

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

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

Том 10, № 1

2026

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 № 1 2026

УЧРЕДИТЕЛЬ

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

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

Сайт журнала:
ariem.omg.ru

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

Подписной индекс
в каталоге Роспечать 80583

Ответственный секретарь
Н. В. Кенжалинова

Редактор
Т. П. Сёмина

Компьютерная верстка
О. Н. Чирун

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

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

Подписано в печать 24.03.2026 г.
Дата выхода в свет 31.03.2026 г.

Формат 60x84 1/8
8,84 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1–100). Заказ 22
Цена свободная

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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. 1 2026

FOUNDER

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

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

Journal Website:
arlem.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 Catalog 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

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

Signed in Print 24.03.2026
Date of Publication 31.03.2026

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 8,84
Offset Paper

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

Circulation 500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1–100)
Order 22
Open Price

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

Н. С. Галдин, И. А. Семенова. Анализ и методика расчета электрогидростатического привода наземных транспортно-технологических комплексов	5
С. А. Зайдес, Чан Туан Зунг. Оценка теплогидравлической эффективности прямоугольных риблет на внутренней поверхности трубы	13
Ю. А. Краус, К. С. Маркелова. Влияние высоковольтных линий электропередачи на магистральные трубопроводы: систематизация проблем	22
А. А. Теплоухов, Д. В. Постников, А. Р. Закранцов, К. Е. Грязнов. Диагностика и прогнозирование срока службы водных фильтровальных установок с кварцевым песком на основе анализа морфологии и элементного состава фильтрующего материала	33
Дееб Али, А. Н. Дорошин, Диб Мухаммад. Оптимизация гибридной системы электроснабжения для круглосуточного медицинского центра: экономический анализ с использованием HOMER PRO	39
К. С. Сазонов, В. С. Петрушин, Р. Р. Якупов, Т. Н. Мустафин. Разработка методики экспериментального исследования масляного насоса вертикального спирального компрессора	49
Е. С. Подшивалов, О. В. Крюков, И. В. Гуляев, А. В. Саушев. Анализ эффективности абсорбционных холодильных машин для улучшения показателей газотурбинных газоперекачивающих агрегатов	57

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

Д. А. Жуйков, О. В. Шилкин, А. А. Кишкин, А. В. Делков, Ю. Н. Шевченко, А. А. Ходенков. К балансу мощностей и методике проведения энергетических испытаний малорасходных центробежных нагнетателей	68
---	----

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

N. S. Galdin, I. A. Semenova. Analysis and calculation methodology for electrohydrostatic drives of the ground-based transport and technological complexes	5
S. A. Zaides, Tran Tuan Dung. Numerical evaluation of the thermal-hydraulic performance of rectangular riblets in a tube	13
Yu. A. Kraus, K. S. Markelova. Influence of high-voltage power lines on main pipelines: systematization of problems	22
A. A. Teploukhov, D. V. Postnikov, A. R. Zakrantsov, K. E. Gryaznov. Diagnostics and predictions of the service life of water silt with quartz sand based on analysis of morphology and element composition of the filter material	33
Deeb Ali, A. N. Doroshin, Deeb Muhammad. Optimization of a hybrid power supply system for the round-the-clock medical center: An economic analysis using HOMER PRO	39
K. S. Sazonov, V. S. Petrushin, R. R. Yakupov, T. N. Mustafin. Development of the methodology for testing experimental oil pumps of a vertical spiral compressor	49
E. S. Podshivalov, O. V. Kryukov, I. V. Gulyaev, A. V. Saushev. Analysis of the efficiency of absorption refrigeration machines for improving the performance of gas turbine gas pumping units	57

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

D. A. Zhuykov, O. V. Shilkin, A. A. Kishkin, A. V. Delkov, Yu. N. Shevchenko, A. A. Khodenkov. On the balance of capacities and methods for conducting energy tests of low-consumption centrifugal pumps	68
---	----

УДК/UDC 626.226

DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-5-12>

EDN: PDTMEE

Научная статья/Original article

АНАЛИЗ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

Н. С. Галдин, И. А. Семенова✉

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ),
Россия, 644080, г. Омск, пр. Мира, 5

✉ semenova_ia@mail.ru

Статья посвящена определению основных параметров (давления, мощности, крутящего момента, скорости с учетом температурного режима и при заданной нагрузке) электрогидростатического привода наземных транспортно-технологических комплексов, к которым относится дорожно-строительная техника.

На основе составленной методики расчета основных параметров гидравлических компонентов, входящих в состав электрогидростатического привода, разработан алгоритм проектирования и получены зависимости, характеризующие процесс работы указанного типа привода. Определены основные критерии его эффективной работы. К данным критериям относятся: способность привода точно отрабатывать входные сигналы; скорость перемещения штока при заданной нагрузке; общий коэффициент полезного действия; удельная мощность.

Целью создания методики расчета является разработка эффективного электрогидростатического привода дорожно-строительной машины, сочетающего преимущества гидравлики (высокая мощность, колоссальные усилия при малых габаритах, весе компонентов и простоте реверсирования) с гибкостью электроники, которая позволяет позиционировать рабочие органы данных машин (ковш, рукоять, стрела экскаватора, манипулятор, отвал автогрейдера или бульдозера, вращение вальцов дорожных катков) с точностью до миллиметра за доли секунды.

Сочетание аналитического и численного методов позволяет спроектировать сначала прототип (цифровую модель) данного привода с его основными характеристиками, а затем моделировать всю систему целиком с исследованием потоков внутри насоса и каналов, а также проводить тепловой анализ с оценкой нагрева жидкости и двигателя. Электрогидростатический привод — это сложная система, где необходимо учитывать множество факторов. В статье рассматривается оптимальный выбор гидравлических компонентов (насоса, гидродвигателя), которые выбираются в зависимости от параметров электродвигателя привода.

Основным результатом работы является создание основ для дальнейших экспериментальных методов исследования, которые проводятся для подтверждения теоретических (аналитических) данных и для разработки методов диагностики и мониторинга электрогидростатического привода. Экспериментальные методы проводятся с целью определения жесткости привода, снятия амплитудно-частотных характеристик, замера токов и давлений в различных режимах работы.

Ключевые слова: электрогидростатический, привод, моделирование, мощность, машины, проектирование

Для цитирования: Галдин Н. С., Семенова И. А. Анализ и методика расчета электрогидростатического привода наземных транспортно-технологических комплексов. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 5–12. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-5-12>. EDN: PDTMEE.



ANALYSIS AND CALCULATION METHODOLOGY FOR ELECTROHYDROSTATIC DRIVES OF THE GROUND-BASED TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL COMPLEXES

N. S. Galdin, I. A. Semenova

Siberian State Automobile and Highway University, Mira Ave., 5, Omsk, 644080, Russia

semenova_ia@mail.ru

The article is devoted to the analysis of the main parameters (pressure, power, torque, and speed) of the electrohydraulic drive of ground-based transport and technological complexes, which include road-building equipment.

The authors develop a design algorithm and obtain dependencies characterized in the operation process of the specified drive type on the basis of a compiled method for calculating the basic parameters of hydraulic components that are part of an electrohydraulic drive. These criteria include the drive's ability to precisely process input signals; speed of rod travel at a specified load; total operating coefficient; unit power.

The purpose of this calculation method is to develop an efficient electrohydraulic drive for road construction machines that combines the advantages of hydraulics (high power, tremendous force with small components and easy reversing) with the flexibility of electronics, which allows positioning of the working parts of these machines (bucket, arm, excavator boom, manipulator, grader or bulldozer blade and the rotation of road roller rollers) with an accuracy of millimeter in fractions for a second.

The combination of analytical and numerical methods allows designing a prototype (the digital model) of this drive with its main characteristics, and then simulate the entire system, studying the flows inside the pump and channels, as well as conducting thermal analysis to assess the heating of the liquid and the motor. An electrohydraulic drive is a complex system that requires consideration of many factors. The article focuses on the optimal selection of hydraulic components (pumps, hydraulic motor), which are selected depending on the parameters of the electric motor of the drive.

The research is aimed at establishing a basis for further experimental methods, which are conducted to validate theoretical (analytical) data and develop methods for diagnosing and monitoring electrohydraulic drive. Experimental methods are used to determine the rigidity of the drive, the removal of amplitude-frequency characteristics and the measurement of currents and pressures in various operating modes.

Keywords: electrohydraulic, drive, modeling, power, machines, design

For citation: Galdin N. S., Semenova I. A. Analysis and calculation methodology for electrohydraulic drives of the ground-based transport and technological complexes. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):5–12. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-5-12>. EDN: PDTMEE. (In Russ.).



© Galdin N. S., Semenova I. A., 2026.

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

Введение

В настоящее время существуют направления в проектировании и моделировании гидравлических систем наземных транспортно-технологических комплексов, которые позволяют перевести работу дорожно-строительных машин на более современный и качественный уровень.

Одним из них является применение электрогидростатического привода, сочетающего преимущества электрического управления и гидравлической мощности. Эффективная работа такого типа привода оценивается по ряду технических и эксплуатационных критериев, основными из которых являются:

- быстродействие;
- максимальная скорость перемещения;
- энергоэффективность (общий КПД);
- компактность;
- тепловой режим;
- диагностируемость;
- жесткость привода [1 – 7].

Основным преимуществом применения электрогидростатического привода является его высокая энергоэффективность за счет устранения основных недостатков гидравлических приводов, так как электродвигатель потребляет энергию только в тот момент, когда нужно совершить работу, что позволяет снизить расход топлива и затраты на обслуживание [1 – 7].

На рис. 1 изображен пример электрогидростатического привода.

Конструкция данного типа привода представляет собой отдельный модуль без сложной системы распределителей, клапанов и огромных гидробаков. Данный тип привода широко используется в энергетическом машиностроении, в том числе в авиации и робототехнике, промышленном оборудовании, современной мобильной технике.

На экскаваторах, к примеру, электрогидростатический привод позволяет точно и плавно контролировать рабочие движения стрелы, рукояти, ков-

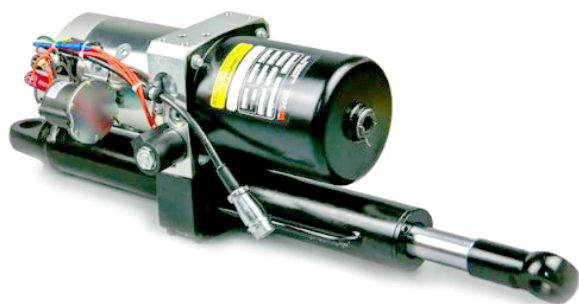


Рис. 1. Электрогидростатический привод
Fig. 1. Electrohydraulic drive

ша [8–14], что является важным при выполнении тонких работ, например, при ремонте или строительстве нефтегазопроводов. Данный тип привода позволяет реализовать различные режимы работы, оптимизировать производительность и снижать энергопотребление.

Для бульдозеров электрогидростатический привод позволяет точно контролировать тяговое усилие и скорость движения, дает возможность плавного реверсирования и автоматического регулирования мощности в зависимости от нагрузки, что улучшает управляемость и эффективность работы, особенно на сложных грунтах. Прецизионное управление отвалом позволяет создавать ровные поверхности с высокой точностью. Электрогидростатический привод обеспечивает плавное изменение угла наклона и положения отвала, что важно при профилировании дорог и других земляных работах.

Применение электрогидростатического привода в дорожных катках обеспечивает точное управление скоростью вращения валцов и прижимным усилием, что важно для качественного уплотнения. Также электрогидростатический привод позволяет обеспечить высокую точность выполнения земляных работ автогрейдерами, что позволяет снизить вибрации и шума, улучшая комфорт оператора.

Однако нет научно обоснованных рекомендаций по проектированию и моделированию электрогидростатического привода для дорожно-строительной (мобильной) техники, что является весьма актуальной задачей.

Постановка цели исследования

Цель исследования — повышение энергетической эффективности дорожно-строительных машин, относящихся к наземным транспортно-технологическим комплексам, путем разработки и обоснования характеристик (параметров) электрогидростатического привода, обеспечивающего снижение потерь при передаче энергии и точное позиционирование рабочих органов дорожно-строительных машин, а также упрощение их конструктивной схемы за счет перехода от традиционных централизованных объемных гидравлических систем к автономным узлам (объединяющим преимущества электроники и гидравлики).

Постановка задач

В связи с развитием гидропривода дорожно-строительных машин, а также, учитывая запрос на повышение эффективности, компактности, надежности и интеграции с цифровыми технологиями, одним из перспективных направлений

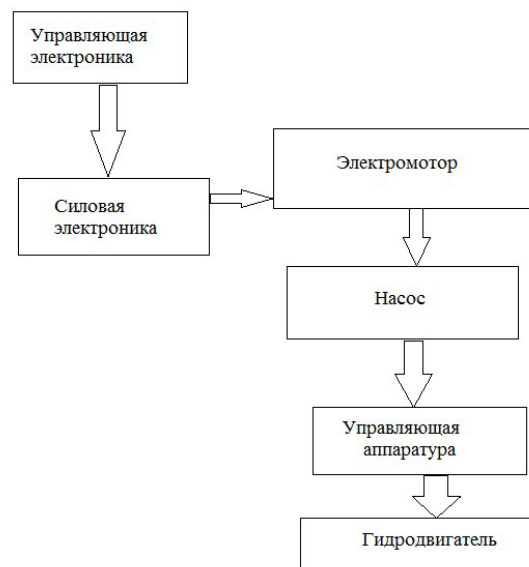


Рис. 2. Блок-схема прототипа электрогидростатического привода
Fig. 2. Block-diagram of the electrohydraulic drive

в их проектировании является создание и применение электрогидростатического (гибридного) привода, в котором комбинируют электрический двигатель и гидравлический насос/мотор (или гидроцилиндр) в одном компактном блоке.

В отличие от традиционных гидравлических систем, где насос постоянно работает от двигателя и возникают большие потери давления и тепла, электрогидростатический привод работает иначе. Он работает по принципу преобразования электрической энергии в механическую через замкнутый гидравлический контур. Электрогидростатический привод — это силовой блок, в котором все необходимое собрано в одном корпусе и отсутствует необходимость длинных гидролиний к исполнительным органам. К приводу подходят только электрические провода.

Для достижения поставленных целей исследования необходимо решить следующие задачи:

- провести анализ существующих систем приводов и возможность перехода на электрогидростатический привод, разработать его прототип;
- разработать методику расчета основных характеристик (оптимальных параметров) электрогидростатического привода при различных нагрузках;
- исследовать влияние вязкостно-температурных характеристик рабочей жидкости на работу привода в различных режимах;
- разработать алгоритм проектирования электрогидростатического привода, применяемого на дорожно-строительной технике.

Разработка блок-схемы

электрогидростатического привода

Каждый рабочий орган дорожно-строительной машины (стрела, рукоять и т. п.) оснащается отдельным модулем, который, в свою очередь, состоит из совокупности элементов для приведения рабочего органа в движение.

На основе проведенных исследований была разработана блок-схема электрогидростатического привода, которая представлена на рис. 2 [1, 2]. Блок-схема включает в себя модуль, содержащий силовую электронику, и гидравлическую систему.

Данная блок-схема — основа создания цифровой модели (прототипа), на которой отрабатываются алгоритмы, а затем аналитические результаты проверяются на физических стендах.

Преимуществом данного типа привода является то, что устраняется необходимость в обширной гидравлической системе, снижаются потери энергии и повышается общая эффективность.

Переход на электрогидростатический привод является перспективной технологией для дорожно-строительных машин, так как позволяет повысить точность и управляемость техники, но требует учета всех параметров. Более того, указанный привод чувствителен к перегрузкам, которые могут привести к выходу из строя электронных компонентов [1–7]. Следовательно, необходимо выбрать оптимальные параметры и режимы для работы гидравлических элементов, входящих в состав данного типа привода. Для этого необходимо разработать его методику расчета.

Методика расчета

гидравлических компонентов, входящих в состав электрогидростатического привода наземных транспортно-технологических комплексов

Математическая модель электрогидростатического привода представляет собой систему уравнений, описывающих преобразование энергии из электрической в механическую, а затем — в гидравлическую. Она позволяет описать объект (электрогидростатический привод) при помощи математических формул, включающих переменные и постоянные параметры, коэффициенты и допущения [8].

К допущениям относится определение потерь давления, так как они отсутствуют ввиду малости длин гидролиний и большого числа местных сопротивлений.

Для создания математической модели взаимодействия электрического двигателя и гидравлического привода в отдельно взятом замкнутом контуре воспользуемся формулами, приведенными ниже.

Гидравлическая потребляемая мощность для электрогидростатического привода определяется по формуле:

$$N = Q \cdot P_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{об}}, \quad (1)$$

где N — потребляемая мощность отдельного модуля, Вт; Q — действительная подача насоса, м³/с; $\eta_{\text{об}}$ — объемный КПД; $P_{\text{ном}}$ — номинальное давление, Па.

Потребляемая мощность зависит от номинального давления, которое является функцией внешнего сопротивления на рабочем органе (нагрузки) $P = f(F)$.

Действительная подача насоса зависит от частоты вращения электродвигателя $Q = f(n)$. Электродвигатель создает крутящий момент, который определяется с учетом электрических и гидравлических параметров. Так, крутящий момент для электропривода вычисляется по формуле:

$$M = \frac{N_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{эл}}}{\omega}, \quad (2)$$

где M — крутящий момент отдельного модуля, Н/м; $N_{\text{эл}}$ — электрическая мощность, Вт; $\eta_{\text{эл}}$ — КПД электродвигателя; ω — угловая скорость вращения, рад/с.

В электрогидростатических приводах рекомендуется использовать высокомоментные синхронные двигатели с постоянными магнитами. Крутящий момент для гидравлического привода определяется нагрузкой на исполнительный механизм [13, 14]:

$$M = \frac{\Delta P_{\text{м}} \cdot q \cdot \eta}{2\pi}, \quad (3)$$

где M — крутящий момент отдельного модуля, Н/м; $\Delta P_{\text{м}}$ — перепад давления на гидромоторе, Па; η — механический КПД; q — рабочий объем гидромотора, м³/об.

Нагрузка, скорость и энергоэффективность, номинальное давление определяют выбор гидравлических компонентов (насоса, гидромотора, управляющей гидроаппаратуры, рабочей жидкости) и схемы управления. Для выбора указанных компонентов необходимо определить их основные параметры. К ним относятся: потребляемая мощность, крутящий момент, рабочее давление, которые характеризуют процесс преобразования энергии.

Методика выбора гидравлических компонентов электрогидростатического привода основывается на выборе оптимальных параметров компонентов данного привода для различных нагрузок. Рабочее давление в гидравлической системе определяется мощностью и рабочим объемом насоса, выбор давления зависит от допустимых напряжений и нагрузки. Насос преобразует вращение электродвигателя в поток жидкости. Выбор насоса осуществляется по рабочему объему [13, 14]:

$$q_{\text{н}} = \frac{N_{\text{нп}}}{P_{\text{ном}} \cdot n_{\text{н}}}, \quad (4)$$

где $q_{\text{н}}$ — рабочий объем насоса, дм³ (дм³/об); $N_{\text{нп}}$ — полезная мощность насоса, кВт; $P_{\text{ном}}$ — номинальное давление, МПа; $n_{\text{н}}$ — частота вращения вала насоса, с⁻¹ (об/с).

Выбор насоса важен, так как он должен эффективно работать на высоких оборотах (с электродвигателем) и часто обеспечивать реверсивность. Подходят аксиально-поршневые, шестеренные, героторные насосы.

Гидродвигатель в составе электрогидростатического привода может быть как вращательного, так и поступательного действия. Гидродвигатель поступательного действия — гидроцилиндр, выступающий исполнительным механизмом, который совершает полезную работу, преобразуя энергию давления рабочей жидкости в линейное перемещение штока.

Диаметр гидроцилиндра входящего в состав электрогидростатического привода определяется по формуле [13, 14]:

$$D = \sqrt{\frac{4Q_{\text{на}}}{\pi V}}, \quad (5)$$

где D — диаметр поршня, м; $Q_{\text{на}}$ — действительная подача насоса, м³/с; V — скорость движения штока, м/с.

Анализ влияния вязкостно-температурных характеристик рабочей жидкости на работу привода в различных режимах является одной из задач исследования.

Выбор рабочей жидкости играет существенную роль в работе гидравлической системы, входящей

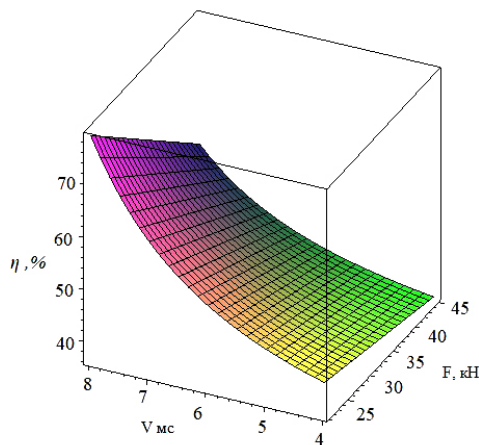


Рис. 3. График зависимости основных критериев эффективной работы электрогидростатического привода от нагрузки F , кН: η — общий КПД, %; V — скорость срабатывания, мс, миллисекунды
Fig. 3. Dependence of the main criteria for the efficient operation of the electrohydrostatic drive from the load F , kN: η — total efficiency, %; V — response speed, ms, milliseconds

в состав электрогидростатического привода, несмотря на то, что данная система является закрытой. Рабочая жидкость выбирается с учетом температуры и ее свойства (плотность, вязкость) зависят от того, в каких температурных диапазонах она будет использоваться [12].

При расчете гидропривода температура окружающей среды оказывает существенное влияние на свойства рабочей жидкости. Зная коэффициент температурного расширения и плотность жидкости при 20 °С можно определить плотность жидкости ρ_t при другой температуре t_i :

$$\rho_t = \frac{\rho}{(1 + \beta(t_i - t))}, \quad (6)$$

где ρ_t — плотность при температуре t_i , кг/м³; ρ — плотность при 20 °С; β — коэффициент температурного расширения 1/°С; t — температура окружающей среды, °С.

Плотность напрямую связана с давлением и вязкостью жидкости, а значит, с другими динамическими характеристиками электрогидростатического привода [14, 15].

Тепловой анализ с оценкой нагрева жидкости и двигателя электрогидростатического привода является одним из самых важных, так как данный привод — закрытая система с малым объемом рабочей жидкости, перегрев которой может привести к выходу из строя уплотнений, изменению свойств рабочей жидкости и к потере точности позиционирования привода.

Тепловой расчет ведется на основе уравнения теплового баланса:

$$Q_{\text{выд}} = Q_{\text{отв}}, \quad (7)$$

где $Q_{\text{выд}}$ — количество тепла, выделяемого в единицу времени (тепловой поток), Вт; $Q_{\text{отв}}$ — количество тепла, отводимого в единицу времени, Вт.

Так как система является закрытой, в ней необходимо предусмотреть компенсационный бак — небольшой резервуар для хранения запаса масла



Рис. 4. Блок-схема алгоритма проектирования электрогидростатического привода
Fig. 4. Block diagram of the electrohydrostatic drive design algorithm

и компенсации температурных расширений. Для защиты от перегрузок в гидравлической системе необходим блок клапанов, а для управления двигателем используется электроника, которая имеет свои характеристики (частотные, скоростные).

Оптимальные параметры и характеристики гидравлической системы в разных диапазонах могут быть определены на базе приведенной методики расчета. Кроме того, можно определить критерии эффективной работы всего электрогидростатического привода.

Результаты

В основе разработанной методики расчета электрогидростатического привода лежит определение требований: необходимой мощности, крутящего момента, необходимого давления, теплового режима. В результате выявляются основные критерии эффективной работы указанного привода: предельная действительная скорость выхода штока (скорость срабатывания), КПД общий, удельная мощность привода.

Предельную действительную скорость выхода штока (скорость срабатывания) определяют по формуле:

$$V_A = \frac{Q_{\text{на}}}{S_{\text{эф}}}, \quad (8)$$

где V_A — предельная действительная скорость выхода штока, м/с; $Q_{\text{на}}$ — действительная подача насоса, $Q_{\text{на}} = f(n)$, м³/с, здесь n — частота вращения электродвигателя; $S_{\text{эф}}$ — эффективная площадь поршня, м², $S_{\text{эф}} = \pi \cdot D^2 / 4$ — для поршневой рабочей полости, $S_{\text{эф}} = \pi / 4 \cdot (D^2 - d^2)$ — для штоковой рабочей полости, здесь D и d — стандартные значения диаметров поршня и штока гидроцилиндра соответственно.

Таким образом, управление скоростью идет через обороты электродвигателя.

Общий КПД определяется отношением полезной механической мощности на выходе к потребляемой электрической мощности и является функцией плотности и температуры $\eta = f(\rho, t)$:

$$\eta = \frac{N_m}{N}. \quad (9)$$

Потребляемая электрическая мощность зависит, в свою очередь, от КПД электродвигателя и от инерционных характеристик системы (затрат на переходные процессы и разгоны).

Удельная мощность — отношение развиваемой мощности к массе привода:

$$N_{\text{уд}} = \frac{N}{m}, \quad (10)$$

где N — мощность развиваемая, Вт; m — масса привода, кг.

Масса привода складывается из масс его отдельных элементов.

Таким образом, электрические и гидравлические параметры взаимосвязаны и могут регулироваться в зависимости от необходимых условий.

На рис. 3 приведен график зависимости основных критериев эффективной работы электрогидростатического привода: энергоэффективности (КПД) и скорости от заданной нагрузки.

На рис. 4 изображена блок-схема алгоритма проектирования электрогидростатического привода, который отличается от проектирования классического гидропривода тем, что электрические и гидравлические компоненты в нем максимально интегрированы и взаимосвязаны.

Таким образом, на основе разработанной методики расчета был создан алгоритм проектирования электрогидростатического привода, который объединяет динамические параметры гидравлического и электрического приводов, систем управления, а также учитывает все необходимые требования.

Заключение

В результате проведенной работы были выявлены основные зависимости, влияющие на характеристики электрогидростатического привода наземных транспортно-технологических комплексов, к которым относятся дорожно-строительные машины. Цель исследования была достигнута, так как применение указанного типа привода позволит существенно повысить общую эффективность рабочих процессов дорожно-строительных машин.

Поставленные задачи были решены за счет разработки методики расчета электрогидростатического привода; выявления взаимосвязи между электрическими и гидравлическими параметрами электрогидростатического привода; исследования влияния вязкостно-температурных характеристик рабочей жидкости на работу привода; разработки алгоритма проектирования.

Проведенный сравнительный анализ приводов (электрогидравлического, гидравлического, электрического), их основных характеристик (скорости, энергоэффективности, нагрузки) доказывает то, что возможность перехода на электрогидростатический привод исключает недостатки гидравлического и электрического приводов, а также является наиболее перспективным благодаря высокой скорости срабатывания, точности позиционирования и высокой энергоэффективности.

Скорость срабатывания — очень быстрая в мс (гидравлическом и электрическом приводе в с); точность позиционирования — очень высокая

и не зависит от потерь. Использование цифровых гидравлических систем, интеграция датчиков, микроконтроллеров и программного обеспечения позволяют точно контролировать и регулировать параметры привода в реальном времени, что открывает возможности для оптимизации производительности и удаленного мониторинга дорожно-строительных машин.

