запорный; Ф — фильтр; КП — клапан предохранительный; КТ — кран трехходовой; МН — манометр; КР — клапан регулирующий (с электроприводом); ПВ — воздухоотводчик; КШ — кран шаровой; В — вентиль; К — конденсатоотводчик; СС — смотровое стекло; КО — клапан обратный

Fig. 5. Steam piping unit of the central air conditioner air heater:
 С — steam separator; КЗ — shut-off valve; Ф — strainer (or filter); КП — safety valve (or relief valve); КТ — three-way valve; МН — pressure gauge; КР — control valve (with electric actuator); ПВ — air vent (or automatic air eliminator); КШ — ball valve; В — manual valve (or globe valve); К — steam trap; СС — sight glass (or sight flow indicator); КО — check valve (or non-return valve)

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

греющего источника; отвод теплоты, охлаждающейся водой, и получение охлажденной воды, направляемой к потребителю.

На рис. 4 представлена принципиальная схема обвязки водяного воздухоохладителя централь-

ного кондиционера, включающая регулировочную и запорную арматуру, а также средства контроля параметров. Схема обеспечивает подачу охлажденной воды с параметрами 7–12 °С, регулирование расхода теплоносителя и устойчивую

работу системы при изменении тепловой нагрузки. На рис. 5 представлен узел паровой обвязки воздухонагревателя центрального кондиционера, включающий запорную, регулирующую и предохранительную арматуру, а также элементы контроля и отвода конденсата. Данная схема обеспечивает надёжное регулирование подачи греющего пара и стабильную работу воздухонагревателя в эксплуатационных режимах. Следует отметить, что аналогичный узел паровой обвязки применён и для генератора АБХМ.

Описание технологической схемы

Основным элементом системы является АБХМ, работающая на бросовом паре производства (давление 0,3–0,6 МПа, температура 130–160 °С). Как известно, АБХМ, работающая по одноступенчатому абсорбционному циклу, характеризуется простотой конструкции и надёжностью эксплуатации при указанных параметрах греющего источника [9].

В генераторе АБХМ под действием теплоты бросового пара происходит выпаривание хладагента (воды) из раствора бромистого лития, в результате чего раствор становится более концентрированным по содержанию бромистого лития. Пары хладагента поступают в конденсатор, где конденсируются с отводом теплоты в контур охлаждения градирни. Хладагент дросселируется и подаётся в испаритель, где при низком давлении происходит его кипение. От центрального кондиционера поступает вода с температурой 12 °С, которая охлаждается в испарителе до температуры 7 °С и подаётся обратно потребителю холода. В абсорбере слабо концентрированный раствор бромистого лития поглощает пары хладагента, поступающие из испарителя, в результате чего раствор разбавляется, а выделяющаяся при абсорбции теплота отводится охлаждающей водой. Слабо концентрированный раствор насосом перекачивается в генератор, замыкая цикл работы АБХМ [10]. Отвод теплоты от конденсатора и абсорбера осуществляется с помощью контура охлаждающей воды, подключённого к градирне. Охлаждающая вода с температурой 26 °С поступает в конденсатор и абсорбер, где нагревается до 33 °С и направляется на градирню для охлаждения атмосферным воздухом [11].

Режимы работы системы

Система кондиционирования воздуха на базе АБХМ предусматривает три основных режима работы: летний (охлаждение), зимний (отопление) и гибридный (охлаждение с выпадением влаги и последующий нагрев).

Летний режим. В летний период бросовый пар производства направляется в генератор АБХМ. Получаемая в испарителе охлаждённая вода с параметрами 7–12 °С подаётся в водяной воздухоохладитель центрального кондиционера, где охлаждает приточный воздух до температуры 20–23 °С. Центральный кондиционер при этом работает по прямооточной схеме. Охлаждённый и очищенный приточный воздух подаётся в производственные помещения.

Зимний режим. Центральный кондиционер рассматривается как система воздушного отопления. Бросовый пар производства направляется непосредственно в паровой воздухонагреватель центрального кондиционера, минуя АБХМ. Приточный воздух нагревается до температуры 20–23 °С и подаётся в помещения. АБХМ в зимний период не работает.

Гибридный режим. Предусмотрена возможность работы системы в гибридном режиме при необходимости поддержания заданных параметров микроклимата (температуры и влажности). В данном режиме приточный воздух последовательно подвергается охлаждению с выпадением влаги и последующему нагреву, что обеспечивает подачу воздуха с пониженной влажностью.

Применение фильтров классов G4 (грубая очистка) и F7 (тонкая очистка) позволяет обеспечить требуемую степень очистки приточного воздуха, а также защиту элементов центрального кондиционера от загрязнений.

Оценка энергоэффективности

Для количественной оценки эффективности рассматриваемой системы используются следующие показатели:

1. Тепловой коэффициент АБХМ:

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_h},$$

где Q_o — холодопроизводительность АБХМ, кВт; Q_h — тепловая нагрузка на генератор, кВт.

2. Интегральный коэффициент использования топлива (FUE — Fuel Utilisation Efficiency):

$$FUE = \frac{Q_o + Q_{heat} + Q_{el}}{Q_{fuel}},$$

где Q_{heat} — количество теплоты, используемое для отопления, кВт; Q_{el} — эквивалентная электрическая мощность, сэкономленная за счёт использования АБХМ вместо парокомпрессорной холодильной машины, кВт; Q_{fuel} — количество теплоты при сгорании топлива, кВт.

В работе выполнен анализ, показывающий целесообразность применения АБХМ вместо парокомпрессорной холодильной машины в системе кондиционирования воздуха предприятия. Сравнительная оценка эффективности абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин и парокомпрессорных холодильных машин (ПКХМ) проведена с учётом стоимости электрической и тепловой энергий, а также капитальных затрат на оборудование.

Результаты

Ниже представлены основные результаты энергетического расчёта рассматриваемой системы.

Тепловой баланс АБХМ

В табл. 1 приведены тепловые нагрузки аппаратов АБХМ для номинального режима работы (холодопроизводительность $Q_o = 1000$ кВт). Расчёт выполнен на основе стандартных методик для одноступенчатого абсорбционного цикла с паровым обогревом генератора [12, 13].

Полученный тепловой коэффициент $\zeta = 0,72$ характерен для одноступенчатых АБХМ с паровым обогревом при температуре греющего пара 130 °С и параметрах охлаждаемой воды 7–12 °С. По данным [10, 11], действительные значения величины ζ для таких машин находятся в диапазоне 0,7–0,8, что подтверждает корректность выполненных расчётов. Для сравнения, парокомпрессорные холодильные машины имеют холодильный коэффициент ε в диапазоне 3,0–5,0, однако их работа требует затрат электрической энергии.

Таблица 1. Тепловой баланс абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины
Table 1. Heat balance of the lithium bromide absorption chiller

Параметр	Обозначение	Значение
Холодопроизводительность	Q_o	1000 кВт
Тепловая нагрузка генератора	Q_h	1389 кВт
Тепловая нагрузка конденсатора	Q_k	1181 кВт
Тепловая нагрузка абсорбера	Q_a	1208 кВт
Мощность насосов АБХМ	$N_{нагр}$	15 кВт
Тепловой коэффициент	ζ	0,72

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Таблица 2. Сравнение энергетических показателей
Table 2. Comparison of energy indicators

Показатель	Система на базе АБХМ	Система на базе ПКХМ
Холодопроизводительность, кВт	1000	1000
Потребление электроэнергии, кВт	15	250
Потребление тепловой энергии, кВт	1389	—
Годовая выработка холода, МВт·ч	2400	2400
Годовое потребление электроэнергии, МВт·ч	36	600
Годовое потребление тепловой энергии (из вторичных энергоресурсов), МВт·ч	3333	—
Экономия электроэнергии, МВт·ч/год		564

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Таблица 3. Параметры воздуха на основных участках
Table 3. Air parameters at the main sections

Участок	Температура, °C	Влажность, %
Наружный воздух	28,0	67
После воздухоохладителя	10,0	100
После воздушонагревателя	22,5	45
На выходе из центрального кондиционера	22,5	45

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Энергетические показатели системы

В табл. 2 приведены сравнительные энергетические показатели предлагаемой системы на базе АБХМ и альтернативной системы на базе ПКХМ для летнего режима работы.

Представленные данные показывают, что система на базе АБХМ потребляет на 564 МВт·ч электроэнергии в год, что меньше по сравнению с ПКХМ при равной холодопроизводительности. Тепловая энергия для работы АБХМ полностью обеспечивается за счёт утилизации бросового пара, что позволяет отнести получаемый холод к категории вторичных энергетических ресурсов.

Показатели системы в гибридном режиме

Для оценки эффективности гибридного режима работы, включающего охлаждение с выпадением влаги с последующим нагревом, были выполнены

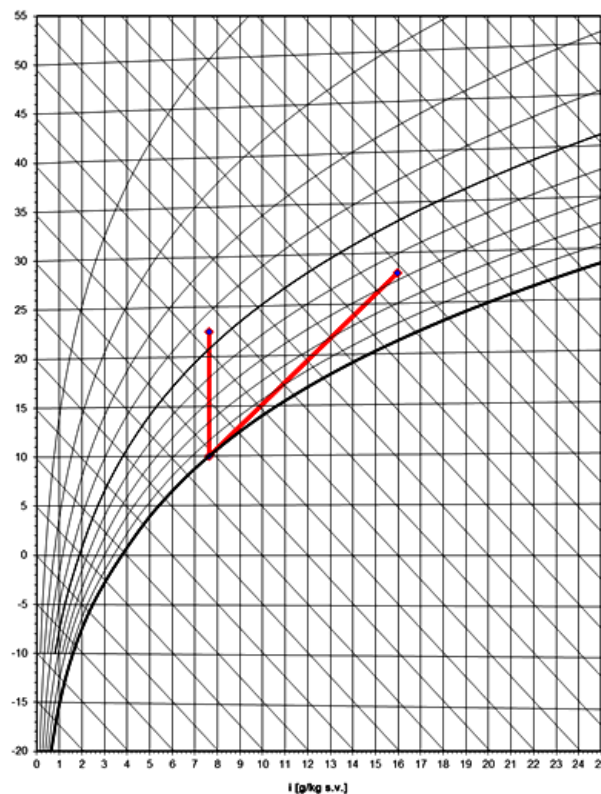


Рис. 6. Психометрическая диаграмма l-d (Диаграмма Молье)

Fig. 6. Psychrometric chart l-d (Mollier diagram)

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

расчёты тепловлажностной обработки воздуха. Исходные параметры: температура наружного воздуха — 28 °C; относительная влажность — 67 %; требуемая температура приточного воздуха — 22,5 °C; требуемая относительная влажность — 45 %.

Результаты расчёта тепловлажностной обработки воздуха в гибридном режиме представлены в табл. 3.

Как видно из таблицы, гибридный режим позволяет снизить влагосодержание воздуха с 16 до 7,6 г/кг (снижение на 48 %), что обеспечивает комфортные условия в производственных помещениях при высокой относительной влажности наружного воздуха. Охлаждение с выпадением влаги на первом этапе осуществляется за счёт работы АБХМ, что позволяет использовать утилизируемое тепло. Последующий подогрев происходит при помощи бросового пара производства. Графическое представление процесса тепловлажностной обработки воздуха в гибридном режиме приведено на рис. 6.

Интегральные показатели энергоэффективности

Для оценки общей эффективности использования топливно-энергетических ресурсов на предприятии при внедрении рассматриваемой системы рассчитан интегральный коэффициент использования топлива (FUE) для системы тригенерации «генерация тепловой энергии — АБХМ — система кондиционирования».

Расчёт показал: значение FUE для предложенной схемы лежит в интервале 0,82–0,85, что превышает отдельную выработку тепла и электроэнергии.

Таблица 4. Расчёт интегрального коэффициента использования топлива
Table 4. Calculation of the integrated fuel utilisation factor

Показатель	Значение
Тепловая мощность, вырабатываемая котельной, Q_{fuel}	10000 кВт
Холодопроизводительность АБХМ, Q_o	1000 кВт
Тепловая мощность для отопления, Q_{heat}	5000 кВт
Эквивалентная электрическая мощность экономии, Q_{el}	250 кВт
Интегральный FUE	0,82

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Однако конкретная величина зависит от сезонного режима (лето/зима). Детальный расчёт интегрального коэффициента использования топлива для номинального режима работы системы представлен в табл. 4.

Сравнение с альтернативными решениями

В табл. 5 сведены воедино ключевые параметры двух вариантов холодоснабжения: АБХМ на бросовом паре и электрическая ПКХМ. Сравнение проведено по техническим, экономическим и экологическим критериям.

Из табл. 5 видно, что система на базе АБХМ, работающая на бросовом паре, характеризуется более высокой эффективностью по сравнению с электрической ПКХМ. Применение системы на базе АБХМ, работающей на бросовом паре, выгоднее, чем на базе ПКХМ: энергозатраты снижаются на 75 %, а эмиссия углекислого газа — на 70 %.

Обсуждение

Вышеприведённые расчёты и сопоставления позволяют сформулировать несколько ключевых выводов относительно целесообразности применения АБХМ на производствах синтетических смол.

Использование вторичных энергоресурсов. Как отмечается в [1], на химических предприятиях образуется значительное количество тепловых вторичных энергоресурсов: теплота отходящих газов технологических агрегатов, теплота отработанного водяного пара, теплота от экзотермических реакций. Использование этих ресурсов для производства холода позволяет не только сократить затраты на энергоносители, но и снизить тепловое загрязнение окружающей среды. Согласно [14], многократный эффект от применения АБХМ достигается за счёт сбросового тепла, которым располагает предприятие.

Экологические преимущества. Так как в АБХМ не используют озоноразрушающие хладагенты (фреоны), рабочей парой является бромистый литий — вода, следовательно, данная технология является экологически безопасной. Отсутствие компрессора обеспечивает низкий уровень шума и вибрации. Применение АБХМ на бросовом паре позволяет снизить выбросы CO_2 за счёт замещения электрической энергии, вырабатываемой на ископаемом топливе.

Экономическая целесообразность. Несмотря на более высокие капитальные затраты (АБХМ примерно в 1,5–2 раза дороже парокompрессорной машины аналогичной производительности), система окупается за счёт существенно более низ-

Таблица 5. Сравнение вариантов холодоснабжения
Table 5. Comparison of cooling supply options

Показатель	АБХМ на бросовом паре	Электрическая ПКХМ
Потребление электроэнергии (относительно ПКХМ)	6 %	100 %
Затраты на энергоносители (относительно ПКХМ)	25 %	100 %
Выбросы CO_2 (относительно ПКХМ)	30 %	100 %
Уровень шума	Низкий	Высокий
Срок службы, лет	20–25	12–15

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

ких эксплуатационных расходов. Срок окупаемости для рассматриваемого предприятия оценивается в 3–5 лет в зависимости от стоимости электроэнергии и режима работы системы.

Перспективы применения АБХМ. Одним из перспективных направлений является использование абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин с многоступенчатой генерацией раствора [9, 15], а также применение АБХМ в составе систем тригенерации, что позволяет максимально эффективно использовать топливно-энергетические ресурсы.

Заключение

В результате выполненного исследования разработана и обоснована энергоэффективная система кондиционирования воздуха на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, работающей на бросовом паре производства синтетических смол. Проведённые расчёты и сравнительный анализ позволяют сформулировать следующие основные выводы:

1. Разработана и проанализирована система кондиционирования воздуха на предприятии по производству синтетических смол с использованием АБХМ, работающей на бросовом паре производства. Система позволяет обеспечить требуемые параметры микроклимата в производственных помещениях (температура воздуха — 20–23 °С, относительная влажность — 45–60 %) при круглогодичной эксплуатации.

2. Энергетические расчёты показали следующее: тепловой коэффициент АБХМ находится в пределах 0,72–0,75; интегральный коэффициент использования топлива системы (FUE) — 0,82–0,85.

3. Разработанная система по сравнению с системой, использующей электрический чиллер, показывает, что расходы на энергоносители снижаются на 75 %, выбросы CO_2 — на 70 %, а потребление электроэнергии сокращается на 94 %.

4. Предложенная схема универсальна в годовом цикле. В тёплый период: бросовый пар идёт на АБХМ для получения холода. В холодный период — напрямую в калорифер центрального кондиционера для отопления. Таким образом, вторичные энергоресурсы утилизируются круглогодично.

5. Полученные результаты можно использовать при проектировании или модернизации систем кондиционирования на химических и нефтехимических предприятиях и производствах, которые располагают значительными объёмами сбросного тепла.

1. Байков И. Р., Бурдыгина Е. В., Дунюшкин Г. К. Выбор оптимального греющего теплоносителя для АБХМ в зависимости от технических условий нефтегазового предприятия // Нефтегазовое дело. 2023. Т. 21, № 1. С. 147–152. <https://doi.org/10.17122/ngdolo-2023-1-147-152>. EDN: NNRKJP.
1. Baikov I. R., Burdygina E. V., Duniushkin G. K. Selection of the optimal heating coolant for arm depending on the technical conditions of the oil and gas enterprise. *Petroleum Engineering*. 2023;21(1):147–152. <https://doi.org/10.17122/ngdolo-2023-1-147-152>. EDN: NNRKJP. (In Russ.).
2. Степанов К. И., Мухин Д. Г., Волкова О. В., Бараненко А. В. Анализ COP термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при получении отрицательных температур охлаждения // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. С. 86–92. <https://doi.org/10.21047/1606-4313-2016-16-1-86-92>. EDN: VVRJZV.
2. Stepanov K. I., Mukhin D. G., Volkova O. V., Baranenko A. V. Analysis of COP thermodynamic cycle LBAC with two-level absorption when obtaining negative temperatures of cooling. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016;1:86–92. <https://doi.org/10.21047/1606-4313-2016-16-1-86-92>. EDN: VVRJZV. (In Russ.).
3. Степанов К. И., Мухин Д. Г., Алексеенко С. В., Волкова О. В. Экспериментальное исследование получения отрицательных температур в абсорбционных бромистолитиевых холодильных машинах // Теплофизика и аэромеханика. 2015. № 22 (4). С. 501–510. EDN: UCECJR.
3. Stepanov K. I., Mukhin D. G., Alekseenko S. V., Volkova O. V. Experimental study of negative temperatures in lithium-bromide absorption refrigerating machines. *Thermophysics and Aeromechanics*. 2015;22(4):501–510. EDN: UCECJR. (In Russ.).
4. Седойкин И. Е., Галимова Л. В. Моделирование и анализ энергосберегающей системы на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины для установок разделения воздуха // Холодильная техника. 2015. № 7. С. 22–26. EDN: UAXWHR.
4. Sedoykin I. E., Galimova L. V. Modeling and analysis of an energy saving system based on an absorption lithium bromide refrigerating machine for air separation plants. *Refrigeration Technology*. 2015;7:22–26. EDN: UAXWHR. (In Russ.).
5. Тимошенко Д. В., Иваченко Е. В. Использование абсорбционной холодильной машины для утилизации вторичных тепловых ресурсов СЭУ // Ученые заметки ТОГУ. 2019. Т. 10, № 4. С. 334–340. EDN: INTGYP.
5. Timoshenko D. V., Ivachenko E. V. Use of absorption chiller for utilization of thermal resources of marine engine. *Uchenyye Zametki TOGU*. 2019;10(4):334–340. EDN: INTGYP. (In Russ.).
6. Лаптев В. Ю., Якимов В. Г. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина // Аллея науки. 2017. Т. 1, № 14. С. 3–20. EDN: ZTBRKR.
6. Laptev V. Yu., Yakimov V. G. Lithium bromide absorption chiller. *Alleya Nauki*. 2017;1(14):3–20. EDN: ZTBRKR. (In Russ.).
7. Антропов П. Г., Соина Е. Р. Эффективность применения газотурбинной установки с абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной // Научный альманах. 2021. № 5-2 (79). С. 21–24. EDN: SKXVSS.
7. Antropov P. G., Soina E. R. Efficiency of application of a gas turbine unit with an absorption lithium bromide refrigerating machine. *Nauchnyy Almanakh*. 2021;5-2:21–24. EDN: SKXVSS. (In Russ.).
8. Лазаренко О. О., Галимова Л. В. Анализ и управление энергоэффективностью абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин на основе использования эксергического подхода и имитационного моделирования // Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. 2014. № 1 (25). С. 070–081. EDN: SEQKZB.
8. Lazarenko O. O., Galimova L. V. Analysis and management of energoefficiency of absorption lithium bromide refrigerating unit on the basis of exergetic approach and simulation modeling. *Caspian Journal: Management And High Technologies*. 2014;1(25):070–081. EDN: SEQKZB. (In Russ.).
9. Зайцев И. А. Комплексная оценка энергоэффективности системы холодоснабжения на базе одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины и солнечной энергии // Экономика строительства. 2025. № 2. С. 292–295. EDN: DHLRCR.
9. Zaitsev I. A. Comprehensive assessment of energy efficiency of a refrigeration system based on a single-stage absorption lithium bromide refrigeration machine and solar energy. *Construction Economics*. 2025;2:292–295. EDN: DHLRCR. (In Russ.).
10. Зайцев И. А. Энергоэффективные системы кондиционирования на основе абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин в зданиях различного назначения // Инновации и инвестиции. 2025. № 4. С. 342–344. EDN: EOJDQW.
10. Zaitsev I. A. Energy-efficient air conditioning systems based on lithium bromide absorption refrigeration machines in buildings of various purposes. *Innovation & Investment*. 2025;4:342–344. EDN: EOJDQW. (In Russ.).
11. Степанов К. И., Мухин Д. Г. Анализ эффективности абсорбционного бромистолитиевого термотрансформатора с двухступенчатой абсорбцией в составе газифицированных энергетических установок // Теплоэнергетика. 2021. № 1. С. 43–51. <https://doi.org/10.1134/S0040363620120097>. EDN: XOQWPS.
11. Stepanov K. I., Mukhina D. G. Efficiency of a Lithium Bromide Absorption Thermotransformer with Two-Stage Absorption in the Structure of Gasified Power Plants. *Thermal Engineering*. 2021;1:43–51. <https://doi.org/10.1134/S0040363620120097>. EDN: XOQWPS. (In Russ.).
12. Галимова Л. В., Байрамов Д. З., Байрамов Ш. З. Методика первичного проектирования научно обоснованной схемы оптимизации энергосберегающей системы на базе парогазовой энергетической установки и абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины // Холодильная техника. 2020. № 1. С. 28–33. EDN: LFGWRT.
12. Galimova L. V., Bayramov D. Z., Bayramov Sh. Z. The method of a primary design of a scientifically grounded scheme for optimization an energy saving system on the basis of the steamgas power plant and an absorption lithium bromide refrigerating machine. *Refrigeration Technology*. 2020;1:28–33. EDN: LFGWRT. (In Russ.).
13. Галимова Л. В., Байрамов Д. З. Термодинамический анализ работы парогазовой установки в составе энергосберегающей системы на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 57–65. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-4-57-65>. EDN: NRZBJA.
13. Galimova L. V., Bairamov D. Z. Thermodynamic analysis of combined cycle plant operation as part of an energy-saving system based on an absorption bromide-lithium refrigerating machine. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020;4(4):57–65. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-4-57-65>. EDN: NRZBJA. (In Russ.).
14. Галимова Л. В., Седойкин И. Е. Результаты анализа термодинамической эффективности систем разделения воздуха с использованием абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин // Холодильная техника. 2018. № 5. С. 26–29. EDN: YAEUYP.
14. Galimova L. V., Sedoykin I. E. Results of analysis of thermodynamic efficiency of air separation systems using absorption bromide-lithium refrigerating machines. *Refrigeration Technology*. 2018;5:26–29. EDN: YAEUYP. (In Russ.).
15. Малинина О. С., Бараненко А. В., Лядова Е. Е. Анализ эффективности термодинамического цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией со связанным потоком массы // Вестник Международной академии холода.

2020. № 4. С. 12 – 19. <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2020-19-4-12-19>. EDN: CTAAYX.

Malinina O. S., Baranenko A. V., Lyadova E. E. Efficiency of the thermodynamic cycle of absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage absorption and three-stage generation of the refrigerant vapor with bound mass flow. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2020;4:12 – 19. <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2020-19-4-12-19>. EDN: CTAAYX. (In Russ.).

Вклад авторов:

О. С. Малинина. Научное руководство исследованием, участие в интерпретации результатов, рецензирование и корректировка текста статьи, общее руководство подготовкой публикации.

И. А. Зайцев. Постановка цели и задач исследования, анализ исходных данных, выполнение энергетических расчётов, интерпретация результатов, подготовка текста статьи.

Authors' contribution:

Olga S. Malinina. Scientific supervision of the research, participation in the interpretation of the results, reviewing and editing the text of the article, general supervision of the research.

Ivan A. Zaitsev. Formulating the aim and objectives of the research, analysing of initial data, performing energy calculations, interpretation of results, preparation of the text of the article.

Информация об авторах:

МАЛИНИНА Ольга Сергеевна, кандидат технических наук, доцент, доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Национального исследовательского университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6840-9272

AuthorID (РИНЦ): 709687

AuthorID (SCOPUS): 57203591145

ResearcherID: T-5313-2018

e-mail: osmalinina@itmo.ru

ЗАЙЦЕВ Иван Александрович, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Национального исследовательского университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-7978-2013>
e-mail: ivanzaitsev2016@mail.ru

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 07.04.2026; одобрена после рецензирования 27.05.2026; принята к публикации 17.06.2026.

Information about the authors:

MALININA Olga Sergeevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Energy-Efficient Engineering Systems Educational Center, ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6840-9272

AuthorID (RSCI): 709687

AuthorID (SCOPUS): 57203591145

ResearcherID: T-5313-2018

e-mail: osmalinina@itmo.ru

ZAITSSEV Ivan Aleksandrovich, Postgraduate of the Energy-Efficient Engineering Systems Educational Center, ITMO University, Saint Petersburg.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-7978-2013>

e-mail: ivanzaitsev2016@mail.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 07.04.2026; approved after reviewing 27.05.2026; accepted for publication 17.06.2026.

АДАПТАЦИЯ МОДЕЛИ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ДЛЯ ОЦЕНКИ РЕСУРСА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ПЛАВУЧИХ КРАНОВ

И. В. Никитаев , П. Н. Волский

Волжский государственный университет водного транспорта,
Россия, 603950, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5

 inikitaev@bk.ru

В статье решается актуальная задача повышения достоверности оценки остаточного ресурса металлоконструкций плавучих кранов, длительно эксплуатирующихся под действием значительных статических и циклических нагрузок.

Цель статьи — разработка и обоснование методики оценки остаточного ресурса плавучих кранов на основе адаптированной математической модели поврежденной среды, учитывающей совместное действие механизмов мало- и многоциклового усталости при сложном непропорциональном нагружении.

Работа выполнена на основе комплексного подхода, включающего: обобщение фундаментальных положений механики поврежденной среды и теорий усталостного разрушения; математическое моделирование процессов накопления повреждений с использованием эволюционных уравнений, учитывающих кинематическое упрочнение и историю нагружения; конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния металлоконструкций; численную верификацию модели на основе экспериментальных данных для конструкционных сталей; разработку двухуровневой методики, интегрирующей глобальный анализ конструкции и локальный анализ в опасных зонах. Обоснована необходимость учета явлений многоциклового усталости и нестационарного деформирования, которые не учитываются в традиционных упруго-расчетных схемах, что может приводить к неконсервативным оценкам.

В качестве методологической основы предлагается адаптированная математическая модель поврежденной среды, развитая в работах Ю. Г. Коротких и его научной школы. Данная модель, в отличие от классических подходов, учитывает историю нагружения, кинематическое упрочнение и совместное действие механизмов мало- и многоциклового усталости. Приведены результаты верификации модели на примере конструкционных сталей, демонстрирующие ее высокую точность при описании процессов накопления повреждений в условиях многоосного напряженного состояния.

Разработана и представлена комплексная методика оценки ресурса, интегрирующая конечно-элементный анализ глобальной конструкции плавучего крана и последующий локальный анализ напряженно-деформированного состояния с использованием адаптированной модели. Показано, что предлагаемый подход позволяет перейти от консервативных оценок к прогнозированию, основанному на моделировании реальной истории эксплуатационных нагрузок, и тем самым существенно повысить обоснованность решений по продлению срока службы ответственных инженерных объектов.

Ключевые слова: плавучие краны, усталостная долговечность, многоцикловая усталость, математическое моделирование, кинематическое упрочнение, сложное нагружение, поврежденность, конечно-элементный анализ

Для цитирования: Никитаев И. В., Волский П. Н. Адаптация модели многоциклового усталости для оценки ресурса металлоконструкции плавучих кранов. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 49–56. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-49-56>. EDN: WUWAAQ.



© Никитаев И. В., Волский П. Н., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

ADAPTATION OF THE HIGH-CYCLE FATIGUE MODEL FOR ASSESSING THE SERVICE LIFE OF METAL STRUCTURES OF FLOATING CRANES

I. V. Nikitaev , P. N. Volskiy

Volga State University of Water Transport,
Nesterov St., 5, Nizhny Novgorod, 603950, Russia

 inikitaev@bk.ru

The article addresses the pressing issue of increasing the reliability of residual service life assessments for metal structures of floating cranes operating for long periods under significant static and cyclic loads.

The aim of the research is to develop and validate a methodology for estimating the residual service life of floating cranes based on an adapted mathematical model, considering the combined action of low- and high-cycle fatigue mechanisms under complex disproportionate loading.

The research is based on an integrated approach, including: analysis of the design features and operating conditions of floating cranes; A generalization of the fundamental principles of damaged environment mechanics and fatigue failure theories; mathematical modeling of damage accumulation processes using evolutionary equations that take into account kinematic hardening and loading history; finite element modeling of the stress-strain state of metal structures; numerical verification of the model based on experimental data for structural steels; and the development of a two-level methodology integrating global structural analysis and local analysis in hazardous areas. The authors prove the need to account for high-cycle fatigue and transient deformation phenomena, which are not considered in traditional elastic analysis models and can lead to non-conservative estimates.

The authors propose an adapted mathematical model of a damaged environment, developed in the works of Yu. G. Korotkikh and his scientific school as a methodological basis. This model, unlike classical approaches, considers the loading history, kinematic hardening, and the combined action of low- and high-cycle fatigue mechanisms. Moreover, the results of model verification using structural steels are presented, demonstrating its high accuracy in describing damage accumulation processes under multiaxial stress conditions.

The article demonstrates a comprehensive service life assessment methodology, integrating finite element analysis of the global floating crane structure and subsequent local stress-strain analysis using an adapted model. Therefore, the authors show that the proposed approach enables a transition from conservative estimates to predictions based on modeling the actual history of operational loads, thereby significantly improving the validity of decisions on extending the service life of critical engineering structures.

Keywords: floating cranes, fatigue life, multi-cycle fatigue, mathematical modeling, kinematic hardening, complex loading, damage, finite element analysis

For citation: Nikitaev I. V., Volskiy P. N. Adaptation of the high-cycle fatigue model for assessing the service life of metal structures of floating cranes. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):49–56. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-49-56>. EDN: WUWAAQ. (In Russ.).



© Nikitaev I. V., Volskiy P. N., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Плавучие краны являются ключевым элементом инфраструктуры портового хозяйства, судостроения и освоения шельфовых месторождений. Их металлоконструкции (стрелы, порталы, рамы) в процессе эксплуатации подвергаются воздействию комплекса значительных статических и переменных нагрузок, включая вес груза, собственный вес, динамические воздействия от качки, волнения и ветра. Характерной особенностью является многократное циклическое нагружение в течение длительного срока службы (30–40 лет и более), что обуславливает актуальность задачи оценки их усталостной долговечности.

Существующие нормативные методы оценки ресурса базируются на упругих расчетах и гипотез

линейного суммирования повреждений [1]. Однако они не учитывают реальную нелинейную кинетику напряженно-деформированного состояния и фактическую историю нагружения. Эту историю можно зафиксировать датчиками в процессе работы или, если прямое измерение невозможно, восстановить по методикам В. В. Болотина и Ю. Н. Работнова. Кроме того, стандартные расчеты игнорируют эффекты разупрочнения материала, вызванные характером операций (подъем, перемещение, монтаж), режимами работы (циклы нагружения, время удержания груза) и внешними условиями (ветер, волнение, течения) [2].