Приведенные новые разработки в области гидропривода дорожно-строительных машин, а именно возможность применения электрогидростатического привода, направлены на повышение производительности, эффективности, надежности, экологичности дорожно-строительных машин и на расширение области их применения.

Более того, можно сделать вывод, что современному инженеру необходимы знания в области гидравлики, электротехники и автоматического управления, а также в области информационных технологий, так как проектирование, моделирование и создание дорожно-строительных машин основываются на цифровых технологиях, где необходимо учитывать области применения машин и условия их эксплуатации.

Список источников / References

1. Копачев П. Ю., Кузьменков С. М., Алексеев И. С. Автономные электрогидростатические приводы // Тезисы докладов 55-й Международной научно-технической конференции преподавателей и студентов. Витебск: Витебский государственный технологический университет, 2022. С. 237–238. EDN: KDRWQP.
2. Копачев П. Ю., Кузьменков С. М., Алексеев И. С. Autonomous electrohydrostatic drives. *Tezisy Dokladov 55-y Mezhdunarodnoy Nauchno-Tekhnicheskoy Konferentsii Prepodavateley i Studentov*. Vitebsk, 2022. P. 237–238. EDN: KDRWQP. (In Russ.).
3. Дони В. Автономные моноблочные электрогидростатические приводы как исполнительные модули полностью электрифицированных робототехнических комплексов // Новые научные исследования: сборник статей VII Международной научно-практической конференции. Пенза: Наука и Просвещение, 2022. С. 44–47. EDN: CMFYNX.
4. Doni V. Autonomous monoblock electrohydrostatic actuators as executive modules of fully electricized robotic complexes. *Novyye Nauchnyye Issledovaniya*. Penza, 2022. P. 44–47. EDN: CMFYNX. (In Russ.).
5. Полковников В. А., Селиванов А. М. Определение энергетических характеристик исполнительных механизмов электрогидростатических следящих приводов // Известия Российской академии наук. Теория и системы управления. 2003. № 6. С. 161–167. EDN: ONOAFN.
6. Polkovnikov V. A., Selivanov A. M. Determination of energetic characteristics of servo actuators of electric hydrostatic servo drives of aircraft. *Journal of Computer and Systems Sciences International*. 2003;6:161–167. EDN: ONOAFN. (In Russ.).
7. Селиванов А. М., Алексеенков А. С., Найденов А. В. Перспективы развития автономных электрогидравлических приводов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. № 5-1. С. 359–364. EDN: PWNZWR.
8. Selivanov A. M., Alekseyenkov A. S., Naydenov A. V. Prospects of autonomous electrohydraulic drive. *News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2011;5-1:359–364. EDN: PWNZWR. (In Russ.).
9. Desta A. B., Kovalev M. A. Development of a model of descriptive languages for recognizing the state of the working fluid of aircraft hydraulic systems. *Components of Scientific and Technological Progress*. 2022;7(73):11–16. EDN: HFFBLH.

6. Смирнов С. А., Горшкова Н. А. Методика проектирования гидроприводов на примере гидропривода подъемно-мачтового устройства // Системный анализ и прикладная информатика. 2017. № 4. С. 21 – 26. EDN: YUZQYJ.

Smirnov S. A., Gorshkova N. A. The method of designing hydraulic drives on the example of a hydraulic drive of a lifting-mast device. *System Analysis and Applied Information Science*. 2017;4:21 – 26. EDN: YUZQYJ. (In Russ.).

7. Тихонов Н. Ф., Надеждина О. А. Применение электрогидростатического привода в мехатронных системах сельскохозяйственной техники // Высокие технологии и инновации в науке: сборник избранных статей международной научной конференции. Санкт-Петербург: ГНИИ «Нацразвитие», 2020. С. 90 – 93. EDN: IDXUBJ.

Tikhonov N. F., Nadezhkina O. A. Application of an electrohydraulic drive in mechatronic systems of agricultural machinery. *High Technologies and Innovations in Science*. Saint Petersburg, 2020. P. 90 – 93. EDN: IDXUBJ. (In Russ.).

8. Маслов Н. А. Имитационное моделирование следящих систем управления гидроприводами путевых, горных, строительных и дорожных машин // Фундаментальные и прикладные вопросы транспорта. 2021. № 2 (3). С. 38 – 43. https://doi.org/10.52170/2712-9195/2021_3_38. EDN: EBXCSQ.

Maslov N. A. Simulation modeling of tracking control systems for hydraulic actuators of tracked, mining, construction, and road machines. *Fundamental and Applied Issues in Transportation*. 2021;2(3):38 – 43. https://doi.org/10.52170/2712-9195/2021_3_38. EDN: EBXCSQ. (In Russ.).

9. Gusentsova Ya. A., Vysotskaya N. D. The method of characteristics for investigation of dynamics of hydraulic drive. *Vestnik Lugansk Vladimir Dahl State University*. 2022; 5(59):66 – 68. EDN: ILXAWQ.

10. Чистоклетов А. А., Путин К. Г. Оценка технического состояния элементов гидропривода дорожно-строительных машин с использованием современных подходов // Химия. Экология. Урбанистика. 2023. Т. 2. С. 336 – 340. EDN: FVIXGX.

Chistokletov A. A., Pugin K. G. Assessment of the technical condition of the hydraulic drive elements of road construction machines using modern approaches. *Chemistry. Ecology. Urbanistics*. 2023;2:336 – 340. EDN: FVIXGX. (In Russ.).

11. Бурлаченко О. В., Алексиков С. В., Фоменко Н. А. Повышение эффективности защиты гидропривода строительного дорожно-строительного государственного архитектурно-строительного университета. Серия: Строительство и архитектура. 2016. № 45(64). С. 76 – 85. EDN: WWBOXR.

Burlachenko O. V., Aleksikov S. V., Fomenko N. A. Reliability improvement of the protection system of hydraulic gear of construction and road cars. *Bulletin of the Volgograd State University of Architecture and Civil Engineering. Series "Construction and Architecture"*. 2016;45(64):76 – 85. EDN: WWBOXR. (In Russ.).

12. Гринчар Н. Г., Шиляев Н. А. Влияние низких температур на эксплуатационные характеристики гидропривода // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях: материалы международной научно-практической конференции. Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова, 2021. С. 50 – 55. EDN: FPZFAN.

Grinchar N. G., Shilyaev N. A. The influence of low temperatures on the performance characteristics of a hydraulic drive. *Energy-Resource-Saving Technologies and Equipment in the Road and Construction Industries*. Belgorod, 2021. P. 50 – 55. EDN: FPZFAN. (In Russ.).

13. Галдин Н. С., Семенова И. А., Галдин В. Н. Разработка и исследование математических моделей гидравлических рабочих органов экскаваторов: монография. Омск: СибАДИ, 2025. 170 с. ISBN 978-5-00113-261-5. EDN: IQYEZL.

Galdin N. S., Semenova I. A., Galdin V. N. Razrabotka i issledovaniye matematicheskikh modeley gidravlicheskh

rabochikh organov ekskavatorov [Development and research of mathematical models of hydraulic excavator working elements]. Омск, 2025. 170 p. ISBN 978-5-00113-261-5. EDN: IQYEZL. (In Russ.).

14. Галдин Н. С., Семенова И. А. Специальное навесное гидравлическое оборудование экскаваторов // Образование. Транспорт. Инновации. Строительство: сборник материалов V Национальной научно-практической конференции. Омск: СибАДИ, 2022. С. 49 – 53. EDN: CXLBIZ.

Galdin N. S., Semenova I. A. Special mounted hydraulic equipment for excavators. *Education. Transport. Innovations. Construction*. Омск, 2022. P. 49 – 53. EDN: CXLBIZ. (In Russ.).

15. Машрапова М. Ә., Тілеуберді Н., Абделі Д. Ж. [және басқалар]. Мұнайдың қайнау температурасы жоғары фракциясын жару сұйықтығы ретінде қолданып қабатты гидравликалық жару // Қазақстанның мұнай-газ саласының хабаршысы. 2023. Т. 5, № 2. Б. 69 – 80. <https://doi.org/10.54859/kjogi108652>. EDN: VRYTBE.

Mashrapova M. A., Tileuberdi N., Abdeli D. Zh. [et al.]. Hydraulic fracturing using highboiling fraction of oil as a fracturing fluid. *Kazakhstan Journal for Oil & Gas Industry*. 2023;5(2):69 – 80. <https://doi.org/10.54859/kjogi108652>. EDN: VRYTBE. (In Kazakh).

Вклад авторов:

Н. С. Галдин. Постановка целей и задач исследования, анализ состояния вопроса, расчет гидравлических компонентов электрогидростатического привода дорожно-строительных машин, оценка результатов разработанной методики расчета и составленного на ее основе алгоритма проектирования данного типа привода.

И. А. Семенова. Проведение обзора существующих электрогидростатических приводов, определение его преимуществ при использовании на дорожно-строительных машинах, формулирование выводов, подготовка текста статьи.

Authors' contribution:

Nikolay S. Galdin. Setting the goals and objectives of the research, analyzing the state of the issue, calculating the hydraulic components of the electrohydraulic drive for road construction machines, evaluating the results of the developed calculation methodology and the design algorithm for this type of drive.

Irina A. Semenova. Review of existing electrohydraulic drives, determination of their advantages for road construction machines, formulation of conclusions, preparation of the text.

Информация об авторах:

ГАЛДИН Николай Семенович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Строительная подъемно-транспортная нефтегазовая техника» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ), г. Омск. SPIN-код: 5739-0183

AuthorID (РИНЦ): 293924

ORCID: 0000-0001-8945-1542

e-mail: galdin_ns@sibadi.org

СЕМЕНОВА Ирина Анатольевна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Строительная подъемно-транспортная нефтегазовая техника» СибАДИ, г. Омск. SPIN-код: 1617-7725

AuthorID (РИНЦ): 664140

e-mail: semenova_ia@mail.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.

Статья поступила в редакцию 04.02.2026; одобрена после рецензирования 20.02.2026; принята к публикации 06.03.2026.

Information about the authors:

GALDIN Nikolay Semenovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Construction, Lifting and Transport, Oil and Gas Equipment Department, Siberian State Automobile and Highway University, Omsk.

SPIN-code: 5739-0183

AuthorID (RSCI): 293924

ORCID: 0000-0001-8945-1542

e-mail: galdin_ns@sibadi.org

SEMENOVA Irina Anatol'yevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Construction, Lifting and Transport, Oil and Gas Equipment Department, Siberian State Automobile and Highway University, Omsk.

SPIN-code: 1617-7725

AuthorID (RSCI): 664140

e-mail: semenova_ia@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 article was submitted 04.02.2026; approved after reviewing 20.02.2026; accepted for publication 06.03.2026.

ОЦЕНКА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ РИБЛЕТ НА ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ТРУБЫ

С. А. Зайдес, Чан Туан Зунг 

Иркутский национальный исследовательский технический университет,
Россия, 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83

 trantuandung98@gmail.com

Целью данной работы является исследование возможности интенсификации теплообмена и снижения гидравлических потерь в трубопроводных системах за счет использования структурированных поверхностей.

В статье выполнена оценка теплогидравлической эффективности прямоугольных риблет высотой $h = 1$ мм и отношениям высоты к ширине $h/t = 1,1$ по сравнению с гладкой поверхностью и поверхностями с эквивалентными песочными шероховатостями (высотой 0,2; 0,3; 0,4 и 0,5 мм), в условиях полностью развитого турбулентного течения при числе Рейнольдса $Re = 20\,000$. Исследование проведено на основе результатов CFD-моделирования в Ansys Fluent 19.1 R1 с использованием периодических граничных условий.

Результаты показывают, что, в отличие от других видов поверхностей, исследуемая поверхность с прямоугольными риблетами демонстрирует высокую теплогидравлическую эффективность среди всех рассмотренных форм поверхности труб (на 86 % выше по сравнению с гладкой поверхностью). Полученные данные указывают на высокий потенциал широкого применения риблет в теплогидравлических системах.

Ключевые слова: риблеты, шероховатая поверхность, число Рейнольдса, теплогидравлическая эффективность, гидравлическое сопротивление, периодические граничные условия

Для цитирования: Зайдес С. А., Чан Туан Зунг. Оценка теплогидравлической эффективности прямоугольных риблет на внутренней поверхности трубы. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 13–21. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-13-21>. EDN: OZHBQW.



© Зайдес С. А., Чан Туан Зунг, 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

NUMERICAL EVALUATION OF THE THERMAL-HYDRAULIC PERFORMANCE OF RECTANGULAR RIBLETS IN A TUBE

S. A. Zaides, Tran Tuan Dung 

Irkutsk National Research Technical University, Lermontov St., 83, Irkutsk, 664074, Russia

 trantuandung98@gmail.com

The aim of the research is to explore the potential for enhancing heat transfer and reducing hydraulic losses in piping systems by employing structured surfaces.

An evaluation of the thermal-hydraulic performance of rectangular riblets with a height of $h = 1$ mm and a height-to-width ratio of $h/t = 1.1$ is performed in comparison with a smooth surface and surfaces with equivalent sand-grain roughness (heights of 0.2; 0.3; 0.4; and 0.5 mm) under fully developed turbulent flow conditions at a Reynolds number of $Re = 20\,000$. The authors conduct the research basing on CFD simulation results by the Ansys Fluent 19.1 R1 with periodic boundary conditions.

The results show that, unlike other surface types, the investigated surface with rectangular riblets demonstrates high thermal-hydraulic efficiency among all considered pipe surface forms (86 % higher compared to the smooth surface). Therefore, the research clearly demonstrates the high potential for the widespread application of riblets in thermal-hydraulic systems.

Keywords: riblets, rough surface, Reynolds number, thermal-hydraulic performance, hydraulic resistance, periodic boundary conditions

For citation: Zaides S. A., Tran Tuan Dung. Numerical evaluation of the thermal-hydraulic performance of rectangular riblets in a tube. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):13–21. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-13-21>. EDN: OZHBQW. (In Russ.).



© Zaides S. A., Tran Tuan Dung, 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

В современных системах теплообмена и транспортировки текучих сред задача повышения энергоэффективности неизбежно сталкивается с фундаментальным противоречием между тепловыми и гидравлическими характеристиками [1]. Как правило, интенсификация теплообмена требует разрушения теплового пограничного слоя с помощью турбулизаторов потока или создания искусственной шероховатости на поверхности [2]. Однако этот подход неизбежно ведет к значительному увеличению коэффициента трения и потерь давления на прокачку, превращая тепловой выигрыш в энергетическое бремя [3, 4].

В то время такие решения, как использование материалов с высокой теплопроводностью или создание искусственной шероховатости, могут быть эффективны для увеличения числа Нуссельта (Nu), они часто вызывают чрезмерные гидравлические потери [5]. Напротив, технология риблет (имитирующая кожу акулы) известна своей способностью снижать сопротивление трения за счет управления пристенными вихревыми структурами [3]. Тем не менее их потенциал в решении задачи баланса между тепловыми и гидравлическими характеристиками до сих пор остается недостаточно изученным [6].

Комплексная эффективность поверхностей интенсификации теплообмена обычно оценивается с помощью критерия оценки эффективности (Performance Evaluation Criteria (PEC) — η), который рассматривает соотношение между тепловым выигрышем (рост Nu) и энергетическими затратами (рост коэффициента трения f) [7]. Классические работы Бехерта (Bechert) [8], Уолша (Walsh) [9] и Уэбба (Webb) [7] подтвердили способность риблет снижать гидравлическое сопротивление на 5–10 % по сравнению с гладкой поверхностью.

Однако большинство существующих исследований сосредоточено либо на высокоскоростных воздушных потоках (25–40 м/с) [10], либо рассматривает вопросы теплообмена изолированно. Количество публикаций, посвященных прямому сравнению эффективности PEC упорядоченных структур риблет с эквивалентными песочными шероховатостями, возникающими при эксплуатации трубопроводов, а также с абсолютно гладкими поверхностями при течении в трубах, все еще крайне ограничено [11].

Цель исследования — оценка теплогидравлической эффективности крупномасштабных прямоугольных риблет с оптимальными геометрическими параметрами (при диаметре трубопровода $D = 50$ мм).

Для достижения данной цели были поставлены задачи по определению оптимальных геометрических параметров прямоугольных риблет

с последующим сравнением их теплогидравлических характеристик с гладкими поверхностями и с поверхностями, имеющими эквивалентные песочные шероховатости (высотой 0,2; 0,3; 0,4 и 0,5 мм).

Данные для численного моделирования

Для оценки теплогидравлической эффективности прямоугольных риблет в сравнении с гладкими поверхностями и поверхностями с эквивалентными песочными шероховатостями использовался метод численного моделирования в программном модуле ANSYS Fluent (платформа ANSYS Workbench 19 R1) [12].

Геометрическая модель трубопровода была построена с учетом трансляционной периодичности (Translational Periodicity), имея стандартный номинальный диаметр $D = 50$ мм и длину $L = 3D$. Трансляционно-периодические граничные условия были применены в осевом направлении трубы с целью моделирования режима полностью развитого турбулентного течения. Это позволяет сокращенной расчетной области точно представлять поведение потока в бесконечно длинной трубе. Данный метод позволяет полностью исключить эффекты входного участка и оптимизировать вычислительные затраты, гарантируя, что полученные гидравлические характеристики точно отражают установившийся режим работы структур риблет [13, 14]. На рис. 1 представлена модель трубопровода, построенная с использованием условий трансляционной периодичности, и геометрические параметры прямоугольных риблет.

Характеристики жидкости. В качестве рабочей жидкости принята вода со следующими физическими параметрами: температура 25°C ; постоянный тепловой поток $q = 1000$ Вт/м²; динамическая вязкость $\mu = 0,891 \cdot 10^{-3}$ кг/(м·с); теплопроводность $k = 0,607$ Вт/(м·К); плотность $\rho = 997$ кг/м³; удельная теплоемкость $c_p = 4180$ Дж/(кг·К); число Рейнольдса $Re = 20\,000$; кинематическая вязкость $\nu = 8,9368 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Для точного моделирования сложных характеристик турбулентного потока вблизи поверхности риблет и для оценки эффективности снижения гидравлических потерь в данном исследовании была выбрана модель турбулентности Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ [15].

Аналогичным образом периодические граничные условия применялись для гладкой поверхности и поверхностей с эквивалентными песочными шероховатостями с высотой неровностей 0,2; 0,3; 0,4 и 0,5 мм. Обоснование использования эквивалентных песочных шероховатостей в качестве эталонной модели для сравнения базируется на классических экспериментах [16]. Выбор данного типа шероховатости в диапазоне 0,2–0,5 мм позволяет сопоставить эффективность структурированных

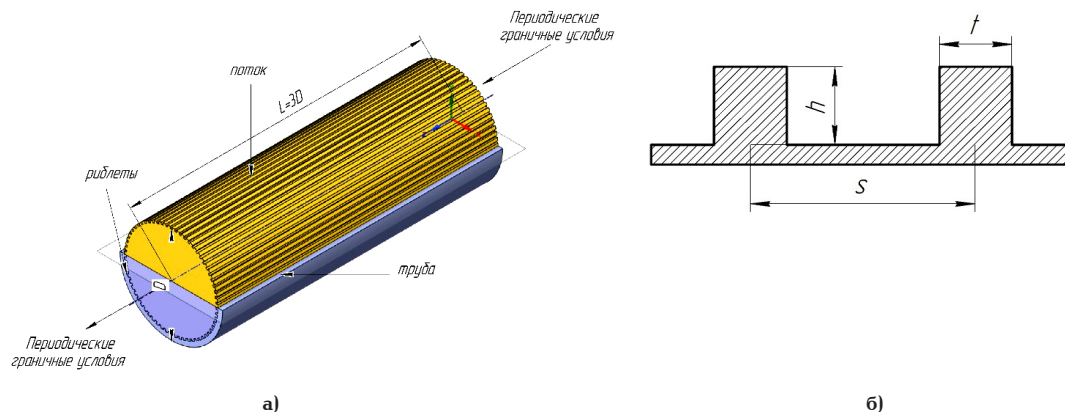


Рис. 1. 3D-модель трубы с прямоугольными риблетами:
а) модель трубопровода; б) геометрические параметры прямоугольных риблет
Fig. 1. 3D model of a pipe with rectangular riblets:
а) pipe model; б) geometric parameters of the rectangular riblets

поверхностей риблет с фундаментальными законами сопротивления для неупорядоченной шероховатости.

Особенность принятой шероховатости заключается в том, что ее точная геометрия не моделировалась (не прорисовывалась). Вместо этого значения высоты шероховатости вводились в настройки граничных условий (раздел Roughness Height) [17–19].

Режим течения характеризуется числом Рейнольдса, определяемым через диаметр трубы и среднюю скорость потока [20]:

$$Re = \frac{\rho u_{\text{поток}} D}{\mu}, \quad (1)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3 ; $u_{\text{поток}}$ — средняя скорость потока в поперечном сечении, м/с ; D — внутренний диаметр трубы, м ; μ — динамическая вязкость, $\text{кг/(м} \cdot \text{с)}$.

Коэффициент трения f рассчитывается по среднему касательному напряжению на стенке τ_w [5]:

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho u_{\text{поток}}^2}, \quad (2)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3 ; $u_{\text{поток}}$ — средняя скорость потока в поперечном сечении, м/с .

Для оценки точности результатов моделирования по влиянию риблет на снижение гидравлических потерь использована формула Блазиуса (справедливая для турбулентного течения в гладких трубах в диапазоне $4000 < Re < 10^5$) [21]:

$$f_0 = 0,3614 \cdot Re^{-0,25}, \quad (3)$$

где f_0 — коэффициент трения гладкой поверхности.

Метод моделирования считается точным, если погрешность коэффициента трения абсолютно гладкой поверхности $f_{\text{глад}}$ не превышает 2 % относительно теоретического значения по Блазиусу f_0 [14].

Для определения интенсивности конвективного теплообмена использована формула Ньютона — Рихмана [21]:

$$Q = h \cdot A \cdot \Delta T, \quad (4)$$

где Q — тепловой поток; h — коэффициент конвективной теплоотдачи; A — площадь поверхности теплообмена; ΔT — разность температур.

Для оценки теплогидравлической эффективности риблет использовано соотношение [22]:

$$\eta = \frac{Q_{\text{рибл.}} / Q_{\text{глад.}}}{(\tau_{w, \text{рибл.}} / \tau_{w, \text{глад.}})^{1/3}}, \quad (5)$$

где Q — тепловой поток; τ_w — касательное напряжение на стенке, Q/Q_0 .

При $\eta > 1$ — поверхность с риблетами демонстрирует положительную эффективность (выигрыш от интенсификации теплообмена превосходит дополнительные энергетические потери на трение); $\eta < 1$ — поверхность с риблетами неэффективна (затраты энергии на преодоление возросшего сопротивления трения превышают выгоду от улучшения теплообмена).

Результаты численного моделирования

На первом этапе исследования необходимо было выбрать и обосновать эффективные размеры прямоугольных риблет для труб диаметром 50 мм. На рис. 2 представлены результаты для сравнительного анализа геометрических параметров прямоугольных риблет высотой $h = 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6$ мм и отношений высоты к ширине h/t , равных 1,0; 1,1; 1,2; 1,4 и 1,6 соответственно.

Что касается высоты риблет (рис. 2а), то значение коэффициента трения достигает минимума при $h = 1,0$ мм ($f = 0,098$). При $h = 0,8$ мм риблеты полностью погружены в вязкий подслей, что приводит к увеличению смоченной поверхности без возможности эффективного воздействия на поток, вызывая тем самым рост коэффициента сопротивления. Увеличение же высоты до 1,2 или 1,6 мм ведет к резкому скачку сопротивления. Это указывает на то, что при таких размерах риблеты начинают глубоко проникать в логарифмическую область пограничного слоя, создавая значительное сопротивление формы (form drag).

Аналогичным образом анализ отношения h/t (рис. 2б) выявляет узкую и четко выраженную оптимальную зону при $h/t = 1,1$, где коэффициент трения снижается до минимального уровня ($f = 0,0259$). Любое отклонение от этого соотношения (будь то снижение до 1,0 или повышение до 1,6) нарушает механизм стабилизации вихрей внутри канавок, что приводит к быстрому возобновлению роста гидравлических потерь. Опираясь на экспериментальные результаты Мирвахиды Мохаммадпу-

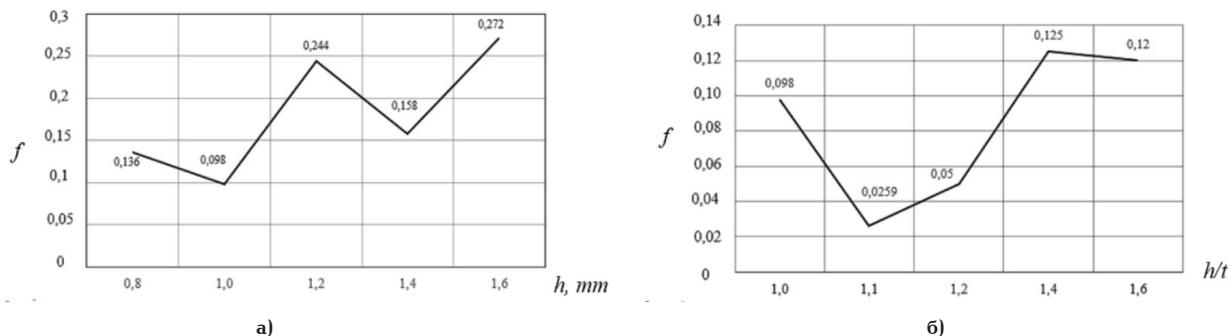


Рис. 2. Зависимость коэффициента гидравлического трения от геометрических параметров прямоугольных риблетов:
а) коэффициент трения при разных высотах h ; б) коэффициент трения при разных отношениях h/t
Fig. 2. Dependence of the hydraulic friction coefficient on the geometric parameters of rectangular riblets:
а) friction coefficient at different heights h ; б) friction coefficient at different h/t ratios

ра Черхгани и его коллег [23], посвященных оценке оптимальных значений отношения h/s для труб различного диаметра, было установлено, что для труб большого диаметра оптимальным является отношение $h/s = 0,4$. Таким образом, в исследовании было принято это значение и выбрано отношение $h/s = 0,4$. Дальнейшие исследования были выполнены с риблетами следующей геометрии: $h = 1$ мм; $h/t = 1,1$ и $h/s = 0,4$.

На рис. 3 показано отношение коэффициента трения каждой из исследованных поверхностей трубы к коэффициенту трения абсолютно гладкой поверхности f_0 .

Согласно (3), $f_0 = 0,0266$. Анализ рис. 3 показывает, что для гладкой поверхности отношение $f_{\text{глад}}/f_0$ приблизительно равно 1 (отклонение от теоретического решения Блазиуса составляет всего 1,1 %). Это свидетельствует о высокой точности расчетной модели и её достоверности для сравнительного анализа остальных случаев.

В диапазоне высот 0,2–0,5 мм эквивалентная песочная шероховатость вызывает резкий рост гидравлических потерь, так как хаотичные выступы

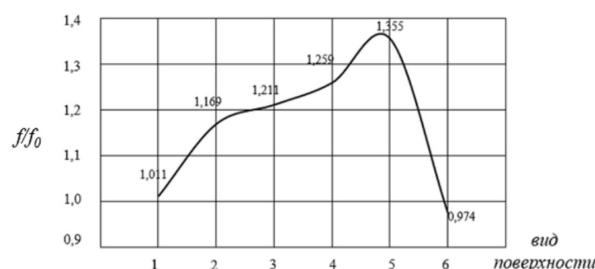


Рис. 3. Зависимость относительной величины коэффициента трения (f/f_0) от типов поверхности труб:
1 — гладкая поверхность;

2–5 — шероховатость поверхности высотой 0,2, 0,3, 0,4, 0,5 мм соответственно;

6 — поверхность с риблетами высотой $h = 1$ мм

Fig. 3. Dependence of the relative friction coefficient (f/f_0) on pipe surface types:
1 — smooth surface; 2–5 — surface roughness with heights of 0.2, 0.3, 0.4, and 0.5 mm, respectively;
6 — surface with riblets of height of $h = 1$ mm

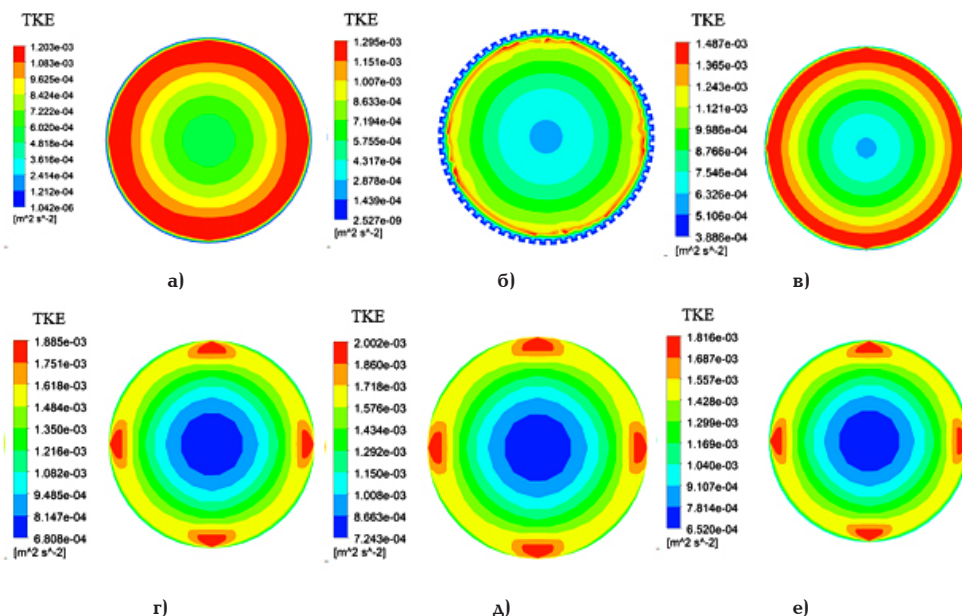


Рис. 4. Турбулентная кинетическая энергия потока в трубах с разными типами поверхностей:
а) гладкая; б) с риблетами $h = 1$ мм; в) шероховатая с $h = 0,2$ мм;

г) $h = 0,3$ мм; д) $h = 0,4$ мм; е) $h = 0,5$ мм

Fig. 4. Turbulent kinetic energy (TKE) in pipes with different surface types:

а) smooth; б) with riblets of $h = 1$ mm; в) rough of $h = 0.2$ mm;

г) $h = 0.3$ mm; д) $h = 0.4$ mm; е) $h = 0.5$ mm

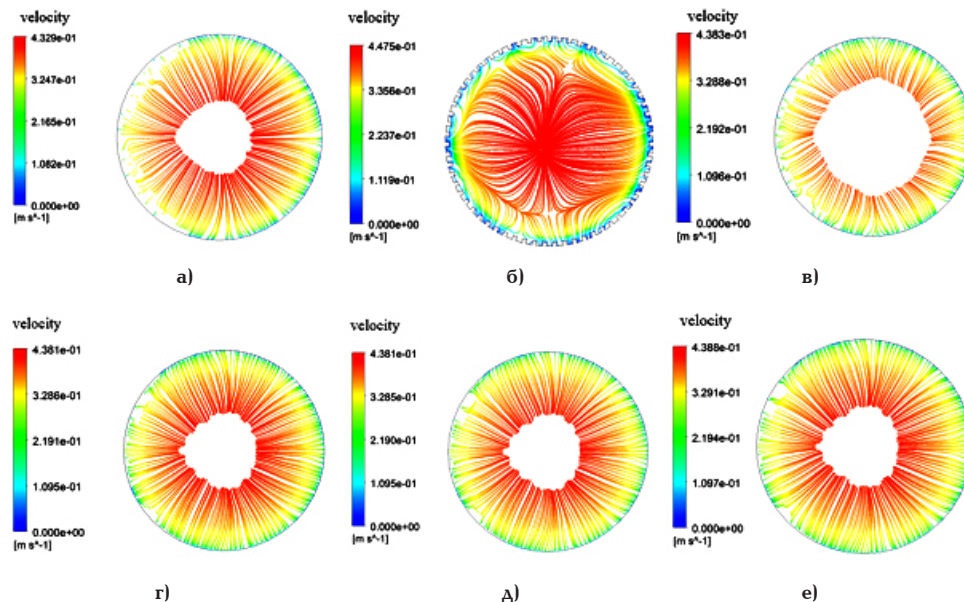


Рис. 5. Распределение скоростей потока в поперечном сечении трубы:
а) гладкая; б) с риблетами $h = 1$ мм; в) шероховатая с высотой $h = 0,2$ мм;
г) $h = 0,3$ мм; д) $h = 0,4$ мм; е) $h = 0,5$ мм

Fig. 5. Flow velocity distribution in the pipe cross-section:
a) smooth; б) with riblets of $h = 1$ mm; в) rough of $h = 0.2$ mm;
г) $h = 0.3$ mm; д) $h = 0.4$ mm; е) $h = 0.5$ mm

разрушают вязкий пограничный слой и увеличивают сопротивление трению. В противовес прямоугольные риблеты высотой $h = 1$ мм, несмотря на большие геометрические размеры, демонстрируют обратный эффект. Благодаря способности утолщать вязкий подслой и упорядочивать турбулентные вихри, они снижают отношение коэффициента трения до 0,974. Это обеспечивает итоговое снижение гидравлического сопротивления на 2,6 % в сравнении с абсолютно гладкой поверхностью.

На рис. 4 представлена турбулентная кинетическая энергия потока для разных типов поверхностей трубы.

Анализ распределения турбулентной кинетической энергии (ТКЭ) в поперечных сечениях потока показывает заметные изменения в режиме течения. Для гладкой поверхности (а) максимальное значение ТКЭ является самым низким и составляет около $1,203 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^2$, что отражает стабильность основного потока с минимальными возмущениями.

При переходе к структуре риблет (б) ТКЭ noticeably возрастает до $1,29 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^2$. Однако этот рост локализован преимущественно на вершинах риблет вследствие их взаимодействия с турбулентными вихрями. При этом вязкий подслой на поверхности риблет является наиболее толстым (соответствует обширным зонам с минимальными значениями ТКЭ), что обеспечивает наименьший коэффициент трения среди всех исследованных вариантов.

В случае шероховатости высотой 0,2 мм (в), как видно из наблюдений, качественное отличие от гладкой поверхности невелико, а максимальное значение высоты составляет $1,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^2$. Это объясняется тем, что при высоте 0,2 мм размеры элементов шероховатости сопоставимы или меньше толщины вязкого подслоя. Они начинают вызывать возмущения потока, однако эти возмущения еще недостаточно сильны для разрушения структуры пограничного слоя, как это происходит в случаях с большей шероховатостью.

Напротив, при увеличении высоты шероховатости до 0,3 мм (г), 0,4 мм (д) и 0,5 мм (е) ее вершины выходят за пределы вязкого подслоя. Они становятся основными препятствиями для потока, вызывая резкий скачок ТКЭ до уровня $1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}^2$, что приводит к более значительным потерям энергии.

На рис. 5 показано распределение скорости и структур потока в поперечном сечении, где отчетливо прослеживается влияние риблет на структуру пограничного слоя и характер потока.

Анализ структур потока на рис. 5 выявляет кардинальное различие в гидродинамике: риблеты (б) функционируют совершенно иначе в сравнении как с гладкой, так и с обычными шероховатыми поверхностями. В частности, в гладкой трубе (а) и во всех случаях естественной шероховатости (в–е) линии тока распределены крайне разреженно, оставляя обширную пустую область в центре трубы (где поперечная составляющая скорости равна 0). Это свидетельствует о пассивном характере течения в указанных случаях: центральное ядро потока скользит прямолинейно, без взаимодействия или поперечного перемешивания со стенкой.

Напротив, исключительно в случае риблет (б) линии тока интенсивно закручиваются и заполняют все поперечное сечение. Это доказывает, что риблеты генерируют устойчивые вторичные вихри, вызывая принудительное перемешивание потока от стенки к центру. Именно этот механизм смешивания способствует оттеснению вредных турбулентных структур от вязкого подслоя, обеспечивая тем самым наименьшее гидравлическое сопротивление среди всех исследованных вариантов.

На рис. 6 представлены характеристики теплообмена для труб с различными типами поверхностей.

Для гладких поверхностей и поверхностей с эквивалентными песочными шероховатостями (от 0,2 до 0,5 мм) график показывает, что интенсификация теплообмена крайне незначительна. Отношение Q/Q_0 остается практически неизменным, лишь не-

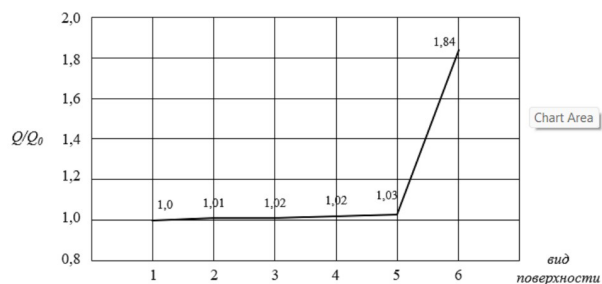


Рис. 6. Сравнение эффективности теплоотдачи труб с разными типами поверхностей:

1 — гладкая поверхность; 2–5 — поверхности с шероховатостью высотой 0,2, 0,3, 0,4, 0,5 мм соответственно; 6 — поверхность с риблетами $h = 1$ мм

Fig. 6. Comparison of heat transfer efficiency of pipes with different surface types:
1 — smooth surface; 2–5 — surface roughness with heights of 0.2, 0.3, 0.4, and 0.5 mm respectively;
6 — surface with riblets with height of $h = 1$ mm

значительно увеличиваясь с 1,01 до 1,03. Это свидетельствует о том, что данная шероховатость вызывает лишь хаотичные возмущения, увеличивающие сопротивление трения, однако их энергии недостаточно для разрушения теплового пограничного слоя. Следовательно, теплообмен между стенкой трубы и потоком остается ограниченным.

Напротив, использование прямоугольных риблет высотой $h = 1$ мм приводит к резкому скачку тепловой эффективности, увеличивая отношение Q/Q_0 до 1,84. Этот прирост на 84 % обусловлен дву-

мя факторами. Во-первых, прямоугольные выступы действуют как ребра охлаждения, значительно увеличивая площадь поверхности теплообмена без изменения диаметра трубы. Во-вторых, благодаря вторичным вихрям, проанализированным в разделе о структуре потока, происходит активный перенос холодной жидкости из ядра потока к стенке и отвод нагретой жидкости от стенки в центр. Это создает механизм интенсивного конвективного теплообмена, эффективность которого значительно превосходит показатели гладких или шероховатых поверхностей.

На рис. 7 представлено распределение температуры на поверхности стенки трубы, что позволяет детально оценить теплообменную способность для каждой из исследованных поверхностей. При анализе гладкой трубы (а) и труб с эквивалентными песочными шероховатостями (в–е) наблюдается относительно однородное распределение температурного поля. Плавный характер изменения температуры вдоль поверхности указывают на то, что изменение температуры и процесс теплообмена на этих поверхностях протекают вяло и не имеют выраженного локального характера. Это свидетельствует о наличии толстого и устойчивого теплового пограничного слоя. Следовательно, между гладкими и естественно шероховатыми поверхностями не наблюдается существенной разницы в интенсивности конвективного теплообмена — оба варианта демонстрируют низкую эффективность теплопередачи.

Анализ рис. 7б демонстрирует, что распределение температуры на поверхности риблет кардинально отличается от остальных случаев. Непрерывное

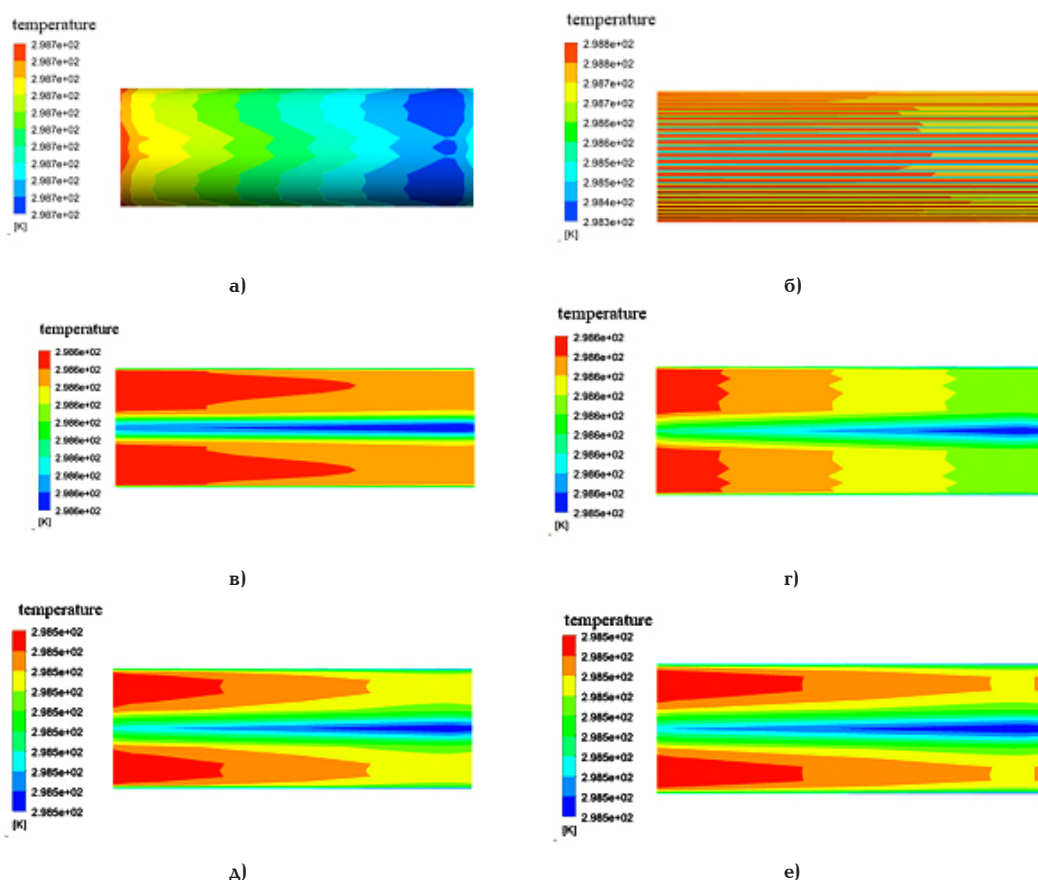


Рис. 7. Распределение температуры на контактной поверхности трубы с разными типами поверхностей:

а) гладкая поверхность; б) поверхность с риблетами $h = 1$ мм;

в) шероховатая поверхность с $h = 0,2$ мм; р) $h = 0,3$ мм; д) $h = 0,4$ мм; е) $h = 0,5$ мм

Fig. 7. Temperature distribution on the pipe contact surface for different surface types:

а) smooth; б) with riblets of $h = 1$ mm; в) rough of $h = 0.2$ mm; р) $h = 0.3$ mm; д) $h = 0.4$ mm; е) $h = 0.5$ mm

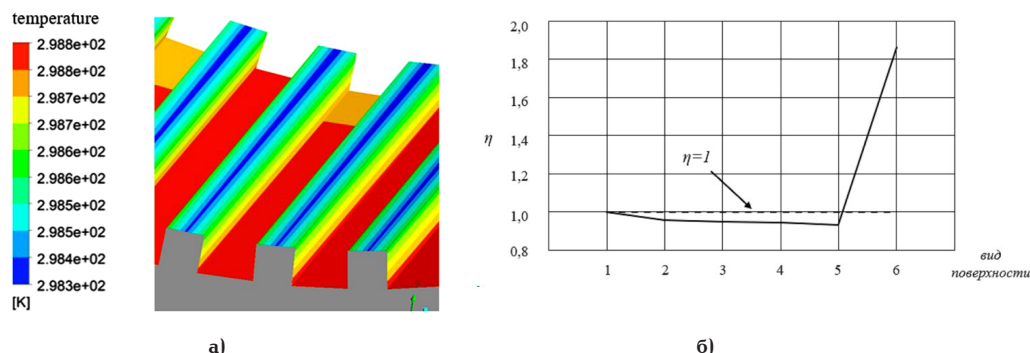


Рис. 8. Распределение температуры по поверхности трубы с риблетами (а) и график сравнения теплогидравлической эффективности труб с разными типами поверхностей (б): 1 — гладкая поверхность; 2–5 — поверхность с шероховатостью высотой 0,2, 0,3, 0,4, 0,5 мм; 6 — поверхность с риблетами $h = 1$ мм

Fig. 8. Temperature distribution on the surface of a pipe with riblets (a) and comparison of thermo-hydraulic efficiency of pipes with different surface types (b): 1 — smooth surface; 2–5 — surface roughness with heights of 0.2, 0.3, 0.4, and 0.5 mm, respectively; 6 — surface with riblets with height of $h = 1$ mm

чередование зон с минимальной и максимальной температурами отражает явный температурный перепад между вершинами риблет и впадинами. Высокая плотность изотерм (резкий градиент распределения температуры) на столь малом геометрическом расстоянии свидетельствует о чрезвычайно высоком градиенте температуры (ΔT) в этой зоне. Согласно закону Фурье [2], чем выше температурный градиент, тем интенсивнее плотность теплового потока (q).

В частности, формирование областей пониженной температуры на вершинах риблет доказывает, что риблеты разрушают и истончают тепловой пограничный слой в этих точках, позволяя потоку максимально эффективно контактировать с поверхностью. Это подтверждает, что риблеты интенсифицируют теплообмен не только за счет увеличения площади контакта, но и благодаря тому, что вершины гребней играют ключевую роль в процессе активного отвода тепла в поток.

На рис. 8 более детально представлено распределение температуры на поверхности трубы с риблетами (а), наглядно продемонстрирован механизм их конвективного теплообмена риблет, а также представлена теплогидравлическая эффективность шероховатых поверхностей и риблет по сравнению с гладкой поверхностью (б), что позволяет дать обобщенную оценку их эффективности в рамках исследуемой теплогидравлической задачи.

Рис. 8а дает наиболее наглядное представление о механизме теплопередачи риблет. Анализ распределения температуры показывает формирование отчетливого температурного градиента по высоте структуры: в зоне впадин концентрируется самая высокая температура (298,8 K), в то время как температура постепенно снижается вдоль боковых стенок и достигает минимума на вершинах риблет (298,3 K).

Такой перепад температур доказывает, что тепловая энергия активно передается от основания к вершинам (области минимальных значений). В частности, низкая температура на острых вершинах свидетельствует о том, что тепловой пограничный слой здесь очень тонок, что позволяет потоку эффективно омывать эти участки и осуществлять теплосъем. Таким образом, риблеты не просто увеличивают площадь контакта, но и действуют как активные элементы теплоотвода, оптимизируя про-

цесс конвективного теплообмена между стенкой трубы и потоком.

На рис. 8б представлены результаты оценки комплексной теплогидравлической эффективности (Thermal-Hydraulic Performance), определяемой как отношение выигрыша в интенсификации теплообмена к затратам на увеличение потерь давления. Пунктирная контрольная линия $\eta = 1$ соответствует эффективности гладкой трубы.

В области эквивалентных песочных шероховатостей с $h = 0,2 - 0,5$ мм наблюдается явная тенденция к снижению эффективности: значения η стабильно находятся ниже порогового уровня 1 (колеблясь около 0,95). Этот результат отражает асимметрию в энергетическом балансе: потери давления на трение резко возрастают (с 16 до 35 %), в то время как теплоотдача улучшается незначительно (лишь на 1–3 %). Это подтверждает, что увеличение случайной шероховатости в данном диапазоне размеров не является технико-экономически эффективным, приводя к перерасходу энергии без существенного улучшения тепловой мощности.

В полном контрасте с вышеописанной тенденцией, структура риблет ($h = 1$ мм) демонстрирует абсолютное превосходство: показатель η скачкообразно возрастает, достигая значения приблизительно 1,86. Столь значительный рост эффективности, почти на 86 % по сравнению с гладкой трубой, является результатом оптимального двойного механизма воздействия. Во-первых, с гидравлической точки зрения, риблеты снижают коэффициент трения за счет контроля пристенной турбулентной структуры и генерации вторичных течений. Во-вторых, с тепловой точки зрения, данная структура использует эффект оребрения для увеличения площади теплообмена и интенсификации перемешивания потока.

Таким образом, при $\eta = 1,84$ риблеты подтверждают свой статус оптимального метода пассивной интенсификации теплообмена, превосходно удовлетворяя критериям оценки эффективности (PEC) при проектировании теплообменного оборудования.

Заключение

В рамках исследования было проведено численное CFD-моделирование с целью оценки и сравнения теплогидравлических характеристик гладкой трубы, трубы с эквивалентными песочными шеро-

ховатостями ($h = 0,2-0,5$ мм) и трубы с продольными риблетами ($h = 1,0$ мм, $h/t = 1,1$ и $h/s = 0,4$). Основные выводы после проведения исследования заключаются в том, что:

1. Результаты моделирования демонстрируют явное различие во влиянии морфологии поверхности на гидравлическое сопротивление. В то время как эквивалентные песочные шероховатости нарушают структуру вязкого подслоя и значительно увеличивают коэффициент трения (рост от 16 до 35 % при увеличении высоты с 0,2 до 0,5 мм), структура риблет демонстрирует эффект снижения сопротивления: коэффициент трения оказывается ниже теоретического значения для гладкой трубы (снижение составляет около 2,6 %).

2. Структура риблет демонстрирует превосходную эффективность теплообмена: отношение тепловых потоков (Q/Q_0) достигает 1,84, что значительно превышает незначительный прирост (1–3 %), характерный для обычных шероховатых поверхностей.

3. На основании критерия теплогидравлической эффективности η исследование подтверждает, что структура риблет является оптимальным пассивным техническим решением ($\eta = 1,86$). Напротив, ограничение лишь механической обработкой без оптимизации поверхности демонстрирует нецелесообразность ($\eta < 1$), поскольку потери давления преобладают над тепловым выигрышем.

Список источников / References

1. Митрофанова О. В. Гидродинамика и теплообмен в закрученных потоках в каналах ядерных энергетических установок: монография. Москва: Физматлит, 2010. 286 с. ISBN 978-5-9221-1223-9.

Mitrofanova O. V. Gidrodinamika i teploobmen v zakruchennykh potokakh v kanalakh yadernykh energeticheskikh ustanovok [Hydrodynamics and heat transfer in swirling flows in channels of nuclear power plants]. Moscow, 2010. 286 p. ISBN 978-5-9221-1223-9. (In Russ.).

2. Leontiev A. I., Lushchik V. G., Makarova M. S. Temperature recovery factor in the boundary layer on a permeable plate. *High Temperature*. 2017;55(2):246–252. <https://doi.org/10.1134/S0018151X17020080>.

3. Dean B., Bhushan B. Shark-skin surfaces for fluid-drag reduction in turbulent flow: a review. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*. 2010;368(1929):4775–4806. <https://doi.org/10.1098/rsta.2010.0201>. EDN: OCZZWV.

4. Garcia-Mayoral J., Jimenez J. Drag reduction by riblets. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*. 2011;369(1940):1412–1427. <https://doi.org/10.1098/rsta.2010.0347>.

5. Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: монография. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та. 2012. 88 с. ISBN 978-5-7422-3349-7. EDN: QJZWON.

Garbaruk A. V., Strelets M. Kh., Shur M. L. Modelirovaniye turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy [Turbulence modeling in complex flow calculations]. Saint Petersburg, 2012. 88 p. ISBN 978-5-7422-3349-7. EDN: QJZWON. (In Russ.).

6. Soleimani S., Eckels S. A review of drag reduction and heat transfer enhancement by riblet surfaces in closed and open channel flow. *International Journal of Thermofluids*. 2021;9:1–15. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2020.100053>. EDN: DFVAJB.

7. Webb R. L., Kim N.-H. Principles of enhanced heat transfer. New York: Taylor & Francis, 2005. 846 p. <https://doi.org/10.4324/9780203017869>.

8. Bechert D. W., Bruse M., Hage W. [et al.]. Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable

geometry. *Journal of Fluid Mechanics*. 1997;338:59–87. <https://doi.org/10.1017/S0022112096004673>. EDN: ECLQYP.

9. Walsh M. J. Riblets as a viscous drag reduction technique. *AIAA Journal*. 1983;21(4):485–486. <https://doi.org/10.2514/3.60126>.

10. Walsh M. J. Turbulent boundary layer drag reduction using riblets. *AIAA Paper*. 2012;82-0169:1–11. <https://doi.org/10.2514/6.1982-169>.

11. Lushchik V. G., Makarov A. E., Yakubenko A. E. Heat transfer and friction on surfaces with longitudinal ribs. *Thermophysics and Aeromechanics*. 2005;43:881–889. <https://doi.org/10.1007/s10740-005-0135-z>. EDN: LJBOYP.

12. ANSYS Inc. ANSYS Design Modeler User's Guide. Version 2019 R1. Canonsburg, PA. USA: ANSYS Inc., 2019. 450 p.

13. Eggels J., Unger F., Weiss M. [et al.]. Fully developed turbulent pipe flow: a comparison between direct numerical simulation and experiment. *Journal of Fluid Mechanics*. 1994;268:175–209. <https://doi.org/10.1017/S002211209400131X>.

14. Волков К. Н., Емельянов В. Н. Вычислительные технологии в задачах механики жидкости и газа: монография. Москва: Физматлит. 2012. 468 с. ISBN 978-5-9221-1438-7. EDN: UGLCIR.

Volkov K. N., Emel'yanov V. N. Vychislitel'nyye tekhnologii v zadachakh mekhaniki zhidkosti i gaza [Computational technologies in problems of fluid and gas mechanics]. Moscow, 2012. 468 p. ISBN 978-5-9221-1438-7. EDN: UGLCIR. (In Russ.).

15. Menter F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*. 1994;32(8):1598–1605. <https://doi.org/10.2514/3.12149>.

16. Chung D., Hutchins N., Schultz M. P., Flack K. A. Predicting the Drag of Rough Surfaces. *Annual Review of Fluid Mechanics*. 2021; Vol. 53. P. 439–471. <https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-062520-115127>.

17. Schlichting H., Gersten K. Boundary-layer theory. 9th revised ed. Berlin: Springer, 2017. 805 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-52919-5>.

18. Andersson B., Andersson R., Håkansson L. [et al.]. Computational fluid dynamics for engineers. Cambridge: Cambridge University Press, 2011. 216 p. ISBN 978-1-107-01895-2.