Современные подходы к прогнозированию усталостной долговечности при многоосном нагружении требуют учета всей истории нагружения и

нелинейных эффектов [3–5]. Это может приводить как к излишне консервативным оценкам, так и к опасным неконсервативным прогнозам [3, 4]. Особенностью эксплуатации многих плавучих кранов, особенно занятых на монтажных работах, является длительное статическое нагружение, когда конструкции находятся под действием нагрузок, близких к предельным, по несколько часов или даже суток. Именно в таких условиях проявляются реологические свойства материалов и процессы накопления усталостных повреждений.

Целью исследования является адаптация современной математической модели поврежденной среды для достоверной оценки их остаточного ресурса. Для достижения цели решаются следующие задачи: анализ специфики нагружения металлоконструкций плавучих кранов; обоснование выбора и адаптация математической модели, адекватно описывающей поведение материала в условиях сложного нагружения; верификация модели на основе экспериментальных данных; разработка комплексной методики оценки ресурса, интегрирующей глобальный и локальный анализ. В работе используются методы системного анализа, математического моделирования, конечно-элементного анализа, численного эксперимента и верификации расчетных данных с экспериментальными результатами.

Анализ нагружения и риски для металлоконструкций плавучих кранов

Металлоконструкции плавучих кранов работают в условиях сложного и объемного напряженного состояния. Элементы стрелы испытывают совместное действие сжатия, изгиба и скручивания; узлы поворотных платформ — кручение и изгиб; в зонах сопряжений возникает трехосное напряженное состояние. Рабочий цикл крана включает подъем, перемещение, длительное удержание груза и опускание, что приводит к знакопеременному и непропорциональному нагружению [1, 5].

Для материалов в таких условиях характерно проявление эффектов, аналогичных эффекту Баушингера: снижение сопротивления деформированию после изменения направления нагрузки. Это явление, известное как «разупрочнение при вращении вектора напряжений», приводит к резкому возрастанию скорости накопления повреждений после смены траектории нагружения, что не учитывается моделями с изотропным упрочнением, описанных в работах И. А. Волкова и Х. Сао [3, 6].

Доминирующими механизмами, определяющими ресурс таких конструкций, являются малоцикловая (МЦУ) и многоцикловая (МнЦУ) усталости. В окрестности предела текучести оба эти механизма обуславливают усталостную долговечность конструкционного материала, поэтому актуальным является их совместное моделирование, описанное в работе И. А. Волкова [5]. Долговечность при МЦУ в значительной степени определяется характеристиками процессов упругопластического деформирования и историей нагружения, тогда как МнЦУ является следствием микроскопической деформации, вызывающей совокупность необратимых процессов на микро- и мезоуровнях [7].

На рис. 1 схематично показаны основные элементы плавучего крана и типичные опасные зоны, где процессы накопления повреждений проходят с наиболее высокими темпами вследствие концентрации напряжений. Конструкция работает при циклическом комбинированном силовом нагружении.

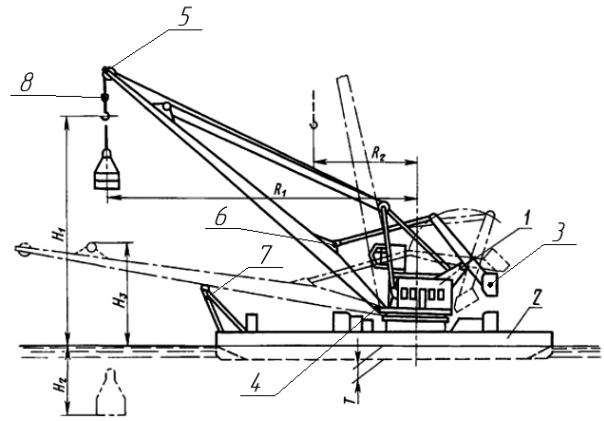


Рис. 1. Схематическое изображение плавучего крана и зон концентрации напряжений: 1 — рычажное устройство с гидравлическим приводом изменения вылета стрелы (опасная зона); 2 — понтон плавучего крана; 3 — противовес; 4 — узел крепления стрелы (опасная зона); 5 — зона крепления полиспаста крюка (опасная зона); 6 — узел соединения механизма изменения вылета стрелы со стрелой плавучего крана; 7 — стойка для укладки стрелы в транспортное положение; 8 — крюк
 Fig. 1. Schematic representation of a floating crane and stress concentration zones:

1 — lever device with a hydraulic drive for changing the boom extension (danger zone); 2 — pontoon of the floating crane; 3 — counterweight; 4 — boom attachment unit (danger zone); 5 — hook block attachment area (danger zone); 6 — connection unit of the boom extension change mechanism with the floating crane boom; 7 — stand for placing the boom in the transport position; 8 — hook
 Источник / Source: разработано авторами на основе [1] / compiled by the authors on the basis of [1]

Математическая модель для оценки совместного действия МЦУ и МнЦУ

Развиваемая в исследовании модель базируется на фундаментальных положениях, изложенных в трудах научной школы Ю. Г. Коротких [3, 4], обобщенная на случай совместного протекания МЦУ и МнЦУ [5] и дополненная для учета специфики эксплуатации плавучих кранов [7].

Определяющие соотношения упругопластического поведения

Ключевым положением модели является постулат аддитивности деформаций, согласно которому полная деформация складывается из упругой составляющей $e_{ij}^e, e_{ij}^{e'}$ и деформации ползучести $e_{ij}^c, e_{ij}^{c'}$:

$$e_{ij} = e_{ij}^e + e_{ij}^c, \dot{e}_{ij} = \dot{e}_{ij}^e + \dot{e}_{ij}^c. \quad (1)$$

Для описания сложных циклических режимов деформирования в пространстве напряжений вводится поверхность текучести в форме Мизеса и поверхность «памяти» [8]:

$$F = S_{ij} S_{ij} - C_p^2 = 0, \quad (2)$$

$$S_{ij}^c = \sigma'_{ij} - \rho_{ij}^2, k = 0, 1, 2, \dots \quad (3)$$

$$F_p = \rho_{ij} \rho_{ij} - \rho_{\max}^2 = 0, \quad (4)$$

где S_{ij} — компонент девиатора напряжений с учётом кинематического упрочнения (или «активный девиатор напряжений»); k — индекс поверхности нагружения в многоуровневой модели кинематического упрочнения; σ'_{ij} — девиатор напряжений; ρ_{ij} — координаты центра поверхности текучести (параметры кинематического упрочнения); C_p — ради-

ус поверхности текучести, $\rho_{\max}$ — радиус поверхности памяти.

Эволюция радиуса поверхности текучести и ее центра описывается нелинейными уравнениями, учитывающими как монотонное, так и циклическое деформирование [3, 4]:

$$\dot{C}_p = \dot{\gamma} [q_x \Gamma(F_p) + (Q_s - C_p) H(F_p) a], \quad (5)$$

$$\dot{\rho}_{ij} = g_1 \dot{e}_{ij}^p - g_2 \rho_{ij} \dot{\gamma}, \quad (6)$$

где q_x — параметр изотропного упрочнения при циклическом нагружении; Q_s — предельное значение радиуса поверхности текучести; a — параметр приближения скорости к предельному состоянию; g_1 — коэффициент прямого кинематического упрочнения; g_2 — коэффициент восстановления (релаксации); $\dot{e}_{ij}^p$ — тензор скорости пластических деформаций; $\dot{\gamma}$ — параметр, связанный с интенсивностью пластических деформаций; $H(F_p)$ и $\Gamma(F_p)$ — функции-переключатели, разделяющие процессы монотонного и циклического нагружений [5].

Эволюционные уравнения накопления повреждений

Накопление усталостных повреждений описывается эволюционными уравнениями для повреждений ω_p (от МЦУ) и ω_c (от МнЦУ) [9]:

$$\Delta \omega_i = \frac{(a_i + 1)}{(r_i + 1)} f_i(\beta) z_i^{(a_i)} (1 - \omega_i)^{(-r_i)} \Delta z_i, i = p, c, \quad (7)$$

где $f_i(\beta) = \exp(-k_i \beta)$ — функция параметра объема напряженного состояния $\beta = \sigma/\sigma_u$;

$$z_p = \frac{(W_p - W_a)}{(W'_p - W_a)}, z_c = \frac{(W_c[1 - f(\gamma)])}{W_c}, \quad (8)$$

где a_i, r_i — материалы параметры повреждаемости; z_p — нормированные параметры энергии деформирования; W_a — пороговая энергия; σ_u — интенсивность напряжений (Мизеса); σ — среднее (гидростатическое) напряжение; W_p и W_c — параметры, характеризующие накопленную энергию деформирования и определяемые как текущие удельные работы пластического и упругого деформирования соответственно: $W_p = \sum \sigma_{ij} \Delta e_{ij}^p, W_c = \sum \sigma_{ij} \Delta e_{ij}^c$; $f(\gamma)$ — функция, разделяющая вклад «опасной» и «неопасной» энергии при МнЦУ, которая имеет кусочно-заданный вид [9]:

$$\begin{cases} 1 & \gamma \leq 1 \\ 1 - (1 - b^*) \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma^* - 1} \right)^m & 1 < \gamma < \gamma^* \\ b^* & \gamma \geq \gamma^* \end{cases} \quad (9)$$

где $\sigma = \sigma_u / \sigma_u^y, \sigma_u$ — интенсивность напряжений; σ_u^y — предел выносливости; γ — относительный уровень напряжений; γ^* — граничное значение γ ; b^* — минимальное значение функции $f(\gamma)$; m — показатель степени, который определяет характер нелинейного снижения $f(\gamma)$ в переходной зоне между $\gamma = 1$ и $\gamma = \gamma^*$.

На рис. 2 показан график функции $f(\gamma)$, разделяющей области отсутствия усталостного разрушения ($\gamma \leq 1$), разрушения по механизму МнЦУ

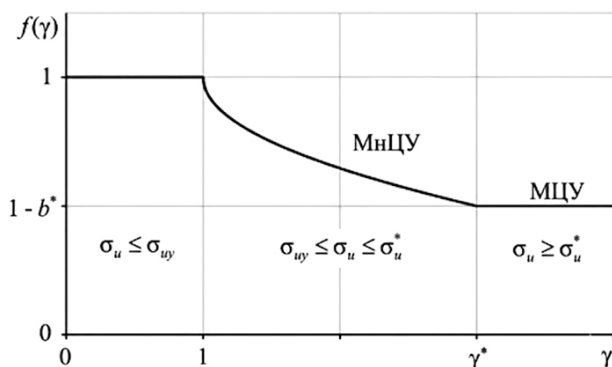


Рис. 2. Графическое представление функции $f(\gamma)$ [9]
Fig. 2. Graphical representation of the $f(\gamma)$ function [9]

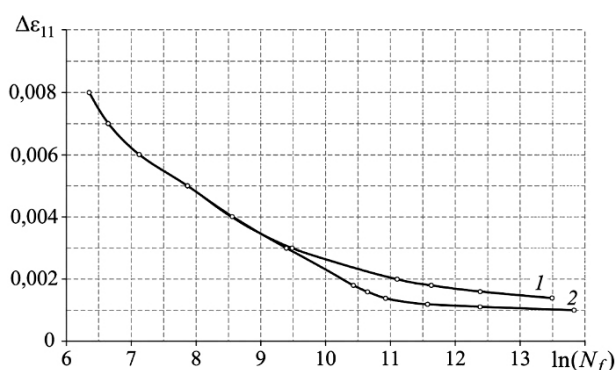


Рис. 3. Кривые усталости для стали 08X18H10T:

1 — расчет по модели МЦУ;
2 — расчет по модели МЦУ+МнЦУ [10]
Fig. 3. Fatigue curves for the 08X18H10T steel:
1 — calculation by the LCF model;
2 — calculation by the combined low-cycle and high-cycle fatigue (LCF+HCF) model [10]

($1 < \gamma < \gamma^*$) и совместного механизма МЦУ и МнЦУ ($\gamma \geq \gamma^*$).

Суммарная поврежденность определяется выражением:

$$\omega = \sum (\Delta \omega_p + \Delta \omega_c). \quad (10)$$

Критерием разрушения считается достижение поврежденностью критического значения ω_r .

Верификация модели и численные результаты

Верификация на примере конструкционных сталей

Верификация модели проведена на примере нержавеющей стали 08X18H10T ввиду того, что: для неё имеются полные экспериментальные данные по совместному действию мало- и многоциклового усталости; модель параметрическая и перенастраивается на любой конструкционный материал; дополнительно приведены ссылки на верификацию для сталей типа 09Г2С, ВСтЗ (по данным литературы [3]).

На рис. 3 приведены кривые усталости, рассчитанные отдельно для МЦУ и для совместного действия МЦУ и МнЦУ в сравнении с экспериментальными данными [10]. Видно, что учет механизма МнЦУ позволяет существенно улучшить соответствие расчета эксперименту в области высокочастотной усталости.

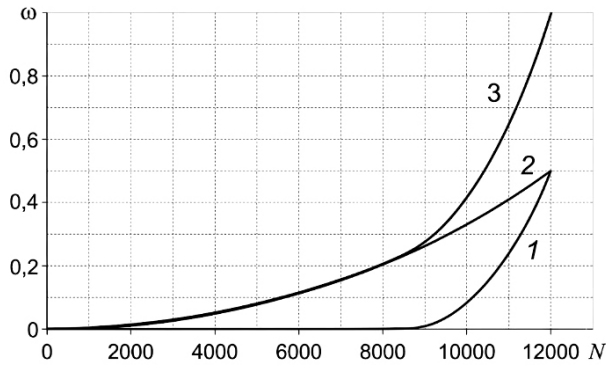


Рис. 4. Зависимость поврежденности от числа циклов при $\Delta e_{11} = 0,003$: 1 — ω_p ; 2 — ω_c ; 3 — суммарная ω [10]
 Fig. 4. Damage dependence on the number of cycles at $\Delta e_{11} = 0,003$: 1 — ω_p ; 2 — ω_c ; 3 — total ω [10]

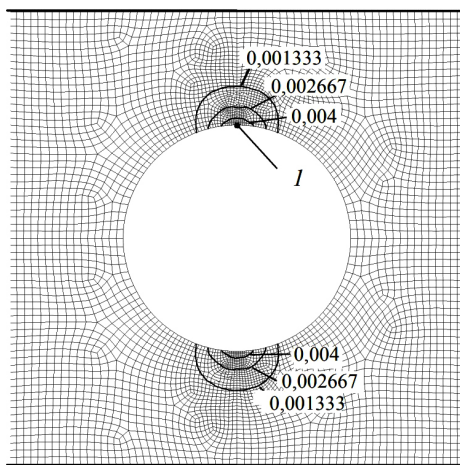


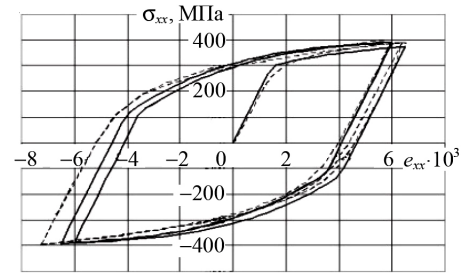
Рис. 5. Изолинии интенсивности пластических деформаций в полосе с отверстием [10]
 Fig. 5. Isolines of the plastic deformations intensity in a strip with a hole [10]

На рис. 4 показаны зависимости составляющих поврежденности от числа циклов при амплитуде деформации $\Delta e_{11} = 0,003$. Анализ показывает, что при данной амплитуде вклады механизмов МЦУ (ω_p) и МнЦУ (ω_c) соизмеримы, тогда как при меньших амплитудах ($\Delta e_{11} = 0,002$) доминирующим становится механизм МнЦУ [10]. Это иллюстрирует важность совместного учета обоих механизмов для широкого диапазона нагрузок.

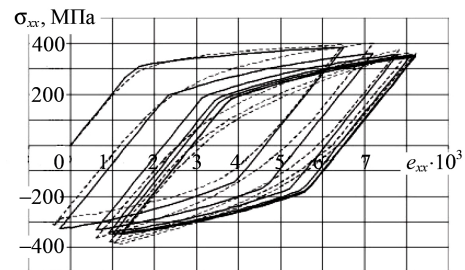
Анализ элемента конструкции с концентратором напряжений

Для демонстрации возможностей модели при анализе локальных зон рассмотрим задачу об усталостной долговечности полосы с круговым отверстием при знакопеременном нагружении [11]. На рис. 5 приведены изолинии интенсивности пластических деформаций e_u^p в конце этапа нагружения, полученные методом конечных элементов. Максимальное значение e_u^p наблюдается в точке I, которая является наиболее нагруженной зоной, где процессы поврежденности происходят наиболее интенсивно.

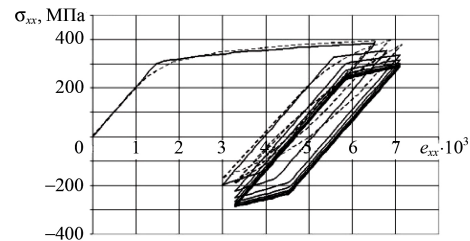
На рис. 6 для наиболее нагруженной зоны (точка I) показаны петли гистерезиса для осевого напряжения σ_{xx} и осевой деформации e_{xx} , рассчитанные



а)



б)



в)

Рис. 6. Петли гистерезиса в точке I для различных режимов нагружения (результаты численного моделирования): а) — симметричный цикл; б) — цикл с положительным средним напряжением; в) — пульсирующий цикл [10]
 Fig. 6. Hysteresis loops at the I point for different loading modes (results of numerical simulation): а) — symmetrical cycle; б) — cycle with positive mean stress; в) — pulsating cycle [10]

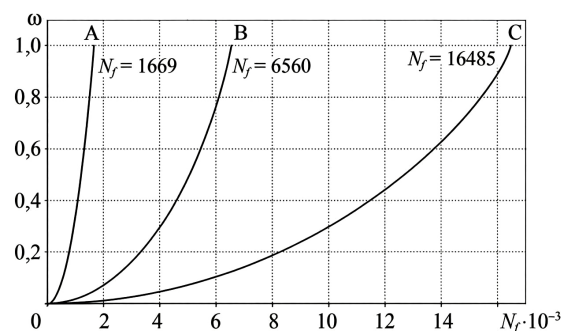


Рис. 7. Зависимость поврежденности от числа циклов для различных режимов нагружения [10]
 Fig. 7. Dependence of damage on the number of cycles for different loading modes [10]

для трех режимов нагружения (А — симметричный цикл; В — цикл с положительным средним напряжением; С — пульсирующий цикл).

Результаты, полученные с использованием определяющих соотношений механики поврежденной среды (сплошные линии) [11], качественно и количественно совпадают с данными, полученными

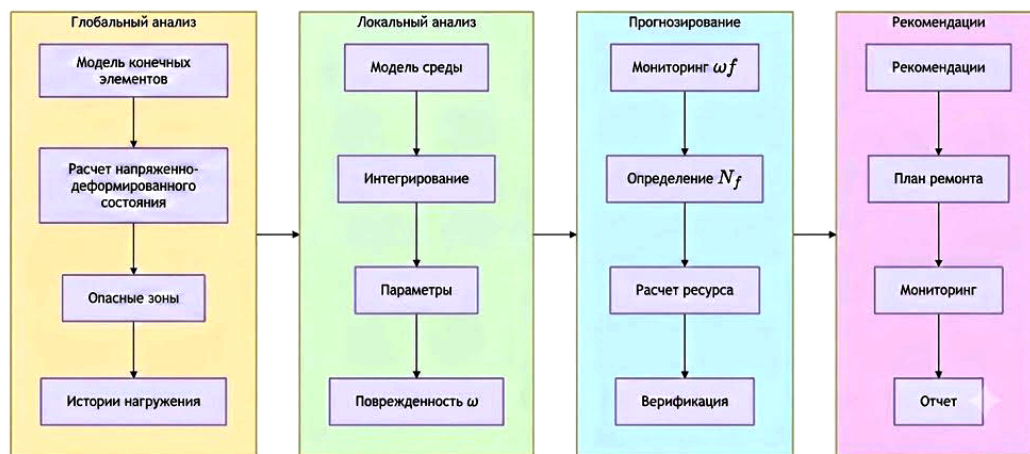


Рис. 8. Блок-схема комплексной методики оценки ресурса плавучих кранов [4, 9, 10]
Fig. 8. Block diagram of a comprehensive methodology for assessing the resource of floating cranes [4, 9, 10]

по другим моделям циклического упругопластического деформирования (штриховые линии), что подтверждает адекватность модели.

Интегрирование определяющих соотношений модели в точке I позволяет прогнозировать усталостную долговечность. На рис. 7 представлена зависимость величины поврежденности от числа циклов до разрушения для трех режимов нагружения. Видно, что долговечность существенно зависит от характера цикла: при симметричном нагружении (тип А) — $N_f = 1669$, при нагружении с положительным средним напряжением (тип В) — $N_f = 6560$, а при пульсирующем (тип С) — $N_f = 16485$ [11].

Комплексная методика оценки ресурса плавучих кранов

Предлагаемая двухуровневая методика развивает подход, впервые апробированный в работе А. С. Яблокова [9] и адаптированный авторами для плавучих кранов с учетом их конструктивных особенностей [11].

На основе адаптированной и верифицированной моделей разработана двухуровневая методика оценки остаточного ресурса металлоконструкций плавучих кранов. На рис. 8. показана блок-схема комплексной методики оценки ресурса плавучих кранов. Методика делится на четыре этапа:

1. Глобальный анализ. С помощью метода конечных элементов (в средах ANSYS, Abaqus) выполняется расчет напряженно-деформированного состояния крана при наихудших, но реальных сценариях эксплуатации, учитывающих максимальные грузы, неблагоприятные условия качки и волнения. Выявляются «опасные точки» с максимальными эквивалентными напряжениями или сложной историей изменения компонент тензора напряжений (например, зоны, аналогичные точке I на рис. 5). Для этих точек извлекаются временные ряды (истории нагружения), содержащие информацию об изменении всех шести компонент тензора напряжений на протяжении моделируемого периода [11].

2. Локальный анализ. Полученные истории нагружения передаются в качестве входных данных в специализированный программный комплекс (например, «Expmode» [9]), в алгоритмы которого заложена рассматриваемая модель нестационарной ползучести и усталости. В этом комплексе расчет ведется не для всей конструкции, а для элементарного объема материала, находящегося в опасной

точке. Такой подход позволяет с высокой точностью, без затрат вычислительных ресурсов на моделирование всей конструкции, проинтегрировать уравнения модели для реальной, сложной истории нагружения. В результате определяются кинетика деформаций, эволюция параметров упрочнения и, что наиболее важно, кинетика параметра поврежденности ω .

3. Прогнозирование. На основании данных, полученных в результате локального анализа (кинетика параметра поврежденности ω , эволюция параметров упрочнения), выполняется прогнозирование остаточного ресурса крана. Определяются критические пороги ω , превышение которых сигнализирует о необходимости вмешательства. Учитываются накопленные повреждения, неоднородность материала и эффекты старения. Вычисляется остаточный ресурс конструкции (в циклах или годах эксплуатации) до наступления критического уровня поврежденности [13].

4. Рекомендации. На основе результатов прогнозирования формируется комплекс мер по обеспечению надежности крана. Выделяются наиболее критичные зоны и формируются этапы работ по обеспечению безопасной эксплуатации плавучего крана. Составляется план ремонта плавучего крана. План учитывает критичность дефектов и экономическую эффективность. Мониторинг включает в себя разработку системы постоянного контроля ключевых параметров (напряжение, деформация, уровень коррозии). Подготавливаются отчеты с детализацией расчетов, графиками изменения поврежденности, фотофиксацией дефектов и рекомендациями по срокам выполнения работ. Отчеты предоставляются эксплуатирующей организации и надзорным органам.

Остаточный ресурс элемента определяется как время (или число циклов), за которое параметр поврежденности достигает своего критического значения ω_r , соответствующего образованию макротрещины.

Преимущество предлагаемой методики перед традиционными подходами заключается в ее физической обоснованности. Вместо гипотезы линейного суммирования повреждений, не учитывающей нелинейность и взаимовлияние различных циклов нагружения, используется прямое математическое моделирование процесса деградации материала под действием конкретной эксплуатационной истории.

Это позволяет учитывать такие тонкие эффекты, как разупрочнение при изменении траектории нагружения, влияние периода длительной статической выдержки на последующее циклическое поведение и зависимость скорости накопления повреждений от вида напряженного состояния, что соответствует современным мировым тенденциям в прогнозировании многоосной усталости [14–16].

Заключение

Проведенное исследование демонстрирует необходимость учета явлений многоциклового усталости и истории нагружения при оценке ресурса плавучих кранов. Адаптированная математическая модель поврежденной среды, учитывающая совместное действие механизмов МЦУ и МнЦУ, кинематическое упрочнение и сложное непропорциональное нагружение, показала свою адекватность и точность при верификации на широком классе экспериментов.

Разработанная двухуровневая методика оценки ресурса, интегрирующая конечно-элементный анализ глобальной конструкции и последующее детальное моделирование поведения материала в опасных зонах, представляет собой мощный инструмент для обоснования решений по продлению срока службы. Этот подход позволяет перейти от консервативных и зачастую необоснованных нормативных оценок к прогнозированию, базирующемуся на физическом моделировании реальных процессов деформирования и накопления повреждений в материале.

Внедрение предлагаемой методики в практику экспертизы промышленной безопасности и обследования плавучих кранов позволит существенно повысить надежность их эксплуатации, предотвратить аварии и оптимизировать затраты на ремонт и модернизацию, обеспечивая тем самым долговечность и экономическую эффективность этих уникальных инженерных объектов.

Список источников / References

1. Волков И. А., Игумнов Л. А., Тарасов И. С. Оценка усталостной долговечности материалов и конструкций при малоцикловом нагружении // Вычислительная механика сплошных сред. 2017. Т. 10, № 1. С. 17–30. <https://doi.org/10.7242/1999-6691/2017.10.1.2>. EDN: ZEYCOZ.

Volkov I. A., Igumnov L. A., Tarasov I. S. Evaluating fatigue life of materials and structures under low-cycle loading. *Computational Continuum Mechanics*. 2017;10(1):17–30. <https://doi.org/10.7242/1999-6691/2017.10.1.2>. EDN: ZEYCOZ. (In Russ.).

2. Чернявский О. Ф., Чернявский А. О. Описание деформационных свойств материалов при расчетах малоциклового усталости // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Математика. Механика. Физика. 2021. Т. 13, № 3. С. 53–61. <https://doi.org/10.14529/mmph210307>. EDN: GGRBFL.

Cherniavsky O. F., Cherniavsky A. O. Description of the deformation properties of materials in low-cycle fatigue calculations. *Bulletin of the South Ural State University. Series: Mathematics. Mechanics. Physics*. 2021;13(3):53–61. <https://doi.org/10.14529/mmph210307>. EDN: GGRBFL. (In Russ.).

3. Волков И. А., Коротких Ю. Г. Уравнения состояния вязкоупруго-пластических сред с повреждениями. Москва: Физматлит, 2008. 424 с. ISBN 978-5-9221-0965-9. EDN: MUWRUX.

Volkov I. A., Korotkikh Yu. G. *Urvneniya sostoyaniya vyzkouprugo-plasticheskikh sred s-povrezhdeniyami*. Moscow, 2008. 424 p. ISBN 978-5-9221-0965-9. EDN: MUWRUX. (In Russ.).

4. Волков И. А., Игумнов Л. А., Казаков Д. А. [и др.]. Определяющие соотношения нестационарной ползучести при

сложном напряженном состоянии // Проблемы прочности и пластичности. 2016. Т. 78, № 4. С. 436–451. EDN: XEGSPD.

Volkov I. A., Igumnov L. A., Kazakov D. A. [et al.]. Defining relations of transient creep under complex stress state. *Problems of Strength and Plasticity*. 2016;78(4):436–451. EDN: XEGSPD. (In Russ.).

5. Волков И. А., Игумнов Л. А., Казаков Д. А. [и др.]. Модель поврежденной среды для описания длительной прочности конструкционных материалов (металлов и их сплавов) // Проблемы прочности и пластичности. 2017. Т. 79, № 3. С. 285–300. EDN: ZGUZCB.

Volkov I. A., Igumnov L. A., Kazakov D. A. [et al.]. A damaged medium model for describing the process of long-term strength of structural materials (metals and their alloys). *Problems of Strength and Plasticity*. 2017;79(3):285–300. EDN: ZGUZCB. (In Russ.).

6. Cao X., Zou L., Lu Ch. Augmentation method of fatigue data of welded structures based on physics-informed CTGAN. *Fracture and Structural Integrity*. 2025;72:162–178. <https://doi.org/10.3221/IGF-ESIS.72.12>. EDN: VUUYWV.

7. Коструб В. А., Мирошников А. А. Анализ напряженно-деформированного состояния металлоконструкции консольного ферменного крана // Вестник Луганского государственного университета имени Владимира Даля. 2022. № 7 (61). С. 81–84. EDN: UGWFUT.

Kostrub V. A., Miroshnikov A. A. Analysis of stress-strain state of steel structure of cantilever truss crane. *Vestnik Luganskogo gosudarstvennogo universiteta imeni Vladimira Dalya*. 2022;7(61):81–84. EDN: UGWFUT. (In Russ.).

8. Волков И. А., Игумнов Л. А., Казаков Д. А. [и др.]. Уравнения состояния нестационарной ползучести при сложном нагружении // Прикладная механика и техническая физика. 2018. Т. 59, № 3 (349). С. 191–202. <https://doi.org/10.15372/PMTF20180320>. EDN: URHZBY.

Volkov I. A., Tarasov I. S., Igumnov L. A. [et al.]. State equations of unsteady creep under complex loading. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 2018;59(3):191–202. <https://doi.org/10.15372/PMTF20180320>. EDN: URHZBY. (In Russ.).

9. Яблоков А. С., Волков А. И., Шишулин Д. Н. Оценка напряженно-деформированного состояния и усталостной долговечности металлоконструкции плавучего крана КПЛ 16-30 по его фактической эксплуатационной нагруженности // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. 2017. № 52. С. 56–70. EDN: ZGPQJD.

Yablokov A. S., Volkov A. I., Shishulin D. N. Evaluation of the stress-strain state and the fatigue life of metal floating crane KPL 16-30 on its actual, operational loading. *Russian Journal of Water Transport*. 2017;52:56–70. EDN: ZGPQJD. (In Russ.).

10. Волков И. А., Ереев М. Н., Коротких Ю. Г., Тарасов И. С. Модель поврежденной среды для оценки долговечности конструкций при совместном действии механизмов мало- и многоциклового усталости // Вычислительная механика сплошных сред. 2012. Т. 5, № 1. С. 54–60. EDN: OWGKBL.

Volkov I. A., Ereev M. N., Korotkikh Yu. G., Tarasov I. S. A model of damaged medium for evaluating the durability of structures subjected to combined low- and high-cycle fatigue loading. *Computational Continuum Mechanics*. 2012;5(1):54–60. EDN: OWGKBL. (In Russ.).

11. Волков И. А., Игумнов Л. А. Введение в континуальную механику поврежденной среды: монография. Москва: Физматлит, 2017. 304 с.

Volkov I. A., Igumnov L. A. *Vvedeniye v kontinual'nyuyu mekhaniku povrezhdennoy sredy*. Moscow, 2017. 304 p. (In Russ.).

12. Игумнов Л. А., Волков И. А., Шишулин Д. Н., Белов А. А. Методология обоснования ресурса ответственных инженерных объектов // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. 2026. № 1. С. 215–231. <https://doi.org/10.31857/S1026351926010115>. EDN: ZGFUJP.

Igumnov L. A., Volkov I. A., Shishulin D. N., Belov A. A. Methodology for substantiating the resource of responsible engineering facilities. *Mechanics of Solids*. 2026;1:215–231. <https://doi.org/10.31857/S1026351926010115>. EDN: ZGFUJP. (In Russ.).