19. Blocken B., Stathopoulos T., Carmeliet J. CFD simulation of the atmospheric boundary layer: wall function problems. *Atmospheric Environment*. 2007;41(2):238–252. <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2006.08.019>.

20. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1992. 672 с.

Idel'chik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance]. Ed. by M. O. Shteynberga. 3rd ed., revised and add. Moscow, 1992. 672 p. (In Russ.).

21. Патанкар С. В. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах / пер. с англ. Е. В. Калабина / под ред. Г. Г. Янькова. Москва: МЭИ, 2003. ISBN 5-7046-0898-1. EDN: QMIDVJ.

Patankar S. V. Chislennoye resheniye zadach teploprovodnosti i konvektivnogo teploobmena pri techenii v kanalakh [Numerical solution of the thermal conductivity and convective heat transfer while channels flow]. Transl. from Engl. by E. V. Kalabina. Ed. by G. G. Yan'kova. Moscow, 2003. ISBN 5-7046-0898-1. EDN: QMIDVJ. (In Russ.).

22. Попов И. А., Махьянов Х. М., Гуреев В. М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: монография / под общ. ред. Ю. Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с. ISBN 978-5-93962-383-4. EDN: QMKUGF.

Popov I. A., Makhyanov Kh. M., Gureyev V. M. Fizicheskiye osnovy i promyshlennoye primeneniye intensivatsii teploobmena [Physical foundations and industrial application of heat exchange intensification]. Ed. by Yu. F. Gortyshova. Kazan, 2009. 560 p. ISBN 978-5-93962-383-4. EDN: QMKUGF. (In Russ.).

23. Cherghani M. M., Malekan M. R. Shark skin-inspired surface designs for drag reduction in drinking water distribution pipes. *Water Research*. 2022;284(15):1–9. <https://doi.org/10.1016/j.watres.2025.123965>. EDN: LRBHMI.

Вклад авторов:

С. А. Зайдес. Постановка целей и задач исследования, определение методологии, научное руководство, критический анализ полученных результатов, редактирование и правка текста статьи.

Чан Туан Зунг. Проведение численного моделирования, сбор и обработка расчетных данных, построение графиков и визуализация полей течения, анализ теплогидравлической эффективности, написание основного текста статьи.

Authors' contribution:

Semen V. Zaides. Formulation of research aims and objectives, determination of methodology, scientific guidance, critical analysis of the obtained results, editing and revision of the manuscript.

Tran Tuan Dung. Performing numerical simulations, collection and processing of computational data, plotting graphs and visualization of flow fields, analysis of thermo-hydraulic efficiency, writing the main text of the article.

Информация об авторах:

ЗАЙДЕС Семен Азикович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Материаловедение, сварочные и аддитивные технологии» Иркутского национального исследовательского технического университета (ИРНИТУ), г. Иркутск.

SPIN-код: 2348-6220

AuthorID (РИНЦ): 324067

ORCID: 0000-0001-9416-7749

e-mail: zsa@ex.istu.edu

ЧАН Туан Зунг, аспирант кафедры «Материаловедение, сварочные и аддитивные технологии» ИРНИТУ, г. Иркутск.

ORCID: 0009-0001-5189-2884

e-mail: trantuandung98@gmail.com

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Статья поступила в редакцию 22.01.2026; одобрена после рецензирования 06.02.2026; принята к публикации 11.02.2026.

Information about the authors:

ZAIDES Semen Azikovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Materials Science, Welding and Additive Technologies Department, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk.

SPIN-code: 2348-6220

AuthorID (RSCI): 324067

ORCID: 0000-0001-9416-7749

e-mail: zsa@ex.istu.edu

TRAN Tuan Dung, Postgraduate of the Materials Science, Welding and Additive Technologies Department, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk.

ORCID: 0009-0001-5189-2884

e-mail: trantuandung98@gmail.com

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 article was submitted 22.01.2026; approved after reviewing 06.02.2026; accepted for publication 11.02.2026.

ВЛИЯНИЕ ВЫСОКОВОЛЬТНЫХ ЛИНИЙ ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧИ НА МАГИСТРАЛЬНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ: СИСТЕМАТИЗАЦИЯ ПРОБЛЕМ

Ю. А. Краус¹✉, К. С. Маркелова²

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

²Омский государственный университет путей сообщения,
Россия, 644046, г. Омск, пр. К. Маркса, 35

✉ omgtu.feom@yandex.ru

Аналитический обзор представляет собой комплексное и систематическое исследование научной литературы и нормативных документов, опубликованных за последние пять лет (2020–2025 гг.), посвященных критической проблеме электромагнитного влияния воздушных линий электропередачи на коррозионную надежность подземных магистральных трубопроводов.

В работе классифицируются и анализируются исследования по нескольким ключевым направлениям: фундаментальные механизмы индуктивной связи между источниками переменного тока и трубопроводными сетями; специфические явления коррозии под действием переменного тока и ее отличия от коррозии постоянным током; негативное влияние наведенных напряжений переменного тока на работоспособность и эффективность систем катодной защиты, а также развитие методов компьютерного моделирования и методологий оценки рисков для прогнозирования уровней влияния и вероятности коррозии. Определены ключевые достижения в этой области нормирования негативного влияния, включая установление пороговых значений плотности переменного тока для инициации коррозии и методы его оценки. Однако сохраняются значительные нерешенные проблемы, в частности, отсутствие универсальных, валидированных прогнозных моделей, способных точно имитировать сложные полевые условия с учетом неоднородной структуры грунтов, динамических изменений нагрузок от тяговых сетей и высоковольтных линий электропередачи, а также наличия дефектов изоляции и неравномерного износа изоляционного покрытия. Кроме того, синергетические эффекты при совместном воздействии переменного и постоянного токов в долгосрочной перспективе остаются недостаточно изученными.

На основе проведенного анализа сформулированы приоритетные направления для будущих исследований, подчеркивающие необходимость разработки интеллектуальных адаптивных систем защиты, интегрирующих мониторинг критических параметров в реальном времени, применение вероятностных риск-ориентированных подходов к управлению целостностью и использование технологий цифровых двойников для повышения эксплуатационной безопасности и коррозионной надежности объектов энерготранспортной инфраструктуры.

Ключевые слова: магистральный трубопровод, высоковольтная линия электропередачи, индуктивное влияние, коррозия под действием переменного тока, катодная защита, наведенное напряжение, риск-ориентированный подход

Для цитирования: Краус Ю. А., Маркелова К. С. Влияние высоковольтных линий электропередачи на магистральные трубопроводы: систематизация проблем. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 22–32. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-22-32>. EDN: CTLBXO.



© Краус Ю. А., Маркелова К. С., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

INFLUENCE OF HIGH-VOLTAGE POWER LINES ON MAIN PIPELINES: SYSTEMATIZATION OF PROBLEMS

Yu. A. Kraus¹✉, K. S. Markelova²

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

²Omsk State Transport University, K. Marks Ave., 35, Omsk, 644046, Russia

✉ omgtu.feom@yandex.ru

Analytical review provides a comprehensive and systematic examination of scientific literature and regulatory documents published over the past five years (2020–2025) addressing the critical issue of electromagnetic interference from overhead power lines on the corrosion reliability of buried main pipelines.

The paper categorizes and analyzes research across several key areas: the fundamental mechanisms of inductive coupling between alternating current sources and pipeline networks; the specific phenomena of alternating current induced corrosion and its distinction from direct current corrosion; the detrimental effects of induced alternating current voltages on the performance and effectiveness of cathodic protection systems; and the advancement of computational modeling techniques and risk assessment methodologies for predicting interference levels and corrosion likelihood. Key achievements in the field of negative impact standardization are identified, including the establishment of threshold alternating current density values for corrosion initiation and methods for its assessment. However, significant unresolved challenges persist, particularly the absence of universal, validated predictive models capable of accurately simulating complex field conditions involving heterogeneous soil structures, dynamic load variations from traction networks and high-voltage power lines, as well as the presence of coating defects and uneven deterioration of insulating coatings. Furthermore, the synergistic effects of combined alternating current and direct current interference over the long term remain insufficiently understood.

Based on the synthesized analysis, priority directions for future research are formulated, emphasizing the necessity for developing intelligent, adaptive protection systems that integrate real-time monitoring of critical parameters, employ probabilistic risk-based approaches for integrity management, and leverage digital twin technologies to enhance the operational safety and corrosion reliability of energy transportation infrastructure.

Keywords: main pipeline, high-voltage power line, inductive interference, AC corrosion, cathodic protection, induced voltage, risk-based approach

For citation: Kraus Yu. A., Markelova K. S. Influence of high-voltage power lines on main pipelines: Systematization of problems. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):22–32. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-22-32>. EDN: CTLBXO. (In Russ.).



© Kraus Yu. A., Markelova K. S., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

К высоковольтным источникам переменного тока относятся электрифицированные железные дороги (ЭЖД) на переменном токе и высоковольтные линии (ВЛ) электропередачи. Они могут оказывать следующее влияние [1] на смежные магистральные трубопроводы (МТ): омическое (гальваническое); емкостное (электростатическое); кондуктивное (резистивное); индуктивное (электромагнитное).

Влияние высоковольтных источников переменного тока приводит к ряду угроз:

- опасность поражения персонала электрическим током;
- выход из строя подключенного оборудования;
- мешающее влияние при строительстве и ремонте МТ;
- развитие коррозии, что влияет на надежность МТ;
- неэффективность средств электрохимической защиты (ЭХЗ);
- сложность мониторинга и моделирования.

МТ, ЭЖД и ВЛ прокладывались в общих коридорах с целью сведения к минимуму их негативно-го воздействия на окружающую среду. По данным на 2025 г. протяженность ЭЖД оценивается в более чем 44 тыс. км, из которых около 25 тыс. км работают на переменном электрическом токе. Протяженность ВЛ, по данным сетевого оператора единой энергетической системы (ЕЭС) России, составляет более 506 тыс. км. По данным приказа Минэнерго России от 30 ноября 2023 г. № 1095 «Об утверждении схемы и программы развития электроэнергетических систем России на 2024–2029 гг.», в 2023 г. общая протяженность ВЛ с номинальным напряжением 220 кВ и выше составила примерно 194,3 тыс. км. Если провести сравнение с показателями 2018 г. (примерно 182,1 тыс. км), можно увидеть увеличение протяженности на 6,7 % за 5 лет, что в среднем составляет примерно 1,3 %.

Протяженность магистральных трубопроводов на территории России превышает 250 тыс. км. При этом по экспертной оценке на каждые 5–10 км трассы магистральных трубопроводов приходится

пересечение или сближение с ВЛ 110 кВ, а на каждые 20–30 км с ВЛ 220 кВ и выше. Пересечение или сближение МТ с ЭЖД приходится примерно на каждые 30–40 км.

Таким образом, актуальность темы исследования обусловлена масштабным совпадением трасс МТ, ЭЖД и ВЛ на территории России, а также их дальнейшим развитием. Все это создаёт комплексную проблему безопасности и эксплуатационной надёжности МТ.

Омическое или гальваническое влияние основано на законе Георга Ома (Закон Ома, 1827 г.) и связано с непосредственным контактом или чаще с протеканием тока в грунте. Явление стало очевидным с появлением первых рельсовых трамваев на постоянном токе в конце XIX в. Инженеры-практики первыми зафиксировали ускоренную коррозию труб и кабелей рядом с путями ЭЖД. В дальнейшем явление было названо электрокоррозией или коррозией под действием блуждающих токов (постоянный ток), за рубежом известна как DC-коррозия (DC corrosion). Здесь следует отметить вклад В. Бэкмана и В. Швенка [1], создавшие теоретическую и практическую базу, на которой выросли все современные национальные и международные стандарты, включая ISO, DIN, а впоследствии и ГОСТы. Понимание проблем блуждающих токов, детально описанных ими, стало основой для изучения более сложного явления — индуцированных переменных токов от ВЛ и ЭЖД.

Для ВЛ и ЭЖД на переменном токе также возможно стекание переменного тока в грунт через опоры или рельсовые пути. При этом с повышением напряжения контактной сети ЭЖД до 25 кВ снижается тяговый ток, а знакопеременность его ограничивает распространение по объёму земли. Кроме того, возрастает сопротивление трубопровода из-за его индуктивности, а также из-за потерь в трубопроводе и окружающем его грунте.

Емкостное и электростатическое влияние основаны на явлении электростатической индукции и понятии электрической емкости. Фундамент заложили Майкл Фарадей (закон электромагнитной индукции, 1831 г.) и Джеймс Клерк Максвелл (создал теорию электромагнитного поля, которую сформулировал в виде системы из четырёх уравнений, 1860–1865 гг.). Проявилось с появлением ВЛ переменного тока. При строительстве и ремонте изолированный надземный трубопровод вблизи ВЛ «заряжается», что создает угрозу для рабочих. Явление осознано инженерами-энергетиками в начале XX в. В то же время отмечается резкое снижение воздействия по мере удаления от ВЛ и не рассматривается как решающий фактор.

Кондуктивное или резистивное влияние также является следствием закона Ома, но для токов короткого замыкания, стекающих в землю. Методы расчета и защиты разрабатывались инженерами-электроэнергетиками в середине XX в. Кондуктивное влияние доминирует для ЭЖД. Сильное влияние может проявляться на относительно узкой, но протяжённой вдоль пути зоне, сила тока зависит от графика движения железнодорожного состава (пики при разгоне).

Индуктивное или электромагнитное влияние основано на законе электромагнитной индукции Фарадея (1831 г.) и известно с начала прошлого века из-за развития линий проводной связи. Однако активное изучение началось в 1960–1970-х гг. в связи с развитием систем газо-, нефтепроводов и энерго-

сетей, а также значительным увеличением энергетических мощностей.

Первое строгое решение задачи о сопротивлении магнитной связи или взаимной индуктивности получено в 1909 г. А. Зоммерфельдом [2]. Количественное описание для линий связи дал в 1926 г. Дж. Карсон [3], решив задачу расчёта электромагнитного поля от провода с учётом конечной проводимости земли («интегралы Карсона»). Это основа всех современных методов расчёта индуктивного влияния ВЛ на трубопроводы, рельсы и кабели связи. В это же время, независимо от Дж. Карсона, С. Поллачек разработал строгое аналитическое решение для расчёта взаимной индуктивности между параллельными проводниками, расположенными в проводящей среде (земле) [4]. Его формула учитывала конечную проводимость земли, что было критическим усовершенствованием по сравнению с более ранними моделями для воздуха. В России в 1926 г. также В. А. Фок и В. Р. Бурсиан решили в общем виде основную задачу теоретического определения электромагнитного поля провода конечной длины, расположенного на поверхности однородного полупространства [5].

Методы Дж. Карсона и С. Поллачека легли в основу всех последующих ручных и машинных расчётов индуктивного влияния ВЛ на трубопроводы, кабели связи и другие протяжённые объекты.

Пионерами в моделировании были Ф. Давалиби [6], В. И. Дмитриев, М. А. Толстая, Э. И. Иоффе, И. В. Потемкинская [7–10], И. В. Стрижевский [11].

Работы Ф. Давалиби и его коллег в 1970–1980-х гг. заложили основы компьютерного моделирования растекания токов в сложном грунте и оценки опасных потенциалов. Его методы легли в основу программного обеспечения CDEGS (Current Distribution, Electromagnetic Fields, Grounding and Soil Structure Analysis), используемого и сегодня.

В. И. Дмитриев [7] развил идеи В. Р. Бурсиана и В. А. Фока и создал строгий математический аппарат моделирования электромагнитных полей в неоднородных средах, альтернативный западным подходам.

М. А. Толстая, Э. И. Иоффе, И. В. Потемкинская адаптировали теорию для прикладных расчётов влияния [8–10], а также описали влияние факторов окружающей среды на коррозию подземных стальных трубопроводов под действием переменного тока [10], которая в зарубежных источниках называется АС-коррозия (AC corrosion).

И. В. Стрижевский углубил понимание кондуктивной составляющей [11].

АС-коррозия стала предметом интенсивных исследований с конца 1990-х—начала 2000-х гг. Так, фундаментальное исследование электрохимических механизмов АС-коррозии S. Goidanich и др. [12] дали ее четкое электрохимическое объяснение через фарадеевское выпрямление. Luуao Xu, Y. F. Cheng исследовано влияние АС-тока на эффективность катодной защиты [13]. АС-коррозия представляет особую опасность, так как может развиваться даже при формально функционирующей системе катодной защиты, приводя к скрытым повреждениям и риску аварий. Е. И. Крапивский, П. А. Яблучанский совершенствовали методику оценки электромагнитного влияния ВЛ на МТ [14], учитывая, в том числе, и угрозу АС-коррозии.

Таким образом, история вопроса — это история коллективного научно-инженерного знания. При этом электромагнитное влияние — это главная про-

блема для подземных трубопроводов в нормальном режиме работы ВЛ, для ЭЖД на переменном токе доминирующей проблемой является кондуктивное влияние.

В настоящее время основное внимание по данному вопросу посвящено созданию комплексных математических моделей для расчета всех видов влияния и формирование международных стандартов для нивелирования негативного воздействия на подземные коммуникации. Акцент влияния смещается на электромагнитное влияние, оказываемое ВЛ. Этому способствует стабильное развитие ЕЭС и большая протяженность ВЛ.

Постановка задачи

Обзор литературы показывает, что фундаментальные физические механизмы влияния (индуктивное, кондуктивное, ёмкостное) были описаны на основе законов классической электродинамики (Ом, Фарадей, Максвелл) и исследованы применительно к трубопроводам во второй половине XX в. (работы Ф. Давалиби, В. И. Дмитриева, М. А. Толстой, Э. И. Иоффе, И. В. Потемкинской, И. В. Стрижевского). Исходной гипотезой было понимание АС-коррозии как следствия фарадеевского выпрямления тока (S. Goidanich, 2010). Нормативная база активно развивается, смещая фокус с контроля потенциала на мониторинг плотности переменного тока. Объект исследования — система «ВЛ-подземный МТ» в зоне электромагнитного влияния. Постановка проблемы заключается в несоответствии классических методов оценки и защиты новым вызовам, связанным с нелинейностью процессов АС-коррозии, старением инфраструктуры и отсутствием детальной пространственной статистики пересечений.

Цель работы — систематизация современных знаний для обоснования направления перспективных исследований в области влияния ВЛ на защиту от коррозии подземных МТ и противодействия ему.

Задачи:

- 1) провести поиск и анализ релевантных научных работ и нормативных документов;
- 2) классифицировать исследования по ключевым проблемным областям;
- 3) выявить решенные и нерешенные научно-практические проблемы;
- 4) сформулировать тезисы и предложить вектор для дальнейших изысканий.

Методы и средства исследования

Для сбора информации использовался комплексный подход: поиск проводился в международных базах данных (Scopus, Web of Science), БАЗ (через платформы CyberLeninka и eLibrary), а также по открытым источникам нормативной документации. Использовались ключевые слова на русском и английском языках.

Приоритет отдавался рецензируемым научным статьям, монографиям, материалам конференций и актуальным стандартам, опубликованным в период с 2020–2025 гг., а также ключевым и основополагающим трудам, изданным до 2020 г.

В качестве базовых были определены три масштабные работы последних пяти лет:

- 1) Европейский исследовательский проект «AC Corrosion and Mitigation» (ACCM) в рамках программы Horizon 2020 / Horizon Europe [15];
- 2) Проект PHMSA № 900 (Университет Акрона, 2020–2024) — комплексное вероятностное модели-

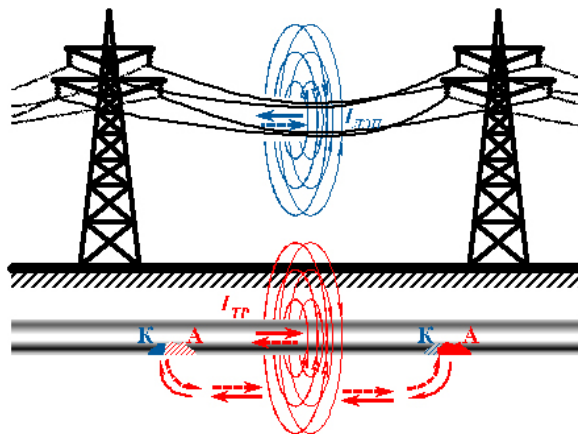


Рис. 1. Схема наведения индуцированного тока
Fig. 1. Schematic of induced current coupling

рование работы катодной защиты под влиянием наведенного переменного тока [16];

3) ГОСТ 9.922–2024 «Единая система защиты от коррозии и старения. Дополнительные рекомендации по оценке угрозы коррозионного воздействия переменного тока на стальные подземные трубопроводы» — новейший российский стандарт, устанавливающий методы оценки угрозы коррозии от переменного тока.

В результате рассмотрено более 100 источников, из которых отобрано и проанализировано 14 источников до 2020 г. и 20 источников за 2020–2025 г., признанных достоверными и соответствующих заявленным критериям.

Теория

Обобщая опыт ранее рассмотренных исследований в области электромагнитного влияния на МТ ВЛ и ЭЖД на переменном токе, а также с учетом работ [15–17], картина наведения индуцированных токов представляется следующим образом (рис. 1).

При параллельном сближении направление индуцированного тока подчиняется закону Ленца. Следовательно в упрощенной модели для двух параллельных проводников, если ток в проводе ВЛ течет в определенном направлении (верхняя часть на рис. 1), то в ближайшей к нему части трубопровода индуцированный ток будет стремиться течь в противоположном направлении, чтобы компенсировать создаваемое ВЛ магнитное поле (нижняя часть на рис. 1). При этом ток ВЛ — переменный синусоидальный, его направление меняется 100 раз в секунду (для 50 Гц). Тогда направление индуцированного тока в трубопроводе также меняется синхронно с той же частотой (на рис. 1 смена направления показана пунктиром).

Таким образом, электромагнитное поле наводит на трубопровод продольную электродвижущую силу (ЭДС), под действием которой вдоль трубы течет переменный индуцированный ток. Но контур тока должен быть замкнут, и он замыкается через грунт на трубопровод, т. е. появляются анодные участки (на рис. 1 обозначены буквой А), с которых ток стекает в грунт, и катодные участки (на рис. 1 обозначены буквой К), на которые ток натекает. Несмотря на то, что одни и те же участки с частотой 50 Гц становятся то анодными, то катодными, коррозия происходит в те полупериоды, когда ток сходится с трубы в грунт. Зонами риска являются



Рис. 2. Фарадеевское выпрямление (асимметрия тока во времени)
Fig. 2. Faradaic rectification (current asymmetry over time)

места с максимальной плотностью тока, сходящего с трубы: концы участка влияния, точки с минимальным сопротивлением «труба — земля» (дефекты изоляции в низкоомном грунте), участки вблизи заземлений трубопровода.

Было выявлено фарадеевское выпрямление (Faradaic rectification) [12], при котором наложение переменного тока на трубопровод, находящийся в грунте, приводит к необратимому смещению его среднего потенциала в анодную (растворяющую) область. Это ключевой физико-химический механизм, лежащий в основе АС-коррозии. Качественно процесс представлен на графике (рис. 2).

Асимметрия анодных и катодных процессов объясняется катодно-омическим контролирующим процессом, характерным для подземной коррозии. Таким образом, из-за разной кинетики растворение металла анодные реакции протекают с большей интенсивностью, чем восстановительные реакции. В результате возникает чистый положительный ток, ведущий к потере металла. Переменный ток разрушает защитные оксидные или солевые плёнки на поверхности металла, обнажая активный металл и облегчая его растворение в анодные полупериоды.

Если исходной гипотезой было понимание АС-коррозии как следствия фарадеевского выпрямления тока [12], то современные исследования [15, 16] открыли сложные самоограничивающие эффекты на границе раздела фаз и нелинейный характер зависимости скорости коррозии от плотности переменного тока. В ходе экспериментального исследования [18] коррозии образцов из трубной стали в модельном электролите при наложении переменного тока заданной плотности подтверждена нелинейная зависимость скорости коррозии от плотности переменного тока. Также экспериментально подтвержден минимальный уровень коррозии при $16–20 \text{ А/м}^2$ и резкий рост скорости коррозии при переходе через этот рубеж. Аналогичный результат — экспериментальное подтверждение, что скорость АС-коррозии резко возрастает после превышения определённой критической плотности переменного тока, получено в работе [19], также в работе отмечается критическое влияние pH: низкий уровень pH значительно ускоряет процесс АС-коррозии, в то время как высокий существенно снижает. Также влияние pH рассмотрено в работах [20, 21], которые внесли вклад в понимание факторов АС-коррозии.

В работе [21], моделирующей соседние дефекты, проводилось измерение pH у поверхности ме-

талла и моделирование массопереноса с помощью уравнения Нернста — Планка. В ходе исследований было выявлено, что плотность переменного тока не влияет на разность потенциалов между дефектами, а его поле изменяет pH у поверхности: он растёт в анодной зоне и падает в катодной, что создаёт концентрационную поляризацию, которая самоограничивает процесс коррозии. Это даёт фундаментальное объяснение нелинейности и самоограничения АС-коррозии, меняет взгляд на процесс: высокий АС-ток не всегда означает пропорциональный рост скорости коррозии из-за возникающих химических ограничений.

С 2020 г. наблюдается переосмысление критериев катодной защиты в условиях индуктивного влияния. Работа [22] имеет фундаментальное значение для пересмотра и уточнения нормативных требований к катодной защите на участках с индуктивным влиянием.

В данной работе обосновано, что при наличии АС-влияния традиционный критерий минус $0,85 \text{ В}$ по медно-сульфатному электроду сравнения (МСЭ) может быть недостаточен. Для поддержания защитного состояния в условиях помех может потребоваться более отрицательный потенциал, т. е. необходимо сменить парадигму в установлении критериев защиты при наведении на трубопровод индуцированного тока.

Так, в отчёте [16] в ходе множественных экспериментов отмечается порог плотности переменного тока 200 А/м^2 , при котором защитный потенциал минус $0,85 \text{ В}$ по МСЭ становится неэффективным. При этом также отмечается, что тем не менее смещение потенциала за счёт катодного постоянного тока все же даёт эффект снижения скорости растворения металла.

Ранее в работе [23] обращалось внимание на измерение скорости АС-коррозии при различных соотношениях плотностей переменного и постоянного токов (в англоязычных источниках обозначается как АС/DC), что важно в рамках поиска новых критериев оценки эффективности работы катодной защиты в условиях электромагнитного воздействия ВЛ и ЭЖД на переменном токе. В итоговых исследованиях ACCM [15] и PHMSA № 900 [16] также делается акцент на важность отношения плотности переменного и постоянного тока при катодной защите как ключевой фактор скорости коррозии. Помимо этого также анализируется влияние динамических помех переменного тока [24].

В работе [25] проводится не только анализ влияния переменного тока на катоднозащитный трубопровод, но и катодное расщепление изоляционного покрытия для различных стандартных покрытий в различных условиях pH электролита, т. е. рассмотрен один из центральных рисков совместного воздействия катодного и индуцированного тока.

В рамках моделирования и расчётной оценки угроз и влияния ВЛ и ЭЖД переменного тока на МТ можно выделить два методологических подхода: детерминированный и стохастический. Отечественные разработки в основном направлены на создание аналитических детерминированных моделей [14, 26–29], в то время как зарубежные разработки либо используют более сложные математические методы [30], как, например, метод конечных элементов для моделирования в рамках детерминированного подхода, либо демонстрируют стохастический подход с учетом вероятного управления рисками [16, 31, 32].

В работе [26] получены модели для расчета распределения опасных наведенных напряжений в точках разрыва трубопровода, при этом особое внимание уделено специфике тяговых сетей ЭЖД на переменном токе. В [27] указывается на новую, ранее не всегда учитывавшуюся опасность от высших гармоник. Так, например, показано, что статические тиристорные компенсаторы способны генерировать высшие гармоники, например, 250 Гц, которые могут наводить напряжения на МТ, сопоставимые по уровню с основной гармоникой 50 Гц, что меняет ранее установленную картину влияния ЭЖД на трубопровод. В работе [28] обратное влияние МТ с низким продольным сопротивлением приводит к перераспределению токов в рельсах и земле, что может снижать уровень наведенных напряжений на самом трубопроводе, но влиять на работу устройств защиты рельсов.

Аналитические модели работ [14, 29] предлагают четкие аналитические модели для оценки влияния ВЛ на МТ с учетом конфигурации ВЛ, расстояния между ВЛ и МТ, удельного сопротивления грунта. Сравнительный анализ показывает, что учёт этих факторов может изменять оценку максимального наведённого напряжения на 15–30 %. Эти работы могут лечь в основу проектирования средств ЭХЗ на участках сближения МТ с ВЛ.

Более детальные проектные расчёты рассматриваются в работе [30]. Здесь проведено численное моделирование с применением метода конечных элементов в специализированном программном обеспечении. Получены детальные распределения плотности переменного тока на поверхности трубопровода в зависимости от расстояния до ВЛ, удельного сопротивления грунта и состояния изоляционного покрытия. Визуализированы зоны концентрации тока на дефектах.

Если недостатком аналитических методов расчёта можно назвать недостаточную детализацию и визуализацию, то недостатком метода конечных элементов следует назвать большую чувствительность к объёму и качеству исходных данных. С учетом моделирования МТ и грунта, параметры которых (состояние изоляционного покрытия, наличие дефектов, удельное электрическое сопротивление грунта) меняются по длине и в объёме, точность таких методов снижается, либо существенно увеличивается трудоемкость сбора и обработки исходных данных.

Таким образом, на этапе оценки инвестиций, а также при управлении готовым объектом на первом этапе выходят методы вероятностной оценки и управления рисками. Так, в работе [32] представлена модель для оценки давления разрыва в трубопроводах с коррозионными дефектами, которая используется в анализе надёжности для оценки вероятности отказа.

Другой проблемой наведения переменных токов является искажение измерений на МТ. Фарадеевское выпрямление смещает истинный потенциал трубы в положительную сторону (делает его менее отрицательным). Прибор, измеряющий потенциал «труба–земля», может показывать нормальное защитное значение (например, минус 0,85 В по МСЭ), в то время как реальный потенциал металла уже сместился в опасную зону (например, минус 0,75 В по МСЭ). Это создаёт иллюзию защищённости при фактическом её отсутствии. Одно из направлений проекта АССМ — разработка и применение методов полевого мониторинга и оценки риска. Ключе-

вые данные для демонстрации системного подхода на основе реальных полевых данных представлены в [33].

Также интерес представляют междисциплинарные исследования по цифровизации системы ЭХЗ и противокоррозионного мониторинга объектов МТ, как например [34], где предлагается аппаратно-программный комплекс, объединяющий классическую трехэлектродную электрохимическую ячейку для ЭХЗ, электронику для автоматического регулирования тока и «интернет вещей» для передачи данных.

Обзор будет не полным без анализа международных, национальных и отраслевых нормативных документов.

Так, в России в августе 2025 г. вступил в силу ГОСТ 9.922–2024 «Единая система защиты от коррозии и старения. Дополнительные рекомендации по оценке угрозы коррозионного воздействия переменного тока на стальные подземные трубопроводы». Документ учитывает актуальные отечественные и зарубежные исследования и аналитические наработки в области оценки и моделирования влияния ВЛ на МТ:

- количественные критерии угрозы коррозионного воздействия: отсутствует при плотности переменного тока менее 20 А/м², в диапазоне 20–100 А/м² учитывается плотность постоянного тока (присутствует от 1 А/м²) и соотношение плотности переменного тока к плотности постоянного тока (присутствует от 3), свыше 100 А/м² присутствует вне зависимости от постоянной плотности тока;

- детально регламентированная методика измерений с построением схем и формулами обработки данных;

- комплексная методика прогнозирования влияния ВЛ при проектировании, включающая построение расчётной схемы сближения трасс, учёт конфигурации фаз, тока нагрузки, удельного электрического сопротивления грунта, расчёт распределения наведённого потенциала и плотности АС-тока по длине трубопровода;

- вводятся новые расчётные величины: критическая протяжённость сближения и коэффициент, учитывающий влияние катодной защиты и ионного состава грунта на изменение удельного сопротивления грунта у дефекта, что уточняет прогноз плотности тока.

Проведем сравнительный анализ с международными и зарубежными стандартами:

- ISO 18086:2019 «Corrosion of metals and alloys — Determination of AC corrosion — Protection criteria» (Коррозия металлов и сплавов — Определение коррозии под действием переменного тока — Критерии защиты);

- DIN EN 50443:2019 «Einwirkungen von Starkstromanlagen und von elektrisch betriebenen Bahnen auf metallische Rohrleitungen» (Влияние электроустановок высокого напряжения и электрифицированных железных дорог на металлические трубопроводы);

- NACE SP21477–2021 «Alternating Current Corrosion on Cathodically Protected Pipelines: Risk Assessment, Mitigation, and Monitoring» (Коррозия под действием переменного тока на трубопроводах с катодной защитой: оценка риска, меры по снижению и мониторинг).

Сравнительный анализ представлен в табл. 1.

В целом ISO 18086:2019 задаёт только базовый критерий, без инженерных методов, а DIN EN 50443:2019 делает упор на электробезопасность,

Таблица 1. Анализ нормативных документов
Table 1. Analysis of regulatory documents

Наименование нормативного документа (статус)	Основной результат (критерии и методы)	Практическая значимость
ISO 18086:2019 (международный)	Основной критерий: плотность переменного тока на расчётном дефекте $1 \text{ см}^2 \leq 30 \text{ А/м}^2$ для защищённых трубопроводов. Даёт общие принципы оценки и измерений без детальных инженерных расчётов.	Задаёт международный базовый критерий — единый пороговый уровень для оценки опасности коррозии переменным током. Основа для разработки национальных стандартов.
ГОСТ 9.922—2024 (Россия, страны СНГ)	Чёткие критерии по плотности тока на вспомогательном электроде площадью 1 см^2 : $20 - 100 \text{ А/м}^2$ с учётом отношения плотностей переменного и постоянного тока. Схемы измерений и методика моделирования магнитного влияния. Вводит понятие критической длины сближения.	Как справочник предоставляет готовые алгоритмы и формулы для проектировщиков и служб эксплуатации на всех этапах. Позволяет провести полный цикл от прогноза до мониторинга.
NACE SP 21477—2021 (США, международный)	Системный подход: оценка индуктивного, резистивного и ёмкостного влияния, критерии для коррозии под действием переменного тока и безопасности. Рекомендует пороговые значения плотности тока $30 - 100 \text{ А/м}^2$. Является наиболее полным практическим руководством.	Используется энергетическими и трубопроводными компаниями для проектов и оценки рисков по всему миру. Содержит рекомендации по защитным мерам.
DIN EN 50443:2019 (Германия, ЕС)	Фокус на безопасности персонала и оборудования от опасных наведённых напряжений (аварийный и нормальный режим). Содержит методики расчёта наведённых напряжений и токов.	Является стандартом по электробезопасности. Обязателен к применению в ЕС при оценке совместного прохождения коммуникаций. Обеспечивает безопасность, но не решает вопросы долгосрочной коррозии.

и является не прямым аналогом, а скорее стандартом по безопасности.

Наиболее близкими по охвату (коррозия и влияние) являются ГОСТ 9.922—2024 и NACE SP21477—2021.

Главное различие в методологии подходов: ГОСТ 9.922—2024 предлагает детерминированную методологию с акцентом на расчеты и однозначные критерии, а NACE SP21477—2021 — стохастическую методологию, ориентированную на гибкий, риск-ориентированный и вероятностный подход, где мониторинг и анализ данных — основа для решений. NACE SP21477—2021 идеален для интеграции в системы управления проектированием (предпроектная стадия) и целостностью трубопроводов, требующие оценки вероятности отказов, в то время как ГОСТ 9.922—2024 предоставляет четкий алгоритм для инженерного проектирования и проверяющих органов, минимизирующий субъективизм (проектная документация). Следовательно, методики не исключают, а дополняют друг друга: детерминированный подход позволяет выявить зоны риска, а вероятностная оценка — эффективно контролировать эти риски на протяжении жизненного цикла.

Если ГОСТ 9.922—2024 оценивает угрозу, усугубляя методы и критерии оценки, то ранее введенный, в апреле 2022 г., ГОСТ Р 9.604—2021 «Единая система защиты от коррозии и старения. Устройства защиты от коррозии переменным током. Общие технические требования» регламентирует средства и методы защиты, задавая единые технические требования к устройствам защиты трубопровода (УЗТ) от индуцированного переменного тока для устранения выявленной угрозы.

Таким образом, ГОСТ 9.922—2024 является современным, конкурентоспособным стандартом, который находится в русле международной тенденции, превосходит их по глубине проработки инженерных методик и степени детализации математического аппарата, а в совокупности с ГОСТ Р 9.604—2021 создает замкнутый нормативный цикл проектирования средств защиты от коррозии с уче-

том индуктивного влияния ВЛ различной конфигурации.

Стоит отметить, что для обоснования решений на международном уровне следует ссылаться на ISO 18086 и NACE SP21477—2021. ГОСТ 9.922—2024 и ГОСТ Р 9.604—2021 применим на территории России и стран СНГ.

Рассмотрим действующие отраслевые нормативные документы: СТО Газпром 9.0-001—2009, СТО Газпром 9.0-003—2020, РД-17.220.00-КТН-151—10, РД-91.020.00-КТН-170—17.

В СТО Газпром 9.0-001—2009 «Защита от коррозии. Основные положения» приводятся вероятности коррозионной опасности:

— «отсутствует» при плотности переменного тока менее 30 А/м^2 , дополнительные меры не требуются;

— «возможна» при плотности переменного тока $30 - 100 \text{ А/м}^2$, требуется контроль;

— «вероятна» при плотности переменного тока более 100 А/м^2 , требуются технические решения по ограничению воздействия.

В СТО Газпром 9.0-003—2020 «Защита от коррозии. Проектирование электрохимической защиты подземных сооружений» приводится методика расчёта наведённого напряжения, а также его ограничения по предельному напряжению касания (60 В) и критическому значению разности потенциалов «труба—земля». Критическое значение потенциала «труба—земля» рассчитывается по критической плотности переменного тока на дефекте.

В нормативных документах ПАО «Транснефть» РД-17.220.00-КТН-151—10 «Методика определения воздействия ВЛ-110 кВ и выше на коррозию нефтепровода и мероприятия по защите трубопровода» и РД-91.020.00-КТН-170—17 «Нормы проектирования электрохимической защиты магистральных трубопроводов и сооружений НПС» в качестве критического значения плотности переменного тока принимается значение 20 А/м^2 . Критическое значение разности потенциалов «труба—земля» рассчитывается по аналогии с СТО Газпром 9.0-003—2020.

Следует отметить, что в отраслевых нормативных документах, в отличие от ГОСТ 9.922–2024, не учитывается влияние конфигурация ВЛ, а при расчете критического значения разности потенциалов «труба–земля» не учитывается влияние катодной защиты на удельное сопротивление грунта у дефекта, что указывает на необходимость их пересмотра в соответствии с имеющимися научно-техническими достижениями в области моделирования влияния ВЛ на МТ.

Результаты и обсуждение

В ходе обзора и систематизации информации получены следующие результаты, достигнутые современными исследователями:

1) подтверждены фундаментальные механизмы и влияющие факторы: механизмом АС-коррозии является фарадеевское выпрямление [15, 16], экспериментальные исследования доказали значительное влияние на скорость процесса рН грунта и выявили нелинейную зависимость скорости коррозии от плотности тока [16, 18–20], выявлены значения плотности переменного тока коррозии, при которых скорость коррозии минимальна 16–30 А/м² [18, 19];

2) анализ показал, что традиционный контроль по потенциалу «труба–земля» становится недо-стоверным при значительном уровне переменных помех [16, 22–25], что требует перехода к мониторингу плотности переменного тока и применения специализированных УЗТ на опасных участках;

3) установление пороговых значений для риска АС-коррозии: требующие контроля — 20–100 А/м², при этом ключевое значение имеет значение постоянного тока (более 1 А/м²) и отношение плотностей переменного и постоянного тока не менее 3, требующие специальных УЗТ: более 100 А/м²;

4) результаты моделирования электромагнитного влияния: современные расчётные модели повышают оценку на 15–30 % [14, 26–29]; наряду с детерминированными методами расчёта развиваются стохастические (вероятностные) [15, 16, 31, 32];

5) нормирование параметров в международных и национальных стандартах базируется на актуальных научных представлениях.

Сравнительный анализ нормативных подходов показал:

1) различие методологических подходов:

— детерминированный подход российских нормативных документов ГОСТ 9.922–2024, СТО Газпром 9.0-003–2020, РД-91.020.00-КТН-170–17;

— вероятностный (риск-ориентированный) подход NACE SP21477–2021;

2) различие в пороговых значениях национальных стандартов, с которых появляется вероятная угроза коррозии переменным током 20 А/м², в ГОСТ 9.922–2024 и 30 А/м² в зарубежных NACE SP21477–2021 и ISO 18086:2019;

3) несоответствие отраслевых Российских стандартов вступившему в силу в 2025 г. ГОСТ 9.922–2024.

Выявлены пока не решенные проблемы:

1) отсутствие универсальных прогнозных моделей: детерминированные модели плохо работают в сложных полевых условиях с неоднородным грунтом, износом изоляции и динамически меняющейся нагрузкой ВЛ и ЭЖД;

2) недостаточная интеграция данных мониторинга: нет отработанных методик для оперативного использования данных о плотности тока и потен-

циале в системах управления целостностью трубопроводов;

3) «стареющая» инфраструктура: слабо изучено влияние индуктивного влияния на МТ с деградировавшим изоляционным покрытием, где коррозионные процессы носят особенно опасный локальный характер;

4) необходимость адаптации Российских стандартов под риск-ориентированный подход, смещающий фокус с фиксированных лимитов на оценку вероятности отказа.

Таким образом:

1) угроза АС-коррозии требует принципиально новых подходов к контролю и мониторингу, управлению коррозионной надёжностью МТ;

2) в то же время требуется осмысление и проверка пороговых значений, так как при анализе научных и нормативных источников они представлены в виде диапазонов: минимальных значений, при превышении которых существует угроза АС-коррозии (лежит в диапазоне от 16–30 А/м²), и предельных значений, при которых отмечается неэффективность катодной защиты (лежит в диапазоне 100–200 А/м²);

3) актуальные стандарты задают необходимый минимум, но для прорывного повышения надёжности необходимы интеллектуальные адаптивные системы, способные предсказывать и парировать коррозионные угрозы в реальном времени;

4) обеспечение целостности трубопроводов в зонах влияния ВЛ лежит в области риск-ориентированного подхода, основанного на вероятностных моделях и непрерывном мониторинге, а не на соблюдении жестких нормативных порогов.

Полученные результаты указывают на системный кризис классического детерминированного подхода к защите, основанного на фиксированных пороговых значениях потенциала. Главным парадоксом является возможность развития коррозии при формальном соблюдении нормативных требований к потенциалу катодной защиты. Это диктует необходимость смены парадигмы: перехода от контроля состояния к управлению риском. Таким управлением могут стать вероятностные модели, учитывающие неоднородность грунта и изменение его свойств в течение года; состояние покрытия и его старение; распределение защитных токов и потенциалов, а также нагрузки ВЛ и нелинейные электрохимические эффекты. Технологической основой для этого перехода являются адаптивные системы мониторинга и защиты с элементами «интернета вещей», способные в реальном времени анализировать плотности переменного и постоянного токов и корректировать режим работы установок ЭХЗ. Отсутствие открытой статистики по пересечениям и сближениям инфраструктуры подтверждает ведомственный характер проблемы и усложняет макромасштабный анализ рисков, оставляя актуальными методы локального геоинформационного моделирования.

Таким образом, дальнейший прогресс в области защиты МТ от влияния ВЛ лежит в плоскости объединения классических знаний о коррозии и электрохимической защите с методами науки о больших данных. Это позволит перейти от устранения последствий воздействий (реактивный подход) к прогнозированию поведения системы в будущем на основе анализа данных (предиктивный подход) и опережающему обеспечению целостности МТ (превентивный подход).

Заключение

В результате исследования систематизированы современные научные представления и нормативные требования в области оценки влияния высоковольтных линий и электрифицированных железных дорог на переменном токе на коррозионную безопасность магистральных трубопроводов; классифицированы исследования по ключевым проблемным областям и установлены основные физико-химические механизмы, количественные критерии оценки и пределы применимости традиционных методов контроля; проведена оценка и интерпретация решенных и нерешенных проблем; намечен вектор дальнейших изысканий.

Обзор свидетельствует о высоком уровне изученности физических основ проблемы влияния высоковольтных линий на магистральные трубопроводы. Таким образом, физико-химические основы влияния (индуктивное воздействие, механизм АС-коррозии) можно считать установленными. Сформированная научная и нормативная база обеспечивает необходимый фундамент для инженерной практики.

Ключевой современный вызов носит не теоретический, а методологический и прикладной характер. Он связан с переходом от расчетов для идеализированных условий к обеспечению надежности сложной, неоднородной и стареющей инфраструктуры. Отсюда вытекают основные направления дальнейших исследований:

- разработка и внедрение цифровых вероятностных моделей (цифровых двойников) для оценки коррозионного риска с учетом всех факторов;
- создание и стандартизация адаптивных интеллектуальных систем катодной защиты, интегрирующих мониторинг плотностей переменного и постоянного токов в реальном времени;
- эволюция нормативной базы в сторону риск-ориентированных принципов.

Дальнейший прогресс в области защиты магистральных трубопроводов от влияния высоковольтных линий лежит в плоскости объединения классических знаний о коррозии и электрохимической защите с методами науки о больших данных. Это позволит перейти от устранения последствий воздействий (реактивный подход) к прогнозированию поведения системы в будущем на основе анализа данных (предиктивный подход), а также к опережающему обеспечению целостности магистральных трубопроводов (превентивный подход).

Список источников / References

1. Baekmann W., Schwenk W. Handbuch des katodischen Korrosionsschutzes. Verlag Chemie. 1980. 465 s. (In Germ.).
2. Sommerfeld A. Über die Ausbreitung der Wellen in der drahtlosen Telegraphie. *Annalen der Physik*. 1909;333(28):665–736. <https://doi.org/10.1002/andp.19093330402>. (In Germ.).
3. Carson J. Wave Propagation in Overhead Wires with Ground Return. *Bell System Technical Journal*. 1926;5(10):539–554.
4. Pollaczek F. Über das Feld einer unendlich langen wechselstrom durchflossenen einfachleitung. *Electrische Nachrichten Technik*. 1926;3(4):339–359. (In Germ.).
5. Бурсиан В. Р., Фок В. А. Электромагнитное поле переменного тока в цепи с двумя заземлениями // Журнал Русского физико-химического общества. 1926. Т. 58, Вып. 2. С. 355–363.
6. Bursian V. R., Fok V. A. Elektromagnitnoye pole peremennogo toka v tsepi s dvumya zazemleniyami. *Zhurnal Russkogo*

Fiziko-Khimicheskogo Obshchestva. 1926;58(2):355–363. (In Russ.).

6. Dawalibi F. P., Southey R. D. Analysis of electrical interference from power lines to gas pipelines. I. Computation methods. *IEEE Transactions on Power Delivery*. 1989;4(3):1840–1846. <https://doi.org/10.1109/61.32680>.
7. Дмитриев В. И. Электромагнитные поля в неоднородных средах. Москва: Издательство МГУ им. М. В. Ломоносова, 1969. 131 с.
8. Dmitriyev V. I. Elektromagnitnyye polya v neodnorodnykh sredakh. Moscow, 1969. 131 p. (In Russ.).
8. Толстая М. А., Иоффе Э. И., Потемкинская И. В. Влияние переменного тока промышленной частоты на электрокоррозию стали // Газовое дело. 1963. № 3.
9. Tolstaya M. A., Ioffe E. I., Potemkinskaya I. V. Vliyaniye peremennogo toka promyshlennoy chastoty na elektrokorrroziyu stali. *Gazovoye Delo*. 1963;3. (In Russ.).
9. Толстая М. А., Иоффе Э. И., Потемкинская И. В. Электрохимическая коррозия стальных подземных сооружений переменным током промышленной частоты // Газовое дело. 1964. № 3.
10. Tolstaya M. A., Ioffe E. I., Potemkinskaya I. V. Elektrokhimicheskaya korroziya stal'nykh podzemnykh sooruzheniy peremennym tokom promyshlennoy chastoty. *Gazovoye Delo*. 1964;3. (In Russ.).
10. Толстая М. А., Иоффе Э. И., Потемкинская И. В. Влияние соледержания, ионного состава, величины pH и степени аэрации грунта на коррозию подземных стальных трубопроводов под действием переменного тока // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. 1964. № 1. С. 16–24.
11. Tolstaya M. A., Ioffe E. I., Potemkinskaya I. V. Vliyaniye solesoderzhaniya, ionnogo sostava, velichiny pH i stepeni aeratsii grunta na korroziyu podzemnykh stal'nykh truboprovodov pod deystviyem peremennogo toka. *Transport i Khreneniye Nefti i Nefteproduktov*. 1964;1:16–24. (In Russ.).
11. Стрижевский И. В., Дмитриев В. И. Теория и расчет влияния электрифицированной железной дороги на подземные металлические сооружения. М.: Изд-во литературы по строительству, 1967. 247 с.
12. Strizhevskiy I. V., Dmitriyev V. I. Teoriya i raschet vliyaniya elektrifitsirovannoy zheleznoy dorogi na podzemnyye metallicheskiye sooruzheniya. Moscow, 1967. 247 p. (In Russ.).
12. Goidanich S., Lazzari L., Ormellese M. AC corrosion — Part 1: Effects on overpotentials of anodic and cathodic processes. *Corrosion Science*. 2010;52(2):491–497. <https://doi.org/10.1016/j.corsci.2009.10.005>. EDN: NWNDTJ.
13. Xu L. Y., Su X., Cheng Y. F. Effect of alternating current on cathodic protection on pipelines. *Corrosion Science*. 2013;66:263–268. <https://doi.org/10.1016/j.corsci.2012.09.028>.
14. Крапивский Е. И., Яблучанский П. А. Алгоритм расчета электромагнитного влияния линии электропередачи переменного тока на подземный трубопровод // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2013. № 2. С. 213–224. EDN: RGRCIJ.
15. Krapivsky E. I., Yabluchansky P. A. Algorithm for ac transmission line electromagnetic effect on underground pipework. *Mining Informational and Analytical Bulletin (Scientific and Technical Journal)*. 2013;2:213–224. EDN: RGRCIJ. (In Russ.).
15. Efarahani E. M., Su Yu., Chen X. [et al.]. AAC corrosion of steel pipeline under cathodic protection: A state-of-the-art review. *Materials and Corrosion*. 2024;75(3):290–314. <https://doi.org/10.1002/maco.202313955>. EDN: TXEHUS.
16. Zhou Q., Wang H. Probabilistic Performance Evaluation of Cathodically Protected Pipeline Considering AC Corrosion. Final Report for PHMSA Project no. 900. University of Akron, Rutgers University, 2024.
17. Zhang S., Li Z., Yang C., Gou J. The AC Corrosion Mechanisms and Models: A Review. *Corrosion*. 2020;76(2):188–201. <https://doi.org/10.5006/3362>.