13. Равин А. А., Хруцкий О. В. Инженерные методы прогнозирования остаточного ресурса оборудования // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2018. № 1. С. 33–47. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2018-1-33-47>. EDN: YOQFAU.

Ravin A. A., Khrutsky O. V. Engineering methods for predicting the residual resource of the equipment. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2018;1:33–47. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2018-1-33-47>. EDN: YOQFAU. (In Russ.).

14. Yu W., Sun X., Chen X. From mechanism empirical to physics-informed: a comprehensive review of multiaxial non-proportional low-cycle fatigue life prediction. *International Journal of Structural Integrity*. 2025;16(5):1048–1091. <https://doi.org/10.1108/IJSI-01-2025-0008>.

15. Ge X., Zhang C., Liu G. [et al.]. A Fatigue Damage Accumulation Model Considering Load Interaction and Material Parameters Under Variable Load Conditions. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2025;48(6):2518–2539. <https://doi.org/10.1111/ffe.14624>.

16. Lopez Leon J. M., O’Nora N., Gordon A. P. A Review of Multiaxial Fatigue Life Predictions Methods and a Novel Graphical User Interface. *ASME Turbo Expo 2025: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. 2025;V008T24A011. <https://doi.org/10.1115/GT2025-154093>.

Вклад авторов:

И. В. Никитаев. Постановка цели и задач исследования, анализ состояния вопроса, расчет бесстыкового пути на устойчивость, оценка результатов разработанной системы на основе современных методов компьютерного зрения и глубокого обучения, формулирование выводов, подготовка текста статьи.

П. Н. Волский. Поиск способа интеграции разработанной системы в существующую архитектуру, проведение обзора, разработка системы и анализ результатов.

Authors’ contribution:

Igor V. Nikitaev. Formulation of the research aim and objectives, analysis of the problem, stability calculation of continuous welded rail track, evaluation of the developed system results based on modern computer vision and deep learning methods, formulation of conclusions, preparation of the text of the article.

Petr N. Volskiy. Exploring integration methods for the developed system into the existing architecture, conducting a review, system development, analysis of results.

Информация об авторах:

НИКИТАЕВ Игорь Владимирович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и машиноремонт» Волжского государственного университета водного транспорта (ВГУВТ), г. Нижний Новгород. SPIN-код: 3166-1991

AuthorID (РИНЦ): 827332

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0843-479X>

e-mail: inikitaev@bk.ru

ВОЛСКИЙ Петр Николаевич, аспирант, ассистент кафедры «Подъемно-транспортные машины и машиноремонт» ВГУВТ, г. Нижний Новгород.

SPIN-код: 1114-8408

AuthorID (РИНЦ): 1333631

e-mail: pitter.volski@mail.ru

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 24.02.2026; одобрена после рецензирования 27.04.2026; принята к публикации 22.06.2026.

Information about the authors:

NIKITAEV Igor Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Lifting and Transport Machinery and Machine Repair Department, Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod.

SPIN-code: 3166-1991

AuthorID (RSCI): 827332

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0843-479X>

e-mail: inikitaev@bk.ru

VOLSKIY Petr Nikolayevich, Postgraduate, Assistant of the Lifting and Transport Machinery and Machine Repair Department, Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod.

SPIN-code: 1114-8408

AuthorID (RSCI): 1333631

e-mail: pitter.volski@mail.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 24.02.2026; approved after reviewing 27.04.2026; accepted for publication 22.06.2026.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ И КРУГЛЫХ АБСОРБЕРАХ ВАКУУМНОГО КОЛЛЕКТОРА

Ю. А. Анисимов , А. Г. Михайлов

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

 yuriy.alekseevich.00@inbox.ru

В статье представлены численные результаты исследования математической модели процессов теплообмена в вакуумных солнечных коллекторах с абсорберами круглого и эллиптического профиля. Целью работы является сравнительный анализ тепловой эффективности указанных геометрических конфигураций и оценка потенциала интенсификации теплообмена при переходе от традиционного круглого профиля к эллиптическому.

Методология исследования базируется на разработанной стационарной одномерной тепловой модели, в основе которой лежит уравнение теплового баланса. Модель учитывает радиационный теплообмен между абсорбером и стеклянной колбой, теплоперенос через разреженный газ в вакуумном зазоре, внутреннюю конвекцию в канале теплоносителя и конвективные потери от наружной поверхности стекла в окружающую среду. Для каждого типа геометрии выполнены расчеты температурных полей в характерных узлах системы, определены плотности тепловых потоков всех составляющих теплового баланса, включая полезную тепловую мощность коллектора. Сравнительный анализ проведен при идентичных граничных условиях для двух климатических режимов — холодного и теплого периодов года в условиях умеренно континентального климата Омской области.

Результаты исследования демонстрируют, что эллиптический профиль абсорбера обеспечивает снижение радиационных потерь до 17,8 % и потерь через остаточный газ до 16,7 %, а также увеличение полезной тепловой мощности до 0,8 %. Коэффициент теплогидравлической эффективности достигает 4,8 %, что подтверждает интенсификацию теплообмена при смене геометрии профиля.

Практическая значимость работы заключается в обосновании конструктивного способа повышения энергетической эффективности вакуумных солнечных коллекторов, который после экспериментальной верификации может быть рекомендован при проектировании новых гелиосистем.

Ключевые слова: солнечные вакуумные коллекторы, тепловой баланс, математическое моделирование, абсорбер, эллиптический профиль, интенсификация теплообмена, энергетическая эффективность

Для цитирования: Анисимов Ю. А., Михайлов А. Г. Математическое моделирование теплообменных процессов в эллиптических и круглых абсорберах вакуумного коллектора. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 57–67. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-57-67>. EDN: VHHLSG.



© Анисимов Ю. А., Михайлов А. Г., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

MATHEMATICAL MODELING OF HEAT TRANSFER PROCESSES IN ELLIPTICAL AND CIRCULAR ABSORBERS OF THE VACUUM TUBE COLLECTOR

Yu. A. Anisimov✉, A. G. Mikhaylov

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

✉ yuriy.alekseevich.00@inbox.ru

The paper presents numerical findings from a mathematical research of heat transfer processes in evacuated tube solar collectors featuring circular and elliptical absorber profiles. The primary aim is to conduct a comparative performance analysis of these two geometries and to evaluate the potential for heat transfer enhancement when replacing the conventional circular cross-section with an elliptical one.

The research employs a steady-state one-dimensional thermal model grounded in the energy balance equation. The model incorporates radiative exchange between the absorber and the glass envelope, heat conduction through the rarefied gas within the vacuum annulus, internal convection within the heat-transfer fluid channel and convective losses from the outer glass surface to the ambient air. The authors calculate temperature distributions at key system nodes and determine heat flux densities for all balance components — including the collector's useful thermal output. Moreover, the article demonstrates the comparison under identical boundary conditions for two distinct climatic scenarios: cold and warm seasons, representative of the temperate continental climate of the Omsk region.

The results reveal that the elliptical absorber reduces radiative losses up to 17.8 % and residual-gas conduction losses up to 16.7 %, while boosting the useful thermal power as much as 0.8 %. The thermohydraulic efficiency coefficient reaches to 4.8 %, confirming enhanced heat transfer performance with the modified geometry.

The research substantiates a design-based approach for improving the energy efficiency of evacuated tube solar collectors. Therefore, this approach can be recommended for integration into the development of next-generation solar thermal systems.

Keywords: vacuum tube solar collectors, heat balance, numerical modeling, absorber, elliptical cross-section, heat transfer enhancement, energy efficiency

For citation: Anisimov Yu. A., Mikhaylov A. G. Mathematical modeling of heat transfer processes in elliptical and circular absorbers of the vacuum tube collector. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):57–67. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-57-67>. EDN: VHHLSG. (In Russ.).



© Anisimov Yu. A., Mikhaylov A. G., 2026.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Согласно Распоряжениям № 4146-р¹ и № 908-р² увеличение интеграции возобновляемых источников энергии в общую энергетическую систему является актуальной задачей, что также подтверждается рядом научных исследований как отечественных [1–4], так и зарубежных [5, 6]. В рамках статьи рассмотрен один из способов повышения энергетической эффективности в солнечных вакуумных коллекторах, расчет которых базируется на классических методах теории теплообмена³, которые могут являться одним из таких источников.

Цель исследования — провести сравнительный анализ тепловой эффективности абсорберов круглого и эллиптического профилей и оценить потенциал интенсификации теплообмена на основе результатов численного моделирования процессов теплообмена в солнечном вакуумном коллекторе.

Теоретические положения

Устройство и принцип работы вакуумного солнечного коллектора с коаксиальной трубкой
Вакуумный солнечный коллектор (ВСК) с коаксиальной теплообменной трубкой — это энерге-

¹ Распоряжение от 28 декабря 2024 г. № 4146-р «Об утверждении Стратегии пространственного развития Российской Федерации на период до 2030 года с прогнозом до 2036 года». URL: <http://static.government.ru/media/files/ttXJCZ4PNa7bmTrRgcUwOlQA8SYR91B.pdf> (дата обращения: 10.10.2025).

² Распоряжение от 12 апреля 2025 г. № 908-р «Об утверждении Энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2050 года». URL: <http://static.government.ru/media/files/LWYfSENa10uBrrBoyLQqAAOj5eJYIA60.pdf> (дата обращения: 10.10.2025).

³ Мартыненко О. Г., Михалевич А. А., Шикозов В. К. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1. Классические основы теории теплообмена и общие методы расчета. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.

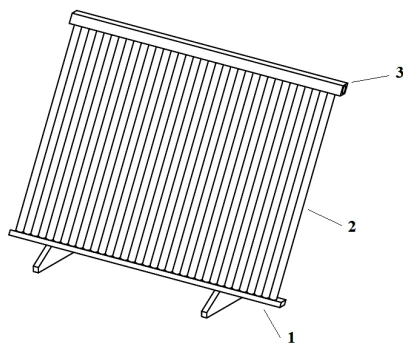


Рис. 1. Общая конструктивная схема вакуумного солнечного коллектора с коаксиальными трубками:
1 — опорная рама; 2 — коаксиальные вакуумные трубки;
3 — коллекторный блок

Fig. 1. General design scheme of the vacuum solar collector with coaxial tubes:

1 — supporting frame; 2 — coaxial vacuum tubes; 3 — collector manifold

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

тическая установка, преобразующая поглощаемое солнечное излучение в тепловую энергию, передаваемую теплоносителю, циркулирующему в герметичном канале трубки. Указанные устройства обладают широким спектром применения и могут быть использованы в системах горячего водоснабжения, отопления или абсорбционных системах холодоснабжения⁴.

Принято считать⁵, что методы интенсификации теплообмена можно подразделять на пассивные (без прямых затрат энергии извне) и активные (требуют внешних затрат энергии). В статье рассмотрен один из пассивных методов интенсификации теплообмена путем применения развитых поверхностей теплообмена, который в данном случае реализован с использованием эллиптического профиля абсорбера. Данный профиль представляет собой компромисс между эффективным теплосъёмом и гидравлическим сопротивлением. В отличие от других сечений, эллиптическое, как и круглое, исключает образование застойных зон, поскольку отсутствуют углы. Ключевым преимуществом является его переменная кривизна, которая позволяет целенаправленно деформировать и снижать толщину гидродинамического пограничного слоя на наиболее нагретых участках. Это приводит к росту локального коэффициента теплоотдачи, не провоцируя значительного роста потерь давления. Таким образом, интенсификация достигается в первую очередь за счёт целенаправленного изменения условий обтекания, а не только за счёт изменения площади поверхности. Следует отметить, что в научной среде исследуются и иные пассивные методы интенсификации процессов теплообмена в солнечных коллекторах, как, например, [7].

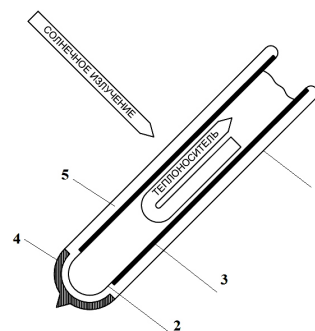


Рис. 2. Продольный разрез коаксиальной вакуумной трубки:
1 — внешняя стеклянная колба;
2 — внутренняя стеклянная колба;
3 — высокоселективное поглощающее покрытие; 4 — индикатор вакуума;
5 — вакуумный зазор между внешней и внутренней колбами

Fig. 2. Longitudinal section of the coaxial vacuum tube:

1 — outer glass envelope;
2 — inner glass envelope;
3 — highly selective absorbing coating;
4 — vacuum indicator; 5 — vacuum gap between the outer and inner envelopes

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

На рис. 1 представлена общая конструктивная схема ВСК с коаксиальной трубкой, которая состоит из следующих ключевых модульных компонентов: опорной рамы, коаксиальной вакуумной теплообменной трубки и коллекторного блока.

Для понимания принципа работы ВСК с коаксиальными трубками необходимо рассмотреть продольный разрез одной из трубок, представленный на рис. 2.

Коллекторный блок и вакуумные трубки монтируются на опорную раму, изготавливаемую из алюминия или оцинкованной стали. Теплоноситель поступает через входной патрубок в коллекторный блок и распределяется по каналам внутренних стеклянных колб. Солнечное излучение проходит сквозь прозрачную внешнюю стеклянную колбу вакуумной трубки, выполненную из боросиликатного стекла и поглощается селективным покрытием, нанесённым на внешнюю поверхность внутренней колбы. Данное покрытие (например, из чёрного хрома или нитрида алюминия) характеризуется высоким коэффициентом поглощения (порядка 95 %) и низким коэффициентом эмиссии в инфракрасном диапазоне (порядка 5 %), что минимизирует радиационные потери. Абсорбированная энергия преобразуется в тепловую и через стенку внутренней колбы передаётся теплоносителю. Ключевым элементом, обеспечивающим высокий КПД коллектора, является вакуумный зазор ($\sim 5 \cdot 10^{-3}$ Па) между колбами, который практически устраняет кондуктивные и конвективные потери тепла в окружающую среду. Колбы герметично спаяны друг

⁴ Даффи Дж. А., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики: учеб. справ. рук. / пер. с англ. О. С. Полея. 3-е изд. Долгорукий: Интеллект, 2013. 888 с.

⁵ Мартыненко О. Г., Михалевич А. А., Шикозов В. К. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 1. Классические основы теории теплообмена и общие методы расчета. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.

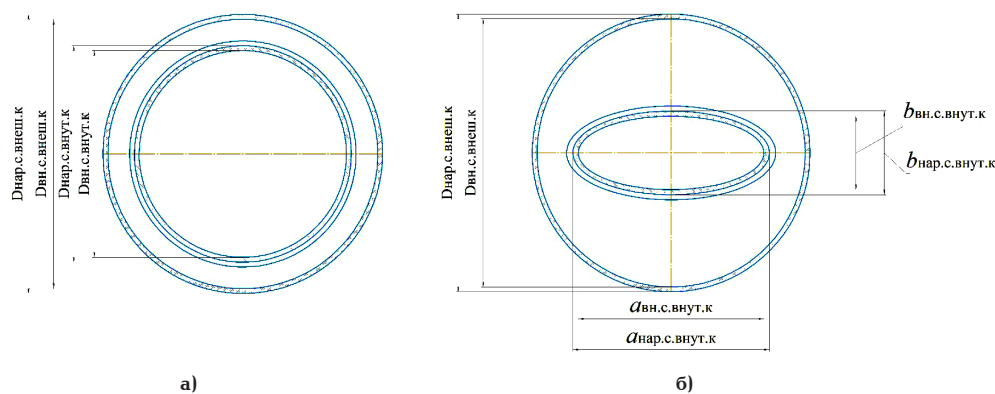


Рис. 3. Сравнение поперечных сечений круглого (а) и эллиптического (б) профилей абсорбера вакуумной коаксиальной трубки: $D_{нар.с.внеш.к}$ — диаметр наружного стекла внешней колбы; $D_{вн.с.внеш.к}$ — диаметр внутреннего стекла внешней колбы; $D_{нар.с.внут.к}$ — диаметр наружного стекла внутренней колбы; $D_{вн.с.внут.к}$ — диаметр внутреннего стекла внутренней колбы; $a_{нар.с.внут.к}$ — большая полуось наружного стекла внутренней колбы; $a_{вн.с.внут.к}$ — большая полуось внутреннего стекла внутренней колбы; $b_{нар.с.внут.к}$ — малая полуось наружного стекла внутренней колбы; $b_{вн.с.внут.к}$ — малая полуось внутреннего стекла внутренней колбы

Fig. 3. Comparison of cross-sections of round (a) and elliptical (b) absorber profiles of the vacuum coaxial tube: $D_{нар.с.внеш.к}$ — outer diameter of the outer glass envelope; $D_{вн.с.внеш.к}$ — inner diameter of the outer glass envelope; $D_{нар.с.внут.к}$ — outer diameter of the inner glass envelope; $D_{вн.с.внут.к}$ — inner diameter of the inner glass envelope; $a_{нар.с.внут.к}$ — major semi axis of the outer glass of the inner envelope; $a_{вн.с.внут.к}$ — major semi axis of the inner glass of the inner envelope; $b_{нар.с.внут.к}$ — minor semi axis of the outer glass of the inner envelope; $b_{вн.с.внут.к}$ — minor semi axis of the inner glass of the inner envelope

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

с другим, а для поддержания вакуума в трубке размещён индикаторный геттер на основе солей бария⁶.

Особенности геометрии канала при определении эквивалентного диаметра

Непосредственное влияние на процессы, описываемые критериальными уравнениями и уравнением баланса, оказывает конфигурация потока теплоносителя, которая задаётся геометрией канала [8, 9]. Поскольку в статье рассматривается расчет процессов теплообмена как для эллиптических профилей абсорбера, так и для круглых, то переход от круглых каналов к каналам сложной геометрии требует введения универсального параметра, позволяющего сравнивать их гидравлические сопротивления и теплообменные свойства. Таким параметром выступает эквивалентный диаметр.

На рис. 3 представлено сравнение поперечных сечений круглого и эллиптического профилей абсорбера вакуумной коаксиальной трубки.

При определении эквивалентного диаметра для круглого канала задача не представляет сложности, поскольку он тождественно равен геометрическому диаметру. В отличие от сечений произвольной формы, для которых эквивалентный диаметр определяется как

$$d_{э\text{кв}} = \frac{4 \cdot S}{P}, \quad (1)$$

где S — площадь поперечного сечения канала, м²; P — смоченный периметр канала, м.

Таким образом, задача определения эквивалентного диаметра для эллиптического сечения сводится к вычислению периметра эллипса. Точное решение этой задачи выражается через полный эллиптический интеграл второго рода, что не всегда удобно для практических вычислений, в связи с чем в данном исследовании для аппроксимации периметра эллипса применяется приближение С. Рамануджана [10]:

$$P \approx \pi \cdot (a + b) \cdot \left(1 + \frac{3 \cdot \frac{(a - b)^2}{(a + b)^2}}{10 + \sqrt{4 - 3 \cdot \frac{(a - b)^2}{(a + b)^2}}} \right), \quad (2)$$

где a — большая полуось эллипса, м; b — малая полуось эллипса, м.

Площадь поперечного сечения эллиптического профиля определяется в соответствии с

$$S = \pi \cdot a \cdot b. \quad (3)$$

Стоит отметить, что расчет геометрических параметров вакуумной стеклянной трубки для круглого и эллиптического профилей содержит ряд существенных отличий. Ниже приведены аналитические выражения для ключевых параметров согласно принятой методике⁷, наглядно демонстрирующие эти различия:

⁶ ГОСТ Р 51594—2000. Нетрадиционная энергетика. Солнечная энергетика. Термины и определения. Введ. 2001—01—01. Москва: Госстандарт России, 2000. 16 с.

⁷ Даффи Дж. А., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики: учеб. справ. рук. / пер. с англ. О. С. Попеля. 3-е изд. Долгопрудный: Интеллект, 2013. 888 с.

— площадь поверхности абсорбера при круглом сечении:

$$A_{\text{абс}} = \pi \cdot D_{\text{вн.с.внут.к}} \cdot L, \quad (4)$$

где L — длина вакуумной трубки, м; $D_{\text{вн.с.внут.к}}$ — диаметр внутреннего стекла внутренней колбы, м.

— площадь поверхности абсорбера при эллиптическом сечении:

$$A_{\text{абс}} = P_{\text{абс}} \cdot L, \quad (5)$$

где $P_{\text{абс}}$ — периметр абсорбера, м. Расчет периметра абсорбера производится в соответствии с (2) при заранее определенных: $a_{\text{вн.с.внут.к}}$ — большая полуось внутреннего стекла внутренней колбы, м; $b_{\text{вн.с.внут.к}}$ — малая полуось внутреннего стекла внутренней колбы, м;

— ширина вакуумного зазора при круглом сечении абсорбера:

$$b_{\text{вз}} = \frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}} - D_{\text{нар.с.внут.к}}}{2}, \quad (6)$$

где $D_{\text{вн.с.внеш.к}}$ — диаметр внутреннего стекла внешней колбы, м; $D_{\text{нар.с.внут.к}}$ — диаметр наружного стекла внутренней колбы, м;

— ширина вакуумного зазора на концах большой оси при эллиптическом сечении абсорбера:

$$b_{\text{вз}} = \frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}} - 2 \cdot a_{\text{нар.с.внут.к}}}{2}, \quad (7)$$

где $a_{\text{нар.с.внут.к}}$ — большая полуось наружного стекла внутренней колбы, м;

— ширина вакуумного зазора на концах малой оси при эллиптическом сечении абсорбера:

$$b_{\text{вз}} = \frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}} - 2 \cdot b_{\text{нар.с.внут.к}}}{2}; \quad (8)$$

— площадь вакуумного зазора при круглом сечении абсорбера:

$$A_{\text{вз}} = \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}}^2 - D_{\text{нар.с.внут.к}}^2}{4} \right); \quad (9)$$

— площадь вакуумного зазора при эллиптическом сечении абсорбера:

$$A_{\text{вз}} = \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{вн.с.внеш.к}}^2 - 4 \cdot a_{\text{нар.с.внут.к}}^2 \cdot b_{\text{нар.с.внут.к}}^2}{4} \right). \quad (10)$$

Стоит отметить, что при рассмотрении геометрических параметров вакуумных трубок существует ряд характеристик, которые определяются идентичным образом для обоих типов профилей:

— площадь апертуры:

$$A_{\text{а}} = n \cdot D_{\text{вн.с.внеш.к}} \cdot L, \quad (11)$$

где n — число вакуумных трубок в коллекторе, шт.

— площадь внутренней поверхности стеклянной трубки:

$$A_{\text{в}} = \pi \cdot D_{\text{вн.с.внеш.к}} \cdot L. \quad (12)$$

Сравнительный анализ геометрии трубок выявляет принципиальное отличие эллиптической трубки от круглой, которое заключается в наличии двух независимых геометрических параметров — большой и малой полуосей, тогда как круглый профиль обладает лишь одним — диаметром. Эта особенность позволяет рассматривать различные сценарии оптимизации ВСК: например, возможное увеличение площади поглощающей поверхности, при сохранении малого гидравлического сечения или минимизация объема теплоносителя при заданной площади абсорбции.

Аналитические выражения (1–11) были использованы в качестве одного из основных параметров для последующего расчета процессов теплообмена в ВСК.

Критериальные уравнения,

описывающие процессы теплообмена ВСК

Ключевым аспектом при сравнении круглого и эллиптического профилей вакуумных трубок является их способность передавать тепловую энергию теплоносителю. Для количественной оценки этой способности используют критериальные уравнения теплообмена, связывающие геометрию канала, режим течения и теплофизические свойства среды [11].

Для определения соотношения между интенсивностью молекулярного переноса импульса и интенсивностью молекулярного переноса тепла в жидкости или газе используют критерий Прандтля:

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}, \quad (13)$$

где μ — динамическая вязкость среды, Па·с; C_p — удельная теплоемкость среды, Дж/(кг·К); λ — коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К).

Для описания режимов течения жидкостей или газов используется критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot \rho \cdot d_{\text{экв}}}{\mu}, \quad (14)$$

где w — скорость течения теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³.

Интенсивность конвективного теплообмена между поверхностью твердого тела и окружающей его жидкостью или газом характеризуется критерием Нуссельта. Этот критерий показывает, во сколько раз теплоотдача при конвекции больше, чем теплоотдача при чистой теплопроводности в неподвижной жидкости. Выбор аналитического выражения для определения критерия Нуссельта зависит от режима течения:

— при ламинарном режиме течения теплоносителя ($\text{Re} < 2300$):

$$\text{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668 \cdot \left(\frac{d_{\text{экв}}}{L} \right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 0,04 \cdot \left[\left(\frac{d_{\text{экв}}}{L} \right) \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} \right]^{\frac{2}{3}}}. \quad (15)$$

В данном исследовании критерий Нуссельта для ламинарного режима течения определяется в соответствии с корреляцией Хаусена [11]:

— при турбулентном режиме течения ($\text{Re} > 4000$):

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}. \quad (16)$$

Параметр f — коэффициент потерь на трение по длине, определяемый в соответствии с аппроксимацией Хааланда [12]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \cdot \log_{10} \left(\left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot d_{\text{экр}}} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right), \quad (17)$$

где ε — абсолютная эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы, мм.

На основании критерия Нуссельта определяется коэффициент теплоотдачи к теплоносителю

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{экр}}}. \quad (18)$$

Тепловой баланс ВСК: модель и алгоритм расчёта

При сравнении энергетической эффективности круглого и эллиптического профилей необходимо математическое описание всех энергетических потоков в системе. Для этого используют уравнение теплового баланса, которое устанавливает, что количество тепла, поглощённое селективным покрытием, распределяется между полезным нагревом теплоносителя и неизбежными тепловыми потерями^{8,9} [11].

Уравнение теплового баланса для абсорбера вакуумной трубки представлено ниже:

$$Q_{\text{ПОЛЕЗ}} = Q_{\text{ПОГЛОЩ}} - Q_{\text{РАД}} - Q_{\text{ГАЗ}}, \quad (19)$$

где $Q_{\text{ПОГЛОЩ}}$ — поглощённая солнечная энергия, Вт; $Q_{\text{РАД}}$ — радиационные потери в вакуумном зазоре, Вт; $Q_{\text{ГАЗ}}$ — потери через остаточный газ, Вт.

При составлении уравнения теплового баланса на основании потерь в окружающую среду состав компонентов уравнения изменяется:

$$Q_{\text{ПОЛЕЗ}} = Q_{\text{ПОГЛОЩ}} - Q_{\text{НАР.С}}, \quad (20)$$

где $Q_{\text{НАР.С}}$ — наружные потери от стекла в окружающую среду, Вт.

Соответственно, справедливо следующее утверждение:

$$Q_{\text{РАД}} + Q_{\text{ГАЗ}} = Q_{\text{НАР.С}}. \quad (21)$$

Непосредственное сравнение тепловой эффективности круглого и эллиптического профилей, обладающих разной геометрией поглощающей поверхности, требует перехода от абсолютных значений тепловых потоков к удельному энергетическому балансу. Такой подход позволяет исключить

влияние площади и проводить анализ в инвариантной форме. В качестве базовой расчетной величины далее используется плотность теплового потока на апертурную площадь q , определяемая для любого из рассматриваемых потоков Q (поглощенного, полезного или потерь) по соотношению:

$$q = \frac{Q}{A_{\text{А}}}. \quad (22)$$

Ниже представлен детальный разбор всех составляющих теплового баланса:

— плотность потока поглощенной солнечной энергии:

$$q_{\text{ПОГЛОЩ}}^* = I \cdot A_{\text{А}} \cdot \tau \cdot \alpha_{\text{АБС}}, \quad (23)$$

где I — интенсивность солнечной радиации¹⁰, Вт/м² [13]; τ — коэффициент пропускания стеклянной трубки; $\alpha_{\text{АБС}}$ — коэффициент поглощения абсорбера;

— плотность потока радиационных потерь в вакуумном зазоре:

$$q_{\text{РАД}}^* = \frac{\sigma \cdot \frac{A_{\text{АБС}}}{A_{\text{А}}} \cdot (T_{\text{А}}^4 - T_{\text{С}}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{А}}} + \frac{A_{\text{АБС}}}{A_{\text{С}}} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{С}}} - 1 \right)}, \quad (24)$$

где σ — постоянная Стефана–Больцмана, $5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴); $T_{\text{С}}$ — температура внутренней поверхности стекла, К; $T_{\text{А}}$ — температура поверхности абсорбера, К; $\varepsilon_{\text{А}}$ — степень черноты абсорбера; $\varepsilon_{\text{С}}$ — степень черноты стекла; $A_{\text{АБС}}$ — площадь абсорбера, м²; $A_{\text{С}}$ — площадь стекла трубки, м²;

— плотность потока тепловых потерь через остаточный газ:

$$q_{\text{ГАЗ}}^* = \frac{A_{\text{ВЗ}}}{A_{\text{А}}} \cdot \frac{\lambda_{\text{эфф.ВЗ}}}{b_{\text{ВЗ}}} \cdot (T_{\text{А}} - T_{\text{С}}), \quad (25)$$

где $A_{\text{ВЗ}}$ — площадь вакуумного зазора между стеклом и абсорбером, м²; $\lambda_{\text{эфф.ВЗ}}$ — эффективный коэффициент теплопроводности остаточного газа в вакуумном зазоре, Вт/(м·К); $b_{\text{ВЗ}}$ — ширина вакуумного зазора, м;

— плотность потока тепловых потерь через внешнюю колбу вакуумной трубки:

$$q_{\text{НАР.С}}^* = \frac{A_{\text{С}}}{A_{\text{А}}} \cdot \alpha_{\text{НАР.С}} \cdot (T_{\text{С}} - T_{\text{О}}), \quad (26)$$

где $\alpha_{\text{НАР.С}}$ — внешний коэффициент теплоотдачи наружной поверхности стекла к окружающей среде, Вт/(м²·К); $T_{\text{О}}$ — температура наружного воздуха, К.

Оценка энергетической эффективности ВСК

Энергетическая эффективность солнечного коллектора определяется балансом между поглощённой солнечной энергией и тепловыми потерями в окружающую среду. Ключевым расчётным

⁸ Даффи Дж. А., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики: учеб. справ. рук. / пер. с англ. О. С. Попеля. 3-е изд. Долгорукий: ИД Интеллект, 2013. 888 с.

⁹ ГОСТ Р 55617.2—2013. Возобновляемая энергетика. Установки солнечные термические и их компоненты. Солнечные коллекторы. Часть 2. Методы испытаний. Введ. 2015—07—01. Москва: Стандартинформ, 2014. 98 с.

¹⁰ Даффи Дж. А., Бекман У. Основы солнечной теплоэнергетики.

параметром при этом выступает коэффициент полезного действия. В современной практике проектирования принято характеризовать коллектор с помощью мгновенного КПД, определяемого в квазистационарных условиях и описываемого стандартизированным характеристическим уравнением, параметры которого получают в ходе стендовых испытаний:

— оптический коэффициент полезного действия ВСК (идеализированный параметр, который не учитывает линейные и квадратичные тепловые потери):

$$\eta_o = \tau \cdot \alpha_{\text{абс}}; \quad (27)$$

— линейный (a_1) и квадратичный (a_2) коэффициенты тепловых потерь¹¹.

Мгновенный коэффициент полезного действия ВСК определяется в соответствии с

$$\eta_{\text{inst}} = \eta_o - a_1 \cdot \frac{\Delta T - T_o}{I} - a_2 \cdot \left(\frac{\Delta T - T_o}{I} \right)^2, \quad (28)$$

где ΔT — средняя температура теплоносителя, К.

Расчет средней температуры теплоносителя осуществляется в соответствии с

$$\Delta T = \frac{T_{\text{вх}} + T_{\text{вых}}}{2}, \quad (29)$$

где $T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$ — температуры на входе и выходе из коллектора, К.

Методика расчета эффективных температур (T_A , T_c и $T_{\text{вых}}$), а также линейного (a_1) и квадратичного (a_2) коэффициентов тепловых потерь, для данной математической модели, выходят за рамки данной работы и будут подробно изложены в отдельной публикации.