18. Ракито О. Н., Агинея Р. В. Экспериментальное исследование зависимости скорости коррозии металла от плотности переменного синусоидального тока промышленной частоты // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. 2024. Т. 14, № 3. С. 272–281. <https://doi.org/10.28999/2541-9595-2024-14-3-272-281>. EDN: HRFBCT.
- Rakito O. N., Aginey R. V. Experimental study of dependence of metal corrosion rate on density of alternating sinusoidal current of industrial frequency. *Science & Technologies: Oil and Oil Products Pipeline Transportation*. 2024;14(3):272–281. <https://doi.org/10.28999/2541-9595-2024-14-3-272-281>. EDN: HRFBCT. (In Russ.).
19. Zhu W., Xu Ch., Wang Y., Wang X. Studying the factor limitations of AC corrosion on pipelines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024;2760(1):012058. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2760/1/012058>.
20. Yang J., Zhu M., Le Z., Zhao B. [et al.]. Influence of alternating current on corrosion behavior of X100 steel in Golmud soil simulated solution with different pH. *International Journal of Electrochemical Science*. 2020;15(10):10423–10431. <https://doi.org/10.20964/2020.10.28>.
21. Lan W., Wei B., Li Q. [et al.]. Corrosion mechanisms of pipelines with adjacent coating defects under AC interference: An interfacial process analysis. *Materials & Design*. 2025;256:114295. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2025.114295>.
22. Büchler M. On the mechanism of cathodic protection and its implications on criteria including AC and DC interference conditions. *Corrosion*. 2020;76(5):451–463. <https://doi.org/10.5006/3379>.
23. Olesen A. J., Dideriksen K., Nielsen L. V., Møller P. Corrosion rate measurement and oxide investigation of AC corrosion at varying AC/DC current densities. *Corrosion*. 2019;75(9):1026–1033. <https://doi.org/10.5006/3168>.
24. Chen L., Du Y., Liang Y. [et al.] Research on dynamic alternating current corrosion behavior of X65 pipeline steel under cathodic protection. *Corrosion*. 2023;79(5):471–485. <https://doi.org/10.5006/4240>.
25. Laughorn T. Effects of AC interference on pipelines under cathodic protection and cathodic disbondment of pipeline coatings. *Honors Research Projects*. Williams Honors College, 2024. P. 1866. URL: https://ideaexchange.uakron.edu/honors_research_projects/1866. (accessed: 10.03.2026).
26. Суслов К. В., Крюков А. В., Илюшин П. В. [и др.]. Моделирование электромагнитных влияний многопроводных тяговых сетей на трубопроводы // iPolytech Journal. 2023. Т. 27, № 3. С. 552–564. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-3-552-564>. EDN: PGNVMM.
- Suslov K. V., Kryukov A. V., Ilyushin P. V. [et al.]. Modeling of electromagnetic influences of multi-wire traction networks for pipelines. *iPolytech Journal*. 2023;27(3):552–564. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2023-3-552-564>. EDN: PGNVMM. (In Russ.).
27. Булатов Ю. Н., Крюков А. В., Воронина Е. В., Крюков А. Е. Учёт влияния трубопроводов на электромагнитные поля тяговых сетей // Системы. Методы. Технологии. 2025. № 4(68). С. 41–48. <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2025-4-41-48>. EDN: TNKGPW.
- Bulatov Yu. N., Kryukov A. V., Voronina E. V., Kryukov A. E. Consideration of the influence of pipelines on the electromagnetic fields of traction networks. *Systems Methods Technologies*. 2025;4(68):41–48. <https://doi.org/10.18324/2077-5415-2025-4-41-48>. EDN: TNKGPW. (In Russ.).
28. Крюков А. В., Суслов К. В., Крюков А. Е. Моделирование электромагнитных влияний тяговых сетей, оснащенных средствами компенсации реактивной мощности на трубопроводы // Интеллектуальная электротехника. 2024. № 3 (27). С. 65–81. EDN: EWTBSF.
- Kryukov A. V., Suslov K. V., Kryukov A. E. Modeling of electromagnetic influences of traction networks equipped with reactive power compensation means on pipelines. *Smart Electrical Engineering*. 2024;3(27):65–81. EDN: EWTBSF. (In Russ.).
29. Крюков А. В., Илюшин П. В., Суслов К. В., Крюков А. Е. Учет транспозиции проводов при моделировании электромагнитных влияний ЛЭП на трубопроводы // Электричество. 2023. № 3. С. 22–34. <https://doi.org/10.24160/0013-5380-2023-3-22-34>. EDN: SFONVO.
- Kryukov A. V., Ilyushin P. V., Suslov K. V., Kryukov A. E. Consideration of Wire Transposition in Modeling the Electromagnetic Effects of Power Lines on Pipelines. *Elektrichestvo*. 2023;3:22–34. <https://doi.org/10.24160/0013-5380-2023-3-22-34>. EDN: SFONVO. (In Russ.).
30. Zhang Ya., Li L. Study of alternating current transmission line interference on long-distance pipelines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2025;2993(1):012066. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2993/1/012066>.
31. Markić M., Arat S., Fürbeth W. Effect of AC interference on the corrosion behavior of cathodically protected mild steel in an artificial soil solution. Part I: Investigation on formed corrosion product layer. *Materials and Corrosion*. 2022;73(1):45–54. <https://doi.org/10.1002/maco.202112640>. EDN: WPIDFA.
32. Kere K., Huang Q. Development of probabilistic failure pressure models for pipelines with single corrosion defect. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. 2022;197:104656. <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2022.104656>. EDN: GHXMVG.
33. Thompson I., Martin P. AC corrosion monitoring on high pressure pipelines. *CORROSION 2015*. 2015. Paper NACE–2015–5470.
34. Budiman F., Rahmawati D., Aulia D. [et al.]. Integrating IoT-enabled automated impressed current cathodic protection systems with metal potential monitoring: a digital technology approach to address corrosion for promoting environmental ecosystem conservation. *Measurement*. 2026;258:119167. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2025.119167>. EDN: KXMNQA.
- Вклад авторов:**
Ю. А. Краус. Сбор и анализ нормативных и научных источников за последние 5 лет, написание основного текста статьи, построение схем, критический анализ полученных результатов, редактирование и правка текста статьи.
К. С. Маркелова. Сбор и анализ научных источников предшествующего периода, подготовка исторической справки, редактирование текста статьи.
- Authors' contribution:**
Yuriy A. Kraus. Collection and analysis of regulatory and scientific sources over the past 5 years, writing the main text of the article, construction of diagrams, critical analysis of the obtained results, editing and revision of the article.
Kseniya S. Markelova. Collection and analysis of scientific sources from the preceding period, preparation of the historical background, editing of the article.
- Информация об авторах:**
КРАУС Юрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» Омского государственного технического университета, г. Омск.
SPIN-код: 5892-9449
AuthorID (РИНЦ): 686006
ORCID: 0000-0002-0660-7896
AuthorID (SCOPUS): 56503666900
ResearcherID: H-4404-2016
e-mail: omgtu.feom@yandex.ru
МАРКЕЛОВА Ксения Сергеевна, старший преподаватель кафедры «Электроснабжение железнодоро-

рожного транспорта» Омского государственного университета путей сообщения, г. Омск.

SPIN-код: 8406-8918

AuthorID (РИНЦ): 648187

ORCID: 0000-0001-6316-0659

e-mail: markelovaks.omgups@gmail.com

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Статья поступила в редакцию 05.02.2026; одобрена после рецензирования 25.02.2026; принята к публикации 16.03.2026.

Information about the authors:

KRAUS Yuriy Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Oil and Gas Storage, Standardization and Certification Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 5892-9449

AuthorID (RSCI): 686006

ORCID: 0000-0002-0660-7896

AuthorID (SCOPUS): 56503666900

ResearcherID: H-4404-2016

e-mail: omgtu.feom@yandex.ru

MARKELOVA Kseniya Sergeyevna, Senior Lecturer of the Electric Power Supply of Railway Transport Department, Omsk State Transport University, Omsk.

SPIN-code: 8406-8918

AuthorID (RSCI): 648187

ORCID: 0000-0001-6316-0659

e-mail: markelovaks.omgups@gmail.com

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 article was submitted 05.02.2026; approved after reviewing 25.02.2026; accepted for publication 16.03.2026.

ДИАГНОСТИКА И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ВОДНЫХ ФИЛЬТРОВАЛЬНЫХ УСТАНОВОК С КВАРЦЕВЫМ ПЕСКОМ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА МОРФОЛОГИИ И ЭЛЕМЕНТНОГО СОСТАВА ФИЛЬТРУЮЩЕГО МАТЕРИАЛА

А. А. Теплоухов¹✉, Д. В. Постников¹, А. Р. Закранцов¹, К. Е. Грязнов²

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

²ООО «ТКС», Россия, 644012, г. Омск, ул. Малиновского, 14, к. 2

✉ a.a.lektor@mail.ru

Статья посвящена исследованию работы кварцевого песка как фильтрующего материала для систем водоподготовки теплоснабжающих установок, а также разработке количественных критериев для прогнозирования срока его службы. Установлено, что в процессе эксплуатации фильтра кварцевый песок трансформируется в композитный материал с покрытием из оксидов алюминия и железа, которые образуются в результате адсорбции и осаждения ионов из исходной воды.

Методами растровой электронной микроскопии и энергодисперсионного анализа обнаружено, что при работе фильтра на исходной воде с содержанием $Al \approx 0,58$ мг/л и $Fe \approx 0,44$ мг/л происходит значительное изменение микрорельефа поверхности частиц песка с развитием микропор. Установлено, что достижение массовых долей алюминия и железа в кварцевом песке порядка 11,78 и 7,11 % является индикатором предельной выработки адсорбционной ёмкости фильтра и обоснованием для планирования его замены.

Предложенный подход позволяет осуществить переход от календарного регламента к прогностическому управлению сроком службы фильтра, а также обеспечивает предотвращение превышения предельно допустимой концентрации загрязнителей в сетевой воде и оптимизацию затрат на водоподготовку.

Ключевые слова: водоподготовка, кварцевый песок, фильтрация, адсорбция, растровая электронная микроскопия, энергодисперсионный анализ

Для цитирования: Теплоухов А. А., Постников Д. В., Закранцов А. Р., Грязнов К. Е. Диагностика и прогнозирование срока службы водных фильтровальных установок с кварцевым песком на основе анализа морфологии и элементного состава фильтрующего материала. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 33–38. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-33-38>. EDN: JOUVHG.



© Теплоухов А. А., Постников Д. В., Закранцов А. Р., Грязнов К. Е., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DIAGNOSTICS AND PREDICTIONS OF THE SERVICE LIFE OF WATER SILT WITH QUARTZ SAND BASED ON ANALYSIS OF MORPHOLOGY AND ELEMENT COMPOSITION OF THE FILTER MATERIAL

A. A. Teploukhov¹✉, D. V. Postnikov¹, A. R. Zakrantsov¹, K. E. Gryaznov²

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

²LLC "TKS", Malinovskogo St., 14, bld. 2, 644012, Omsk, Russia

✉ a.a.lektor@mail.ru

The paper considers the investigation of quartz sand as a filter material for water treatment systems of heat supply installations and to the development of quantitative criteria for forecasting its service life.

The quartz sand filter is transformed into a composite material covered with aluminum and iron oxides, which are formed because of adsorption and deposition of ions from the source water during operation.

With the methods of electron microscopy and energy dispersion analysis it has been found that when a filter is operated on source water with an $Al \approx 0.58 \text{ mg/l}$ and $Fe \approx 0.44 \text{ mg/l}$, there is a significant change in the microlattice surface of the sand particles with the development of the micropore. The authors established that the achievement of mass proportions of aluminum and iron in quartz sand of the 11.78 and 7.11 % order is an indicator of the maximum capacity of the filter adsorption and a justification for planning its replacement.

The proposed approach enables a transition from a calendar-based maintenance schedule to a predictive management of the filter's service life, prevents the exceedance of permissible concentration limits of contaminants in network water and the optimization of costs for water preparation.

Keywords: water preparation, quartz sand, filtration, adsorption, raster electron microscopy, energy dispersion analysis

For citation: Teploukhov A. A., Postnikov D. V., Zakrantsov A. R., Gryaznov K. E. Diagnostics and predictions of the service life of water silt with quartz sand based on analysis of morphology and element composition of the filter material. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):33–38. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-33-38>. EDN: JOUVHG. (In Russ.).



© Teploukhov A. A., Postnikov D. V., Zakrantsov A. R., Gryaznov K. E., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Процессы подготовки и очистки воды имеют важное значение для обеспечения надежной и экономической эксплуатации объектов теплоэнергетики (котельных установок, тепловых систем отопления и т. д.). Тепловые нагрузки требуют ограничения допустимой величины отложений на поверхностях теплообмена, в результате проявляются жесткие требования к химическому составу используемой воды в теплоэнергетическом оборудовании [1]. В системах теплоснабжения с открытым водоразбором, характерных для застройки старых районов городов и поселков и используемых для забора горячей воды из тепловой сети, требуется одновременное соблюдение технологической и санитарно-гигиенической надежности сетевой воды. В общем случае вода берется из естественных источников, содержащих в себе различные взвешенные вещества: соли, растворенные формы металлов и газов [2].

Действующие нормативные документы (СанПиН 2.1.4.1074–01, ГОСТ 31870–2012) регламентируют предельно допустимые концентрации вредных химических веществ в составе воды, в том числе железа и алюминия. Для алюминия предельно допустимая концентрация (ПДК) составляет 0,5 мг/л, а для железа — 0,3 мг/л. Повышенная концентрация алюминия в воде может приводить к ускоренной коррозии металлических теплоэнергетических конструкций [3]. Железо, растворенное в воде для нагревательных котлов, вызывает формирование слизи на стенках оборудования, недопустимо ускоряя образование слоя железистых отложений, что приводит к снижению производительности и коррозионному разрушению [4]. Повышенные концентрации железа в воде приводят к преждевременной коррозии и быстрому износу металлических труб водораспределения [5]. Более того, превышение ПДК указанных элементов оказывает негативное влияние на организм и здоровье населения при длительном воздействии [6].

Эффективность и надежность систем водоподготовки во многом определяется состоянием и режимом работы фильтровальных установок, расположенных на начальных ступенях технологической

схемы очистки воды. Песчано-кварцевая фильтрация — распространенный метод удаления примесных загрязнений на начальных этапах как для питьевой, так и для технической воды.

Кварцевый песок (SiO_2) является традиционно-применяемым материалом в качестве фильтрующего материала для водных фильтровальных установок. Данный материал представляет собой твердый износостойкий силикатный минерал молочно-белого или полупрозрачного цвета. Фильтрующие материалы из кварцевого песка устойчивы к сжатию и истиранию, проявляют химическую стойкость и обладают высокой очистительной способностью. Научные исследования свидетельствуют о выраженной адсорбционной способности кварцевого песка по отношению к ряду катионов и анионов, включая тяжелые металлы, железо и фосфаты [7]. Опыт эксплуатации песчаных фильтров свидетельствует о том, что конечный срок службы фильтрующего элемента определяется совокупным влиянием физического истирания, зарастания биопленками, а также накоплением оксидов металлов и изменением гранулометрического состава [8]. Рекомендуемая периодичность замены песчаного фильтра для котлов горячего водоснабжения составляет 3–6 месяцев.

В отечественной практике замены кварцевого песка в фильтрах для водоподготовки котельных установок часто связаны с периодами текущих и капитальных ремонтов. Досрочная закупка и хранение больших объемов загрузки экономически невыгодны, а отсутствие фильтрующего материала в момент выхода фильтра из строя может привести к подаче населению воды, не соответствующей нормам, или к нарушению технологических режимов производства. В этих условиях необходим переход от регламентного календарного подхода к прогнозному управлению сроком службы фильтра, основанному на объективных диагностических критериях.

Современные методы растровой электронной микроскопии (РЭМ) в сочетании с энергодисперсионным анализом (ЭДА) могут быть применены для исследования поверхности и элементного состава фильтрующих материалов.



Рис. 1. Установка ФОВ
Fig. 1. Installation of the water purification filter

Целью данной работы является определение эффективности кварцевого песка для использования в водных фильтрах и прогнозирование срока службы механических фильтров на его основе. В работе представлено исследование зависимости изменения морфологии и элементного состава кварцевого песка методами РЭМ и ЭДА, а также сопоставление этих изменений с динамикой содержания алюминия и железа в предочищенной воде в рамках методики установки критерия по срокам замены кварцевого наполнителя.

Материалы и методы

Кварцевый песок для исследования отобран из фильтра отчистки воды (ФОВ) действующей си-

стемы водоподготовки теплофикационной котельной Завода технического угля (г. Омск). Установка ФОВ представлена на рис. 1.

Высота фильтра составляет 4370 мм; диаметр — 3000 мм; высота фильтрующего слоя, состоящая из кварцевого песка, — 1000 мм; объем фильтрующего материала — 7,1 м³; средняя производительность фильтра — 70 м³/час. Данная установка в течение трех лет эксплуатировалась на предприятии для подпитки нагревательного котла (регламентированный срок службы кварцевого песка в фильтровальной установке — 3 года; соответственно, по истечению данного срока происходит его замена), а суммарный объем воды, прошедший через установку, составил 67 392 м³. Всего на предприятии работает не менее пяти таких водоочистительных установок.

В качестве фильтрующего материала используется фракционированный кварцевый песок (SiO₂) с диапазоном гранулометрических фракций 0,8–2,0 мм и средней плотностью — 2650 кг/м³. В ходе эксплуатации фильтра песчаная фракция один раз в сутки перемешивается с воздухом или потоком воды изнутри, что соответствует типичной практике эксплуатации песчаных фильтров водоочистки.

Исходная неочищенная вода, очищаемая установкой ФОВ, характеризовалась следующими типичными концентрациями анализируемых элементов: Al ≈ 0,58 мг/л, Fe ≈ 0,44 мг/л. Эти значения превышали требования СанПиН 2.1.4.1074–01 к сетевой воде для открытых систем теплоснабжения, устанавливающего ПДК алюминия в 0,5 мг/л и суммарного железа в 0,3 мг/л. Аналогичные уровни ПДК для алюминия и железа приводятся в рекомендациях ВОЗ и национальных руководствах ряда стран (0,05–0,2 мг/л для Al и 0,1–0,3 мг/л

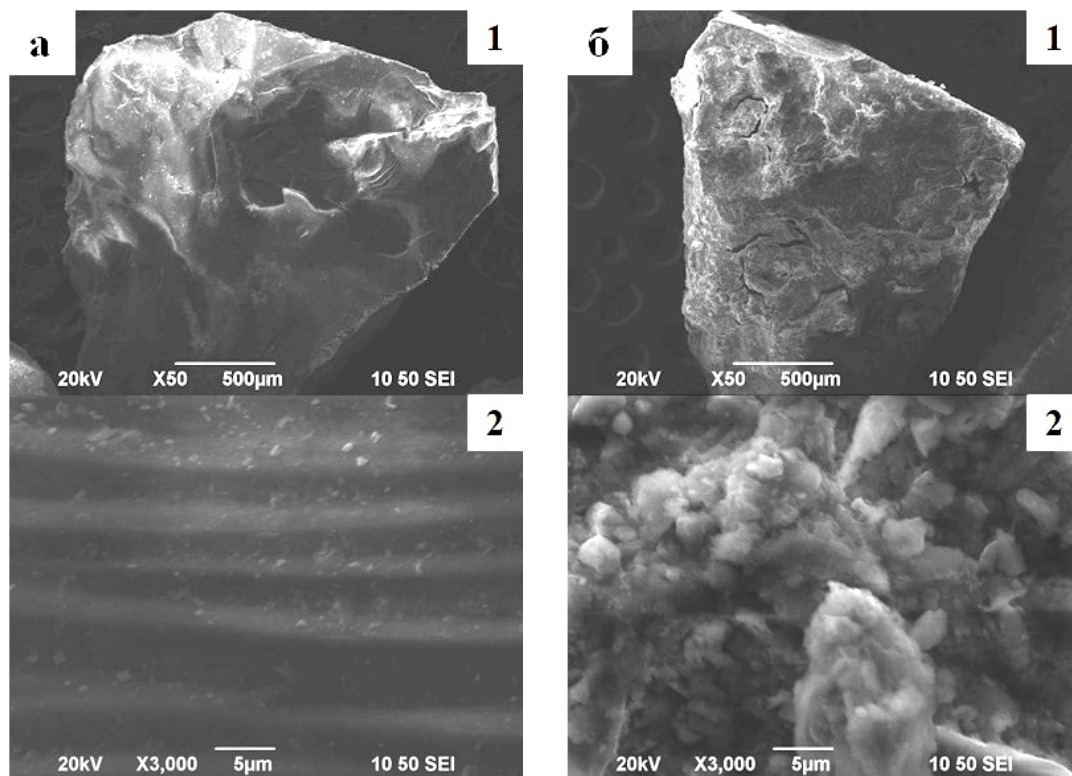


Рис. 2. Микрофотографии частиц кварцевого песка:
а — до эксплуатации; б — после эксплуатации при увеличении в: 1) 50 крат; 2) 3000 крат
Fig. 2. Microphotographs of quartz sand particles:
a — before operation; б — after operation at magnifications of: 1) 50 times; 2) 3000 times

Таблица 1. Элементный состав частиц песка, полученный методом ЭДА
Table 1. Elemental composition of sand particles obtained by EDX method

Элемент	Концентрация, масс. %	
	Исходный образец	Образец после эксплуатации
O	56,19	54,06
Mg	—	0,86
Al	—	11,78
Si	43,81	23,61
K	—	1,64
Ca	—	0,94
Fe	—	7,11
Итого	100,00	100,00

для Fe), что подчёркивает необходимость эффективной очистки. Анализ химического состава воды определялся стандартным фотометрическим методом в соответствии с действующим ГОСТ 18165–2014.

Для исследования морфологии кварцевого песка использовался растровый электронный микроскоп Jeol JCM-5700, позволяющий визуализировать микрорельеф поверхности.

Перед определением элементного состава проводилась пробоподготовка образцов песка: кварцевый песок в течение суток сушился при температуре 105 °С, а затем прокаливался в муфельной печи 4 ч при температуре 500 °С для удаления органических соединений из объекта исследования. Для определения элементного состава использовалась приставка к растровому электронному микроскопу JED-3000.

Обсуждение результатов

На рис. 2 представлены микрофотографии частиц кремниевого песка при различном увеличении до и после эксплуатации в фильтре.

Микрофотографии образцов песка до и после эксплуатации (см. рис. 2) демонстрируют существенное изменение микрорельефа пористой структуры поверхности частиц песка. Поверхность исходной частицы кварцевого песка отличается относительно гладкой поверхностью с характерным «сколом» для песчинок кварца и некоторым количеством микроуглублений. Морфология частиц после эксплуатации в фильтрующих элементах характеризуется развитой морфологией с множеством микропор. На поверхности частиц наблюдаются множественные агрегаты, что особенно заметно при 3000-кратном увеличении. Данные агрегаты предположительно соответствуют оксидам алюминия и железа [9].

В ряде работ описано, что тонкие слои наночастиц оксида железа на поверхности кварцевого песка приводят к заметному увеличению шероховатости и пористости поверхности, благодаря чему повышается способность песка удалять тяжелые металлы и фосфаты из воды [10]. В некоторых работах подчеркивается, что старые фильтры зачастую работают эффективнее новых за счет накопления слоев оксидов металлов на поверхности фильтрующих частиц [11]. Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что кварцевый песок, помещаемый в рассматриваемую фильтровальную установку, не является инертной системой, а по мере эксплуатации трансформируется в композитный материал с ядром из SiO_2 и покрытием в виде оксидов металлов, предположительно алюминия и железа [12].

В табл. 1 приведены результаты ЭДА анализа частиц песка до и после эксплуатации в установке ФОВ.

Для исходного образца суммарный элементный состав представлен преимущественно кислородом и кремнием ~54 и ~36 % соответственно. В образце после эксплуатации помимо кремния и кислорода наблюдаются существенные концентрации алюминия и железа, составляющие ~12 и ~7 % соответственно. Кроме того, наблюдается появление щелочноземельных элементов, таких как калий и кальций. Описанная динамика изменения элементного состава согласуется с предположением о формировании на поверхности песка слоёв оксидов железа и алюминия за счёт адсорбции соответствующих ионов из воды. Определено, что доля железа в элементном составе песка возрастает по мере эксплуатации фильтра, а увеличение толщины оксидного слоя коррелирует с возрастанием эффективности удаления целевого загрязнителя до определённого предела, после чего наступает насыщение и снижение эффективности [13].

Определено, что в состав очищенной воды входит алюминий и железо в концентрациях ~0,14 и ~0,11 мг/л соответственно, что удовлетворяет требованиям СанПиН 2.1.4.1074–01, но находится на пределе разрешенных значений. В ходе эксплуатации фильтра проводился периодический контроль элементного состава фильтрующего материала. Было выявлено, что концентрация загрязняющих веществ в кварцевом песке не изменялась (или изменялась незначительно) в течение последних 4 месяцев работы фильтра и составила ~12 % для алюминия и ~7 % для железа. Данные факторы свидетельствуют о том, что за время эксплуатации фильтр приблизился к экстремуму своей адсорбционной емкости по алюминию и железу соответственно. Фильтр находился на пределе своей очищающей способности, а фильтрующий материал требовал замены.

Адсорбция на поверхности кремниевых материалов, таких как SiO_2 , характеризуется сложной нелинейной кинетикой, описываемой изотермами Ленгмюра и Фрейндлиха. Таким образом, при большом количестве загрязнений в воде (сорбата) и большом числе активных центров на кремнии скорость адсорбции высока и растет до того момента, пока активные центры не заполнятся, после чего адсорбция становится равномерной [14]. При этом алюминий и железо на поверхности кварцевого песка увеличивают число активных центров, из-за чего возрастает фильтрующая способность фильтра. По мере накопления загрязнений поверхностный

слой из оксидов алюминия и железа становится толще. Следовательно, снижается число активных центров. С течением времени оксидная пленка на поверхности частиц становится настолько толстой, что препятствует протеканию воды через фильтрующий материал (из-за сужения межзерновых каналов). В результате, загрязнители начинают вымываться с поверхности фильтрующего материала, вызывая дополнительное загрязнение воды [15].

Кроме того, по результатам ЭДА определено, что по мере эксплуатации снижается содержание кремния, которое вызвано его вымыванием из частиц SiO_2 . Таким образом, повышается количество микропор на поверхности. Данный фактор свидетельствует об увеличении числа активных центров в результате повышения площади поверхности и, как следствие, повышения области двойного слоя, наличие которого обуславливает адсорбционную способность SiO_2 по катионам металлов, из-за чего повышается эффективность кварцевого песка как фильтрующего материала [16].

Определено, что методы РЭМ совместно с ЭДА могут выступать как высокоточные методы для анализа и прогнозирования срока службы фильтровального материала водного фильтра на основе кварцевого песка. Полученные в работе концентрации алюминия (~12 %) и железа (~7 %) в составе кварцевого песка предполагается использовать в качестве критерия его максимальной выработки как фильтрующего материала.

Заключение

В ходе исследования проведен комплексный анализ работы фильтровальной установки ФОВ на основе кварцевого песка. Показано, что при исходных концентрациях $\text{Al} \approx 0,58$ мг/л и $\text{Fe} \approx 0,44$ мг/л фильтр обеспечивает снижение содержания алюминия и железа до ~0,14 и ~0,11 мг/л, что соответствует требованиям СанПиН 2.1.4.1074–01, рекомендациям ВОЗ и международным нормативам по качеству питьевой и сетевой воды.

Методами растровой электронной микроскопии и энергодисперсионного анализа определено, что в процессе эксплуатации кварцевый песок перестает быть инертным механическим очистителем. На его поверхности формируются агрегаты оксидов алюминия и железа, увеличиваются пористость и развитость микрорельефа, что обеспечивает значительный вклад адсорбционного механизма в удаление растворённых форм Al и Fe .

Установлено, что в момент, когда показатели качества предочистой воды по алюминию и железу на выходе ФОВ приближаются к предельным значениям по СанПиН 2.1.4.1074–01, массовые доли алюминия и железа в песке достигают порядка 11,78 и 7,11 % от общей массы элементов. Это позволяет интерпретировать указанные значения как порог насыщения адсорбента по Al и Fe .

Выявленный характер изменения состояния песка и эффективности очистки воды согласуется с нелинейными кинетическими моделями адсорбции для кремниевых материалов (изотермами Ленгмюра и Фрейндлиха), согласно которым на ранних стадиях эксплуатации наблюдается быстрый рост адсорбционной ёмкости, а по мере заполнения активных центров — её насыщение и последующее снижение производительности.

Предложен количественный критерий прогноза срока службы кварцевой загрузки механического фильтра: достижение массовых долей алюминия

и железа в кварцевом песке порядка ~12 и ~8 % следует рассматривать как критерий предельной выработки адсорбционной ёмкости фильтра по Al и Fe , а также как основание для планирования замены загрузки в ближайший ремонтный период. Указанный подход обеспечивает возможность заранее предотвращать превышение ПДК алюминия и железа в сетевой воде, позволяет оптимизировать затраты на закупку и замену загрузок, исключить излишнее возможное применение коагулянтов, повысить надёжность работы систем теплоснабжения и обеспечить устойчивое соблюдение санитарных нормативов по содержанию алюминия и железа.