Методика интенсификации процессов теплообмена в ВСК

Как было отмечено ранее, конечной целью данного исследования является оценка потенциала интенсификации процессов теплообмена в ВСК, при переходе от круглого к эллиптическому профилю абсорбера. Данное конструктивное изменение приводит к двум основным следствиям: увеличению площади поверхности теплообмена и модификации структуры течения теплоносителя, что в совокупности способствует интенсификации теплопереноса.

На основании анализа исследований в смежных областях [14, 15] для количественной оценки такого перехода в качестве критерия был использован коэффициент теплогидравлической эффективности. Данный критерий представляет собой отношение относительного изменения теплоотдачи к относительному изменению гидравлических потерь:

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_o} \cdot \left(\frac{f}{f_o} \right)^{-\frac{1}{3}}, \quad (30)$$

где Nu и Nu_o — коэффициенты Нуссельта для модифицированного и исходного профилей соответственно, определяемые согласно (13–16); f и f_o — коэффициенты потерь на трение по длине для модифицированного и исходного профилей.

Если характер течения теплоносителя турбулентный, то расчет коэффициента потерь на трение по длине производится согласно (17), при ламинарном режиме течения, расчет осуществляют в соответствии с

$$f = \frac{64}{Re}. \quad (31)$$

Интенсификация процессов теплообмена считается успешной только в том случае, если

$$\eta > 1. \quad (32)$$

Результаты и обсуждение

Для верификации теоретических положений и количественной оценки преимуществ эллиптического абсорбера было выполнено численное моделирование на основе представленной тепловой модели. Все расчеты проведены при идентичных граничных условиях.

В табл. 1 систематизированы исходные параметры, общие для обоих рассматриваемых профилей, включая свойства материалов для вакуумных трубок¹², климатические условия¹³ и характеристики теплоносителя, в качестве которого принят этиленгликоль¹⁴ [16, 17].

Выбор этиленгликолевого теплоносителя связан с тем, что в ходе исследования рассматривалась эффективность использования ВСК как в теплый период (с апреля по сентябрь), так и в холодный (с октября по март), когда отрицательная температура окружающей среды может привести к заморозке теплоносителя внутри вакуумных трубок в ночное время или в дни с повышенной атмосферной облачностью.

Методика определения оптимальных углов для солнечных коллекторов представлена в [13]. В соответствии с этой методикой получены следующие сведения о среднесуточной инсоляции в Омской области:

— в наименее благоприятном месяце (январь) — 2560 Вт/м²;

— в наиболее благоприятном месяце (июнь) — 5850 Вт/м².

¹¹ ГОСТ Р 55617.2—2013. Возобновляемая энергетика. Установки солнечные термические и их компоненты. Солнечные коллекторы. Часть 2. Методы испытаний. Введ. 2015—07—01. Москва: Стандартинформ, 2014. 98 с.

¹² ГОСТ EN 1748-1-1-2016. Стекло боросиликатное. Технические требования. Введ. 2018—03—01. Москва: Стандартинформ, 2017. 16 с.

¹³ СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200095546> (дата обращения: 01.12.2025).

¹⁴ Дымент О. Н., Казанский К. С., Мирошников А. М. [и др.]. Гликоли и другие производные окисей этилена и пропилен / под общ. ред. О. Н. Дымента. Москва: Химия, 1976. 376 с.

Таблица 1. Исходные данные для расчета процессов теплообмена при сравнении профилей абсорбера ВСК
Table 1. Input data for the heat-transfer calculations in comparing absorber profiles of the vacuum solar collector

Параметр	Тип профиля абсорбера			
	Круглый		Эллиптический	
Территориальное расположение	Российская Федерация, г. Омск			
Режим эксплуатации	Холодный	Теплый	Холодный	Теплый
Температура окружающей среды T_o , К	236,15	300,15	236,15	300,15
Индекс прозрачности атмосферы	1,00			
Оптимальный угол наклона коллектора, град.	77°	26°	77°	26°
Азимутальный угол для установки, град.	0°			
Материал стеклянной вакуумной трубки	Боросиликатное стекло 3.3			
Длина трубки L , м	1,8			
Диаметр стекла $D_{\text{вн.с.внеш.к}}, \text{ м}$	0,058			
Характерный размер абсорбера, м ²	$D_{\text{вн.с.внут.к}} = 0,047$		$a_{\text{вн.с.внут.к}} = 0,0235$	
			$b_{\text{вн.с.внут.к}} = 0,0157$	
Эквивалентный диаметр абсорбера $d_{\text{экв}}, \text{ м}$	0,047		0,037	
Площадь поверхности абсорбера $A_{\text{абс}}, \text{ м}^2$	0,266		0,224	
Покрытие абсорбера	Высокоселективное покрытие типа «Al-Ni-Al»			
Коэффициент пропускания стеклянной трубки τ	0,90			
Коэффициент поглощения абсорбера $\alpha_{\text{абс}}$	0,95			
Степень черноты абсорбера $\varepsilon_{\text{а}}$	0,06			
Степень черноты стекла $\varepsilon_{\text{с}}$	0,90			
Тип теплоносителя	60-процентный водный раствор этиленгликоля			
Температура теплоносителя на входе в коллектор $T_{\text{вх}}, \text{ К}$	313,15			
Предварительная средняя температура теплоносителя ΔT , К	328,15			
Плотность теплоносителя ρ , кг/м ³	1053,86			
Динамическая вязкость теплоносителя μ , Па·м	2,044·10 ^{−3}			
Коэффициент теплопроводности теплоносителя $\lambda_{\text{ж}}, \text{ Вт/(м·К)}$	0,379			
Удельная теплоемкость теплоносителя C_p , Дж/(кг·К)	3404,89			

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Такой подход к оценке связан со спецификой проектирования комбинированных систем теплоснабжения (одновременное потребление тепловой энергии от солнечных коллекторов и из тепловых сетей). Необходимо, с одной стороны, определить минимальный вклад контура ВСК в покрытие нагрузки в наихудших условиях (зимний период), а с другой — оценить потенциал максимального замещения энергии от традиционных источников в период высокой солнечной активности (летний период). Анализ тепловых режимов для комбинированных систем теплоснабжения будет представлен в рамках другого исследования.

В табл. 2 продемонстрированы результаты расчета процессов теплообмена в ВСК при сравнении круглого и эллиптического профилей абсорбера.

На основании расчетных данных и в соответствии с (30) коэффициент теплогидравлической эффективности принимает следующие значения:

- для теплого периода — $\eta = 1,045$;
- для холодного периода — $\eta = 1,048$.

Таким образом, результаты исследования подтверждают теоретическую перспективу интенсификации процессов теплообмена в ВСК при переходе от круглого профиля абсорбера к эллиптическому.

Безусловно, абсолютный прирост мощности при использовании эллиптического профиля абсорбера (в сравнении с круглым) в рассмотренном слу-

чае относительно мал (до 0,8 % в холодный период и до 0,34 % в теплый период). Принципиальная важность результата заключается в доказательстве работоспособности концепции. Для реализации полного потенциала данной разработки необходимы дальнейшие изыскания:

- проведение параметрического анализа для определения оптимального соотношения полуосей эллипса при различных температурах теплоносителя и уровнях солнечной радиации;
- технико-экономическое обоснование, учитывающее возможное изменение стоимости изготовления трубок сложной формы;
- экспериментальные испытания опытных образцов для валидации расчётных данных.

Заключение

Проведённое численное моделирование при идентичных граничных условиях подтвердило, что эллиптический профиль абсорбера обеспечивает повышение тепловой эффективности по сравнению с круглым профилем. Результаты расчетов также демонстрируют, что при использовании эллиптического профиля абсорбера достигается снижение плотности радиационных потерь (до 16,31 % в холодный период и до 17,80 % в теплый период) и потеря через остаточный газ (до 15,38 % в холодный период и до 16,73 % в теплый период), а также про-

Таблица 2. Результаты процессов теплообмена при сравнении профилей абсорбера ВСК
Table 2. Results of the heat-transfer processes in comparing absorber profiles of the vacuum solar collector

Параметр	Тип профиля абсорбера			
	Круглый		Эллиптический	
Режим эксплуатации	Холодный	Теплый	Холодный	Теплый
Температура поверхности абсорбера T_A , К	352,46	375,06	351,59	372,186
Температура на внутренней поверхности стекла $T_{ст}$, К	242,71	306,07	241,64	305,02
Температура на выходе из коллектора $T_{вых}$, К	345,13	342,85	345,39	342,95
Расчетная средняя температура теплоносителя ΔT , К	329,14	328	329,27	328,05
Плотность потока поглощенной солнечной энергии $q''_{погл}$, Вт/м ²	2188,8	5001,75	2188,8	5001,75
Плотность потока полезной тепловой энергии $q''_{полез}$, Вт/м ²	2085,8	4908,698	2102,6	4925,26
Плотность потока радиационных потерь в вакуумном зазоре $q''_{рад}$, Вт/м ²	102,99	93,0519	86,19	76,4931
Плотность потока тепловых потерь через остаточный газ $q''_{газ}$, Вт/м ²	$1,30 \cdot 10^{-5}$	$8,07 \cdot 10^{-6}$	$1,1 \cdot 10^{-5}$	$6,72 \cdot 10^{-6}$
Плотность потока тепловых потерь через внешнюю колбу вакуумной трубки $q''_{нар,с}$, Вт/м ²	103,00	93,052	86,20	76,4932
Полезная мощность одной вакуумной трубки, Вт	217,8	512,5	219,5	514,2
Количество вакуумных трубок, шт.	10	10	10	10
Критерий Рейнольдса для теплоносителя Re	26,51	67,17	31,47	79,74
Критерий Прандтля Pr	18,36	18,36	18,36	18,36
Критерий Нуссельта Nu	4,36	5,19	4,32	5,12
Линейный коэффициент тепловых потерь a_l , Вт/(м ² ·К)	0,878	1,745	0,744	1,486
Квадратичный коэффициент тепловых потерь a_q , Вт/(м ² ·К ²)	0,0014	0,0023	0,0012	0,0019
Коэффициент теплоотдачи теплоносителя $\alpha_{ж}$, Вт/(м ² ·К)	35,16	41,85	44,25	52,45
Оптический КПД $\eta_{оп}$, %	85,5			
Мгновенный КПД η_{inst} , %	82,3	84,7	84,7	84,8
Коэффициент потерь на трение по длине f	2,4145	0,9528	2,038	0,8026

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

исходит увеличение полезной тепловой мощности коллектора (до 0,80 % в холодный период и до 0,34 % в теплый период) в сравнении с традиционным круглым профилем абсорбера. На основании коэффициента теплогидравлической эффективности преимущество использования эллиптического профиля составляет 4,5 % для теплого периода и 4,8 % для холодного периода, что свидетельствует об успешной интенсификации теплообмена при сохранении приемлемого гидравлического сопротивления.

Основным преимуществом эллиптического абсорбера является увеличение полезной тепловой мощности при меньшей площади теплообменной поверхности ($A_{АБС} = 0,266$ м² при круглом сечении и $A_{АБС} = 0,224$ м² при эллиптическом сечении), что открывает потенциал для оптимизации геометрических параметров абсорбера с целью дальнейшего повышения энергетической эффективности ВСК.

Таким образом, наряду с другими исследованиями [18] переход к эллиптическому профилю абсорбера представляет собой конструктивно эффективный способ интенсификации теплообмена в ВСК, который в дальнейшем может быть рекомендован к использованию (после экспериментальной верификации) при проектировании энергоэффективных гелиосистем.

Список источников / References

1. Омаров Р. А., Кунелбаев М. М., Омаров Д. Р. Результаты исследований двухконтурной гелиоустановки с термосифонной циркуляцией в зимний период // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Сер. Энергетика. 2021.

Т. 21, № 4. С. 66–72. <https://doi.org/10.14529/power210408>. EDN: YNQCZK.

Omarov R. A., Kunelbaev M. M., Omarov D. R. Results of studies of a two-circuit solar installation with thermosiphon circulation in winter. *Bulletin of the South Ural State University. Series Power Engineering*. 2021;21(4):66–72. <https://doi.org/10.14529/power210408>. EDN: YNQCZK. (In Russ.).

2. Нгуен Т., Гильфанов К. Х., Гилязов Д. Р. Моделирование гелиоабсорбционной теплонасосной системы горячего водоснабжения // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2021. Т. 23, № 4. С. 55–65. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2021-23-4-55-65>. EDN: ALSBBD.

Nguen T., Gil'fanov K. Kh., Gilyazov D. R. Modeling of a helioabsorption heat pump system for hot water supply. *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2021;4(23):55–65. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2021-23-4-55-65>. EDN: ALSBBD. (In Russ.).

3. Хорева В. А., Елистратов С. Л. Исследование работы вакуумного солнечного коллектора для получения тепловой энергии в Новосибирске // Энергосбережение и водоподготовка. 2022. № 5 (139). С. 23–27. EDN: DVEXCW.

Khoreva V. A., Elistratov S. L. Study of the operation of a vacuum solar collector for thermal energy production in Novosibirsk. *Energy Saving and Water Treatment*. 2022;5(139):23–27. EDN: DVEXCW. (In Russ.).

4. Хуторной А. Н., Цветков Н. А., Кривошеин Ю. О. [и др.]. Эффективность использования солнечных вакуумных трубчатых коллекторов в природно-климатических условиях Якутии // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. 2016. № 3 (56). С. 156–165. EDN: TVARMK.

Khutornoy A. N., Tsvetkov N. A., Krivoshein Yu. O. [et al.]. Effective utilization of vacuum tube solar collectors in climatic

conditions in Yakutia. *Journal of Construction and Architecture*. 2016;3(56):156–165. EDN: TVARMK. (In Russ.).

5. Агаджанов А. М., Чопанов В. Я., Якубов Я. Д. Методика определения количества вакуумных солнечных коллекторов для горячего водоснабжения в климатических условиях Марыйской области Туркменистана // Вестник Сыктывкарского университета. Сер. Естествознание. Медицина. 2024. № 3 (31). С. 63–67. <https://doi.org/10.34130/2306-6229-2024-3-63>. EDN: DEIMQY.

Agadzhanov A. M., Chapanov V. Ya., Yakubov Ya. D. Methodology for determining the number of vacuum solar collectors for hot water supply in the climatic conditions of the Mary region of Turkmenistan. *Bulletin of Syktvykar University. Series 2. Natural Science. Medicine*. 2024;3(31):63–67. <https://doi.org/10.34130/2306-6229-2024-3-63>. EDN: DEIMQY. (In Russ.).

6. Aggarwal S., Kumar R., Lee D. [et al.]. A comprehensive review of techniques for increasing the efficiency of evacuated tube solar collectors. *Heliyon*. 2023;4(9):e15185. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2023.e15185>.

7. Bellos E., Tzivanidis C. Alternative designs of parabolic trough solar collectors. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2019;71:81–117. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2018.11.001>.

8. Jowzi M., Veysi F., Sadeghi G. Experimental and numerical investigations on the thermal performance of a modified evacuated tube solar collector: Effect of the bypass tube. *Solar Energy*. 2019;183:725–737. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.03>.

9. Gad J., Gryzgoridis J. The effect of different working fluids and internal geometries on the efficiency of evacuated tube heat pipe solar collectors. *Journal of Energy in Southern Africa*. 2020;4(31):16–25. <https://doi.org/10.17159/2413-3051/2020/v31i4a8480>.

10. Харди Г. Двенадцать лекций о Рамануджане: монография / пер. с англ. А. Г. Арзамасцева. Москва: Институт компьютерных исследований, 2002. 336 с.

Khaldi G. Dvenadtsat' lektsey o Ramanudzhane / trans. from Engl. by A. G. Arzamastsev. Moscow, 2002. 336 p. (In Russ.).

11. Bergman T. L., Lavine A. S. Fundamentals of heat and mass transfer. 8th ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2017. 1046 p.

12. Haaland S. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. *Journal of Fluids Engineering*. 1983;105:89–90. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3240948>.

13. Михайлов А. Г., Анисимов Ю. А. Разработка математической модели для определения оптимального угла наклона солнечных коллекторов на примере умеренно континентального климата Омской области // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 3, № 9. С. 22–29. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-3-22-29>. EDN: UGWMDV.

Mikhaylov A. G., Anisimov Yu. A. Developing a mathematical model to determine the optimal solar collector tilt angle: A case study of the temperate continental climate in the Omsk region. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025;9(3):22–29. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-3-22-29>. EDN: UGWMDV. (In Russ.).

14. Rostami S., Hamid A. S. A., Sopian K. [et al.]. Heat transfer analysis of the flat plate solar thermal collectors with elliptical and circular serpentine tubes. *Applied Sciences*. 2022;9(12):4519. <https://doi.org/10.3390/app12094519>.

15. Комаров И. И. Разработка научно-технических решений для повышения технико-экономической эффективности перспективных энергетических установок на органическом топливе: дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2023. 367 с.

Komarov I. I. Razrabotka nauchno-tekhnicheskikh resheniy dlya povysheniya tekhniko-ekonomicheskoy effektivnosti perspektivnykh energeticheskikh ustanovok na organicheskom toplive. Moscow, 2023. 367 p. (In Russ.).

16. Финиченко А. Ю., Полозкова А. П. Комбинированный метод применения солнечного коллектора и теплового насоса в условиях низких температур // Известия Транссиба. 2022. № 1 (49). С. 103–110. EDN: NNCCWL.

Finichenko A. Yu., Polozkova A. P. Combined method of application of solar collector and heat pump under low temperature conditions. *Journal of Transsib Railway Studies*. 2022;1(49):103–110. EDN: NNCCWL. (In Russ.).

17. Giri A. V., Calota R., Nichita T. M. [et al.]. Quantifying the Energy Efficiency, Aging Effects, and Heat Losses of Flat-Plate Solar Collectors in a Temperate Climate. *Energies*. 2026;19(3):817. <https://doi.org/10.3390/en19030817>.

18. Kadam T., Pakhare S. Y., Godse A. B. Performance analysis of solar thermal collectors: A comprehensive review. *Measurement Energy*. 2025;7:100059. <https://doi.org/10.1016/j.meane.2025.100059>.

Вклад авторов:

Ю. А. Анисимов. Постановка цели и задач исследования, анализ современного состояния вопроса по методам интенсификации теплообмена в вакуумных солнечных коллекторах, разработка стационарной одномерной тепловой модели и алгоритма численного расчёта, проведение параметрических расчётов для двух климатических режимов, обработка и визуализация результатов моделирования, оценка погрешностей и интерпретация полученных данных, формулировка выводов, подготовка основного текста статьи.

А. Г. Михайлов. Обоснование выбора геометрической конфигурации (эллиптического профиля) как объекта исследования, выбор критерия теплогидравлической эффективности и методики его расчёта, верификация математической модели и оценка достоверности результатов расчёта

Authors' contribution:

Yuriy A. Anisimov. Formulation of the research aim and objectives, review of the problem in heat transfer enhancement techniques for evacuated tube solar collectors, development of the steady state one dimensional thermal model and the numerical solution algorithm, performing parametric simulations for two climatic scenarios, processing and visualisation of modelling results, assessment and interpretation of the obtained data, writing conclusions, preparation of the text of the article.

Andrey G. Mikhaylov. Justification of the elliptical absorber geometry as the object of research, selection of the thermohydraulic efficiency criterion and the corresponding calculation methodology, verification of the mathematical model and assessment of the calculated results reliability.

Информация об авторах:

АНИСИМОВ Юрий Алексеевич, аспирант кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 3854-6131

AuthorID (РИНЦ): 1320469

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-5122-9968>

e-mail: yuriy.alekseevich.00@inbox.ru

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

SPIN-код: 7337-8036

AuthorID (РИНЦ): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

e-mail: mikhailovand@yandex.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в пред-

ставленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 27.03.2026; одобрена после рецензирования 27.04.2026; принята к публикации 22.06.2026.

Information about the authors:

ANISIMOV Yuriy Alekseyevich, Postgraduate of the Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 3854-6131

AuthorID (RSCI): 1320469

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-5122-9968>

e-mail: yuriy.alekseevich.00@inbox.ru

MIKHAYLOV Andrey Garrievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 7337-8036

AuthorID (RSCI): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

e-mail: mikhailovand@yandex.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 27.03.2026; approved after reviewing 27.04.2026; accepted for publication 22.06.2026.



УДК/UDC 629.7.02

DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-68-75>

EDN: BHDCLG

Научная статья/Original article

КОНСТРУКТИВНАЯ СОВМЕСТИМОСТЬ ПРИБОРОВ

А. А. Беляков

ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С. П. Королёва»,
Россия, 141070, г. Королёв, ул. Ленина, 4а

post@rsce.ru

В исследовании изучается вопрос влияния характеристик приборов на результат оптимизации их компоновки в отсеках космических аппаратов. С указанной целью определены конкретные характеристики приборов, управление которыми может позволить эффективнее разрабатывать и оптимизировать компоновку таких приборов.

В статье была определена модель для оценки влияния характеристик приборов на результат оптимизации их компоновки. Далее были рассмотрены способы оптимального соотношения характеристик приборов и была разработана концептуальная схема этого процесса, состоящая из следующих этапов: задание общих требований к формам корпусов и пространственной ориентации приборов; применение методов комплексирования и агрегатирования; обеспечение применимости приборов для универсальных космических платформ.

Также автором была проведена тестовая оптимизация компоновки приборов по критерию минимума общей массы. В результате было установлено, что наибольший эффект достигается при выполнении всех этих этапов, а выполнение каждого из них обеспечивает снижение массы бортовой кабельной сети, массы конструкции креплений приборов, массы средств терморегулирования, массы защиты приборов от электромагнитных помех и ионизирующего излучения.

Ключевые слова: бортовая аппаратура, прибор, компоновка приборов, конструкция, технологичность, космический аппарат

Для цитирования: Беляков А. А. Конструктивная совместимость приборов. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 68–75. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-68-75>. EDN: BHDCLG.



© Беляков А. А., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

STRUCTURAL COMPATIBILITY OF DEVICES

А. А. Belyakov

PJSC "Rocket and Space Corporation "Energia" named after S. P. Korolev",
Lenin St., 4A, Korolev, 141070, Russia

post@rsce.ru

The research examines the issue of the influence of instrument features on the result of optimising its configuration in spacecraft compartments. For this purpose, specific features of the devices have been identified, the control of which can provide a more efficient way to develop and improve the configuration of such devices.

The article defines a model for evaluating the effect of device features on the result of optimising their configuration. Further, the author considers the methods of optimal correlation of instrument features and develops a conceptual scheme of this process, consisting of the following stages: setting general requirements for body shapes and spatial orientation of instruments; applying methods of integration and aggregation; ensuring the applicability of instruments for universal space platforms.

The author also conducts a test optimisation of the device configuration according to the criterion of minimum total mass. As a result, the greatest effect is achieved by performing all these steps, and the implementation of each of them reduces the mass of the on-board cable network, the mass of the device mounting structure, the mass of temperature control, the mass of protection of devices from electromagnetic interference and ionising radiation.

Keywords: on-board equipment, device, devices configuration, structure, processability, spacecraft

For citation: Belyakov A. A. Structural compatibility of devices. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):68–75. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-68-75>. EDN: BHDCLG. (In Russ.).



© Belyakov A. A., 2026.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

При проектировании автоматических и пилотируемых космических аппаратов (КА) особое внимание уделяется макетированию, результаты которого должны подтвердить принятые инженерные решения при конструировании его составных частей, чтобы достичь наилучших технических характеристик КА. Многообразие технических параметров и требований является основной причиной высокой трудоёмкости и вычислительной сложности алгоритмов комплексной проверки инженерных решений. Как правило, основные процедуры излагаются в программе и методике испытаний, а результаты отражаются в актах. После проведения анализа делаются выводы и, в случае невыполнения требований, принимаются технические решения об изменениях составных частей КА. Такой процесс систематически проявляется для компоновки приборов в отсеках КА, поэтому её разработка осуществляется итерационно [1–4]. Анализ возможных причин показывает, что во многом это явление связано с исполнением приборов. Поэтому одним из актуальных остаётся вопрос совершенствования их характеристик.

На стадии рабочей документации принятые компоновочные решения в определённой мере обеспечивают рациональность компоновки приборов. Известно, что перебор и сравнение вариантов имеет смысл лишь для небольшого количества приборов в виде геометрических примитивов [5]. Во многом результат оптимизации компоновки приборов зависит от качества исходных данных. В частности, количество средств защиты от воздействия внешних факторов, средств терморегулирования и кабелей зависят не только от месторасположения приборов, но и от их характеристик.

Цель исследования — определить, как влияют характеристики приборов на результат оптимизации их компоновки внутри отсеков КА.

Задачи исследования:

1. Определить характеристики приборов, которые влияют на результат оптимизации их компоновки внутри отсеков КА.
2. Разработать модель для оценки влияния характеристик приборов на результат оптимизации их компоновки внутри отсеков КА.
3. Изучить способы обеспечения оптимального соотношения характеристик приборов и предложить соответствующий алгоритм действий.
4. Провести тестовую оптимизацию компоновки приборов за счёт совершенствования их характеристик.

Объектами исследования являются электронные приборы бортовых систем, применяемых в пилоти-

руемых и автоматических КА. Совокупность электронных приборов на борту КА принято именовать бортовой аппаратурой (БА).

Предметом исследования является соотношение характеристик приборов, влияющих на результат оптимизации компоновки БА внутри отсеков КА.

Известно, что «интегральным» свойством является технологичность конструкции приборов, которая характеризует взаимовлияние составных частей изделия с точки зрения производства и эксплуатации. В том числе это относится и к компоновке БА, для чего разрабатываются и согласовываются компоновочные схемы.

В отраслевых стандартах и научно-технической литературе существует перечень рекомендаций для разработки компоновочных схем и конструкции отдельных приборов. Межгосударственные стандарты требуют отрабатывать на технологичность компоновку и конструкцию приборов на этапе технологической подготовки производства и в процессе макетно-конструкторских испытаний. Качество результата этих мероприятий зависит от того, по какому принципу и насколько эффективно принимаются инженерные (в том числе компоновочные) решения.

Поиск оптимальных компоновочных решений

Компоновочное решение геометрически описывается схемой размещения приборов, характеризующейся следующими параметрами относительно базовой системы координат отсека КА:

- координаты размещения БА;
- углы пространственной ориентации БА.

Задача оптимизации компоновки БА внутри отсеков КА является многокритериальной, так как за счёт размещения приборов необходимо обеспечить минимальную массу бортовой кабельной сети, конструкции креплений, минимальные отклонения центра масс и моментов инерции отсеков КА, избежать перегрева приборов и воздействия на них помех и радиации. Для минимизации избыточных воздействий внешних факторов могут быть использованы параметры температуры взаимного нагрева приборов, пиковые изменения напряжённостей электрического и магнитного полей, суммарные поглощённые дозы ионизирующего излучения приборами. В конечном счёте минимизация влияния внешних факторов на компоновку БА за счёт оптимального размещения выражается в сокращении количества средств защиты приборов от них, то есть в сокращении общей массы этих средств, поэтому число критериев эффективности может быть снижено.

Таким образом, оптимальными будут считаться те компоновочные решения, которые одновременно обеспечивают минимальную массу: бортовой кабельной сети, конструкции установки приборов, балансировочных грузов, средств терморегулирования, защиты от внешнего воздействия при минимальных отклонениях центра масс и моментов инерции отсека КА, минимальных энергетических затратах на диагностику, демонтаж и ремонт БА.

С учётом этой конкретики задача оптимизации компоновки БА внутри отсеков КА может быть математически описана целевой функцией минимизации массы:

$$M = M_{\text{БА}} + M_{\text{БКС}} + M_{\text{К}} + M_{\text{БГ}} + M_{\text{Т}} + M_{\text{Е}} + M_{\text{Н}} + M_{\text{Д}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где $M_{\text{БА}}$ — общая масса БА внутри отсека КА; $M_{\text{БКС}}$ — масса бортовой кабельной сети внутри отсека КА; $M_{\text{К}}$ — масса конструкции установки БА; $M_{\text{БГ}}$ — общая масса балансировочных грузов; $M_{\text{Т}}$ — общая масса средств терморегулирования компоновки БА; $M_{\text{Е}}$ — общая масса средств защиты компоновки БА от избыточного воздействия электростатического поля внутри отсека КА; $M_{\text{Н}}$ — общая масса средств защиты компоновки БА от избыточного воздействия магнитного поля внутри отсека КА; $M_{\text{Д}}$ — общая масса средств защиты компоновки БА от избыточного ионизирующего воздействия внутри отсека КА.

Прочие параметры (минимум массы средств снижения воздействия шума и вибраций и т. д.) в рамках данного исследования не перечисляются, так как вносят несущественный вклад при оптимизации компоновки БА по сравнению с обозначенными выше параметрами.

В соответствии с техническими требованиями к компоновке БА оптимальное значение целевой функции (1) следует искать при ограничениях на отклонения центра масс отсека КА и центробежных моментов инерции, а также при ограничениях на энергетические затраты оператора на демонтаж БА.

Согласно концепции адаптивизации оптимальными будут считаться только такие компоновочные решения, которые получены исходя из оперативного реагирования на изменение условий задачи размещения в процессе её моделирования. Следовательно, адаптивная задача оптимизации компоновки БА сводится к отысканию таких значений целевых функций, которые обеспечат решение эффективнее заданного допустимого, которое ниже предельного, что можно выразить ограничениями вида:

$$\begin{cases} \xi < [\xi] < \lim \xi \\ \epsilon_j < [\epsilon_j] < \lim \epsilon_j, \\ P < [P] < \lim P \end{cases}$$

где ξ — отклонение центра масс отсека КА; ϵ_j — отклонение центробежных моментов инерции отсека КА; P — энергетические затраты оператора на де-

монтаж БА; $[X]$ — заданное допускаемое значение; $\lim X$ — заданное предельное значение.

Конструктивная совместимость приборов

Характеристики приборов бортовых систем КА довольно разнообразны в зависимости от решаемых задач [2, 6, 7]. Применительно к предмету данного исследования интерес представляют характеристики приборов, которые находят своё отражение в их конструкции. Оптимальное соотношение значений данных характеристик называется конструктивной совместимостью приборов¹.

Конструктивная совместимость приборов влияет на технологичность конструкции и компоновки БА в части увязки и результата совместного выполнения функциональных, эргономических, монтажных, габаритных, массоцентровочных и инерционных, тепловых, радиационных, электромагнитных требований к компоновке. В этом смысле исследование соотношения характеристик приборов сводится к синтезу алгоритма действий и моделей, включающих массогабаритные параметры приборов. Создание таких моделей направлено на обеспечение поиска оптимальных компоновочных решений за счёт изменений характеристик приборов. Стоит отметить, что это возможно только для вновь разрабатываемых приборов.

Как отмечается в изданиях [1, 3, 5, 6, 8–10], для решения задачи размещения БА достаточно использовать электронные габаритные модели приборов, чьи характеристики описываются следующими данными [11]:

$$MP_i = (m_i; l_i; \Gamma_i), \quad i = \overline{1, n}, \quad (2)$$

где $i = \overline{1, n}$ — порядковый номер прибора; n — общее количество приборов; m_i — масса прибора; $l_i = (l_{xi} \ l_{yi} \ l_{zi})$ — габариты прибора; $\Gamma_i = (a_i \ b_i \ c_i)$ — топология прибора; a_i — количество вершин корпуса прибора; b_i — количество рёбер корпуса прибора; c_i — количество граней корпуса прибора.

Само по себе количественное соотношение массы, габаритов, топологии приборов неинформативно, так как номенклатура их типоразмеров, назначение, варианты эксплуатации (условия окружающей среды, типоразмеры отсеков КА и места размещения в них) слишком разнообразны. Поэтому целесообразно проводить качественную оценку исходя из анализа полноты мероприятий, выполненных при разработке приборов в обеспечение оптимальности их компоновки в отсеках КА по критериям эффективности из формулы (1) в дальнейшем.