Список источников / References

1. Бондаренко С. И., Лукина Г. В., Самаркина Е. В. Использование отходов слюды для очистки воды на объектах теплоэнергетики // Вестник ИРГСАХ. 2012. № 51. С. 104–111. EDN: OYZOGL.
2. Bondarenko S. I., Lukina G. V., Samarkina E. V. Application of mica waste for water treatment at thermal power facilities. *Vestnik IrGSHA*. 2012;51:104–111. EDN: OYZOGL. (In Russ.).
3. Maiyo J. K., Dasika S., Jafvert C. T. Slow sand filters for the 21st century: A review. *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2023;20(2):1019. <https://doi.org/10.3390/ijerph20021019>. EDN: DRVZOT.
4. Новиков Ю. В., Тулакин А. В., Цыплакова Г. В. [и др.]. Влияние продуктов коррозии и обрастания трубопроводов на качество питьевой воды // Гигиена и санитария. 1998. № 2. С. 10–13.
5. Novikov Yu. V., Tulakin A. V., Tsyplakova G. V. [et al.]. Influence of corrosion products and pipe fouling on drinking water quality. *Hygiene and Sanitation*. 1998;2:10–13. (In Russ.).
6. Сколубович Ю. Л., Войтов Е. Л., Цыба А. А. [и др.]. Технология очистки и утилизации поверхностных сточных вод и осадков // Academia. Архитектура и строительство. 2020. № 1. С. 131–137. <https://doi.org/10.22337/2077-9038-2020-1-131-137>. EDN: RXPUNK.
7. Skolubovich Yu. L., Voitov E. L., Tsyba A. A. [et al.]. Technology for cleaning and disposal surface waste water and sediments. *Academia. Architecture and Construction*. 2020;1:131–137. <https://doi.org/10.22337/2077-9038-2020-1-131-137>. EDN: RXPUNK. (In Russ.).
8. Tripathi V. K., Rajput T. B. S., Patel N. Performance of different filter combinations with surface and subsurface drip irrigation systems for utilizing municipal wastewater. *Irrigation Science*. 2014;32(5):379–391. <https://doi.org/10.1007/s00271-014-0421-z>. EDN: LFISEY.
9. Высоцкий С. П., Степаненко Т. И. Проблемы загрязнения питьевой воды соединениями алюминия, железа и меди // Вести Автомобильно-дорожного института. 2016. № 1. С. 96–104. EDN: WYBGDX.
10. Vysotskiy S. P., Stepanenko T. I. Problems of drinking water pollution by aluminum, iron and copper compounds. *Bulletin of the Automobile and Road Institute*. 2016;1:96–104. EDN: WYBGDX. (In Russ.).
11. Benjamin M., Sletten R., Bailey R. [et al.]. Sorption and filtration of metals using iron-oxide-coated sand. *Water Research*. 1996;30(11):2609–2620. [https://doi.org/10.1016/S0043-1354\(96\)00161-3](https://doi.org/10.1016/S0043-1354(96)00161-3).
12. Liu L., Fua Y., Weib Q. [et al.]. Applying bio-slow sand filtration for water treatment. *Polish Journal of Environmental Studies*. 2019;28(4). <https://doi.org/10.15244/pjoes/90588>.
13. Велюго Е. С., Ермак А. А., Ющенко В. Д. Гидрохимические модели удаления железа и марганца на кварцевом песке и сорбенте АС // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия Ф. Строительство. Прикладные науки. 2025. № 2. С. 23–30. <https://doi.org/10.52928/2070-1683-2025-41-2-23-30>. EDN: HDXXMC.

Velyugo E. S., Yermak A. A., Yushchenko V. D. Hydrochemical models of iron and manganese removal on quartz sand and sorbent AC. *Vestnik of Polotsk State University. Part F. Constructions. Applied Sciences*. 2025;2:23–30. <https://doi.org/10.52928/2070-1683-2025-41-2-23-30>. EDN: HDXXMC. (In Russ.).

10. Farahbakhsh J., Najafi M., Golgoli M. [et al.]. Microplastics and dye removal from textile wastewater using MIL-53 (Fe) metal-organic framework-based ultrafiltration membranes. *Chemosphere*. 2024;364:143–170. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2024.143170>.

11. Ayoub G. M., Koopman B., Pandya N. Iron and aluminum hydroxy (oxide) coated filter media for low-concentration phosphorus removal. *Water Environment Research*. 2001;73(4):478–485. <https://doi.org/10.2175/106143001X139533>.

12. Zinicovscaia I., Yushin N., Humelnicu D. [et al.]. Adsorption capacity of silica SBA-15 and titanosilicate ETS-10 toward indium ions. *Materials*. 2023;16(8):3201. <https://doi.org/10.3390/ma16083201>.

13. Khiadani M., Zarrabi M., Foroughi M. Urban runoff treatment using nano-sized iron oxide coated sand with and without magnetic field applying. *Journal of Environmental Health Science and Engineering*. 2013;11(1):43. <https://doi.org/10.1186/2052-336X-11-43>. EDN: FIKBDS.

14. Hraiech I., Zallama B., Belkhiria S. [et al.]. Experimental characterization of silica gel adsorption and desorption isotherms under varying temperature and relative humidity in a fixed bed reactor. *Scientific Reports*. 2025;15(1):29041. <https://doi.org/10.1038/s41598-025-14677-7>. EDN: SKQHLC.

15. McNeill L. S., Edwards M. Soluble arsenic removal at water treatment plants. *Journal American Water Works Association*. 1995;87(4):105–113. <https://doi.org/10.1002/j.1551-8833.1995.tb06374.x>.

16. Luo C., Yu Y., Tang Y. [et al.]. Enhanced retention of small-sized microplastics by iron-containing sand filtration system: Effectiveness and mechanisms. *Journal of Hazardous Materials*. 2025;489:137–678. <https://doi.org/10.1016/j.jhazmat.2025.137678>. EDN: YECAYN.

Вклад авторов:

А. А. Теплоухов. Постановка целей и задач исследования, анализ состояния вопроса.

Д. В. Постников. Проведение обзора, формулирование выводов.

А. Р. Закранцов. Разработка системы и анализ результатов, подготовка текста статьи.

К. Е. Грязнов. Поиск способа интеграции разработанной системы в существующую архитектуру, подготовка текста статьи.

Authors' contribution:

Andrey A. Teploukhov. Setting the aims and objectives of the study, analysis of the problem.

Denis V. Postnikov. Conducting a review, formulating conclusions.

Alexandr R. Zakrantsov. Development of the system and analysis of results, preparing the text of the article.

Kirill E. Gryaznov. Finding a way to integrate the developed system into the existing architecture, preparing the text of the article.

Информация об авторах:

ТЕПЛОУХОВ Андрей Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Физика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 6836-1254

AuthorID (РИНЦ): 859681

AuthorID (SCOPUS): 57189517666

ORCID: 0000-0002-5649-2871

e-mail: a.a.lektor@mail.ru

ПОСТНИКОВ Денис Васильевич, кандидат физико-математических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Физика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7241-2418

AuthorID (РИНЦ): 684679

AuthorID (SCOPUS): 41762428800

ORCID: 0000-0002-4570-9721

e-mail: dvpostnikov@omgtu.ru

ЗАКРАНЦОВ Александр Романович, ассистент кафедры «Физика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 6740-3422

AuthorID (РИНЦ): 1285352

ORCID: 0009-0007-2653-2637

e-mail: zakrantsovar@mail.ru

ГРЯЗНОВ Кирилл Евгеньевич, главный инженер ООО «ТКС», г. Омск.

e-mail: kg82@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.

Статья поступила в редакцию 09.02.2026; одобрена после рецензирования 04.03.2026; принята к публикации 17.03.2026.

TEPLOUKHOV Andrey Anatolyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Physics Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 6836-1254

AuthorID (RSCI): 859681

AuthorID (SCOPUS): 57189517666

ORCID: 0000-0002-5649-2871

e-mail: a.a.lektor@mail.ru

POSTNIKOV Denis Vasilyevich, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Physics Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 7241-2418

AuthorID (RSCI): 684679

AuthorID (SCOPUS): 41762428800

ORCID: 0000-0002-4570-9721

e-mail: dvpostnikov@omgtu.ru

ZAKRANTSOV Alexandr Romanovich, Assistant of the Physics Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 6740-3422

AuthorID (RSCI): 1285352

ORCID: 0009-0007-2653-2637

e-mail: zakrantsovar@mail.ru

GRYAZNOV Kirill Evgenievich, Chief Engineer of the LLC "TKS", Omsk.

e-mail: kg82@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 article was submitted 09.02.2026; approved after reviewing 04.03.2026; accepted for publication 17.03.2026.

ОПТИМИЗАЦИЯ ГИБРИДНОЙ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ КРУГЛОСУТОЧНОГО МЕДИЦИНСКОГО ЦЕНТРА: ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ HOMER PRO

Дееб Али✉, А. Н. Дорошин, Диб Мухаммад

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

✉ alideb20001@gmail.com

Статья посвящена исследованию оптимального использования гибридной энергосистемы, включающей солнечные и ветровые установки, дизельный генератор, а также геотермальный тепловой насос, для обеспечения электроснабжения и горячего водоснабжения медицинского центра, расположенного в г. Сальмия (Сирия). Указанный регион является отдалённым и испытывает острый дефицит электроэнергии.

Моделирование и оптимизация системы проводились с использованием программного обеспечения HOMER PRO. В расчетах учитывалась переменная суточная нагрузка в размере 60 кВт·ч и пиковая мощность потребления 5,9 кВт. Солнечные и ветровые источники обеспечивают базовую нагрузку, в то время как дизельный генератор используется в периоды низкой генерации. Геотермальный тепловой насос обеспечивает горячее водоснабжение с высокой энергоэффективностью.

В исследовании был проведён анализ технико-экономической эффективности предложенного решения. Результаты показывают, что использование гибридной системы позволяет существенно снизить эксплуатационные затраты и повысить надёжность энергоснабжения в удалённых регионах.

Ключевые слова: гибридная энергосистема, возобновляемые источники энергии, фотоэлектрические системы, ветрогенератор, дизель-генератор, аккумуляторная батарея, средняя приведённая стоимость энергии, вероятность потери нагрузки

Для цитирования: Дееб Али, Дорошин А. Н., Диб Мухаммад. Оптимизация гибридной системы электроснабжения для круглосуточного медицинского центра: экономический анализ с использованием HOMER PRO. Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2026. Т. 10, № 1. С. 39–48. DOI: 10.25206/2588-0373-2026-10-1-39-48. EDN: ZCGSBK.



© Дееб Али, Дорошин А. Н., Диб Мухаммад, 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

OPTIMIZATION OF A HYBRID POWER SUPPLY SYSTEM FOR THE ROUND-THE-CLOCK MEDICAL CENTER: AN ECONOMIC ANALYSIS USING HOMER PRO

Deeb Ali✉, A. N. Doroshin, Deeb Muhammad

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

✉ alideb20001@gmail.com

The article is devoted to the study of the optimal use of a hybrid energy system, including solar and wind installations, a diesel generator, as well as a geothermal heat pump, to provide electricity and hot water to a medical center located in the city of Salmiya (Syria). This region is remote and is experiencing an acute shortage of electricity.

The system was modeled and optimized using HOMER PRO software. The calculations took into account a variable daily load of 60 kWh and a peak power consumption of 5.9 kW. Solar and wind sources provide

the base load, while a diesel generator is used during periods of low generation. The geothermal heat pump provides hot water supply with high energy efficiency. The study analyzed the technical and economic efficiency of the proposed solution. The results show that using a hybrid system can significantly reduce operating costs and increase the reliability of energy supply in remote regions.

Keywords: hybrid power system, renewable energy, photovoltaic panels, wind turbine, diesel generator, battery storage, levelized cost of energy, loss of power supply probability

For citation: Deeb Ali, Doroshin A. N., Deeb Muhammad. Optimization of a hybrid power supply system for the round-the-clock medical center: An economic analysis using HOMER PRO. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):39–48. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-39-48>. EDN: ZCGSBK. (In Russ.).



© Deeb Ali, Doroshin A. N., Deeb Muhammad, 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Надёжное энергоснабжение является критически важным условием для функционирования медицинских учреждений, особенно в удалённых и энергодефицитных регионах. В таких условиях, характерных для многих районов Сирии, перебои в централизованном электроснабжении напрямую угрожают жизнеобеспечению и снижают качество медицинских услуг [1, 2]. Традиционным решением в подобных случаях выступают дизельные генераторы (ДГ), однако их эксплуатация сопряжена с высокими и нестабильными затратами на топливо, значительными выбросами загрязняющих веществ и необходимостью логистики горюче-смазочных материалов [3].

Перспективной альтернативой для создания автономных и устойчивых энергосистем служат гибридные системы на основе возобновляемых источников энергии (ВИЭ), комбинирующие солнечные (ФЭ) и ветровые установки (ВЭУ) с резервным ДГ и накопителями энергии (АКБ) [4, 5]. Подобные системы позволяют существенно снизить зависимость от дизельного топлива, минимизировать экологический след и обеспечить более стабильное электроснабжение [6]. В условиях Ближнего Востока, и в частности Сирии, потенциал солнечной и ветровой энергии является значительным, что создаёт благоприятные предпосылки для внедрения таких технологий [7].

Анализ современных исследований показывает, что, несмотря на обширную литературу по оптимизации гибридных систем общего назначения, остаётся недостаточно изученным вопрос комплексного энергоснабжения социально значимых объектов с круглосуточным режимом работы, таких как медицинские центры [8, 9]. Большинство работ фокусируется на минимизации стоимости энергии, часто без детального количественного анализа надёжности снабжения конкретной, чувствительной к перерывам нагрузки [10]. Кроме того, лишь в единичных исследованиях рассматривается интеграция высокоэффективных тепловых нагрузок (например, геотермальных тепловых насосов для горячего водоснабжения) в расчётную модель и её влияние на оптимальную конфигурацию системы [11].

Целью настоящего исследования является устранение указанных пробелов путём разработки и сравнительного технико-экономического анализа нескольких конфигураций автономной гибридной энергосистемы для круглосуточного медицинского центра в г. Сальмия (Сирия). В работе решаются следующие задачи:

- моделирование часовых профилей электрической нагрузки и оценка климатических ресурсов (солнечная радиация, скорость ветра) для заданного местоположения;

- оптимизация с использованием программного комплекса HOMER PRO для определения состава системы (ФЭ, ВЭУ, ДГ, АКБ) с минимальной приведённой стоимостью энергии (СПСЭ);

- комплексная оценка не только экономических, но и надёжностных показателей различных конфигураций с использованием критерия вероятности потери нагрузки (ВПН);

- анализ влияния на оптимальную конфигурацию сценария с использованием геотермального теплового насоса для покрытия тепловой нагрузки (горячее водоснабжение), смоделированного как энергоэффективный потребитель.

Научная новизна работы заключается в комплексной методике, которая на примере медицинского центра в г. Сальмия (Сирия) позволяет оценить влияние высокоэффективной тепловой нагрузки (смоделированной через геотермальный тепловой насос как электрический потребитель с коэффициентом эффективности $COP = 4$ на оптимальную конфигурацию автономной гибридной системы электроснабжения. Подход объединяет технико-экономическую оптимизацию (минимизация СПСЭ) с количественной оценкой надёжности энергоснабжения (ВПН) для чувствительной нагрузки и анализом изменения структуры системы при замене прямого электронагрева энергосберегающей технологией.

В работе сравниваются два сценария покрытия тепловой нагрузки центра (горячее водоснабжение):

1. Базовый сценарий: нагрев воды осуществляется прямым электрическим способом, соответствующая электрическая нагрузка учтена в общем профиле потребления 60 кВт·ч/сут.

2. Сценарий с геотермальным тепловым насосом (ГТН): прямой электронагрев заменяется высокоэффективным геотермальным тепловым насосом с $COP = 4$, который моделируется как дополнительная электрическая нагрузка.

Преимущество

и компоненты гибридной системы

Современные тенденции развития энергетики направлены на внедрение экологически безопасных и устойчивых технологий, способных обеспечить снижение зависимости от ископаемых видов топлива. Ключевую роль в этом процессе играют фотоэлектрические установки, ветроэнергетиче-

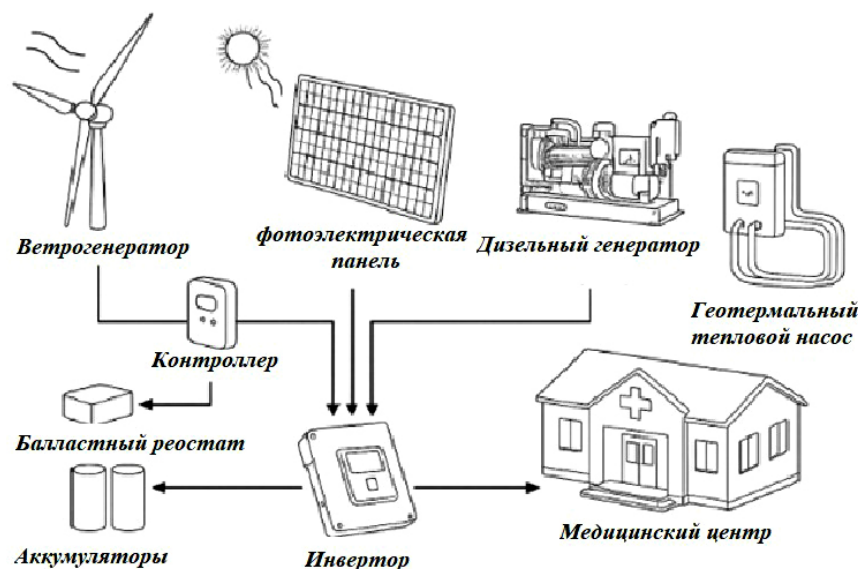


Рис. 1. Гибридная система производства электроэнергии
Fig. 1. Hybrid power generation system

ские системы, аккумуляторы энергии, силовые преобразователи и геотермальные тепловые насосы (рис. 1).

Фотоэлектрические установки (ФЭ) представляют собой устройства, которые преобразуют энергию солнечного излучения непосредственно в электрический ток с использованием полупроводниковых элементов. Данная технология не оказывает вредного воздействия на окружающую среду, не создаёт шумового загрязнения и не требует значительных эксплуатационных затрат. Благодаря модульной конструкции, солнечные панели легко устанавливаются на любых объектах и могут быть быстро демонтированы при необходимости. Хотя первоначальные инвестиции в фотоэлектрические системы остаются сравнительно высокими, непрерывное совершенствование технологий производства и повышение эффективности преобразования энергии приводят к устойчивому снижению стоимости электроэнергии, получаемой от солнечного излучения [12].

Ветроэнергетические комплексы (ВЭК) используют механическую энергию воздушных потоков для генерации электричества. Конструктивно они состоят из турбин, установленных на башнях, систем управления углом наклона лопастей и скорости вращения ротора, а также электрогенераторов, преобразующих механическую энергию в электрическую. Для обеспечения безопасной работы применяются автоматические тормозные устройства и системы дистанционного контроля, позволяющие регулировать работу каждой турбины отдельно [13].

Для стабилизации подачи электроэнергии при переменных природных условиях в гибридных системах применяются аккумуляторные модули. Они позволяют накапливать избыточную энергию, вырабатываемую солнечными и ветровыми источниками, и обеспечивать энергоснабжение при пиковых нагрузках или отсутствии солнца и ветра. Наиболее распространёнными являются электрохимические аккумуляторы вторичного типа, которые могут многократно перезаряжаться и обеспечивать высокий уровень надёжности в автономных энергетических установках.

Силовые преобразователи и системы управления выполняют функции согласования и оптимизации потоков энергии между различными компонентами гибридной сети. Они обеспечивают преобразование постоянного тока в переменный и наоборот, а также координируют работу всех элементов с помощью встроенных микропроцессорных контроллеров. Таким образом достигается устойчивость и эффективность работы всей энергетической системы.

Наряду с возобновляемыми источниками, дизельные и газовые генераторы нередко включаются в состав гибридных комплексов в качестве резервных. Их применение оправдано в периоды дефицита природных ресурсов или повышенного спроса на электроэнергию. Выбор конкретного типа генератора определяется мощностными характеристиками, доступностью топлива и эксплуатационными условиями.

Особое место в гибридных энергосистемах занимают геотермальные тепловые насосы, основанные на использовании постоянной температуры грунта для отопления, охлаждения помещений и подогрева воды. Указанные устройства переносят тепловую энергию из земли в систему отопления здания или наоборот, в зависимости от сезона. Геотермальные установки демонстрируют высокий коэффициент преобразования энергии (COP 3–5), что делает их одной из самых энергоэффективных технологий для теплового обеспечения зданий [14]. При сочетании с фотоэлектрическими и ветровыми источниками они позволяют формировать полностью автономные энергокомплексы, удовлетворяющие как электрические, так и тепловые потребности объектов с минимальным воздействием на окружающую среду.

Оптимизация затрат

Оптимизация структуры и параметров гибридной энергосистемы направлена на минимизацию приведённых затрат при обеспечении требуемой надёжности электроснабжения и тепловой нагрузки объекта. В общем виде задача может быть представлена как задача многопараметрической оптимизации, в которой целевая функция характеризует

суммарные дисконтированные издержки за расчётный период эксплуатации.

Совокупные приведённые затраты $C_{\text{итог}}$ включают капитальные вложения, эксплуатационные и топливные расходы, а также стоимость замены оборудования и остаточную стоимость после завершения расчётного периода [15]:

$$C_{\text{итог}} = C_{\text{кр}} + \sum_{t=1}^N \frac{C_{\text{зр}}(t) + C_{\text{тр}}(t) + C_{\text{зр}}(t) - C_{\text{ор}}(t)}{(1+r)^t}, \quad (1)$$

где $C_{\text{кр}}$ — первоначальные капитальные вложения в оборудование (солнечные панели, ветротурбины, дизель-генератор, аккумуляторные батареи, тепловой насос); $C_{\text{зр}}(t)$ — эксплуатационные и технические расходы в году t ; $C_{\text{тр}}(t)$ — годовые расходы на топливо для дизельного генератора; $C_{\text{зр}}(t)$ — затраты на замену или капитальный ремонт оборудования; $C_{\text{ор}}(t)$ — остаточная (ликвидационная) стоимость оборудования к концу срока службы; r — ставка дисконтирования; N — расчётный период (лет).

Для оценки экономической эффективности применяется показатель чистой приведённой стоимости (ЧПС):

$$\text{ЧПС} = -C_{\text{кр}} + \sum_{t=1}^N \frac{(R_t - C_t)}{(1+r)^t}, \quad (2)$$

где R_t — экономический эффект (доход или эквивалентная стоимость произведённой энергии); C_t — совокупные издержки за период t . Оптимальное решение достигается при минимальном значении $C_{\text{итог}}$ и максимальном значении ЧПС.

Средняя приведённая стоимость энергии (СПСЭ) рассчитывается как отношение суммарных дисконтированных затрат к общему объёму произведённой электроэнергии за срок эксплуатации:

$$\text{СПСЭ} = \frac{C_{\text{итог}}}{\sum_{t=1}^N \frac{E_t}{(1+r)^t}}, \quad (3)$$

где E_t — объём произведённой электроэнергии в году t .

В данном исследовании геотермальный тепловой насос моделируется не как источник энергии, а как составляющая электрической нагрузки медицинского центра — для обеспечения горячего водоснабжения. В программном комплексе HOMER PRO ГТН задаётся как постоянная нагрузка с высоким коэффициентом преобразования энергии ($\text{COP} = 4$). Это означает, что для выработки 4 кВт·ч тепловой энергии требуется 1 кВт·ч электроэнергии от гибридной системы. Такой подход позволяет оценить влияние внедрения энергоэффективных технологий на стороне потребителя на оптимальную конфигурацию системы генерации.

Для гибридных систем с несколькими источниками энергии (ФЭ, ВТ, ДГ, АКБ, ГТН) оптимизация проводится с учётом ограничения баланса мощности и надёжности:

$$P_{\text{ф}}(t) + P_{\text{вт}}(t) + P_{\text{дг}}(t) + P_{\text{АКБ, разряд}}(t) = P_{\text{нагрузка}}(t) + P_{\text{АКБ, заряд}}(t), \quad (4)$$

при этом выполняются ограничения по уровням заряда аккумуляторов, техническим ограничениям генераторов и коэффициенту недообеспечения нагрузки (вероятность потери питания (ВПП)):

$$\text{ВПП} = \frac{\sum_t (E_{\text{нагрузка}}(t) - E_{\text{питание}}(t))}{\sum_t E_{\text{нагрузка}}(t)} \leq \varepsilon_{\text{доп}}, \quad (5)$$

где $\varepsilon_{\text{доп}}$ — допустимая вероятность недообеспечения (обычно 0,01–0,05).

Решение задачи оптимизации может выполняться методами стохастического поиска (генетические алгоритмы, симуляция Монте-Карло) или детерминированными методами градиентного спуска с последующим уточнением параметров в среде моделирования HOMER PRO, где критерий оптимальности определяется минимальным значением СПСЭ при заданных ограничениях.

Модели комбинированной системы энергоснабжения медицинского центра с применением программы HOMER PRO

Для выбора оптимальной конструкции гибридной энергетической системы необходимо провести детальный анализ электрической нагрузки, учитывая её характер, величину и зависимость от времени. Важно учитывать не только максимальное потребление энергии, но и её колебания в течение суток и сезонов, что позволит точно определить потребности в энергии и выбрать наиболее подходящие источники.

Одним из ключевых аспектов является определение максимально допустимой потери нагрузки, поскольку эта величина напрямую влияет на надёжность и экономическую эффективность системы. Важно также оценить доступные ресурсы в данном регионе, такие как солнечные и ветряные источники энергии, которые играют важную роль в выборе оптимальной конструкции системы. Для этого необходимо собрать данные о климатических условиях, уровне солнечной радиации и средней скорости ветра, что поможет выбрать подходящий источник энергии, способный удовлетворить потребности системы.

Особое внимание уделяется моделированию тепловой нагрузки. Помимо базового электрического профиля в расчёты включён сценарий с использованием геотермального теплового насоса для покрытия потребности в горячей воде. В этом сценарии соответствующая часть электрической нагрузки замещается нагрузкой ГТН с учётом его COP, что позволяет более реалистично смоделировать работу круглосуточного медицинского учреждения и оценить выгоды от снижения пикового электропотребления.

В указанном регионе и на его территории присутствуют источники ветров, а также значительное количество солнечного излучения, где регистрируется высокий уровень солнечной инсоляции (среднегодовое значение суточной суммарной солнечной радиации (инсоляции) составляет около 5,5 кВт·ч/(м²·день) на протяжении большей части года. Местоположение площадки находится на высоте 682 м над уровнем моря, с координатами 35°0.9'N и 37°2.7'E.

Количество энергии солнечного излучения W , падающее на площадку площадью S за N дней, можно оценить по формуле:

$$W \approx 5,5 \cdot S \cdot N \text{ (кВт·ч)},$$

где S — площадь, м²; N — количество дней.