Модель для оценки влияния характеристик (2) приборов на результат оптимизации компоновки БА внутри отсеков КА (1) предлагается описать формально математической структурой вида:

$$\langle A(MP_i); Q(MP_i); F \rangle, \quad i = \overline{1, n}, \quad (3)$$

где $A(MP_i)$ — область допускаемых значений характеристик приборов для компоновки в пределах габаритов отсека; $Q(MP_i)$ — формула для оценки конструктивной совместимости приборов (степени

¹ Беляков А. А., Шулепов А. И., Папазов В. М. Конструктивная совместимость бортовой аппаратуры в отсеке, способы обеспечения, оптимизация компоновки и связей по бортовой кабельной сети // XXVII Международная научно-практическая конференция «Решетнёвские чтения», посвящённая памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М. Ф. Решетнёва. 2023. Ч. 1. С. 11–12.

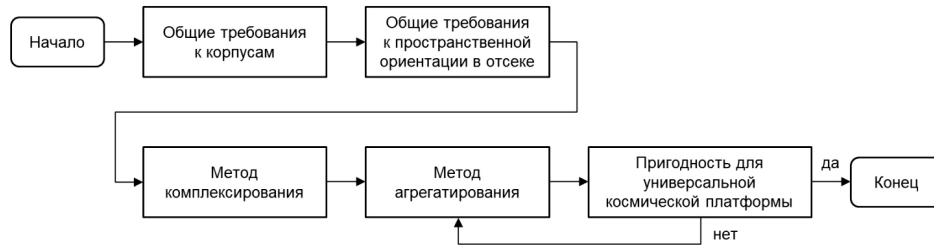


Рис. 1. Схема алгоритма обеспечения конструктивной совместимости приборов
Fig. 1. Scheme of the algorithm of the structural devices compatibility
Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

оптимальности соотношения характеристик приборов); F — оператор пошагового отображения (конвертации) схемы размещения приборов.

Важно обратить внимание, что в модели (3) формула $Q(MP_i)$ должна быть истинной при выборе любого прибора MP_i на $A(MP_i)$, ведь только тогда возможно существование модели (3) для формулы $Q(MP_i)$. Чтобы определить её вид, необходимо изучить пути и способы обеспечения конструктивной совместимости приборов.

Обеспечение конструктивной совместимости приборов — это функция разработчика конструкторской документации на приборы, в которой должно отражаться взаимосвязанное решение задач, направленных на снижение занимаемого объёма, количества пустот в отсеке, массы бортовой кабельной сети, массы защиты и трудоёмкости монтажа приборов. Участие разработчика технологической документации является обязательным. Далее разработчик конструкторской документации на установку приборов использует эти данные при отработке конструкции креплений на технологичность.

Конструктивную совместимость приборов возможно обеспечить при задании общих требований к формам корпусов всех приборов и к условиям их ориентации в отсеке. Эти требования должен формулировать разработчик конструкторской документации на изделие.

Наиболее распространёнными для приборов являются корпуса прямоугольной и цилиндрической форм с большим количеством разъёмов для подсоединения к ним кабелей. Например, в работе [6] показано, как форма корпуса и пространственная ориентация прибора влияют на его доступность и легкосъёмность при испытаниях или эксплуатации КА.

Кроме того, на этапе разработки компоновки БА могут быть использованы методы предварительной оценки её эргономичности для оптимизации [12, 13].

Технически обеспечение конструктивной совместимости для нескольких произвольно рассматриваемых приборов выражается в том, что снижается трудоёмкость диагностики, доступа к составным частям изделия, их замены, а также сокращается расход материала для креплений и снижается занимаемый приборами объём пространства внутри отсека изделия.

На практике для достижения этого применяют метод комплексирования и метод агрегатирования. Например, в работе [7] отмечается, что метод комплексирования приборов позволяет объединять функции нескольких типов приборов в один прибор, который легче и компактнее нескольких самостоятельных приборов. Также в работе² отмечено, что метод агрегатирования приборов позволяет объединять их в функциональные блоки, за счёт чего сокращается масса кабелей и занимаемый объём.

Для снижения трудоёмкости разработки компоновки БА в развитие данных методов создают универсальные космические платформы по модульному принципу, на базе которых можно комплектовать КА всеми необходимыми бортовыми системами и целевыми нагрузками. Такой способ обеспечения конструктивной совместимости приборов видится наиболее эффективным при создании вариантов КА на основе совершенствования состава прототипов. Модульный принцип также может применяться для агрегатов и бортовых систем. Подробнее с методическими вопросами разработки универсальных космических платформ рекомендуется ознакомиться в изданиях [2, 7, 14–16].

Из приведённых выше положений следует, что задача обеспечения конструктивной совместимости приборов, равно как и более общие задачи обеспечения технологичности конструкции приборов и оптимизации компоновки БА, может быть решена только за счёт комплекса мероприятий, которые сводятся к совершенствованию состава и материалов электронной компонентной базы. Применительно к оценке влияния характеристик приборов на результат оптимизации их компоновки достаточно использовать данные электронных габаритных моделей (2) приборов, так как совершенствование состава и материалов электронной компонентной базы выражается в изменении массы и габаритов, а также топологии приборов. Применительно к производству приборов следует проводить анализ характеристик, которые перечислены в ГОСТ 14.201–83³ и отраслевых стандартах.

Таким образом, алгоритм обеспечения конструктивной совместимости приборов имеет вид последовательности действий, представленный схемой на рис. 1.

С учётом сделанных ранее комментариев к модели (3) на основе схемы предлагается представить формулу для оценки конструктивной со-

² Рожков В. Н., Чернышев А. В. Вопросы диагностики бортовых систем. Москва: МАТИ, 1975. 81 с.

³ ГОСТ 14.201–83. Обеспечение технологичности конструкции изделий. Общие требования. Введ. 01-01-1984. Москва: Стандартинформ, 1983. 9 с.

Таблица 1. Функции для оценки влияния характеристик приборов на результат оптимизации их компоновки
Table 1. Functions for evaluation of the devices features influence on the result of their layout optimization

Функция	Содержание
$Q_1 = Q_1(MP)$	«Общие требования к формам корпусов приборов MP соблюдены»
$Q_2 = Q_2(MP)$	«Общие требования к пространственной ориентации приборов MP соблюдены»
$Q_3 = Q_3(MP)$	«Приборы MP разработаны с помощью метода комплексирования»
$Q_4 = Q_4(MP)$	«Приборы MP разработаны с помощью метода агрегатирования»
$Q_5 = Q_5(MP)$	«Приборы MP пригодны для универсальной космической платформы»
$Q_6 = Q_6(MP)$	«Приборы MP обладают конструктивной совместимостью»
$Q_4(MP) \wedge \neg Q_6(MP) \Rightarrow \neg Q_5(MP)$	«Если приборы MP разработаны методом агрегатирования и при этом не обладают конструктивной совместимостью, то тогда они не пригодны для универсальной космической платформы»

Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

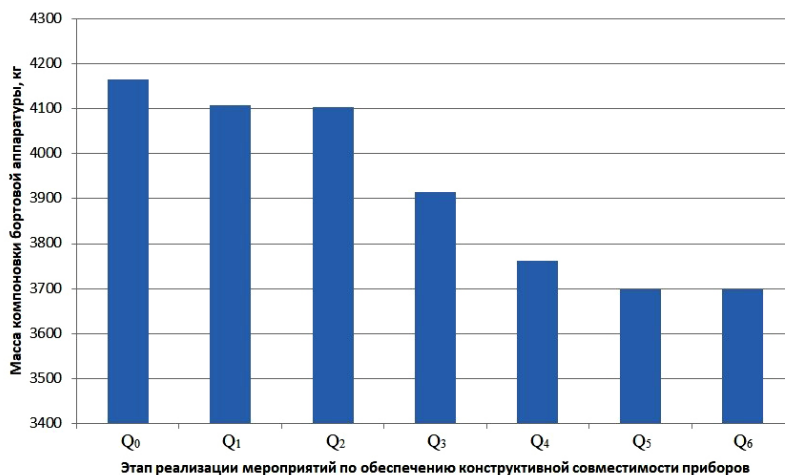


Рис. 2. Изменение массы компоновки бортовой аппаратуры в результате обеспечения конструктивной совместимости приборов

Fig. 2. Mass change of the on-board equipment layout because of the structural devices compatibility

Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

вместимости приборов в виде многоместного предиката:

$$Q = \forall m_i \forall I_i \forall \Gamma_i \exists Q_6 \times \left[Q_1 \wedge Q_2 \wedge Q_3 \wedge Q_4 \wedge \exists I_{\text{отс}} Q_5 \wedge \wedge (Q_4 \wedge \neg Q_6 \Rightarrow \exists I_{\text{отс}} \neg Q_5) \right], \quad (4)$$

где $I_{\text{отс}}$ — габариты отсека КА; $Q_{1...6}$ — функции для оценки влияния характеристик приборов на результат оптимизации их компоновки.

Используемые в формуле (4) функции являются переменными строкового типа, содержание для которых указано в табл. 1. Функции могут принимать значения 1 или 0 в зависимости от того, соответствует ли конструкция прибора содержанию той или иной функции. Если все функции имеют значение 1, то можно считать, что такие приборы обладают конструктивной совместимостью, то есть соотношение их характеристик является наилучшим для получения результата оптимизации компоновки БА внутри отсеков КА. Это положение обусловлено тем фактом, что по отдельности мероприятия, соответствующие содержанию функций из формулы (4), снижают массу компоновки БА за счёт изменения массы, габаритов, топологии отдельных приборов. Как уже говорилось ранее, комплекс этих мероприятий обеспечивает кумулятивный эффект.

Результаты тестовой оптимизации компоновки БА внутри отсека КА по критерию минимума массы за счёт совершенствования характеристик приборов

В качестве тестового примера был рассмотрен герметичный отсек перспективного КА и 336 приборов различных бортовых систем, из которых была сформирована компоновка. Для каждого прибора был проведён анализ характеристик в части выполнения мероприятий из табл. 1, после чего были определены значения оценочных функций из формулы (4). Было установлено, что Q_1 было выполнено для 266 приборов; Q_2 — для 303 приборов; Q_3 — для 75 приборов; Q_4 — для 57 приборов; Q_5 — для 0 приборов. Следовательно, ни один из приборов изначально не обладал конструктивной совместимостью с остальными. Масса компоновки БА составила 4165,47 кг.

В обеспечение конструктивной совместимости для 156 вновь разрабатываемых приборов поэтапно выполнялся комплекс мероприятий в соответствии со схемой на рис. 1, и затем формировалась новая компоновка. На рис. 2 показан график изменений массы компоновки БА: при выполнении Q_1 для этих приборов масса компоновки БА составила 4108,72 кг; при выполнении Q_2 — 4103,45 кг; при выполнении Q_3 для 23-х из этих приборов — 3915,43 кг; при выполнении Q_4 для 141-го из этих

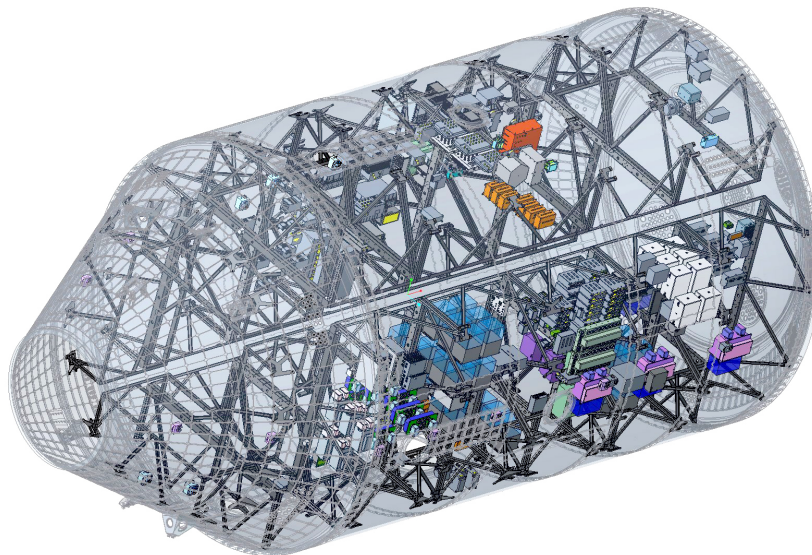


Рис. 3. Электронная геометрическая модель компоновки бортовой аппаратуры внутри отсека космического аппарата после тестовой оптимизации

Fig. 3. Electronic geometric model of the on-board equipment layout inside the spacecraft compartment after the testing optimization

Источник / Source: разработано автором / compiled by the author

приборов — 3761,24 кг; при выполнении Q_5 для девяти из этих приборов — 3697,06 кг. Значение массы компоновки БА при Q_6 не изменяется, так как на этом этапе лишь делается заключение о конструктивной совместимости приборов.

В качестве общего требования к корпусам вновь разрабатываемых приборов реализована форма в виде прямоугольного параллелепипеда, как наиболее подходящая для геометрии имеющихся зон размещения в отсеке КА. Масса компоновки БА была снижена за счёт снижения массы приборов и массы конструкции их крепления.

В качестве общего требования к пространственной ориентации вновь разрабатываемых приборов реализована параллельность граней корпусов этих приборов базовым плоскостям отсека КА. Масса компоновки БА была снижена за счёт снижения массы конструкции их крепления.

При помощи метода комплексирования 23 приборами системы управления бортовым комплексом системы управления движением и навигации, бортовой радиотехнической системы, системы бортовых измерений были функционально объединены в блоки. Например, это моноблок активной фазированной антенной решётки, блок управления бортовым комплексом, бортовая цифровая вычислительная машина, блоки навигации. Масса компоновки БА была снижена за счёт снижения массы приборов, массы бортовой кабельной сети, массы конструкции креплений приборов, массы экранов от электромагнитных помех и ионизирующего излучения.

При помощи метода агрегатирования 141 прибор с идентичными наборами электрических связей был конструктивно объединён. Например, это те же блоки управления бортовым комплексом: акселерометры, трёхосевые волновые измерители угловых скоростей, датчики атмосферного давления, релейные переключатели, коммутаторы широкополосной системы связи. Масса компоновки БА была снижена за счёт снижения массы бортовой кабельной сети, массы конструкции креплений, массы (количества) средств терморегулирования.

Пригодность для применения в составе универсальной космической платформы оценена исходя из функционального назначения, формы и габаритов конструкции приборов. Такие приборы в основном оказались свойственны системе бортовых измерений. Основы подхода описаны в работе [14]. Оценка состояла в том, чтобы подтвердить возможность применения рассматриваемых приборов без изменений в компоновках семейства КА, разрабатываемых в развитие возможностей образца перспективного КА. Масса компоновки БА была снижена за счёт конструктивных решений в целях унификации приборов и, как следствие, снижения их массы.

На рис. 3 представлена электронная геометрическая модель компоновки БА внутри отсека КА, оптимизированная за счёт совершенствования характеристик отдельных приборов.

Выводы и заключение

В результате тестовой оптимизации компоновки БА внутри отсека КА установлено, что изменение массы, габаритов, топологии приборов может снижать общую массу компоновки, если выполнять комплекс мероприятий по обеспечению их конструктивной совместимости в соответствии с табл. 1, причём наибольший эффект достигается при выполнении всех этапов предложенного алгоритма действий.

Этапы $Q_1 - Q_4$ помогают снизить массу конструкции креплений приборов. Этапы Q_1, Q_3, Q_5 помогают снизить массу отдельных приборов. Этапы Q_3, Q_4 позволяют снизить массу бортовой кабельной сети. Также на этапе Q_3 реализуемые мероприятия помогают снизить массу средств терморегулирования и защиты от электромагнитных помех и ионизирующего излучения.

На этапе Q_6 делается вывод об обеспечении конструктивной совместимости приборов (о достижении оптимального соотношения характеристик приборов, при котором достигается наибольший эффект оптимизации компоновки БА по критерию минимума массы).

Предложенный подход по работе с исходными данными (характеристиками приборов) для оптимизации компоновки БА внутри отсеков КА отличается от известных тем, что регламентирует сквозной процесс оптимизации от стадии аванпроекта до стадии рабочей документации.

Необходимость оценки конструктивной совместимости приборов обуславливается тем, что, благодаря комплексу мероприятий при разработке конструкции приборов, есть возможность положительно влиять на результат оптимизации компоновки этих приборов. Представленную на рис. 1 схему процесса и, следовательно, формулу (4) можно расширять, добавляя альтернативные пути поиска инженерных решений, если на каком-либо этапе мероприятия не могут быть выполнены. В настоящем исследовании даны концептуальные положения для наиболее общей схемы процесса обеспечения конструктивной совместимости приборов.

В частности, общие требования к формам корпусов и пространственной ориентации приборов должны формироваться на основе информации о форме корпуса отсека КА и схемы размещения БА. Комплексирование приборов должно обеспечивать уменьшение их массы и габаритов, в том числе за счёт внутренней коммутации вместо прокладки внешних кабелей. Агрегатирование приборов должно осуществляться на основе конструктивно-силовой схемы КА, а также преследовать цель снижения массы благодаря «сращиванию» конструкции БА и конструктивных элементов её установок. Более того, необходимо обладать исходными данными о величине и конфигурации доступных объёмов пространства в зонах размещения приборов и о количестве разрешённых посадочных (установочных) мест.

Список источников / References

1. Гаврилов В. Н. Автоматизированная компоновка приборных отсеков летательных аппаратов: монография. Москва: Машиностроение, 1988. 137 с.
2. Gavrilov V. N. Avtomatizirovannaya komponovka pribornykh отсеков letatel'nykh apparatov. Moscow, 1988. 137 p. (In Russ.).
3. Козлов Д. И., Аншаков Г. П., Агарков В. Ф. [и др.]. Конструирование автоматических космических аппаратов: монография. Москва: Машиностроение, 1996. 448 с. ISBN 5-217-02657-X.
4. Kozlov D. I., Anshakov G. P., Agarkov V. F. [et al.]. Konstruirovaniye avtomaticheskikh kosmicheskikh apparatov. Moscow, 1996. 448 p. ISBN 5-217-02657-X. (In Russ.).
5. Клягин В. А., Петров И. А., Серебрянский С. А. [и др.]. Методика решения задачи автоматизированной компоновки блоков БРЭО последовательными приближениями на основе дискретной модели их размещения на базовых плоскостях отсеков // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2018. № 54. С. 78–89. <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2018.54.07>. EDN: YLRFHV.
6. Klyagin V. A., Petrov I. A., Serebryanskiy S. A. [et al.]. The method for solving the problem of avionics blocks arrangement by successive approximations based on a discrete model of their installation on the virtual planes. *Vestnik PNRPU. Aerospace Vehicles*. 2018;54:78–89. <https://doi.org/10.15593/2224-9982/2018.54.07>. EDN: YLRFHV. (In Russ.).
7. Lau V., Luis de Sousa F., Luiz Galski R. [et al.]. A multidisciplinary design optimization tool for spacecraft equipment layout conception. *Journal of Aerospace Technology and Management*. 2014;6(4):431–446. <https://doi.org/10.5028/jatm.v6i4.399>.

8. Cong W., Zhao Y., Du B. [et al.]. A spacecraft equipment layout optimization method for diverse and competitive design. *Computer Modeling in Engineering and Sciences*. 2023;136(1):621–654. <https://doi.org/10.32604/cmes.2023.025143>.
9. Стоян Ю. Г., Кулиш Е. Н. Автоматизация проектирования компоновки оборудования летательных аппаратов: монография. Москва: Машиностроение, 1984. 192 с.
10. Stoyan Yu. G., Kulish E. N. Avtomatizatsiya proyektirovaniya komponovki oborudovaniya letatel'nykh apparatov. Moscow, 1984. 192 p. (In Russ.).
11. Микрин Е. А. Бортовые комплексы управления космическими аппаратами и проектирование их программного обеспечения: монография. Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 336 с. ISBN 5-7038-2178-9. EDN: QNQUMR.
12. Mikrin E. A. Bortovyye komplekсы upravleniya kosmicheskimi apparatami i proyektirovaniye ikh programmnoy obespecheniya. Moscow, 2003. 336 p. ISBN 5-7038-2178-9. EDN: QNQUMR. (In Russ.).
13. Chen X., Xia Y., Zhou W. [et al.]. An ILP-assisted two-stage layout optimization method for satellite payload placement. *Space Science & Technology*. 2022. 15 p. <https://doi.org/10.34133/2022/9765260>.
14. Cagan J., Degentesh D., Yin S. A simulated annealing-based algorithm using hierarchical models for general three-dimensional component layout. *Computer-Aided Design*. 1998;10(30):781–790.
15. Петров И. А. Методика автоматизированной компоновки блоков бортового радиоэлектронного оборудования и трассировки коммуникаций на этапах разработки ЛА: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2019. 147 с. EDN: BHKEID.
16. Petrov I. A. Metodika avtomatizirovannoy komponovki blokov bortovogo radioelektronnogo oborudovaniya i trassirovki kommunikatsiy na etapakh razrabotki LA. Moscow, 2019. 147 p. EDN: BHKEID. (In Russ.).
17. Беляков А. А., Шулепов А. И., Папазов В. М. [и др.]. Методика определения координат размещения бортовой аппаратуры с предварительной оценкой массы бортовой кабельной сети // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2024. Т. 23, № 4. С. 7–24. <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2024-23-4-7-24>. EDN: CQJZEK.
18. Belyakov A. A., Shulepov A. I., Papazov V. M. [et al.]. Methodology of on-board equipment arranging coordinates calculation with on-board cable system mass preliminary evaluation. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2024;4(26):7–24. <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2024-23-4-7-24>. EDN: CQJZEK. (In Russ.).
19. Е Вин Тун. Оценка эргономичности компоновки отсека оборудования летательного аппарата: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2020. 166 с.
20. Ye Win Tun. Otsenka ergonomichnosti komponovki отсека oborudovaniya letatel'nogo apparata. Moscow, 2020. 166 p. (In Russ.).
21. Беляков А. А., Шулепов А. И., Прокопьев Е. В. [и др.]. Методика предварительной эргономической оптимизации компоновки бортовой аппаратуры в отсеках пилотируемых космических аппаратов и космических станций // Инженерный журнал: наука и инновации. 2024. № 7 (151). <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2024-7-2371>. EDN: RLOPKG.
22. Belyakov A. A., Shulepov A. I., Prokopiev E. V. [et al.]. Methodology of preliminary ergonomic optimization of on-board equipment layout in compartments of the manned spacecraft and space stations. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2024;7. <https://doi.org/10.18698/2308-6033-2024-7-2371>. EDN: RLOPKG. (In Russ.).
23. Волоцув В. В., Ткаченко И. С., Сафронов С. Л. Выбор проектных параметров универсальных платформ малых космических аппаратов // Вестник СГАУ. 2012. № 2 (33). С. 35–47. EDN: PWOBOD.
24. Volotsuev V. V., Tkachenko I. S., Safronov S. L. Choice of design parameters of universal platforms of small space

vehicles. *Vestnik SSAU*. 2012;2(33):35–47. EDN: PWOBOD. (In Russ.).

15. Кириллов А. Н., Ахметов Р. Н., Шахматов Е. В. [и др.]. Опыт-технологический малый космический аппарат «АИСТ-2Д». Самара: Издательство СамНЦ РАН, 2017. 324 с. ISBN 978-5-93424-785-1.

Kirillov A. N., Akhmetov R. N., Shakhmatov E. V. [et al.]. *Opytno-tekhnologicheskii malyy kosmicheskii apparat "AIST-2D"*. Samara, 2017. 324 p. ISBN 978-5-93424-785-1. (In Russ.).

16. Лопота В. А., Ермаков П. Н., Фролов И. В. Перспективы развития автоматических космических систем и космических аппаратов // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2011. № 1 (82). С. 5–16. EDN: NDXJHT.

Lopota V. A., Ermakov P. N., Frolov I. V. Perspectives of the development of automated space systems and spacecraft. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2011;1(82):5–16. EDN: NDXJHT. (In Russ.).

Информация об авторе:

БЕЛЯКОВ Андрей Алексеевич, аспирант, инженер-конструктор 2-й категории ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия» имени С. П. Королёва», г. Королёв.

SPIN-код: 7266-6590

AuthorID (РИНЦ): 1070564

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5789-8048>

e-mail: post@rsce.ru

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в пред-

ставленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи автор не использовал генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 15.02.2026; одобрена после рецензирования 23.03.2026; принята к публикации 15.06.2026.

Information about the author:

BELYAKOV Andrey Alekseyevich, Postgraduate, Design Engineer of the 2nd category, PJSC "Rocket and Space Corporation "Energia" named after S. P. Korolev", Korolev.

SPIN-code: 7266-6590

AuthorID (RSCI): 1070564

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5789-8048>

e-mail: post@rsce.ru

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

The author has read and approved the final manuscript. The author did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 15.02.2026; approved after reviewing 23.03.2026; accepted for publication 15.06.2026.

ЧИСЛЕННО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

К. В. Кривун¹✉, А. А. Пещерова¹, А. А. Лазарева²

¹АО ГНЦ «Исследовательский центр имени М. В. Келдыша»,
Россия, 125438, г. Москва, ул. Онежская, 8

²Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),
Россия, 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, 4

✉ krivun0200@mail.ru

Работа посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния ответственных разъемных соединений (шпоночных и резьбовых) твердотопливных ракетных двигателей. Целью работы является исследование напряженно-деформированного состояния ответственных узлов в ракетной технике (на примере резьбового и шпоночного соединений) на основе сравнительного анализа результатов численного моделирования в ANSYS и натурного эксперимента методом фотоупругости.

Для обеспечения высокой надежности конструкций предложен комплексный подход, сочетающий конечно-элементное моделирование в ANSYS и экспериментальную валидацию поляризационно-оптическим методом. Научная новизна заключается в получении уточненных данных о напряженном состоянии исследуемых узлов за счет внедрения алгоритма «виртуальной фотоупругости» для прямой количественной валидации расчетов. В качестве эффективного технологического инструмента для создания оптических моделей применена 3D-печать. Выявлены критические локальные концентраторы напряжений во впадинах резьбы и углах пазов.

Результаты показали высокую сходимость численного и натурного экспериментов (относительная погрешность составила 0,57 % для резьбового соединения, а также 3,4 % — для шпоночного), что подтверждает корректность расчетных моделей. Практическая значимость работы заключается в том, что апробированная методика может применяться как на ранних стадиях проектирования, так и для прочностной оптимизации геометрии существующих конструкций.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, фотоупругость, разъемные соединения, твердотопливный ракетный двигатель, концентрация напряжений, интерференционные полосы, аддитивные технологии

Для цитирования: Кривун К. В., Пещерова А. А., Лазарева А. А. Численно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния разъемных соединений ракетных двигателей. Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2026. Т. 10, № 2. С. 76–85. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-76-85>. EDN: LDEEZN.



© Кривун К. В., Пещерова А. А., Лазарева А. А., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE STRESS-STRAIN STATE OF DETACHABLE JOINTS OF ROCKET ENGINES

K. V. Krivun¹✉, A. A. Pescherova¹, A. A. Lazareva²

¹JSC SSC "Keldysh Research Center", Onezhskaya St., 8, Moscow, 125438, Russia

²Moscow Aviation Institute (National Research University),
Volokolamskoe Rd., 8, Moscow, 125993, Russia

✉ krivun0200@mail.ru

The paper investigates the stress-strain state of critical detachable joints (keyed and threaded) in solid-propellant rocket motors. The purpose of the research is to study the stress-strain state of critical components in rocket technology (using the example of threaded and keyed joints) based on a comparative analysis of the results of numerical modeling in ANSYS and field experiments using photoelasticity.

The authors propose a comprehensive approach to ensure high reliability, combining finite element modeling in ANSYS with experimental validation via the photoelastic method. The scientific novelty of the research consists in acquiring more accurate data regarding the stress state of the components under study by introducing a "virtual photoelasticity" algorithm for direct quantitative validation of numerical results. Furthermore, 3D-printing is utilized as an efficient technological tool for the manufacturing of optical models. Critical stress concentrators are identified in thread roots and keyway corners.

Results demonstrate high convergence between numerical and physical experiments (the relative error is 0.57 % for the threaded connection and 3.4 % for the keyed connection), confirming the accuracy of the calculation models. The practical significance of the work is that the tested methodology can be used both in the early stages of design and for the strength optimization of the existing structures geometry.

Keywords: stress-strain state, finite element method, photoelasticity, detachable joints, solid propellant rocket engine, stress concentration, interference fringes, additive technologies

For citation: Krivun K. V., Pescherova A. A., Lazareva A. A. Numerical and experimental research of the stress-strain state of detachable joints of rocket engines. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):76–85. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-76-85>. EDN: LDEEZN. (In Russ.).



© Krivun K. V., Pescherova A. A., Lazareva A. A., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

С развитием отечественной ракетной техники возрастают требования к прочности и надежности твердотопливных ракетных двигателей (РДТТ). Особую актуальность приобретает точная оценка напряженно-деформированного состояния нагруженных разъемных соединений, приводящее к разгерметизации или разрушению конструкции из-за локальных концентраторов напряжений.

Хотя основным инструментом прочностного анализа сегодня выступает численное моделирование, высокая ответственность подобных узлов требует экспериментальной валидации расчетной модели. Одним из способов выявления зон концентрации является поляризационно-оптический метод (фотоупругость), позволяющий получать непрерывное поле напряжений [1]. Научная новизна работы заключается в исследовании зон концентрации напряжений в разъемных узлах РДТТ с помощью комплексного подхода. Он объединяет конечно-элементный анализ с алгоритмом «виртуальной фотоупругости» и экспериментальную валидацию.

Целью работы является исследование напряженно-деформированного состояния ответственных узлов в ракетной технике (на примере резьбового и шпоночного соединений) на основе сравнитель-

ного анализа результатов численного моделирования в ANSYS и натурного эксперимента методом фотоупругости.

Задачи исследования:

- 1) проведение численного моделирования напряженно-деформированного состояния соединений в Ansys Mechanical;
- 2) изготовление геометрически подобных моделей соединений РДТТ из оптически чувствительного материала с применением современных аддитивных технологий (3D-печати оснастки) и литья;
- 3) валидация результатов численного моделирования проведением модельного эксперимента на основе фотоупругости на установке ППУ-7;
- 4) реализация методики «виртуальной фотоупругости» для визуализации интерференционных картин, имитирующих прохождение поляризованного света.

Численное исследование напряженно-деформированного состояния разъемных соединений Описание расчетной модели

В ходе работы рассмотрены разъемные соединения корпусов: шпоночное и резьбовое соединения (рис. 1) [2]. Физико-механические характеристики

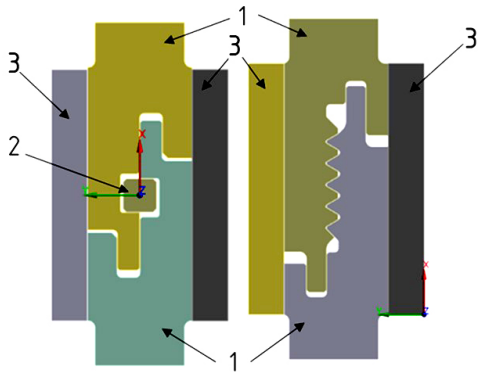


Рис. 1. Конструктивные элементы расчетной модели:
1 — фланец корпуса (ЭД-20);
2 — шпоночный элемент (ЭД-20);
3 — фиксаторы перемещений

Fig. 1. Design elements of the calculation model:
1 — body flange (ЭД-20); 2 — key element (ЭД-20);
3 — displacement stops

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

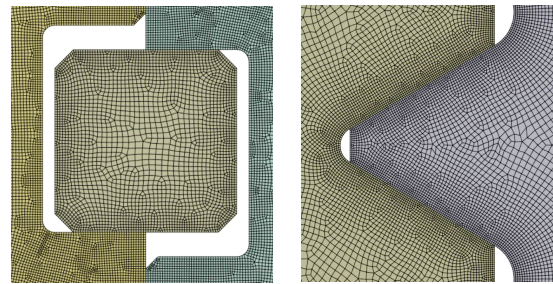


Рис. 2. Конечно-элементная модель
Fig. 2. Finite element model
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

материалов, использованных при моделировании, представлены в табл. 1.

Контрольными параметрами при численном моделировании задачи стали значения максимальных и минимальных главных напряжений (σ_1 , σ_3) и качественная картина эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{\text{экв}}$. Для устойчивости модели в дальней-

шем проводимом эксперименте вводятся дополнительные поперечные ограничительные фиксаторы, исключающие смещения вдоль ОУ.

Математическая постановка задачи

Математическая постановка задачи представляет собой плоскую 2D-модель plane stress (10 mm), которая включает определенные условия. Граничные условия:

— ограничение перемещений фиксаторов по торцам в направлении ОХ и ОУ;

— ограничение перемещений нижней части фланцевого соединения в направлении ОУ и ОХ.

Нагрузки, действующие на расчетную модель:

— приложение действия усилия на верхнюю часть фланцевого соединения в количестве 500 Н;

Таблица 1. Физико-механические характеристики материалов
Table 1. Physical and mechanical features of materials

№	Деталь	Плотность, кг/м³	Модуль упругости, МПа	Коэффициент Пуассона
Неметаллические разъемные соединения (для модельного эксперимента)				
1	Фланец корпуса (ЭД-20)	1200	3000	0,37
2	Шпоночный элемент (ЭД-20)			
3	Фиксаторы перемещений	1200	2000	0,35

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

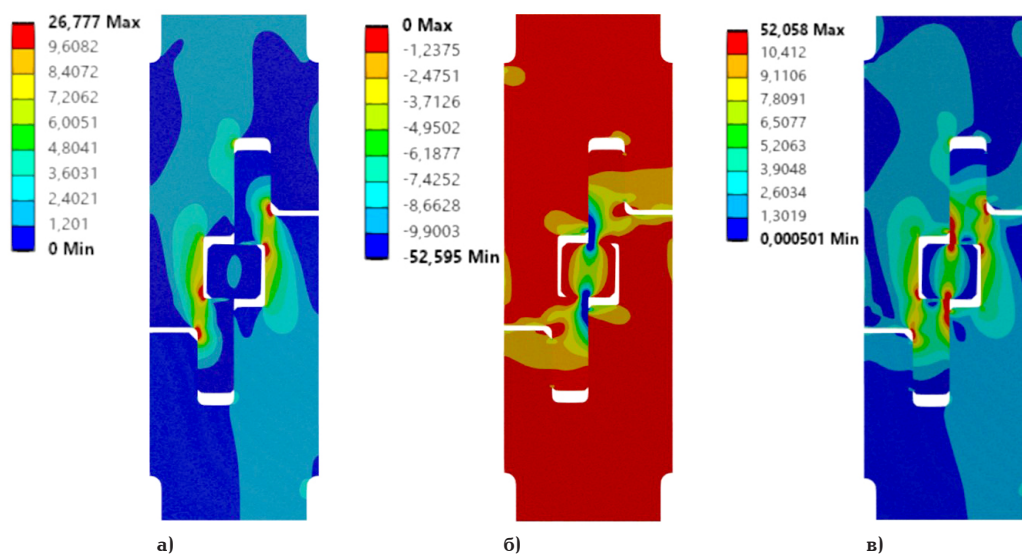


Рис. 3. Результаты численного расчета шпоночного соединения:
а) — максимальные напряжения, МПа; б) — минимальные напряжения, МПа;
в) — эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа

Fig. 3. Results of numerical calculation of the keyway joint:
а) — maximum principal stresses, МПа; б) — minimum principal stresses, МПа;
в) — Mises equivalent stresses, МПа

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

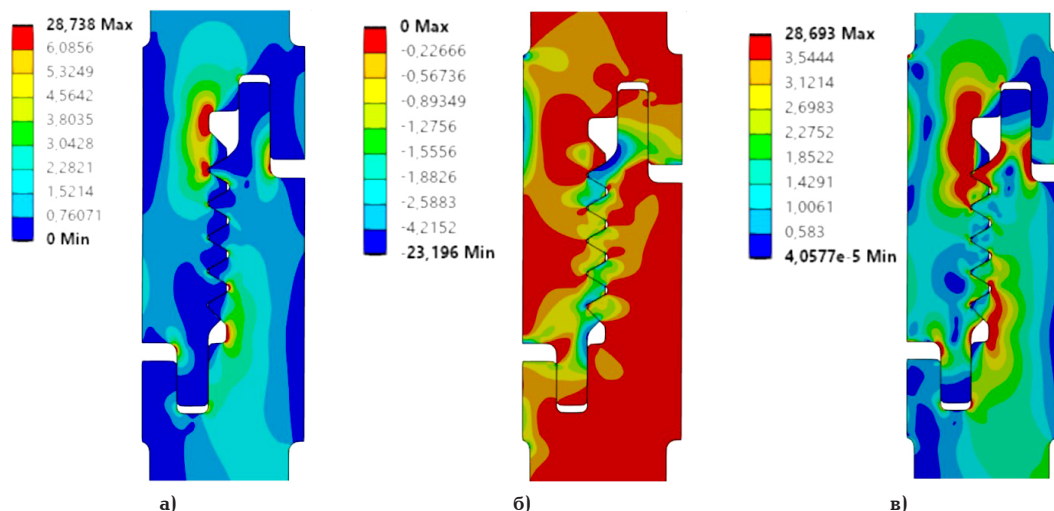


Рис. 4. Результаты численного расчета резьбового соединения:
а) — максимальные главные напряжения, МПа; б) — минимальные главные напряжения, МПа;
в) — эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа

Fig. 4. Results of numerical calculation of the threaded connection:
а) — maximum principal stresses, MPa; б) — minimum principal stresses, MPa;
в) — Mises equivalent stresses, MPa

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

— действие инерционной нагрузки (ускорение свободного падения).

Тип контакта — стандартный (Frictional) с коэффициентом трения 0,2. Допущения:

- не учитывалось температурное воздействие;
- материалы приняты изотропными.

Задачи решались с учетом геометрической и физической нелинейности. Дискретная модель: сеточные модели содержат квадратичные (8 узлов) четырехугольные элементы (Plane183). В случае шпоночного соединения конечно-элементная сетка составила 240 098 узлов, в резьбовом соединении — 411 200 узлов. Данные значения установлены после исследования чувствительности результатов максимальных эквивалентных напряжений к размеру сетки. На рис. 2 представлена сетка характерных мест рассматриваемых конструкций.

Шпоночное соединение

На границах между деталями расчетной модели задавалось контактное взаимодействие стандартного типа (Frictional). Результаты расчета по критериям: максимальные и минимальные главные напряжения (рис. 3а, б); качественная картина эквивалентных напряжений по Мизесу (рис. 3в).

Резьбовое соединение

На границах между деталями расчетной модели задавалось контактное взаимодействие стандартного типа (Frictional). Результаты расчета по критериям: максимальные и минимальные главные напряжения (рис. 4а, б); качественная картина эквивалентных напряжений по Мизесу (рис. 4в).

Валидация результатов численного моделирования

Несмотря на высокую точность современных программных комплексов конечно-элементного анализа, результаты численного моделирования требуют валидации. Особенно критичным является анализ зон концентраторов напряжений (впадины резьбы, проточки, канавки, углы шпоночных пазов).

Теоретические сведения

Для валидации полученной численной модели был выбран метод фотоупругости. Его ключевыми преимуществами для данной задачи являются:

1. Получение непрерывного поля напряжений. В отличие от тензометрии, которая дает значения только в точке приложения датчика, фотоупругость позволяет увидеть картину распределения напряжений по всему сечению детали сразу.

2. Визуализация градиентов. Картина интерференционных полос наглядно показывает места резкого изменения напряжений (частота появления полос), что позволяет локализовать концентраторы.

Метод фотоупругости (поляризационно-оптический метод) основан на свойстве прозрачных изотропных материалов приобретать оптическую анизотропию под действием механических нагрузок. Это явление называется искусственным двойным лучепреломлением [3, 4].

По выходу из модели между этими двумя лучами накапливается оптическая разность хода (Δ), зависящая от разности главных напряжений ($\sigma_1 - \sigma_3$). Эта зависимость описывается равенством (1), известным как уравнение Вертгейма:

$$\Delta = C \cdot h \cdot (\sigma_1 - \sigma_3), \quad (1)$$

где Δ — оптическая разность хода лучей, м; C — оптический коэффициент напряжения (упруго-оптическая постоянная), зависящий от химического состава материала модели, $\text{м}^2/\text{Н}$; h — толщина плоской модели, м; $(\sigma_1 - \sigma_3)$ — разность главных напряжений в данной точке модели, Па.

Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования проводились на поляризационно-проекционной установке ППУ-7. Оптическая схема установки (рис. 5) позволяет просветить прозрачные модели поляризованным светом и проецировать картину полос на экран [5–11].

Разность хода Δ лучей, выходящих из модели, при их интерференции в анализаторе полярископа приводит к образованию на экране картины полос.

При просвечивании модели белым светом разность хода вызывает гашение определенных длин волн спектра. Так как для данного материала Δ зависит только от разности главных напряжений, то все точки модели, имеющие одинаковую раз-

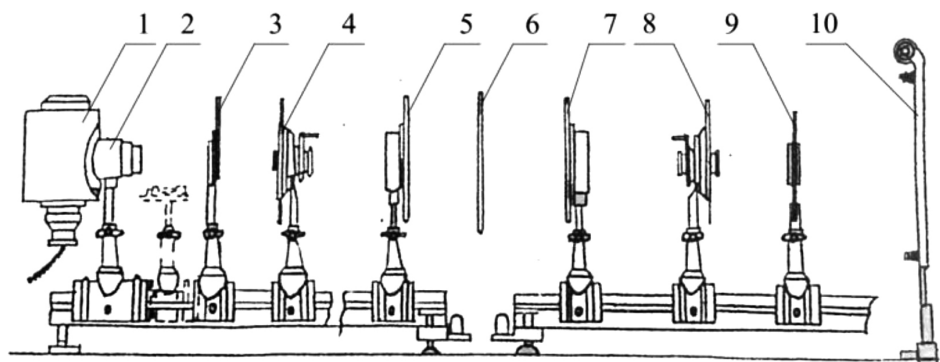


Рис. 5. Схема установки ППУ-7:

1 — источник света; 2 — конденсор; 3 — светофильтр; 4 — поляризатор с пластинкой четверть волны; 5 — рабочая линза; 6 — исследуемая модель; 7 — ответная рабочая линза; 8 — анализатор с пластинкой четверть волны; 9 — проекционный объектив; 10 — экран

Fig. 5. Scheme of the ППУ-7 installation:

1 — light source; 2 — condenser; 3 — light filter; 4 — polarizer with a quarter-wave plate; 5 — working lens; 6 — model under study; 7 — response working lens; 8 — analyzer with a quarter-wave plate; 9 — projection lens; 10 — screen

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

ность главных напряжений ($\sigma_1 - \sigma_3$), будут окрашены в один и тот же цвет спектра.

Геометрическое место точек с одинаковым цветом (одинаковой разностью напряжений) образует полосы, называемые изохромами. Разность хода Δ связана с длиной волны света λ соотношением:

$$\Delta = k \cdot \lambda, \quad (2)$$

где k — порядок полосы в данной точке модели (целое или дробное число 0, 1, 2, ...); λ — длина волны используемого света (для белого света принимается длина волны «тяжести» спектра, обычно ≈ 550 нм).

Используя зависимость (1) и (2), получаем формулу метода для определения напряжений по порядку полосы:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \frac{\Delta}{h \cdot C} = \frac{k \cdot \lambda}{h \cdot C} = \frac{k \cdot \sigma_0}{h}, \quad (3)$$

где σ_0 — оптическая постоянная материала, Н/м.

При этом коэффициент оптической активности C , имеет зависимость:

$$C = \frac{\lambda}{\sigma_0} \quad (4)$$

Тарировка материала

(определение оптической постоянной материала)

Для определения оптико-механических характеристик материала модели (эпоксидная смола ЭД-20) были проведены тарировочные эксперименты на образцах-свидетелях. Целью тарировки является определение оптической постоянной материала по напряжению (σ_0), которая связывает порядок интерференционной полосы с величиной действующих напряжений.

Тарировка эпоксидной смолы проводилась путем ступенчатого нагружения двух независимых образцов-свидетелей — сжатие диска по диаметру и чистый изгиб прямоугольной балки. На основе полученной линейной зависимости между прикладываемой нагрузкой и порядком возникающих интерференционных полос была вычислена усредненная оптическая постоянная материала, которая составила 13,1 Н/мм.

Данная величина используется для пересчета порядков полос в значения главных напряжений на исследуемых моделях резьбового и шпоночного соединений [10].

Технология изготовления фотоупругих моделей

Для обеспечения высокой геометрической точности и повторяемости эксперимента была применена технология литья в эластичные силиконовые формы по мастер-моделям, изготовленным методом 3D-печати на FDM-принтере.

В напечатанные мастер-модели заливался жидкий двухкомпонентный силикон 100А:2В с предварительной обработкой разделительной силиконовой смазкой-спреем.

В качестве материала моделей использовалась эпоксидная смола ЭД-20. Для придания материалу необходимых оптико-механических свойств и снижения хрупкости были применены следующие компоненты для создания смеси: основа А (смола ЭД-20), отвердитель В (ТЕТА), пластификатор (ДБФ). Подготовленная смесь заливалась в полученные силиконовые формы. Время полной полимеризации эпоксидной смолы составило одни сутки.

Дополнительно на FDM-принтере были напечатаны жесткие элементы нагружения (ограничители), имитирующие ответные детали и передающие нагрузку на модель, которые фиксируют перемещения в поперечном направлении.

Проведение эксперимента

Экспериментальные исследования проводились на установке ППУ-7. Модель закреплялась в тисках нагрузочного устройства. Для ограничения перемещения в поперечных направлениях использовалась напечатанная на 3D-принтере рамка (рис. 6а).

Повторяемость результатов предложенной методики подтверждается пробным экспериментом, интерференционная картина которого полностью совпала с результатами основных тестов.

Оценка достоверности полученных данных проводилась с учетом суммарной погрешности, которая оценивается в пределах 5–6 %, включая инструментальную, методическую и технологическую погрешности.

Проводилось ступенчатое нагружение моделей. Исследуемые модели доводились до полного разрушения для определения предельных характеристик материала и характера разрушения (рис. 6б).

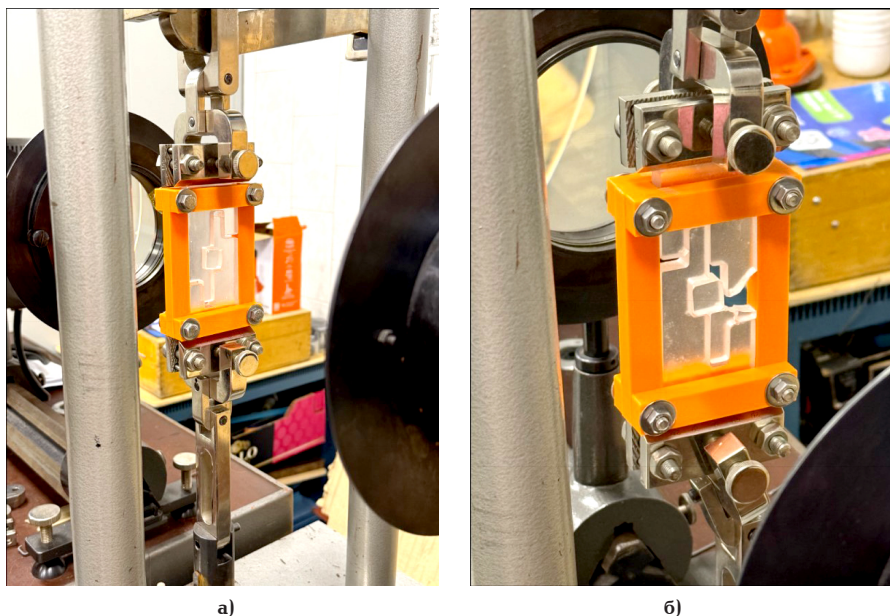


Рис. 6. Установка исследуемой модели:
а) — исследуемая экспериментальная модель;
б) — исследуемая модель после эксперимента

Fig. 6. Installation of the research model:
а) — research experimental model; б) — research model after the experiment
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

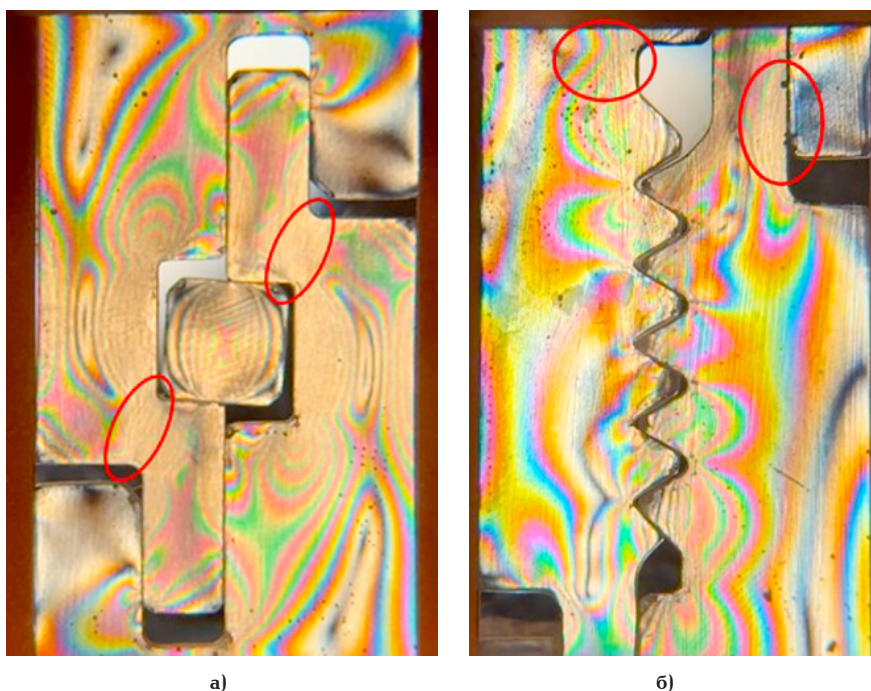


Рис. 7. Критические места напряжений:
а) — шпоночное соединение; б) — резьбовое соединение

Fig. 7. Critical stress locations: а) — keyway connection; б) — threaded connection
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

В ходе эксперимента с резьбовым соединением фиксировалось распределение нагрузки по виткам резьбы.

Сразу после снятия пиковой нагрузки в материале наблюдался эффект остаточных напряжений. На полученных снимках отчетливо визуализируется градиент распределения нагрузки: максимальная концентрация полос (изохром) наблюдается в первых нагруженных витках резьбы, что соответствует теории распределения сил в винтовых парах. Критическим концентратором напряжений в резь-

бовых соединениях являются проточки и канавки для выхода резца. На эксперименте в этих местах произошло разрушение моделей.

Нагрузка прикладывалась с помощью грузиков до разрушения. При этом установка нагружения имеет рычаг, плечо которого учитывается в пересчете на усилие. Итоговая передаваемая нагрузка на рассматриваемый объект исследования определялась по формуле:

$$N = m_{\text{гр}} \cdot l_{\text{плечо}} \cdot g = m_{\text{гр}} \cdot 50 \cdot 10 \text{ [H]},$$

где $m_{\text{гр}}$ — масса прикладываемого груза к рычажному элементу установки, кг; g — ускорение свободного падения, м/с²; $I_{\text{плечо}}$ — отношение плеч рычага.

Анализ полученной картины напряжений на установке

Геометрия модели имитировала передачу крутящего момента (в плоской постановке — сдвигающего усилия) от одной части корпуса к другой через промежуточный элемент — шпонку / резьбу. Нагрузка прикладывалась ступенчатая. Полученная интерференционная картина позволила выявить характерные зоны напряженно-деформированного состояния, свойственные шпоночным / резьбовым соединениям.

В углах шпоночного паза зафиксирована максимальная концентрация напряжений. Это говорит о том, что углы пазов являются наиболее уязвимыми местами, что подтверждается на эксперименте — место разрушения конструкции. В резьбовом соединении концентраторы напряжений — проточки и канавки для выхода резца, сопровождающиеся разрушением.

Таким образом, при проектировании шип-паза необходимо брать повышенный запас прочности в местах перехода от углов шпоночного паза и конфигурацией выбранного шип-паза в обоих соединениях (рис. 7).

Получение картины фотоупругости численным методом

Стандартные результаты ANSYS (Equivalent Stress) показывают абсолютные значения напряжений. Для прямой валидации результатов конечно-элементного моделирования с данными эксперимента была применена методика виртуальной фотоупругости. Суть методики заключается в математическом получении интерференционной картины полос на основе полей напряжений, рассчитанных в программном комплексе ANSYS.

Основой метода является закон Вертгейма (1), связывающий механическое напряженное состояние с оптическим изменением свойства материала — в плоской задаче (Plane Stress), когда свет проходит перпендикулярно плоскости модели толщины h , возникает оптическая разность хода Δ .

Свет представляет собой электромагнитную волну. Разность хода Δ , м, соответствует фазовому сдвигу или разности фаз $\Delta\varphi$, радианы, колебаний световых векторов:

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot \Delta, \quad (5)$$

где λ — длина волны источника света.

Подставим (1) в (5), чтобы выразить разность фаз через напряжения:

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi \cdot C \cdot h}{\lambda} \cdot (\sigma_1 - \sigma_3). \quad (6)$$

В эксперименте использовалась схема кругового полярископа (с пластинками $\lambda/4$) в режиме темного поля. В такой оптической схеме интенсивность света I на выходе из анализатора определяется классическим уравнением интерференции двух лучей (закон Малюса) [3, 11–15]:

$$I = I_{\text{max}} \cdot \sin^2\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right), \quad (7)$$

где I — наблюдаемая интенсивность (яркость точки на экране); I_{max} — интенсивность входящего источника света; $\Delta\varphi$ — полный фазовый сдвиг между лучами.

Для реализации в ANSYS необходимо объединить уравнения механики (6) и оптики (7). Подставим выражение фазового сдвига $\Delta\varphi$ (6) в уравнение интенсивности света (7):

$$I = I_{\text{max}} \cdot \sin^2\left(\frac{\pi \cdot C \cdot h}{\lambda} \cdot (\sigma_1 - \sigma_3)\right). \quad (8)$$

В уравнении (8) присутствует группа констант $\left(\frac{\pi \cdot C \cdot h}{\lambda}\right)$, зависящих от свойств материала (C), геометрии (h) и источника света (λ). Объединим в единый коэффициент K :

$$K = \frac{\pi \cdot C \cdot h}{\lambda}. \quad (9)$$

Используя зависимость (4) для полосы материала, которая получается из решения системы уравнений (1) и (3), коэффициент K можно выразить как

$$K = \frac{\pi \cdot h}{\sigma_0}. \quad (10)$$

На основе полученного уравнения (8) и введенного коэффициента (9, 10) в постпроцессоре ANSYS был выведен «пользовательский результат» (User Defined Result).

Синтаксис выражения в ANSYS:

$$\sin(K \cdot (S1 - S3))^2,$$

где $S1$, $S3$ — узловые усредненные значения (Nodal Averaged), соответствующие главным напряжениям (σ_1 и σ_3); K — константа, определяемая в ходе экспериментальной тарировки материала на образцах:

$$K = \frac{\pi \cdot h}{\sigma_0} = \frac{\pi \cdot 10}{13,1} = 2,4 \frac{1}{\text{МПа}}.$$

Таким образом, распределение полей Result в ANSYS визуально полностью имитирует картину изохром (интерференционных полос), получаемую при просвечивании модели монохроматическим светом. Это позволяет производить прямое визуальное сравнение расчетной картины на фотографию эксперимента.

Результаты виртуального эксперимента в ANSYS

Для рассмотрения и сопоставления результатов полей напряжений в разъемных соединениях сравниваются две идентичные постановки в численной модели и на эксперименте при осевой растягивающей нагрузке $F = 500$ Н. Для наглядности визуальные картины, выявления локальных концентраторов и цветовая шкала были адаптированы [13].

Резьбовое соединение

На рис. 8 приведено сравнение картин интерференционных полос (изохром), полученных численно и на экспериментальной установке ППУ-7 в поляризованном свете. Количественная оценка (разность главных напряжений ($\sigma_1 - \sigma_3$)) проводилась в зоне локального концентратора — во впадине первого, наиболее нагруженного витка резьбы, где наблюдается конечное число полос.

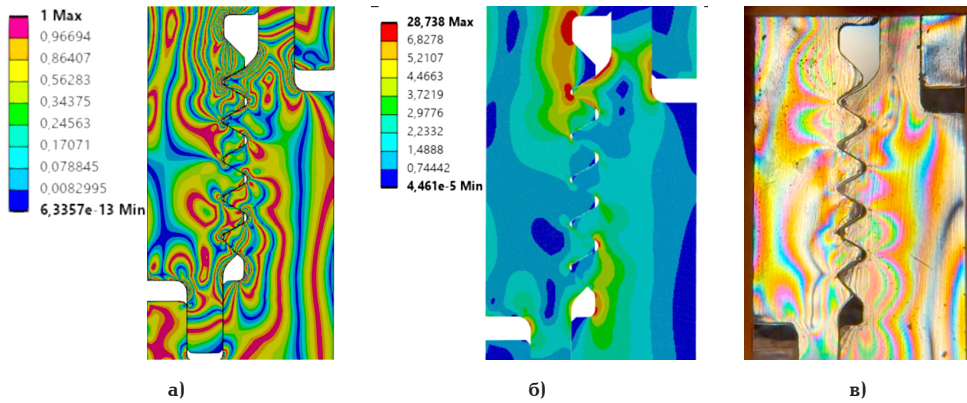


Рис. 8. Картина интерференционных полос:

а) — интерференционная картина с использованием пользовательской функции;
б) — интенсивность напряжений, МПа; в) — эксперимент

Fig. 8. Interference band pattern:

а) — interference pattern using a user function; б) — stress intensity, MPa; в) — experiment

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

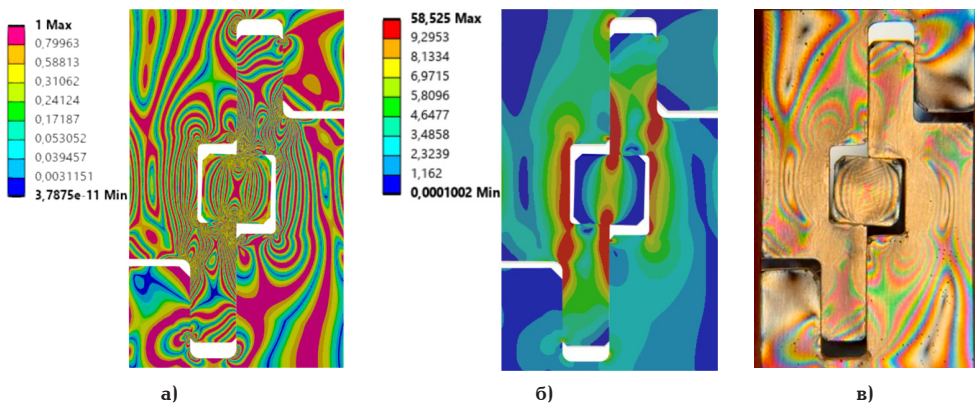


Рис. 9. Картина интерференционных полос:

а) — интерференционная картина с использованием пользовательской функции;
б) — интенсивность напряжений, МПа; в) — эксперимент

Fig. 9. Interference band pattern:

а) — interference pattern using a user function; б) — stress intensity, MPa; в) — experiment

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Максимальный порядок полосы в данной зоне $k = 4$. С учетом оптической постоянной $\sigma_0 = 13,1$ Н/мм и толщины модели $h = 10$ мм, экспериментальная разность главных напряжений составила:

$$(\sigma_1 - \sigma_3)_{\text{эксп}} = \frac{k \cdot \sigma_0}{h} = \frac{4 \cdot 13,1}{10} = 5,24 \text{ МПа}.$$

В численной модели максимальная интенсивность напряжений во впадине составила $\sigma_{\text{ansys}} = 5,21$ МПа. Относительное расхождение между численным решением и результатами поляризационно-оптического эксперимента составило 0,57 %.

Таким образом, наблюдается схожесть между численным расчетом и экспериментом:

1. Геометрия полос в зонах концентрации (впадины резьбы) идентична.

2. Концентраторы напряжений в местах проточки и канавки для выхода резца и первых витков резьбы — критические места, сопровождающиеся разрушениями.

Шпоночное соединение

На рис. 9 произведено сопоставление интерференционных картин шпоночного соединения.

В зонах контакта визуализируются зоны передачи усилий на боковых гранях шпонки и ответных

поверхностях пазов (напряжения смятия). Максимальные напряжения локализованы в углах шпоночных пазов, которые являются наиболее опасными зонами для разрушения.

Для количественной оценки результатов конечно-элементного анализа производилось сопоставление интенсивности напряжений в геометрическом центре шпоночного элемента. Максимальный порядок полосы в данной зоне $k = 6$. Отсчет полос производился от изотропной точки нулевого порядка (ненагруженного угла шпонки) к ее геометрическому центру. Экспериментальная интенсивность напряжений в центре шпонки составила:

$$(\sigma_1 - \sigma_3)_{\text{эксп}} = \frac{k \cdot \sigma_0}{h} = \frac{6 \cdot 13,1}{10} = 7,86 \text{ МПа}.$$

В численной модели максимальная интенсивность напряжений в центре шпоночного элемента составила $\sigma_{\text{ansys}} = 8,13$ МПа. Относительное расхождение между численным решением и результатами поляризационно-оптического эксперимента составило 3,4 %.

Таким образом, сравнительный анализ картин продемонстрировал, что:

1. В геометрическом центре шпонки наблюдается характерная крестообразная область — зона

разгрузки. Количество полос и их конфигурация в численной модели соответствуют натурному образцу. Характер полос внутри шпонки корректно отображает сложное напряженное состояние сдвига.

2. В углах вырезов наблюдается высокий поря-док изохром, что свидетельствует о резком градиенте напряжений.

Заключение

Проведено численно-экспериментальное исследование напряженно-деформированного состояния ответственных разъемных узлов твердотопливных ракетных двигателей. Реализован комбинированный подход, объединяющий конечно-элементный анализ в ANSYS и метод фотоупругости с применением 3D-печати для изготовления высокоточных оптически чувствительных моделей.

Внедрение алгоритма постобработки «виртуальной фотоупругости» позволило провести прямое качественное и количественное сопоставление расчетных и натурных интерференционных картин. В резьбовом соединении максимальные напряжения приходятся на первый рабочий виток и места проточек канавок под выход резца, в шпоночном — на углы пазов.

Количественная оценка по разности главных напряжений показала сходимость результатов: относительная погрешность составила 0,57 % для резьбового и 3,4 % — для шпоночного соединений. Точность результатов подтверждает адекватность расчетных моделей.

Незначительные расхождения обусловлены погрешностями изготовления 3D-печатных мастер-моделей и локальными краевыми эффектами при литье, а также отличием реальных свойств эпоксидной смолы конкретного замеса от паспортных данных. Рекомендуется изготавливать из той же партии полимера образец-свидетель для повышения точности и для определения его физико-механических характеристик на разрывной машине.

Список источников / References

1. Гузь А. Н., Макаренков А. Г., Чернышенко И. С. Прочность конструкций РДТТ: монография. Москва: Машиностроение, 1980. 244 с.

Guz' A. N., Makarenkov A. G., Chernyshenko I. S. Prochnost' konstruktsiy RDTT. Moscow, 1980. 244 p. (In Russ.).

2. Апакидзе Ю. В. Твердотопливные двигательные установки маршевых ступеней баллистических ракет. Москва: АО «Корпорация «Московский институт теплотехники», 2021. 137 с.

Apakidze Yu. V. Tverdotoplivnyye dvigatel'nyye ustanovki marshevykh stupeney ballisticheskikh raket. Moscow, 2021. 137 p. (In Russ.).

3. Герасимов С. И. Применение метода фотоупругости для анализа остаточных напряжений в компакт-дисках // Прикладная механика и техническая физика. 2004. Т. 45, № 3 (265). С. 176 — 180. EDN: ONMBVD.

Gerasimov S. I. Photoelastic method for analyzing residual stresses in compact disks. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*. 2004;45(3):176 — 180. EDN: ONMBVD. (In Russ.).

4. Фрохт М. М. Фотоупругость. Поляризационно-оптический метод исследования напряжений / пер. с англ. М. Ф. Бокштейн, Ю. Ф. Краснотовича, А. К. Прейсс. Т. 1. Москва, Ленинград: Гостехиздат, 1948. 432 с.

Frokht M. M. Fotouprugost'. Polyarizatsionno-opticheskiy metod issledovaniya napryazheniy / trans. from Engl. M. F. Bokshteyn, Yu. F. Krasontovich, A. K. Preyss. Moscow, Leningrad, 1948. 432 p. (In Russ.).

5. Huang Y., Yang X., Yan D. [et al.]. Digital Photoelasticity method used in the stress test. *2010 International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering*. Changchun, 2010. P. 156 — 159.

6. Yokoyama Yu., Mitchell B.-R., Nassiri A. [et al.]. Integrated photoelasticity in a soft material: phase retardation, azimuthal angle, and stress-optic coefficient. *Optics and Lasers in Engineering*. 2023;161:107335. <https://doi.org/10.1016/j.optlaseng.2022.107335>.

7. Ramesh Kr., Sachin S. Digital photoelasticity: Recent developments and diverse applications. *Optics and Lasers in Engineering*. 2020;135:106186. <https://doi.org/10.1016/j.optlaseng.2020.106186>.

8. Digendranath S., Jeby Ph., Annamala S. P. Assessment of a complex aerospace design through optical techniques. *Applied Mechanics and Materials*. 2014;592-594:1006 — 1010. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.592-594.1006>.

9. Raptis K. G., Savaidis A. A. Experimental investigation of spur gear strength using photoelasticity. *Procedia Structural Integrity*. 2018;10:33 — 40. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.09.006>.

10. Маршалкович А. С., Аскадский А. А. Получение оптически чувствительных полимерных материалов для моделирования напряженно-деформированного состояния конструкций и сооружений методом фотоупругости // Вестник МГСУ. 2011. № 1-2. С. 167 — 178. EDN: OUVZJP.

Marshalkovich A. S., Askadskiy A. A. Getting optical sebsitivity of polymer materials for the simulation of stress-strain state structures and co-oruzheniyum photoelasticity method. *Vestnik MGSU*. 2011;1-2:167 — 178. EDN: OUVZJP. (In Russ.).

11. Magalhães P. A., Magalhães C. A., Magalhães A. L. Computational methods of phase shifting to stress measurement with photoelasticity using plane polariscope. *Optik*. 2017;130:213 — 226. <https://doi.org/10.1016/j.ijleo.2016.11.037>.

12. Лихачев А. В., Табанюхова М. В. Новый алгоритм обработки данных метода фотоупругости // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. 2022. № 79. С. 100 — 110. <https://doi.org/10.17223/19988621/79/9>. EDN: EKATRN.

Likhachev A. V., Tabanyukhova M. V. A new processing algorithm for photoelasticity method data. *Tomsk State University Journal of Mathematics and Mechanics*. 2022;79:100 — 110. <https://doi.org/10.17223/19988621/79/9>. EDN: EKATRN. (In Russ.).

13. Pástor M., Hagara M., Kostka J. Stress Analysis Performed by Photoelasticity and Digital Image Correlation. *Applied Mechanics and Materials*. 2015;816:474 — 481. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.816.474>.

14. Савостьянов В. Н., Фриштер Л. Ю. 100 лет: фотоупругость — ЛИИ-МИСИ — МГСУ // Вестник МГСУ. 2021. Т. 16, № 10. С. 1297 — 1323. <https://doi.org/10.22227/1997-0935.2021.10.1297-1323>. EDN: GACCWH.

Savost'yanov V. N., Frishter L. Yu. 100-years' story of success: Photoelasticity — LSR-MICE — MSUCE. *Vestnik MGSU*. 2021;16(10):1297 — 1323. <https://doi.org/10.22227/1997-0935.2021.10.1297-1323>. EDN: GACCWH. (In Russ.).

15. Riccio A., Acanfora V., Sellitto A. [et al.]. A comparative numerical-experimental investigation on the tensile behaviour of bonded, rivetted and hybrid composite joints configurations. *Composite Structures*. 2023;318(236):117114. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2023.117114>

Вклад авторов:

К. В. Кривун. Постановка цели и задач исследования, проведение численной оценки прочности экспериментальных моделей, проведение качественной и количественной валидации, подготовка экспериментальных моделей.

А. А. Пещерова. Постановка цели и задач исследования, разработка комплексной экспериментально-численной методики, проведение эксперимента на установке, реализация алгоритма «виртуальной фотоупругости», корректировка текста.

А. А. Лазарева. Анализ состояния вопроса, подготовка экспериментальных образцов, подготовка базы данных материалов, консультирование по исследованию, формулирование выводов, подготовка текста статьи.

Authors' contribution:

Kirill V. Krivun. Formulating the research aim and objectives, conducting a numerical strength assessment of the experimental models, performing qualitative and quantitative validation, preparing the experimental models.

Anastasia A. Pescherova. Formulating the research aim and objectives, the development of an integrated experimental-numerical methodology, conducting of experiments on the test facility, the implementation of the "virtual photoelasticity" algorithm, the revision of the text.

Arina A. Lazareva. Analysing of the problem, preparing of the experimental specimens, the compilation of the material database, the research consultation, the formulation of conclusions, preparing the text of the text.

Информация об авторах:

КРИВУН Кирилл Владимирович, инженер АО ГНЦ «Исследовательский центр имени М. В. Келдыша», г. Москва.

e-mail: krivun0200@mail.ru

ПЕЩЕРОВА Анастасия Алексеевна, инженер АО ГНЦ «Исследовательский центр имени М. В. Келдыша», г. Москва.

e-mail: peshcherova.nastena@mail.ru

ЛАЗАРЕВА Арина Александровна, аспирант кафедры 203 Московского авиационного института (национального исследовательского университета), г. Москва.

e-mail: a.laz19@bk.ru

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 07.04.2026; одобрена после рецензирования 30.04.2026; принята к публикации 22.06.2026.

Information about the authors:

KRIVUN Kirill Vladimirovich, Engineer, JSC SSC "Keldysh Research Center", Moscow.

e-mail: krivun0200@mail.ru

PESCHEROVA Anastasia Alekseevna, Engineer, JSC SSC "Keldysh Research Center", Moscow.

e-mail: peshcherova.nastena@mail.ru

LAZAREVA Arina Alexandrovna, Postgraduate of the 203 Department, Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow.

e-mail: a.laz19@bk.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 07.04.2026; approved after reviewing 30.04.2026; accepted for publication 22.06.2026.

УДК/UDC 621.78

DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-86-95>

EDN: XPSBUZ

Научная статья / Original article

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПОВЕРХНОСТНОМ СЛОЕ СТАЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПОСЛЕ УПРОЧНЯЮЩЕЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

В. Р. Эдигаров¹, Б. Ш. Алимбаева²✉¹Омский автобронетанковый инженерный институт,
Россия, 644098, г. Омск, ул. 14-й Военный городок, 119²Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А. В. Хрулева,
Россия, 191123, г. Санкт-Петербург, ул. Захарьевская, 22✉ botagoz.alimbaeva@mail.ru

В статье представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований поверхностных слоев деталей, изготовленных из конструкционных сталей после электромеханического упрочнения.

Установлено, что для электромеханического упрочнения характерно одновременное наличие разнородных структур, неоднородно распределенных в поверхностном слое детали, образованных различной интенсивностью термомеханического воздействия. Чрезвычайно малое время теплового воздействия на поверхностный слой при электромеханическом упрочнении не способствует полному растворению цементита и получению однородного γ -раствора, что может приводить к неполной закалке с включениями цементита. При электромеханическом упрочнении вследствие высокоскоростного нагрева и охлаждения в тонком поверхностном слое формируется мелкозернистая мартенситная структура, а также тончайшая не травящаяся (обычными способами) светлая зона глубиной до 0,1 мм. Светлая зона и основной металл имеют четкую границу, что указывает на существенное различие природы этих структур.

Следовательно, после поверхностной электромеханической обработки наблюдаются значительно меньшие внутренние остаточные напряжения в обрабатываемом поверхностном слое, что подтверждается экспериментально (в данном случае в работе рассматривались напряжения I рода). При этом отдельные микрообъемы поверхностного слоя локальных треков могут подвергаться отпуску, что способствует получению в обработанном слое неоднородной структуры.

Ключевые слова: электромеханическое упрочнение, поверхностный слой, термомеханическое воздействие, высокотемпературное поле, структурно-фазовые превращения, теплопроводность, остаточные напряжения

Для цитирования: Эдигаров В. Р., Алимбаева Б. Ш. Исследование термомеханических процессов в поверхностном слое стальных деталей после упрочняющей электромеханической обработки. Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2026. Т. 10, № 2. С. 86–95. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-86-95>. EDN: XPSBUZ.



© Эдигаров В. Р., Алимбаева Б. Ш., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

RESEARCH OF THERMOMECHANICAL PROCESSES IN THE SURFACE LAYER OF STEEL PARTS AFTER STRENGTHENING ELECTROMECHANICAL PROCESSING

V. R. Edigarov¹, B. Sh. Alimbaeva²✉

¹Omsk Tank-Automotive Engineering Institute,
14th Voyennyi gorodok St., 119, Omsk, 644098, Russia

²Military Educational Institution of Logistics named after General of the Army A. V. Khrulyov,
Zakharyevskaya St., 22, Saint Petersburg, 191123, Russia

✉ botagoz.alimbaeva@mail.ru

This article presents the results of theoretical and experimental studies of the surface layers of parts made of structural steels after electromechanical hardening.

The authors show that electromechanical hardening is characterized by the simultaneous presence of heterogeneous structures, non-uniformly distributed in the surface layer of the part, formed by varying intensities of thermomechanical action. The extremely short thermal exposure time of the surface layer during electromechanical hardening does not facilitate complete dissolution of cementite and the formation of a homogeneous γ -solution, which can lead to incomplete hardening with cementite inclusions. During electromechanical hardening, due to high-speed heating and cooling, a fine-grained martensitic structure is formed in a thin surface layer, as well as the thinnest non-etchable (by conventional methods) light zone with a depth of up to 0.1 mm. The light zone and the base metal have a distinct boundary, indicating a significant difference in the nature of these structures.

Therefore, the research proves that significantly lower internal residual stresses present in the treated surface layer after surface electromechanical processing, which is confirmed experimentally. In this case, stresses of the first kind were considered in the study. Moreover, individual micro-volumes of the surface layer of local tracks can be tempered and contribute to obtain a heterogeneous structure in the treated layer.

Keywords: electromechanical hardening, surface layer, thermomechanical action, high-temperature field, structural-phase transformations, thermal conductivity, residual stresses

For citation: Edigarov V. R., Alimbaeva B. Sh. Research of thermomechanical processes in the surface layer of steel parts after strengthening electromechanical processing. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):86–95. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-86-95>. EDN: XPSBUZ. (In Russ.).



© Edigarov V. R., Alimbaeva B. Sh., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Повышенный износ деталей в трибосопряжениях приводит к нарушению герметичности узла, агрегата, машины в целом; к изменению условий смазки деталей его образующих; к потере кинематической точности. Феномен абразивного износа, как наиболее часто встречающийся, инициирует существенную деградацию рабочих характеристик механизмов, выражающуюся в уменьшении номинальной мощности агрегатов, повышении коэффициентов потребления топливно-смазочных компонентов, снижении производственной эффективности, ослаблении сил сцепления и тяги оборудования, ухудшении маневренности и управления системами. Повышение сопротивляемости истиранию контактных пар узлов трения достигается посредством внедрения на этапах производства методов поверхностного упрочнения либо модифицирования соприкасающихся зон элементов конструкций [1–7].

В качестве высокоэффективного технологического способа борьбы с износом деталей узлов трения машин, повышения их износостойкости может выступить электрохимическая обработка (ЭМО),

электрохимическое упрочнение (ЭМУ) [8–20] и комбинированные методы на основе ЭМО [12–17, 20]. При этом исследования, направленные на разработку новых и совершенствование существующих методов поверхностного модифицирования, установление закономерностей термо-деформационного воздействия на поверхностный слой в процессе обработки с последующим обеспечением требуемых параметров качества поверхностного слоя деталей, образующих трибосопряжения, являются актуальными и востребованными в современном производстве.

Цель исследования. Исследование термомеханических процессов происходящих в поверхностном слое стальных деталей трибозулов при упрочняющей электрохимической обработке, установление взаимосвязи технологических параметров обработки и изменения параметров качества обрабатываемых поверхностей.

Материалы и методы

Исследование поверхностных слоев стальных деталей, подвергнутых ЭМУ, осуществляли в лабораторных условиях. Обработка осуществлялась

на специальной установке, включающей: станок модели 16K20 (ИТ-1М), источник переменного тока с фазоимпульсным регулированием (с программируемым микропроцессорным блоком управления), а также скользящее контактное устройство, державка и рабочий инструмент [16, 17].

Лабораторные исследования проводились на образцах из конструкционных и инструментальных сталей (например, таких как сталь 45, сталь 50, 38ХС, 45Х, 40ХФ, У7 и др.) с целью установления зависимостей влияния режимов электромеханической обработки на распределение температурных полей в локальных объемах обрабатываемого поверхностного слоя, изменение структурно-фазового и напряженно-деформированного состояния, а также изменение параметров качества поверхностного слоя и их влияние на износостойкость трибосопряжения. Выбор вышеуказанных сталей был осуществлен по причине их широкого использования в производстве различных деталей трибозлово многоцелевых гусеничных и колесных машин, например, таких как балансир 33-сб. 226, втулка 15.10, диск 31-сб. 117, кривошип 31-сб. 138, опора 31-12, червяк 31-16, колесо червячное 31-17, пробка 31-79, опора 32-231, шток 32-427 и др., работающих в сложных условиях трения, изнашивания, высоких знакопеременных динамических нагрузок, при слабой смазке, а зачастую и ее полном отсутствии, от которых требуется повышенная прочность, упругость и износостойкость.

Исходя из предшествующих исследований [8–20], при осуществлении процедуры упрочнения методом электромеханического воздействия были последовательно исследованы вариации ключевых технологически значимых параметров, при этом: сила электрического тока варьировалась в диапазоне от 300 до 1200 А, линейная скорость обработки находилась в пределах от 10 до 40 метров в минуту, удельное давление контакта инструмента (деформационная нагрузка) составляло от 400 до 800 Н, количество проходов инструмента принимало значения два или три раза соответственно.

Анализ фрикционно-трибологических свойств обработанных образцов осуществлялся в условиях сухого или жидкостного трения скольжения, реализованного в контакте с контртелом согласно модели трения типа «вал – вкладыш». Экспериментальные исследования проводились при нормальном давлении контакта от 10 до 30 МПа и относительной скорости перемещения от 0,2 до 0,4 м/с и продолжительностью эксперимента от 6 до 8 часов. Показатель износостойкости системы оценивался путем расчета массового эквивалента интенсивности изнашивания испытуемого стального образца и сопрягающегося элемента. Процедура взвешивания проводилась с применением высокоточных микро-массштабных весов марки ВАР-20Г, обеспечивающих точность измерений менее $\pm 2 \cdot 10^{-4}$ г. Данная методология была признана оптимальной на основании результатов предварительно проведенных опытов. По завершении полного цикла замеров для каждой тестируемой единицы продукции производился расчет усредненных значений экспериментальных величин, а также среднее значение показателя массовой скорости процесса разрушения материала вследствие трения.

В процессе экспериментальных исследований поверхность образцов, изготовленных в форме дисков, подвергалась электромеханическому упрочнению рабочим инструментом — твердосплавной пла-

стиной с геометрией (радиус инструмента в плане $R = 30$ мм, радиус инструмента в сечении, перпендикулярном оси детали, $r = 15$ мм), изготовленной из сплава твердого спеченного титановольфрамовой группы марки Т15К6. При этом на обрабатываемой поверхности образовывались локальные закаленные треки (в виде витков — полос). В дальнейшем на эту же поверхность наносились другие треки, т. е. производили обработку поверхности в 2–3 прохода, в результате чего отдельные треки пересекались, накладывались друг на друга.

Моделирование напряженно-деформированного состояния поверхностного слоя образцов при ЭМУ точечным и полосовым высокотемпературным источником производили с использованием программных комплексов ANSYS 15.0 (16.1).

Исследование морфологии и толщины сформированного упрочненного слоя проводилось посредством металлографического анализа полированных срезов стальных образцов, выполненного с использованием световых микроскопов моделей «Neophot-21» и МИМ-8. Анализ фазово-кристаллического состава поверхностного слоя и изменений, происходящих в ходе модификационного процесса и последующего воздействия трения, проводился методами рентгеновской дифракционной спектроскопии. Рентгенодифракционные картины, полученные с поверхностей испытываемых образцов, регистрировали на аппарате ДРОН-3М с использованием монохроматизированного излучения с длиной волны $\lambda = 0,154$ нм в режиме двойного экспонирования.

Основная часть

Проведенными ранее исследованиями установлены определенные закономерности, касающиеся изменения строения и свойств материала, произошедших после однократного термомеханического воздействия инструмента на обрабатываемый поверхностный слой [10, 11, 20]. Однако особенностью ЭМО является то обстоятельство, что обработка по всей ширине поверхности детали складывается из последовательной обработки винтовых участков — треков. Каждый следующий трек (виток) своим краем частично налагается на ранее обработанный, что вызывает в определенных объемах образование закалочных структур, а в других — частичный отпуск, что оказывает значительное влияние на эксплуатационные показатели обработанной поверхности [13–15].

Металлографический анализ поверхностных слоев металлических образцов в каждом из полученных ЭМУ треков показал однородность по их глубине, упрочненный слой представляет собой мартенсит с залеганием на глубину до 2,0 мм, при соответствующих режимах обработки, за которым следует сравнительно узкий слой троостито-мартенситной структуры, и далее слой сорбита, который плавно переходит через структуры неполной закалки в структуры исходного материала.

Анализ структуры закаленного слоя показывает удовлетворительную однородность в каждой из исследуемых зон. Исходное строение материала обрабатываемых образцов цементит в основной массе α -раствора. Чрезвычайно малое время теплового воздействия на поверхностный слой при ЭМУ, казалось, не будет способствовать полному растворению цементита и получению однородного γ -раствора, что привело бы к неполной закалке с включениями цементита. При этом следует отметить, что в случае

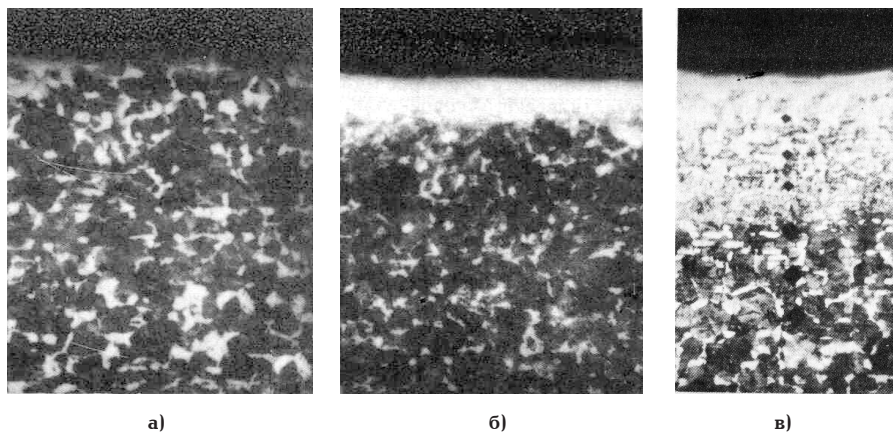


Рис. 1. Микроструктура стали 38ХС (x125): а) исходная, после нормализации (структура Ф+П); б) после электромеханического упрочнения на режиме $I = 600$ А, $v = 10$ м/мин, $P = 400$ Н (структура светлая зона + смесь мелкодисперсного Ф + П); в) упрочненный поверхностный слой (структура мартенсит + наклепанный феррит) [10]
 Fig. 1. Microstructure of the 38ХС (x125) steel: а) initial, after normalization (structure Ф+П); б) after electromechanical hardening at $I = 600$ А, $v = 10$ m/min, $P = 400$ Н (structure light zone + mixture of finely dispersed Ф + П); в) hardened surface layer (structure martensite + work-hardened ferrite) [10]

обработки крупнозернистой доэвтектоидной стали на определенной глубине в поверхностном слое могут находиться нерастворимые зерна феррита, что связано напрямую со значениями температуры в этой области в процессе обработки, которая не превышает $A_{с3}$, а также низкими значениями давлений (деформаций), что в итоге несколько снижает эксплуатационные свойства обработанной поверхности. Однако специфические условия, характерные для ЭМО и ЭМУ, в частности ее термомодеформационное воздействие, оказывают решающее влияние на процесс растворения цементита. В отдельных случаях наблюдаются мелкие частицы Fe_3C , не успевшие перейти в твердый раствор. Этот слой расположен близко к изотермической поверхности в $750^\circ C$, что делает вполне естественным неполное растворение цементита.

Металлографическое исследование тонкой внутренней структуры опытных образцов выявило сходство субструктурных особенностей внутреннего слоя, состоящего преимущественно из перлитных и ферритных составляющих (рис. 1). Под воздействием электромеханического упрочнения вследствие быстрого локального разогрева и последующего интенсивного охлаждения в узком приповерхностном слое возникает мелкоигльчатая мартенситовая структура наряду с ультратонким, практически не визуализируемым обычным травлением светло-серым слоем толщиной порядка 0,1 мм. Границы перехода между светлым участком и базовым материалом четко обозначены, свидетельствуя о резких отличиях физико-химических свойств указанных областей. Согласно данным рентгеноструктурного анализа, представленным в литературе [10, 11, 16, 17, 20], указанный светлый слой характеризуется присутствием высокодиспергированной мартенситной фазы и демонстрирует существенно повышенную микротвердость (около $H_p \approx 5360$ МПа). Наблюдаемые изменения связаны с формированием сложной ферритно-мартенситной структуры поверхностного слоя вследствие высокоскоростного нагрева и непродолжительности тепловых воздействий, препятствующих полному распаду ферритной составляющей. Ключевым параметром технологического процесса, оказывающим значительное влияние на степень распространения

фазовых переходов, выступает интенсивность протекающего электрического тока.

При реализации технологии ЭМУ специфические условия формирования аустенитной фазы принципиально отличаются от аналогичных процессов, наблюдаемых при традиционных способах закалки, например, токами высокой частоты или иных общепринятых методиках термообработки, что обуславливает ряд характерных особенностей данного метода.

1. Экстремально высокие темпы нагревания вызывают смещение границ фазовых переходов в сторону более высоких температурных режимов. Полное завершение реакции перлитно-аустенитного преобразования наблюдается при температурах, превышающих уровень начала аллотропического перехода структурно чистого феррита. Оптимальная температура закалки возрастает пропорционально увеличению градиента скорости теплового воздействия. При этом высокие скорости нагрева и последующее высокоскоростное охлаждение за счет отвода тепла внутрь обрабатываемой детали или дополнительного охлаждения зоны обработки приводит к образованию в тонком поверхностном слое мелкоигльчатого мартенсита, однако условия термической обработки не способствуют росту зерна ввиду крайне малой продолжительности нагрева и выдержки.

2. Структурные превращения (преобразования аустенита и перлита) в высокотемпературном микрообъеме упрочняемого поверхностного слоя происходят практически одновременно.

3. Перлитно-аустенитное преобразование протекает в температурном диапазоне, ширина которого увеличивается с ростом скорости нагрева, тогда как при традиционной закалке данное превращение осуществляется в достаточно узком диапазоне температур $A_{c1} + (30 - 50)^\circ C$.

4. Высокие темпы нагрева приводят к тому, что диффузионные механизмы перестроения объемно-центрированной кубической решетки избыточного феррита в гранецентрированную кубическую структуру аустенита могут не завершаться своевременно на границе раздела GS железо-углеродной диаграммы состояния, вызывая смещение критической точки $A_{с3}$ в область повышенных темпера-

Таблица 1. Влияние технологических режимов ЭМУ на плотность дислокаций
Table 1. Effect of electromechanical hardening process modes on dislocation density

№	Вид обработки	Верхний предел $\rho_D \cdot 10^{12}, \text{см}^{-2}$	Нижний предел $\rho_E \cdot 10^{11}, \text{см}^{-2}$	Истинное значение $\rho_{\text{ист}} \cdot 10^{11} \text{см}^{-2}$	Относительное изменение $\Delta \rho_{\text{ист}}, \%$
1	$I = 220 \text{ А}, P = 450 \text{ Н}, v = 3 \text{ м/мин}$	3,40	0,21	2,65	456
2	$I = 420 \text{ А}, P = 450 \text{ Н}, v = 3 \text{ м/мин}$	34,69	0,23	8,96	1777
3	$I = 220 \text{ А}, P = 650 \text{ Н}, v = 3 \text{ м/мин}$	1,76	0,22	1,98	315
4	$I = 420 \text{ А}, P = 650 \text{ Н}, v = 3 \text{ м/мин}$	1,96	0,28	2,33	390
5	$I = 220 \text{ А}, P = 450 \text{ Н}, v = 9 \text{ м/мин}$	2,45	0,25	2,48	420
6	$I = 420 \text{ А}, P = 450 \text{ Н}, v = 9 \text{ м/мин}$	5,87	0,31	4,25	791
7	$I = 220 \text{ А}, P = 650 \text{ Н}, v = 9 \text{ м/мин}$	1,80	0,20	1,92	302
8	$I = 420 \text{ А}, P = 650 \text{ Н}, v = 9 \text{ м/мин}$	25,25	0,25	7,98	1574
	Без обработки	0,15	0,14	0,48	

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

тур. Образующийся таким образом аустенит обладает неравномерным распределением углерода внутри отдельных микроконтуров, характеризующихся высокими температурами. Последующее быстрое охлаждение в рамках процесса электромеханического упрочнения способствует повышению уровня дефектов в структуре, поскольку усиливаются эффекты фазового наклепа, подавляются релаксация напряжения и задерживаются процессы рекристаллизации, в результате чего сохраняется значительная доля дефектов γ -фазы. Эти факторы ведут к уменьшению размеров зёрен, увеличению плотности дислокаций и возрастанию упругих напряжений в кристаллической решётке. Результаты расчетов плотности дислокаций в зависимости от технологических режимов обработки приведены в табл. 1.

Формирующийся при этом мартенсит отличается меньшей степенью крупности частиц по сравнению с классическими видами закалки и представлен в основном игольчатой структурой малого размера или безыгольчатой формой. Помимо этого, мартенсит, полученный в результате ЭМУ, проявляет гетерогенность распределения углерода, что обеспечивает его увеличенную твёрдость относительно однородного мартенсита. Вследствие этого механические характеристики поверхностного слоя сталей после обработки ЭМУ качественно отличаются от соответствующих характеристик тех же материалов, подвергнутых иным видам термического упрочнения.

Для моделирования пространственного распределения температурных полей в локальных объёмах стали при проведении электромеханического упрочнения применялись вычислительные методы и специализированные программы. Выявленные закономерности (рис. 2) указывают на достижение необходимых температур фазовых переходов при скоростях обработки, начиная от $v \geq 3,0$ м/мин и минимальной силе тока $I \geq 350 - 400$ А.

Анализ распределения температурных полей показал, что в процессе обработки наблюдается постепенное увеличение температуры рабочего инструмента, что связано с отсутствием теплоотвода от рабочего инструмента или его незначительной величиной. Фрагменты визуализации мгновенного распределения температурных полей в глубь образца и рабочего инструмента представлены на рис. 3. В процессе обработки образца температура рабочего инструмента может увеличиваться более чем на 100°C , при этом на увеличение температуры су-

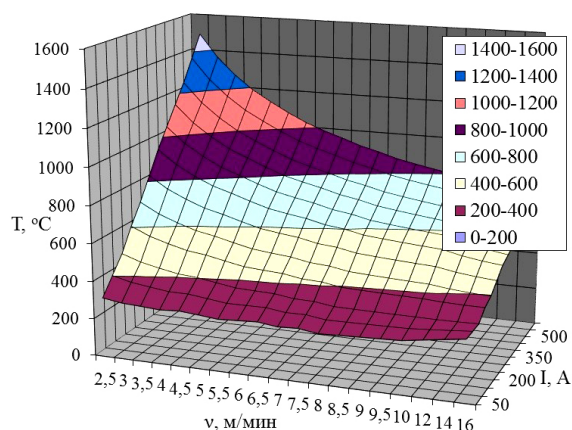


Рис. 2. Зависимость температуры в локальном микрообъеме при ЭМУ от значений силы тока и скорости обработки (упрочнения)

Fig. 2. Dependence of temperature in the local micro-volume during electromechanical hardening as a function of current and machining speed (hardening)

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

щественное влияние будет оказывать прежде всего сила тока, усилие прижима инструмента, скорость обработки, исходная структура образца.

Аналогичные результаты были получены при моделировании и лабораторных исследованиях специальных сталей, ЭМУ которых осуществлялась на режимах с несколько меньшими значениями скорости упрочнения (обработки), величины силы тока, а также снижением скорости охлаждения поверхностного слоя. Такие режимы обработки позволили исследовать влияние теплопроводности материала и скорости распада твердых растворов на степень упрочнения.

Одним из недостатков ЭМУ является то, что оно не позволяет получить достаточно однородный упрочненный слой вдоль оси изделия. ЭМУ обеспечивает однородность по длине локального трека (витка), однако в промежутках между этими треками (витками) обеспечить однородность не представляется возможным. Наложение витков (треков) в процессе обработки на поверхность детали приводит к их частичному перекрытию, что приводит к возникновению локальных микрообъемов с повторной полной закалкой и неполной закалкой, а также зонами отпуска.

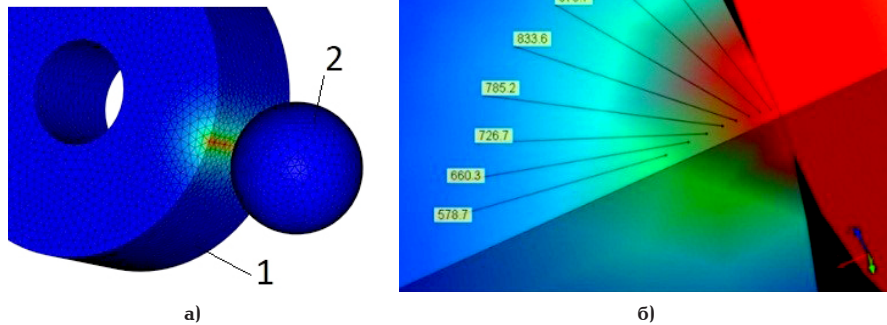


Рис. 3. Фрагменты визуализации мгновенного распределения температурных полей в глубь образца и рабочего инструмента: а) 1 — обрабатываемая деталь (диск), 2 — рабочий инструмент в форме сферы; б) мгновенное распределение температур
 Fig. 3. Visualization fragments of the instantaneous temperature field distribution within the sample and working tool: а) 1 — workpiece (disk), 2 — spherical working tool; б) instantaneous temperature distribution

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

В поперечном сечении вала наблюдается, что первый виток (трек) (рис. 4) на обрабатываемой поверхности имеет закаленную область abc . Вторым витком (треком) в сечении имеет область термического воздействия dfe . Зона перекрытия dec — область повторного термического воздействия на объем первого трека вторым треком, и имеет узкую полосу отпуска вдоль линии de (на рисунке штриховая линия). Таким образом ЭМО состоит из однородно закаленных треков (витков), разделенных между собой тонкими полосами дважды закаленного и в итоге отпущенного материала.

Анализ поперечного к оси вала микрошлифа показал одинаковую по глубине зону термического воздействия в любой из треков (витков), продольный микрошлиф дает наложенные друг на друга закаленные слои (рис. 5). Микротвердость полученных упрочненных треков (витков) вдоль оси обрабатываемой детали изменяется в определенной зависимости. Примерные значения твердости поверхностного слоя после ЭМУ и средние значения глубины упрочненного слоя для различных сталей представлены в табл. 2.

Для некоторых деталей многоцелевых гусеничных и колесных машин (МГКМ), работающих в определенных условиях, ширина отпущенной зоны на поверхности может негативно сказываться на последующей эксплуатации детали в трибоузле. Поэтому необходимо точно определить расположение и размер отпущенной зоны при обработке различных материалов и на различных режимах.

На рис. 5 представлен продольный разрез детали, по поверхности которого движется рабочий инструмент, производя ЭМУ на заданную глубину. Первый виток, образованный на поверхности вала под рабочим инструментом, образует характерный закаленный след I . Зона полной закалки ограничивается изотермой A' , зона неполной закалки — изотермой B' .

Подобную картину получаем при втором обороте вала, но при частичном перекрытии вторым витком первого закаленного первоначально объема, который подвергается вторично тепловому воздействию.

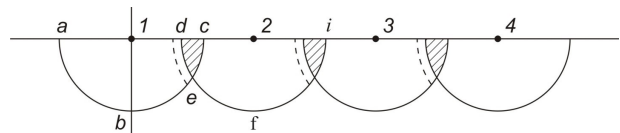


Рис. 4. Сечение обработанной поверхности детали, где 1, 2, 3, 4 — номера треков
 Fig. 4. Cross-section of the machined surface of the part, where 1, 2, 3, 4 are track numbers

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

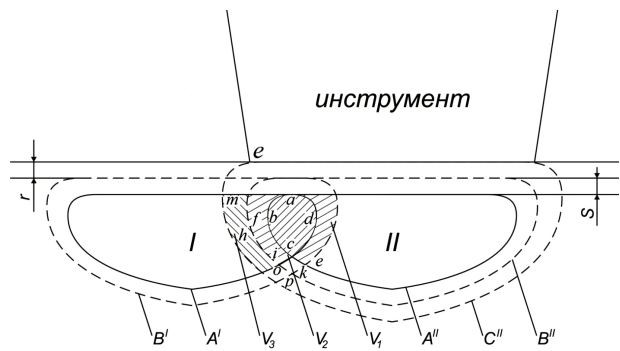


Рис. 5. Продольный разрез поверхностного слоя детали
 Fig. 5. Longitudinal section of the surface layer of the part

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Изотерма A'' второго витка обеспечивает полную закалку (повторную) материала в области, ограниченной $abcd$. В этой зоне материал по мере продвижения электрода будет претерпевать сначала отпуск, затем нагрев с переходом в область однородных твердых растворов, и после ухода с него рабочего инструмента закалится.

Изотерма B'' может обеспечить лишь неполную закалку материала в зоне между кривыми abc и fik в том случае, если при предшествующем отпуске успеет произойти явная дифференциация цементита и α -раствора. При малом времени термомодеформационного воздействия можно предпо-

Таблица 2. Значения твердости и глубины упрочнения поверхностного слоя ЭМУ различных сталей
Table 2. Hardness and hardening depth values of the surface layer of electromechanical hardening steels

Марка стали	Примерные значения твердости поверхностного слоя после обработки		Среднее значение глубины упрочненного слоя δ , мм
	HV, МПа	HRC	
Сталь 20, 15, 25	4100	42	0,5
Сталь 20Г, 30Г	5000	48	1,2
Сталь 35, 30, 40	5400	50	1,6
Сталь 45, 40Х, 50	6400	58	2,1
Сталь ШХ9, ШХ15	6700	61	1,4
У8, У7	7000	62	1,9
У10, У11, У12	10000	69	2,0

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

жить образование раствора цементита в α -растворе и мартенсита.

Проводя анализ влияния нагрева на ранее закаленный материал в тех местах, где температуры ниже A_{c1} , т.е. там, где возможен отпуск, необходимо учесть, кроме температуры, время теплового воздействия и скорость перехода из менее стабильных структур в более стабильные для различных марок сталей.

Время теплового воздействия при ЭМО чрезвычайно мало, при этом воздействие электрическим током препятствует коагуляции цементита, что позволяет предположить наличие заметных изменений в закаленной структуре трека / при обработке смежного трека в небольшом интервале температур от 500 до 700 °С для обычных углеродистых сталей. В случае обработки специальных закаляющихся сталей возможная зона отпуска будет несколько меньше. На рис. 5 зона отпуска находится между кривыми f_{ik} и m_{hop} .

В случае попытки выровнять структуру по продольной оси изделия последующим отпуском необходимо учесть относительную скорость, с которой при данной температуре одна структура переходит в другую, более стабильную (например, мартенсит в троостит, троостит в сорбит и т. д.).

Исходя из того, что мартенсит представляет собой пересыщенный твердый раствор углерода в α -железе или механическую смесь мельчайших частиц цементита в α -растворе, можно представить отпуск как нарастающий во времени процесс коагуляции частиц цементита.

Структуры мартенсита, троостита, сорбита в данном случае будут иметь разную величину кристаллов цементита — от субмикроскопическую до явно видимых в микроскоп при средних увеличениях. Энергетически троостит отличается от сорбита большим сосредоточением свободной поверхностной энергии, так как в первом отношении суммарной поверхности кристаллов цементита к суммарному же их объему больше, чем во втором.

Немаловажным для поверхностных слоев является и наличие определенных по знаку остаточных напряжений. Рассредоточение остаточных напряжений после поверхностной термической обработки имеет важное значение, так как элементарные закаливаемые микрообъемы, остающиеся после прохождения рабочего инструмента, имеют возможность компенсировать происходящие в них изменения объема за счет находящихся рядом микрообъемов материала. Создающиеся в момент термомодеформационного воздействия внутренние упру-

гие напряжения в закаливаемых микрообъемах могут частично или полностью устраняться благодаря пластической деформации в смежных, нагретых выше A_{c3} , объемах обрабатываемого материала.

Согласно проведенным исследованиям [10–12, 20], было выявлено, что повышение силы тока в процессе фрикционно-электрического взаимодействия сопровождается снижением глубины проникновения и абсолютных значений компрессии остаточных напряжений. Это явление обусловлено повышением температуры нагрева металла, вызванным увеличением силы тока, что увеличивает пластичность материала и стимулирует ориентированное растяжение зёрен поверхностного слоя вдоль направления приложения силы трения. Напротив, обработка без тока или при низких уровнях силы тока приводит к возникновению остаточных напряжений сжатия, связанного с эффектом холодного наклепа и увеличением объема металла без фазовых преобразований.

Экспериментально подтверждено, что воздействие ЭМУ провоцирует возникновение пластической деформации в поверхностном слое материала. Механизм возникновения напряжений является достаточно сложным, и распределение механических напряжений в указанном слое при воздействии ЭМУ остаётся недостаточно изученным. Оценка характера распределения напряжений проводилась исходя из предположения о плоской напряжённой области, при которой угол отражения пика (210) составлял $2\theta = 82^\circ 40'$ для упрочнённых образцов и $2\theta = 82^\circ 50'$ для образцов, прошедших обработку и последующее испытание на износ. Расчёт величины изменения межплоскостного расстояния $\Delta d/d$ составил $3,43 \cdot 10^{-3}$, что соответствует величине эквивалентных касательных напряжений σ_{tan} , равной:

$$\sigma_{tan} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\Delta d}{d}.$$

Знак полученного результата свидетельствует о наличии сжимающих напряжений.

Анализируя результаты экспериментов, установлено, что режимы энергоподвода в процессе ЭМУ различным образом влияют на параметры шероховатости и трибологические характеристики поверхностей трения. На рис. 6 показаны кривые зависимостей параметра шероховатости R_a от величины силы тока в процессе ЭМО, для стали 38ХС. Общим для всех зависимостей является снижение высоты микронеровностей при увеличении силы тока до 400–450 А, при которой наблюдается минималь-

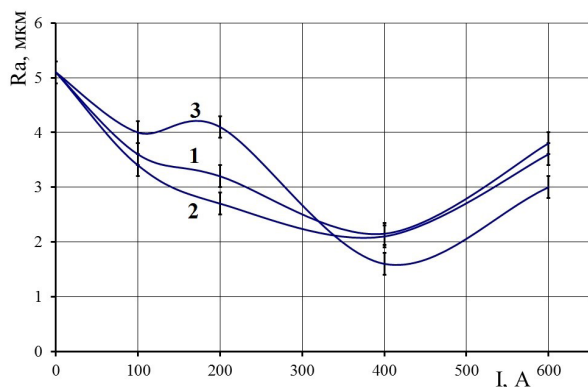


Рис. 6. Зависимость шероховатости от силы тока:
1 — $P = 650$ Н, $v = 3$ м/мин; 2 — $P = 650$ Н, $v = 9$ м/мин;
3 — $P = 450$ Н, $v = 9$ м/мин

Fig. 6. Roughness versus current:
1 — $P = 650$ Н, $v = 3$ м/мин; 2 — $P = 650$ Н, $v = 9$ м/мин;
3 — $P = 450$ Н, $v = 9$ м/мин

Источник / Source: разработано авторами /
compiled by the authors

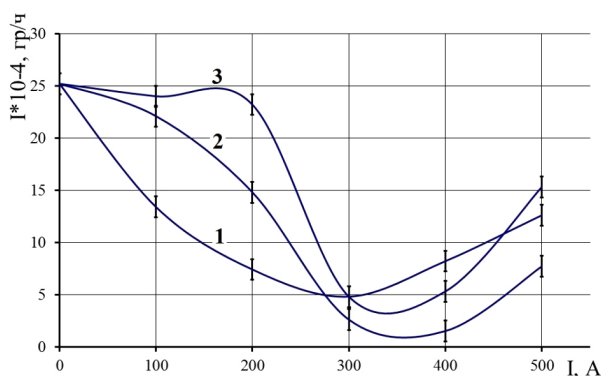


Рис. 7. Зависимость скорости изнашивания от силы тока:
1 — $P = 650$ Н, $v = 9$ м/мин; 2 — $P = 450$ Н, $v = 9$ м/мин;
3 — $P = 450$ Н, $v = 3$ м/мин

Fig. 7. Wear rate versus current:
1 — $P = 650$ Н, $v = 9$ м/мин; 2 — $P = 450$ Н, $v = 9$ м/мин;
3 — $P = 450$ Н, $v = 3$ м/мин

Источник / Source: разработано авторами /
compiled by the authors

ная величина параметра шероховатости R_a , и для различных скоростей обработки и силы деформации составляет R_a 1,6...2,2 мкм. С увеличением силы тока более 450 А высота микронеровностей возрастает.

Усиление нагрузки и ускорение процесса упрочнения приводят к интенсификации темпов изнашивания в стационарном состоянии трения, а после завершения этапа притирки наблюдается рост износа. Однако повышение силы тока оказывает обратное влияние, приводящее к снижению скорости изнашивания, причём этот эффект наиболее ярко проявляется именно при изменении силы тока среди прочих регулируемых факторов. Зависимость скорости изнашивания от силы тока при различных скоростях обработки и силах деформации имеют схожий характер (рис. 7) для стали 40Х. При увеличении силы тока до $I = 220$ А наблюдается снижение скорости изнашивания; минимальная скорость изнашивания при различных величинах силы деформации и скорости обработки достигается при величине силы тока $I = 300 \dots 380$ А, скорость изнашивания возрастает при дальнейшем увеличении силы тока.

Заключение

Путём комплексного использования методов металлографии и рентгеновского структурного анализа выявлены качественные и количественные закономерности изменения свойств поверхностных слоёв стальных образцов в зависимости от режима электромеханического упрочнения, обусловленного изменениями фазового состава, микроструктурной организации, плотности дислокаций и уровня внутренних напряжений.

Проведённые исследования позволили оценить влияние индивидуальных параметров ЭМУ на показатели износостойкости поверхностных слоёв деталей, входящих в состав трибосистем, установить функциональные зависимости вышеуказанных характеристик от скорости движения инструмента в процессе обработки, величины приложенной нагрузки и силы пропускаемого электрического тока. Применение ЭМУ даёт возможность уменьшить показатель шероховатости поверхности в четыре раза, повысить уровень микротвёрдости в 3,0–3,5 раза и увеличить износостойкость трибосопряжения минимум в 3–5 раз.

Проведённые лабораторные исследования показали, что ЭМУ обеспечивает более высокую работоспособность исследуемого трибозула и позволяет увеличить его ресурс в несколько раз.

Исследованиями установлено, что для ЭМУ характерно одновременное наличие разнородных структур в поверхностном слое, распределённых по поверхности, которые могут подвергаться отпуску, при этом отпуск может способствовать получению в закалённом слое неоднородной структуры. Экспериментальные исследования подтвердили данное предположение.

Полученные результаты расширяют существующие научные знания о механизмах структурных преобразований, происходящих в поверхностных областях стальных образцов при применении электромеханического упрочнения, и предоставляют практические рекомендации по внедрению указанного метода финишной упрочняющей обработки конструкционных сталей с целью улучшения механических и функциональных характеристик элементов узлов трения МГК.

Список источников / References

1. Альгин В. Б., Блюменштейн В. Ю., Васильев А. С. [и др.]. Технологические и эксплуатационные методы обеспечения качества машин: монография. Минск: Белорусская наука, 2010. 109 с. ISBN 978-985-08-1238-4. EDN: RBAYTX.
- Al'gin V. B., Blyumenshteyn V. Yu., Vasil'yev A. S. [et al.]. Tekhnologicheskiye i ekspluatatsionnyye metody obespecheniya kachestva mashin. Minsk, 2010. 109 p. ISBN 978-985-08-1238-4. EDN: RBAYTX. (In Russ.).
2. Киричек А. В. Повышение эффективности упрочняющих технологий // Справочник. Инженерный журнал. 2004. № 3 (84). С. 15–20. EDN: SGEFGP.
- Kirichek A. V. Povysheniye effektivnosti uprochnyayushchikh tekhnologiy. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal*. 2004;3(84):15–20. EDN: SGEFGP. (In Russ.).
3. Мышкин Н. К., Петроковец М. И. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии: монография. Москва: Физматлит, 2007. 368 с. EDN: RXGTNL.
- Myshkin N. K., Petrokovets M. I. Treniye, smazka, iznos. Fizicheskiye osnovy i tekhnicheskkiye prilozheniya tribologii. Moscow, 2007. 368 p. EDN: RXGTNL. (In Russ.).

4. Суслов А. Г., Шалыгин М. Г. Технологическое уменьшение времени приработки поверхностей трения // Научные технологии в машиностроении. 2024. № 3 (153). С. 42–48. EDN: GGOTXO.
- Suslov A., Shalygin M. Echnological running-in time reduce for friction surfaces. *Science Intensive Technologies in Mechanical Engineering*. 2024;3(153):42–48. EDN: GGOTXO. (In Russ.).
5. Сафонов С. В., Смоленцев В. П., Портных А. И. Повышение эксплуатационных характеристик деталей путем модификации поверхностного слоя. Прогрессивные машиностроительные технологии, оборудование и инструменты: монография в 5 т. Москва: Спектр, 2014. Т. 3. С. 365–405. EDN: MAKWRF.
- Safonov S. V., Smolentsev V. P., Portnykh A. I. Povysheniye ekspluatatsionnykh kharakteristik detaley putem modifikatsii poverkhnostnogo sloya. *Progressivnyye mashinostroitel'nyye tekhnologii, oborudovaniye i instrument*. In 5 vols. Vol. 3. Moscow, 2014. P. 365–405. EDN: MAKWRF. (In Russ.).
6. Памфилов Е. А., Пилюшина Е. А., Пыриков П. Г., Тяпин С. В. Обеспечение работоспособности соединений гидросистем технологических машин // Системы. Методы. Технологии. 2012. №1 (13). С. 33–38. EDN: PBDLTP.
- Pamfilov E. A., Pilyushina G. A., Pyrikov P. G., Tyapin S. V. Operability assurance of the joints of production machines hydraulic systems. *Systems. Methods. Technologies*. 2012;1(13):33–38. EDN: PBDLTP. (In Russ.).
7. Айзикович С. М., Александров В. М., Аргатов И. И. [и др.]. Механика контактных взаимодействий: монография. Москва: Физматлит, 2001. 670 с. ISBN 5-9221-0154-4. EDN: RIVBHQ.
- Ayzikovich S. M., Aleksandrov V. M., Argatov I. I. [et al.]. *Mekhanika kontaknykh vzaimodeystviy*. Moscow, 2001. 670 p. ISBN 5-9221-0154-4. EDN: RIVBHQ. (In Russ.).
8. Федоров В. П., Суслов А. Г., Нагоркин М. Н. Технологическое обеспечение физико-механических свойств поверхностного слоя деталей финишной электромеханической обработкой // Научные технологии в машиностроении. 2020. № 12 (114). С. 22–30. <https://doi.org/10.30987/2223-4608-2020-12-22-30>. EDN: GNREPK.
- Fedorov V., Suslov A., Nagorkin M. Technological support of physical-mechanical properties surface layer in parts at electro-mechanical finishing. *Science Intensive Technologies in Mechanical Engineering*. 2020;12(114):22–30. <https://doi.org/10.30987/2223-4608-2020-12-22-30>. EDN: GNREPK. (In Russ.).
9. Федорова Л. В., Федоров С. К., Иванова Ю. С., Ломпас А. М. Технологические основы повышения износостойкости деталей электромеханической поверхностной закалкой // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 9 (690). С. 85–92. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2017-9-85-92>. EDN: ZEVWNT.
- Fedorova L. V., Fedorov S. K., Ivanova Y. S., Lompas A. M. Technological principles of increasing wear resistance of parts by electromechanical surface hardening. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2017;9(690):85–92. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2017-9-85-92>. EDN: ZEVWNT. (In Russ.).
10. Аскинази Б. М. Упрочнение и восстановление деталей машин электромеханической обработкой. Москва: Машиностроение, 1989. 140 с.
- Askinazi B. M. *Uprochneniye i vosstanovleniye detaley mashin elektromekhanicheskoy obrabotkoy*. Moscow, 1989. 140 p. (In Russ.).
11. Багмутов В. П., Паршев С. Н., Дудкина Н. Г., Захаров И. Н. Электромеханическая обработка: технологические и физические основы, свойства, реализация: монография. Новосибирск: Наука, 2003. 318 с. ISBN 5-02-031735-7. EDN: SCBBFH.
- Bagmutov V. P., Parshev S. N., Dudkina N. G., Zakharov I. N. *Elektromekhanicheskaya obrabotka: tekhnologicheskiye i fizicheskiye osnovy, svoystva, realizatsiya*. Novosibirsk, 2003. 318 p. ISBN 5-02-031735-7. EDN: SCBBFH. (In Russ.).
12. Эдигаров В. Р. Поверхностная фрикционно-электрическая обработка алюминиевых сплавов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2020. № 10 (727). С. 47–53. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-10-47-53>. EDN: NSUCHY.
- Edigarov V. R. Surface friction-electric treatment of aluminum alloys. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2020;10(727):47–53. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-10-47-53>. EDN: NSUCHY. (In Russ.).
13. Эдигаров В. Р., Литай Е. В. Финишная антифрикционная электромеханическая обработка деталей // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2015. № 3 (68). С. 6–15. <https://doi.org/10.17212/1994-6309-2015-3-6-15>. EDN: UHTHKV.
- Edigarov V. R., Litau E. V. Parts finishing antifriction electromechanical machining. *Obrabotka Metallov / Metal Working and Material Science*. 2015;3(68):6–15. <https://doi.org/10.17212/1994-6309-2015-3-6-15>. EDN: UHTHKV. (In Russ.).
14. Яковлев С. А., Жиганов В. И. Комбинированная обработка стальных и чугуновых поверхностей изделий // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. 2002. № 7. С. 71–73. EDN: SNDDDED.
- Yakovlev S. A., Zhiganov V. I. Combined processing of steel and cast iron surfaces of products. *Bulletin of the Ulyanovsk State Agricultural Academy*. 2002;7:71–73. EDN: SNDDDED. (In Russ.).
15. Эдигаров В. Р., Алимбаева Б. Ш., Анохин С. Ю. Повышение износостойкости поверхностного слоя деталей комбинированной электромеханической обработкой с отпускком // Омский научный вестник. 2020. № 2 (170). С. 10–14. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2020-170-10-14>. EDN: VOTLCR.
- Edigarov V. R., Alimbaeva B. Sh., Anokhin S. Yu. Improving wear resistance of surface layer of parts combined with electromechanical processing with tempering. *Omsk Scientific Bulletin*. 2020;2(170):10–14. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2020-170-10-14>. EDN: VOTLCR. (In Russ.).
16. Яковлев С. А., Жиганов В. И. Электромеханическая обработка на токарно-винторезных станках // СТН. 2000. № 6. С. 11–16. EDN: JCEBBX.
- Yakovlev S. A., Zhiganov V. I. *Elektromekhanicheskaya obrabotka na tokarno-vintoreznykh stankakh*. *STIN*. 2000;6:11–16. EDN: JCEBBX. (In Russ.).
17. Надольский В. О., Яковлев С. А., Павлов А. В. Высокопроизводительная трехфазная электромеханическая обработка деталей // Техника в сельском хозяйстве. 2007. № 5. С. 38–40. EDN: IBOTGL.
- Nadolsky V. O., Yakovlev S. A., Pavlov A. V. High-performance three-phase electromechanical processing of parts. *Tekhnika v Sel'skom Khozyaystve*. 2007;5:38–40. EDN: IBOTGL. (In Russ.).
18. Федоров С. К., Власов М. В., Гаврилов Д. В. Увеличение ресурса оборудования электромеханической поверхностной закалкой // Главный механик. 2021. № 1. С. 10–14. <https://doi.org/10.33920/pro-2-2101-01>. EDN: WOBBWF.
- Fedorov S. K., Vlasov M. V., Gavrilov D. V. Increasing the service life of the equipment by electromechanical surface quenching. *Chief Mechanical Engineer*. 2021;1:10–14. <https://doi.org/10.33920/pro-2-2101-01>. EDN: WOBBWF. (In Russ.).
19. Морозов А. В. Повышение износостойкости тонкостенных втулок при объемном электромеханическом дорновании // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2012. № 2 (88). С. 87–90. EDN: OPVFBN.
- Morozov A. V. Povysheniye iznosostoykosti tonkostennykh vtulok pri ob'yemnom elektromekhanicheskom dornovanii. *Bulletin of Altai State Agricultural University*. 2012;2(88):87–90. EDN: OPVFBN. (In Russ.).
20. Багмутов В. П., Дудкина Н. Г., Захаров И. Н. [и др.]. Влияние структуры и свойств поверхностного слоя на усталостную прочность закаленных сталей, упрочненных комбинированной электромеханической обработкой // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2019. Т. 62,

Bagmutov V. P., Dudkina N. G., Zakharov I. N. [et al.]. Influence of structure and properties of surface layer on fatigue durability of hardened steels strengthened by combined electromechanical treatment. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2019;62(6):438 – 450. <https://doi.org/10.17073/0368-0797-2019-6-438-445>. EDN: JTGVHC. (In Russ.).

Вклад авторов:

В. Р. Эдигаров. Постановка цели и задач исследования, анализ состояния вопроса, разработка математической модели влияния технологических режимов обработки на температуру в зоне термомеханического упрочнения, анализ результатов экспериментальных исследований, формулирование выводов.

Б. Ш. Алимбаева. Проведение металлографического анализа, исследование микроструктуры, подготовка текста статьи, подготовка графических материалов.

Authors' contribution:

Vyacheslav R. Edigarov. Setting of the research goal and objectives, analysis of the problem, development of a mathematical model of the effect of technological processing modes on the temperature in the thermal deformation hardening zone, analysis of experimental results, formulation of conclusions.

Botagoz Sh. Alimbaeva. Conducting the metallographic analysis, studying the microstructure, preparing the text of the article, preparing graphic materials.

Информация об авторах:

ЭДИГАРОВ Вячеслав Робертович, доктор технических наук, доцент, начальник кафедры «Двигатели» Омского автобронетанкового инженерного института, г. Омск.

SPIN-код: 7037-1707

AuthorID (РИНЦ): 722161

AuthorID (SCOPUS): 57214824180

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5504-448X>

e-mail: edigarovs@mail.ru

АЛИМБАЕВА Ботагоз Шайдуловна, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Военная архитектура, автоматизированные системы проектирования, естественнонаучные дисциплины» Военного института (инженерно-технического) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А. В. Хрулева, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5553-2107

AuthorID (РИНЦ): 766754

e-mail: botagoz.alimbaeva@mail.ru

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 10.04.2026; одобрена после рецензирования 01.06.2026; принята к публикации 22.06.2026.

Information about the authors:

EDIGAROV Vyacheslav Robertovich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Engine Department, Omsk Tank-Automotive Engineering Institute, Omsk.

SPIN-code: 7037-1707

AuthorID (RSCI): 722161

AuthorID (SCOPUS): 57214824180

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5504-448X>

e-mail: edigarovs@mail.ru

ALIMBAEVA Botagoz Shaidulovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Military Architecture, Computer-Aided Design Systems, Natural Sciences, Military Institute (Engineering and Technical), Military Educational Institution of Logistics named after General of the Army A. V. Khrulyov, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5553-2107

AuthorID (RSCI): 766754

e-mail: botagoz.alimbaeva@mail.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 10.04.2026; approved after reviewing 01.06.2026; accepted for publication 22.06.2026.

Научный журнал **Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»** публикует оригинальные научные и обзорные статьи, соответствующие тематике журнала. Не допускается направление в редакцию уже опубликованных статей или статей, отправленных на публикацию в другие журналы. В случае обнаружения одновременной подачи рукописи в несколько изданий опубликованная статья будет ретрагирована (отозвана из печати).

При подготовке статьи к публикации в журнале необходимо учесть следующие пункты:

1. Указать **УДК**.
2. **Заголовок статьи.** Должен кратко (не более 10 слов) и информативно отражать содержание статьи. Приводится на русском и английском языках.
3. **Инициалы и фамилии авторов,** место работы (полное название организации, индекс, страна, город, адрес, e-mail). Приводятся на русском и английском языках.
4. **Аннотация** (150–300 слов). Выполняет функцию расширенного названия статьи и повествует о ее содержании. В аннотации должны быть обозначены основная тема, объект и цель исследования; материалы и методы; результаты исследования; общие выводы, область применения. Приводится на русском и английском языках.
5. **Ключевые слова** (6–8 слов или коротких словосочетаний). Должны отражать основные положения, достижения, результаты, терминологию научного исследования. Приводятся на русском и английском языках.
6. **Основной текст статьи.** Рекомендуемые разделы: «Введение», «Материалы и методы», «Основная часть» и/или «Результаты исследования», «Обсуждение и заключение».
7. **Список источников** (оформляется в формате Vancouver). Ссылаться нужно в первую очередь на оригинальные источники из научных журналов. Желательно использовать не менее 15–20 источников на русском и английском языках. В научных обзорах количество ссылок на источники информации должно быть не менее 25–30. В тексте статьи ссылки на источники приводятся в квадратных скобках арабскими цифрами.
8. **Информация об авторах** должна включать Ф.И.О., ученое звание и должность, организация(и), SPIN-код, Author ID,

ORCID ID, Researcher ID, Scopus ID, e-mail. Приводится на русском и английском языках.

9. **Вклад авторов.** В конце статьи разъясняется фактический вклад каждого соавтора в выполненную работу. Приводится на русском и английском языках.

Техническое оформление:

- 1) редакция принимает тексты, сохраненные в формате .doc, .docx. Набор текста осуществляется с использованием шрифта Times New Roman, кегль 14 и интервал 1,5 строки. Абзацный отступ — 0,5 см;
- 2) формулы следует набирать в редакторе MS Word Equation Editor или Math Type. Латинские знаки в формулах и обозначениях (как в тексте, так и на рисунках) набираются курсивом. Формулы нумеруются в круглых скобках;
- 3) рисунки должны иметь разрешение не ниже 300 dpi и быть сохранены в форматах JPEG, TIFF. Рисунки должны быть четкими. Все позиции на рисунке должны быть расшифрованы и описаны. Допускается не более 8 рисунков в статье. Каждый рисунок должен иметь подрисуночную подпись на русском и английском языках;
- 4) таблицы должны располагаться в тексте статьи. Каждая таблица должна иметь заголовок на русском и английском языках.

В журнале принято «двойное слепое» (рецензент и автор не знают имен друг друга) **рецензирование** статей. Рецензент на основании анализа статьи принимает решение о рекомендации ее к публикации (без доработки или с доработкой) или об ее отклонении. В случае несогласия автора статьи с замечаниями рецензента его мотивированное заявление рассматривается редакционной коллегией.

Политика редакционной коллегии журнала поддерживает Кодекс этики научных публикаций, сформулированный Комитетом по этике научных публикаций, и строится с учетом этических норм работы редакторов и издателей. Публикация статей осуществляется на бесплатной основе. Журнал предоставляет непосредственный открытый доступ к своему контенту исходя из следующего принципа: свободный **открытый доступ** к результатам исследований способствует увеличению глобального обмена знаниями.

INFORMATION FOR AUTHORS AND READERS

The **Omsk Scientific Bulletin. Series «Aviation-Rocket and Power Engineering»** only publishes original scientific and review articles that correspond to the subject matter of the journal. Submission to the editorial office of previously published articles or articles sent for publication to other journals is not allowed. In the event of simultaneous submission of a manuscript to different journals, the published article will be retracted (withdrawn from print).

To submit an article in the journal you should know:

1. It is necessary to indicate the **UDC**.
2. **The title of the article** should briefly (no more than 10 words) and accurately reflect the content of the article, the subject matter and the results of the conducted research. The title is to be provided in Russian and English.
3. **Authors' initials and surnames,** official name of institution without abbreviations, address of institution, e-mail.
4. **The abstract** (150–300 words) performs the function of an expanded title and informs readers about the article's content. It should comprise introduction, materials and methods, results, discussion and conclusion. The abstract is to be provided in Russian and English.
5. **Keywords** consist of the search terms used by all bibliographic databases to search for scientific articles by keyword. For this reason, the keywords should reflect the main statements, achievements, results and terminology of scientific research. The recommended number of keywords is 6–8. The keywords are to be provided in Russian and English.
6. **The main text** of the article is to be presented in Russian or English according to a specific sequence: Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion and Conclusion
7. **References.** The bibliographic description of the documents should conform to the requirements of the Vancouver Citation Style. It is necessary to refer first of all to original sources from scientific journals. It is advisable to use at least 15–20 sources in Russian and English. In scientific reviews, the number of references to information sources should be at least 25–30. In the text of the article, references to sources are given in square brackets in Arabic numerals.
8. **Information about authors.** Full surname, first name and any second names or patronymics of the authors; detailed information about the authors: scientific degree, position, official

name of institution without abbreviations; SPIN-code, Author ID, ORCID ID, Researcher ID, Scopus ID, e-mail. Information about authors is to be provided in Russian and English.

9. **Authors' contribution.** At the end of the article authors should include notes that explain the actual contribution of each co-author to the research. Information about the contribution of authors is to be provided in Russian and English.

Technical preparation

- 1) the article file uploaded to the system must be in Microsoft Word format (with the extension *.doc, *.docx). The text is typed using the Times New Roman font, size 14 and an interval of 1.5 lines. An indentation of 0.5 is made at the beginning of each paragraph;
- 2) formulas are to be typed in MS Word Equation Editor or Math Type. Latin symbols in formulas and designations (both in text and images) are to be in italic. Formulas are to be numbered in round brackets;
- 3) images should be with a minimum resolution of 300 dpi and be saved in JPEG and TIFF formats. The figures should be clear. All positions in the figures must be deciphered and described. No more than 8 figures per article are allowed. The name of the figure is placed directly under the figure and should be presented in Russian and English;
- 4) the tables should be arranged in the text of the article. Each table should have a title in Russian and English.

The journal practices **double-blind peer review** of articles (neither the reviewer nor the author know each other's names). The reviewer analyses an article and decides whether it should be published (with or without corrections) or rejected. Where the author disagrees with the reviewer's comments, their substantiated statement is considered by the Editorial Board.

The editorial policy is based upon traditional ethical principles of Russian academic periodicals; it supports Academic Periodicals Ethical Codex, stated by Committee on Publication Ethics and it is formed in account of standards of ethics of editors' and publishers' work confirmed by Code of Conduct and Best Practice Guidelines for Journal Editors and Code of Conduct for Journal Publishers, developed by Committee on Publication Ethics. Articles are published free of charge. The journal provides open access to its content and adheres to the principle that free **open access** to research findings helps increase global sharing of knowledge.

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