Рис. 2. Средняя месячная скорость ветра, м/с (данные за 2019–2024 гг.)
Fig. 2. Average monthly wind speed, m/s (data of 2019–2024)

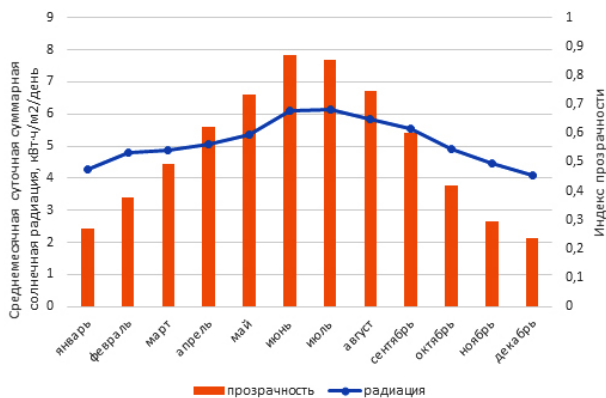


Рис. 3. Среднемесячные значения суточной суммарной солнечной радиации (инсоляции) на площадке, кВт·ч/(м²·день) (данные за 2019–2024 гг.)
Fig. 3. Average monthly values of daily total solar radiation (insolation) at the site, kWh/(m²·day) (data of 2019–2024)

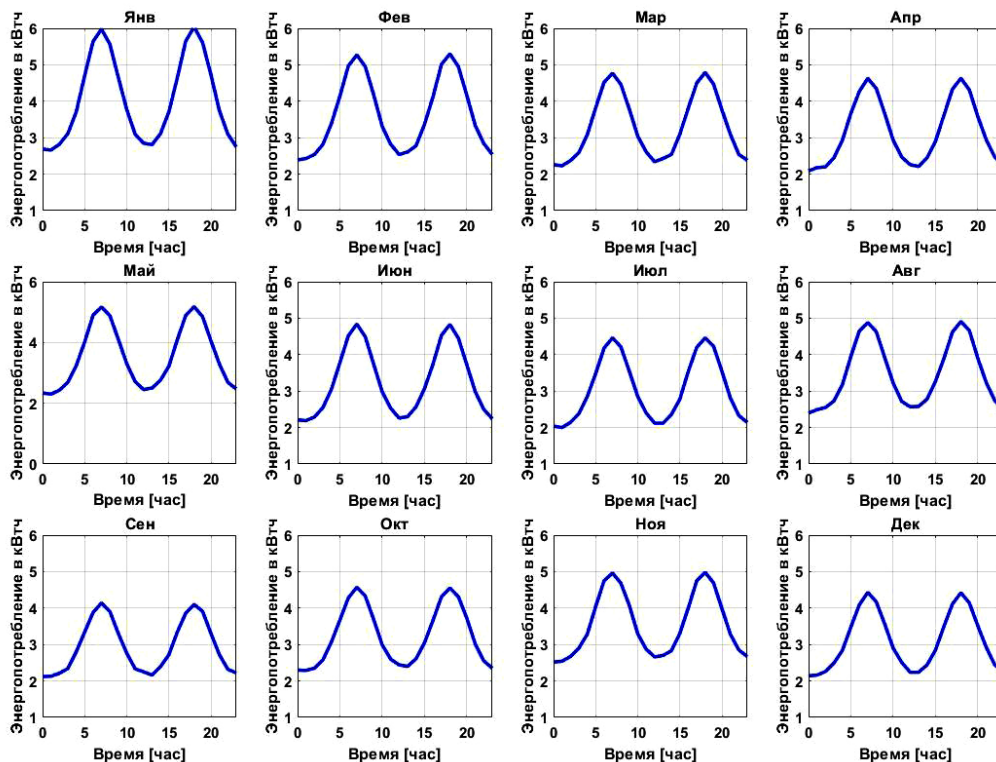


Рис. 4. Совмещённые среднемесячные почасовые профили энергопотребления медицинского центра: по оси ординат — среднее потребление энергии за соответствующий час суток (кВт·ч)
Fig. 4. Combined average monthly hourly energy consumption profiles of the medical center: on the ordinate axis — the average energy consumption for the corresponding hour of the day (kWh)

Данное исследование направлено на обеспечение электроснабжения потребителей с номинальной мощностью 60 кВт·ч/день и пиковой нагрузкой 5,9 кВт с помощью гибридной системы, включающей ветряную и фотоэлектрическую энергию, аккумуляторные батареи и дизельный генератор. Для выбора оптимального решения с минимальными затратами используется программное обеспечение HOMER PRO, которое предлагает несколько вариантов. Проводится анализ различных решений и сравнение их с традиционным методом. Данные, отражающие зависимость средней месячной скорости ветра от времени в период с 2019 по 2024 гг., представлены на рис. 2. Данные на рис. 3, отображают среднемесячные значения суточной суммарной солнечной радиации (инсоляции) в кВт·ч/(м²·день) за период с 2019 по 2024 гг.

Как видно из рис. 4, совмещённые суточные (почасовые) профили энергопотребления (в кВт·ч) медицинского центра для всех месяцев показывают высокую стабильность, демонстрируя характерный для круглосуточного медицинского учреждения устойчивый график с двумя слабовыраженными пиками (дневным и вечерним). На основе этих данных для моделирования в HOMER PRO был составлен типичный суточный почасовой профиль нагрузки, где каждое значение соответствует энергии (кВт·ч), потребляемой объектом в данный час. Выявленная стабильность профиля позволяет обоснованно использовать единый усреднённый суточный график для часового моделирования, что значительно упрощает процесс оптимизации без ущерба для достоверности результатов.

Для моделирования в HOMER PRO были выбраны следующие основные компоненты: фотоэлектрические панели (ФЭ), ветрогенератор (ВЭУ), аккумуляторный банк (АКБ), дизельный генератор (ДГ) и геотермальный тепловой насос (ГТН). Их ключевые параметры:

Таблица 1. Сводка результатов оптимизации HOMER PRO
Table 1. Synopsis of HOMER PRO optimization results

Система	Мощность ФЭ	Ветровые турбины	Дизельный генератор	Батарея	Геотермальная ТН	Начальные капитальные затраты, USD	Годовые эксплуатационные расходы, USD / год — базовые	Годовые эксплуатационные расходы, USD / год — январь (80 кВт·ч / день)	ЧПС затрат, USD — базовые	СПСЭ (USD / кВт·ч) — базовые	СПСЭ, USD / кВт·ч —январь (80 кВт·ч / день)
Дизель только	0 кВт	0	8 кВт	0	Нет	5 000	6 413	8 550,67	80 181	0,183	0,1833
Вариант 1: ФЭ + АКБ (30 кВт·ч) + Дизель	20 кВт	0	8 кВт	30 кВт·ч	Нет	18 600	2 750	3 426,67	44 979	0,1027	0,1101
Вариант 2: ФЭ + Ветер + АКБ (30 кВт·ч) + Дизель	20 кВт	2 × 3 кВт	8 кВт	30 кВт·ч	Нет	24 600	2 900	3 576,67	49 379	0,1127	0,1263
Вариант 3: ФЭ + Ветер + Дизель + Геотермия (АКБ 10 кВт·ч)	20 кВт	2 × 3 кВт	8 кВт	10 кВт·ч	Включена	30 400	3 190	3 856,67	57 033	0,1303	0,1705
Вариант 4: Полный гибрид (ФЭ + Ветер + АКБ30 + Дизель + Геотермия)	20 кВт	2 × 3 кВт	8 кВт	30 кВт·ч	Включена	36 000	3 210	3 876,67	63 437	0,1449	0,1764

чевые моделируемые параметры (мощность, КПД/СОР, стоимость) представлены в табл. 1, а полные технические характеристики приведены в табл. 2–6

Выбор компонентов и параметры модели. Мощность фотоэлектрического массива (20 кВт) и ветрогенераторов (2×3 кВт) была определена в ходе оптимизации с целью максимального использования высокого солнечного ($> 5,5$ кВт·ч/м²/день) и умеренного ветрового ресурса в локации г. Сальмья. Для аккумуляторного банка в базовом сценарии была выбрана ёмкость 30 кВт·ч, достаточная для обеспечения заданной надёжности системы (ВПН < 1 %). Дизельный генератор (8 кВт) выполняет роль гарантированного резерва.

В рамках работы ГТН моделируется не как источник энергии, а как высокоэффективная электрическая нагрузка с постоянным коэффициентом преобразования СОР = 4. Это допущение позволяет количественно оценить влияние внедрения энергоэффективных технологий на стороне потребителя на оптимальную конфигурацию системы генерации. Важным ограничением модели является то, что значение СОР = 4 принято в предположении корректной работы низкопотенциального источника — грунтового теплообменника (вертикального или горизонтального типа), который является стандартным техническим решением для таких систем. Исследование не включает детальный гидрогеологический расчёт, оценку долгосрочной тепловой устойчивости грунта и анализ капитальных затрат на устройство самого теплообменника, что является обязательным этапом для практической реализации данного сценария.

Преобразователь мощности (10 кВт) обеспечивает сопряжение шин постоянного и переменного тока с учётом заложенных в модель КПД преобразования.

Методология моделирования и оптимизации в HOMER PRO

Программный комплекс HOMER PRO использует метод детерминированного почасового моделирования для оценки технико-экономических показателей системы. Для этого исходные среднемесячные климатические данные (солнечная радиация, скорость ветра) служат основой для генерации синтетического почасового ряда продолжительностью в один год (8760 ч), который сохраняет статистические свойства исходных данных, включая сезонные и суточные колебания, а также случайную составляющую.

Для каждого часа моделирования последовательно решается уравнение баланса мощности с учётом:

- текущих значений возобновляемых ресурсов;
- заданного почасового профиля энергопотребления (см. рис. 4);
- текущего состояния заряда аккумуляторов;
- заданной стратегии диспетчеризации (приоритет ВИЭ).

На основе результатов годового моделирования рассчитываются интегральные показатели: выработка по источникам, расход топлива, коэффициент использования установленной мощности, вероятность потери нагрузки и экономические критерии — чистая приведённая стоимость и средняя приведённая стоимость энергии.

Процесс оптимизации заключается в автоматизированном переборе тысяч возможных конфигураций системы (вариации мощности ФЭ, ВЭУ,

Таблица 2. Технические характеристики ветряной турбины, используемой в предлагаемой гибридной системе
Table 2. Technical features of the wind turbine used in the proposed hybrid system

Параметр	Значение	Примечания
Модель турбины	SW whisper 500 (3 кВт)	Рекомендуемая модель для района г. Сальмия
Диапазон скорости ветра, м/с	6,17 – 6,73	Средняя скорость ветра для летнего сезона
Ежемесячная выработка, кВт·ч/день	25 – 35	Выработка на основе предполагаемой скорости ветра в г. Сальмия
Июнь – август, кВт·ч/день	25 – 35	Летний период (июнь – август)
Сентябрь – ноябрь, кВт·ч/день	18 – 22	Осенне-зимний период (сентябрь – ноябрь)
Декабрь – май, кВт·ч/день	15 – 22	Зимний период (декабрь – май)
Срок службы панели, лет	20	Ожидаемая продолжительность эксплуатации

Таблица 3. Технические характеристики солнечных панелей, используемых в предлагаемой гибридной системе
Table 3. Technical features of the solar panels used in the proposed hybrid system

Параметр	Значение	Примечания
Модель солнечных панелей	Солнечные панели (20 кВт)	Мощность 20 кВт для центра
Тип панели	Стационарные панели (не следят за солнцем)	Панели не следят за солнцем
Мощность панели, кВт	20	Солнечные панели мощностью 10 кВт
Среднегодовая суточная инсоляция, кВт·ч/м²/день	5,5	Среднее значение солнечной радиации для г. Сальмия
Срок службы солнечной системы, лет	20	Ожидаемая продолжительность эксплуатации

Таблица 4. Технические характеристики дизель-генератора, используемого в предлагаемой гибридной системе
Table 4. Technical features of the diesel generator used in the proposed hybrid system

Параметр	Значение	Примечания
Модель генератора	Дизельный генератор 8 кВт	Модель для работы с нагрузками до 10 кВт
Мощность генератора, кВт	8	Максимальная мощность генератора
Коэффициент загрузки	0,3	Коэффициент загрузки — 30 % от номинала
Максимальный расход топлива, л/ч	5	Расход топлива в час при полной нагрузке
Срок службы дизельного генератора, лет	15	Ожидаемая продолжительность эксплуатации

Таблица 5. Технические характеристики геотермального теплового насоса, используемого в предлагаемой гибридной системе

Table 5. Technical features of the geothermal heat pump used in the proposed hybrid system

Параметр	Значение	Примечания
Модель теплового насоса	Геотермальный тепловой насос	Мощность 5 кВт для обеспечения горячей воды
Тип насоса	Геотермальный (вертикальный)	Тепловой насос вертикального типа для глубины до 200 м
Мощность теплового насоса (кВт)	5	COP (эффективность) теплового насоса
Коэффициент производительности (COP)	4	Расходы на энергию для работы насоса
Срок службы теплового насоса, лет	20	Продолжительность эксплуатации системы
Ежемесячная выработка горячей воды, л	4 000	Производство горячей воды в месяц

Таблица 6. Технические характеристики аккумуляторных батарей, используемых в предлагаемой гибридной системе
Table 6. Technical features of the batteries used in the proposed hybrid system

Параметр	Значение	Примечания
Модель батареи	Литиевые аккумуляторы	Мощность 5 кВт·ч для системы
Тип батареи	Литий – ион	Тип батареи для солнечных и ветряных систем
Номинальное напряжение, В	12	12 В, соответствуют стандартам системы
Срок службы батареи, лет	10	Ожидаемый срок службы батареи

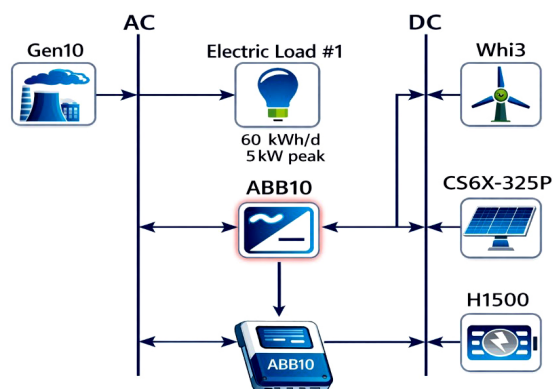


Рис. 5. Элементы гибридной системы
Fig. 5. Elements of the hybrid system

ёмкости АКБ, мощности ДГ). Для каждой конфигурации выполняется почасовое моделирование, и вариант с минимальной ЧПС (или СПСЭ) при соблюдении заданного ограничения по надёжности (СПСЭ) признаётся оптимальным. Таким образом, HOMER PRO выполняет именно математическую оптимизацию на основе детального динамического моделирования, а не простой сравнительный анализ заранее заданных вариантов.

На рис. 5 представлены компоненты гибридной системы, смоделированные с использованием программы HOMER PRO для региона с условиями, близкими к сирийским реалиям.

Данные о скорости ветра, солнечной радиации и технические характеристики компонентов системы передаются в программное обеспечение HOMER PRO. Было проведено несколько симуляций, чтобы получить оптимальную гибридную систему и определить надлежащую подачу электроэнергии, которая удовлетворяет требуемой нагрузке по максимально низкой цене. В табл. 1 приведена краткая информация о каждой разновидности системы, включая значение мощности фотоэлектрических, ветряных турбогенераторов, обычных дизельных генераторов и аккумуляторов, а также величину начального капитала, эксплуатационные расходы и чистую приведённую стоимость.

На основе описанного подхода были смоделированы два сценария для теплоснабжения:

- базовый сценарий (варианты 1 и 2): потребность в горячей воде удовлетворяется за счёт электрической нагрузки, уже учтённой в общем профиле (60 кВт·ч/день);

- сценарий с ГТН (варианты 3 и 4): Часть этой электрической нагрузки замещается нагрузкой от геотермального теплового насоса с $COP = 4$. Это приводит к изменению общего профиля потребления — снижается пиковая мощность и среднесуточное энергопотребление, связанное с нагревом воды, что влияет на оптимальную ёмкость аккумуляторов (см. табл. 1);

- сравнительный анализ (табл. 1) наглядно демонстрирует экономическое преимущество гибридных систем. Несмотря на то, что первоначальные капитальные затраты базового гибридного варианта (ФЭ + АКБ + ДГ) примерно в 3,7 раза выше, чем у варианта с одним дизельным генератором, резкое снижение расходов на топливо и эксплуатацию приводит к значительному падению стоимости энергии (СПСЭ) с 0,183 до 0,1027 USD/кВт·ч, что

соответствует экономии в 44 %. Данная конфигурация также обеспечивает более надёжное энергообеспечение.

Последующие добавления (ветротурбины, геотермальный насос) повышают долю ВИЭ и устойчивость системы, особенно в зимний период при повышенной нагрузке, что отражается в данных для января, однако ведут к увеличению капитальных затрат и, как следствие, к увеличению СПСЭ.

Результаты анализа показали, что базовая конфигурация с ФЭ + АКБ 30 кВт·ч + дизельным генератором имеет минимальные начальные капитальные затраты порядка 18 600 USD и годовые эксплуатационные расходы 2 750 USD, что обеспечивает ЧПС затрат около 44 979 USD и СПСЭ на уровне 0,1027 USD/кВт·ч. Добавление ветряных турбин увеличивает начальные капитальные вложения до 24 600 USD и годовые расходы до 2 900 USD, при этом ЧПС возрастает до 49 379 USD, а СПСЭ достигает 0,1127 USD/кВт·ч, что свидетельствует об умеренном повышении экономической нагрузки при росте доли возобновляемых источников. Интеграция геотермальной тепловой помпы с малой батареей 10 кВт·ч приводит к увеличению начального капитала (IC) до 30 400 USD и годовых расходов до 3190 USD, что повышает ЧПС до 57 033 USD и СПСЭ до 0,1303 USD/кВт·ч, обеспечивая дополнительную энергетическую независимость и снижение потребления дизельного топлива в зимний период. Наиболее комплексный вариант с полным гибридом ФЭ + Ветер + АКБ 30 кВт·ч + дизель + геотермальная тепловая помпа характеризуется с начальным капиталом 36 000 USD, годовыми эксплуатационными расходами 3210 USD, ЧПС — 63 437 USD и СПСЭ — 0,1449 USD/кВт·ч, демонстрируя максимальную интеграцию возобновляемых источников при сохранении надёжности энергообеспечения.

Анализ экстремального пикового потребления в январе (80 кВт·ч/день) показал увеличение эксплуатационных расходов и ЧПС пропорционально росту нагрузки, что приводит к повышению СПСЭ на 8–12 % для каждой конфигурации.

Результаты показали, что вариант с использованием только дизельного генератора характеризуется минимальными первоначальными инвестициями в размере 5000 USD, однако высокие эксплуатационные расходы ($OC \approx 6413$ USD/год) и ЧПС $\approx 80\,181$ USD приводят к СПСЭ $\approx 0,183$ USD/кВт·ч. Гибридная система, несмотря на более высокие капитальные затраты ($IC \approx 18\,600$ USD), обеспечивает снижение годовых расходов до 2750 USD/год, уменьшение ЧПС до 44 979 USD и снижение СПСЭ до 0,1027 USD/кВт·ч. Период окупаемости для гибридной системы составил примерно 3,7 года, что подтверждает экономическую целесообразность инвестиций.

Экономическая целесообразность инвестиций подтверждается и сочетанием умеренных капитальных затрат, снижения потребления дизельного топлива, увеличения доли возобновляемой энергии и обеспечения надёжного электроснабжения центра в условиях пиковых нагрузок. Таким образом, оптимальным, с точки зрения баланса между стоимостью и надёжностью, является вариант с ФЭ + АКБ 30 кВт·ч + дизельным генератором, тогда как варианты с полной интеграцией возобновляемых источников и геотермальной тепловой помпой обеспечивают стратегические преимущества в плане энергетической независимости и экологической

устойчивости, несмотря на более высокие капитальные затраты.

Выводы

1. Проведённое моделирование в программной среде HOMER PRO Pro позволило определить оптимальную конфигурацию автономной гибридной энергосистемы для медицинского центра в г. Сальмия (Сирия), основанную на сочетании фотоэлектрических панелей (20 кВт), аккумуляторных батарей (30 кВт·ч) и дизельного генератора (8 кВт). Данная конфигурация обеспечивает минимальные приведённые затраты и надёжное электроснабжение при базовой суточной нагрузке 60 кВт·ч.

2. Для оптимальной конфигурации средняя стоимость энергии составляет 0,1027 USD/кВт·ч, что на 44 % ниже, чем у системы с изолированным дизельным генератором (0,183 USD/кВт·ч), при обеспечении высокого уровня надёжности (вероятность потери нагрузки менее 1 %).

3. Расчёт чистой приведённой стоимости (ЧПС $\approx$ 44 979 USD) и срока окупаемости (3,7 года) подтверждает экономическую эффективность гибридного решения по сравнению с традиционным.

4. Включение в систему ветровых турбин и ГТН увеличивает долю возобновляемой генерации до 70–75 % и повышает надёжность энергоснабжения в период высоких нагрузок (до 80 кВт·ч/сутки), однако ведёт к росту капитальных затрат. Моделирование сценария с ГТН, учтённым как высокоэффективная нагрузка (COP = 4), выявило стратегический компромисс: несмотря на рост СПСЭ на 16–35 %, появляется возможность снижения необходимой ёмкости аккумуляторного банка на 67 %, что оптимизирует архитектуру системы хранения энергии. Практическая реализация сценария с ГТН требует дополнительных гидрогеологических исследований для оценки потенциала грунтового теплообменника.

5. Разработанная методика сравнительного анализа конфигураций на основе критериев СПСЭ и ВПН, а также полученные количественные зависимости могут служить практическим ориентиром для предпроектных исследований автономных гибридных систем электроснабжения социальных объектов в удалённых регионах Ближнего Востока и территориях со сходными климатическими условиями.

Список источников / References

1. Kaabeche A., Ibtouen R. Techno-economic optimization of hybrid photovoltaic/wind/diesel/battery generation in a standalone power system. *Solar Energy*. 2014;103:171–182. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.02.017>.
2. Hafez O., Bhattacharya K. Optimal planning and design of a renewable energy based supply system for microgrids. *Renewable Energy*. 2012;45:7–15. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.01.087>.
3. López R. D., Aguado J. A. Power supply for rural health clinics in developing countries: A review of renewable energy solutions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;44:949–962. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.01.030>.
4. Kusakana K. Optimal scheduling for distributed hybrid system with pumped hydro storage. *Energy Conversion and Management*. 2016;117:133–144. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.026>.
5. Khalid M., Savkin A. V. A method for short-term wind power prediction with multiple observation points. *Power Systems*,

IEEE Transactions. 2012;27(2):579–586. <https://doi.org/10.1109/TPWRS.2011.2170447>.

6. Sharma R., Kumar A., Sahoo S. K. Design and optimization of a standalone hybrid renewable energy system for a healthcare facility in a remote area. *Proc. Int. Conf. Innov. Energy Res*. 2018. P. 6586–6591. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.134>.

7. Al-Ghussain L., Darwish A., Abubaker A. M. [et al.]. An integrated photovoltaic/wind/biomass and hybrid energy system for energy generation in Syria. *Renewable Energy*. 2020;147:682–707. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.09.035>.

8. Sinha S., Chandel S. S. Review of software tools for hybrid renewable energy systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2014;32:192–205. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.035>.

9. Ghribi D. A methodology for optimal sizing of autonomous hybrid PV/wind system. *Energy Policy*. 2007;35(11):5708–5718. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2007.06.020>.

10. Baneshi M., Hadianfard F. Techno-economic feasibility of hybrid diesel/PV/wind/battery electricity generation systems for non-residential large electricity consumers under southern Iran climate conditions. *Energy Conversion and Management*. 2016;127:233–244. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.008>.

11. Allouhi A., Benzakour Amine M., Reisch C. Multi-objective optimization of solar energy systems for electricity and hot water generation in collective residential buildings considering the power-to-heat concept. *Applied Thermal Engineering*. 2023;230(1):120658. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120658>.

12. Nikhilesh J., Singh S. B. HOMER Pro based: A real time case study on optimization and simulation of hybrid energy system at NIT Kurukshetra and the effect on the environment. *First IEEE International Conference on Measurement, Instrumentation, Control and Automation (ICMICA)*. 2020. P. 1–5. <https://doi.org/10.1109/ICMICA48462.2020.9242814>.

13. Григораш О. В., Оськин С. В., Денисенко Е. А., Харченко Д. П. Способы оптимизации структурно-схемных решений ветро-солнечных электростанций // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Энергетика. 2023. Т. 23, № 3. С. 34–40. <https://doi.org/10.14529/power230303>. EDN: CBKTQQ.

Grigorash O. V., Oskin S. V., Denisenko E. A., Kharchenko D. P. Optimizing the structure and circuits of wind and solar power plants. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*. 2023;23(3):34–40. <https://doi.org/10.14529/power230303>. EDN: CBKTQQ. (In Russ.).

14. Xin Z., Dong X., Xie X. Multi-energy hybrid power generation system based on constant power control. *IEEE 8th International Conference on Advanced Power System Automation and Protection (APAP)*. China, 2019. P. 745–749. <https://doi.org/10.1109/APAP47170.2019.9225178>.

15. Шарипова Ш. М., Кенжаев И. У. Состояние и перспективы инвестирования в возобновляемые источники электроэнергии: опыт зарубежных стран // Вестник ТГУПБП. 2024. № 1 (98). С. 130–140. <https://doi.org/10.24412/3005-8023-2024-1-130-140>. EDN: ZWVWXM.

Sharipova Sh. M., Kenjaev I. U. Condition and prospects of investment in renewable sources of electricity: experience of foreign countries. *Bulletin TSULBP*. 2024;1(98):130–140. <https://doi.org/10.24412/3005-8023-2024-1-130-140>. EDN: ZWVWXM. (In Russ.).

Вклад авторов:

Деев Али. Постановка целей и задач исследования, разработка концепции и методологии оптимизации гибридной энергосистемы, проведение численного моделирования в программном комплексе HOMER PRO, сбор и обработка исходных данных (климатические параметры, характеристики нагрузки), построение графиков и визуализация результатов, анализ и интерпретация полученных результатов,

написание основного текста статьи, подготовка выводов, редактирование и окончательная доработка текста.

А. Н. Дорошин. Научное руководство, определение общей структуры исследования, критический анализ результатов, проверка достоверности полученных данных, редактирование и рецензирование содержания, обеспечение научной строгости изложения, языковая и стилистическая правка.

Диб Мухаммад. Участие в проведении численного моделирования, помощь в сборе и обработке исходных данных, участие в построении графиков и визуализации результатов, участие в написании разделов, посвященных моделированию.

Authors' contribution:

Deeb Ali. Formulated the research goals and objectives, developed the hybrid system optimization concept and methodology, performed numerical modeling using the HOMER PRO software package, collected and processed input data (climatic parameters, load characteristics), generated plots and visualized results, analyzed and interpreted the obtained results, wrote the original draft of the manuscript, prepared the conclusions, edited and finalised the text.

Aleksandr N. Doroshin. Supervised the research, determined the overall study structure, critically analyzed the results, verified data validity, reviewed and edited the content, ensured scientific rigor of the presentation, performed language and stylistic proofreading.

Deeb Muhammad. Participated in numerical modeling, assisted in collecting and processing input data, contributed to plotting and visualization of results, participated in writing sections related to modeling.

Deeb Muhammad. Participated in numerical modeling, assisted in collecting and processing input data, contributed to plotting and visualization of results, participated in writing sections related to modeling.

Информация об авторах:

ДЕЕБ АЛИ, аспирант кафедры «Гидроэнергетика и возобновляемые источники энергии» Национального исследовательского университета «МЭИ», г. Москва.
e-mail: alideb20001@gmail.com

ДОРОШИН Александр Николаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидроэнергетика и возобновляемые источники энергии» Национального исследовательского университета «МЭИ», г. Москва.

SPIN-код: 1078-8914

AuthorID (РИНЦ): 751790

e-mail: DoroshinAN@mpei.ru

ДИБ МУХАММАД, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Электромеханика, электрические и электронные аппараты» Национального исследовательского университета «МЭИ», г. Москва.

AuthorID (SCOPUS): 57216623195

e-mail: muhamaddeeb002@gmail.com

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Статья поступила в редакцию 16.06.2025; одобрена после рецензирования 18.02.2026; принята к публикации 06.03.2026.

Information about the authors:

DEEB ALI, Postgraduate of the Hydropower and Renewable Energy Department, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.

e-mail: alideb20001@gmail.com

DOROSHIN Aleksandr Nikolayevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Hydropower and Renewable Energy Department, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.

SPIN-code: 1078-8914

AuthorID (RSCI): 751790

e-mail: DoroshinAN@mpei.ru

DEEB MUHAMMAD, Candidate of Technical Sciences, Assistant of the Electromechanics, Electrical and Electronic Apparatuses Department, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.

AuthorID (SCOPUS): 57216623195

e-mail: muhamaddeeb002@gmail.com

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 article was submitted 16.06.2025; approved after reviewing 18.02.2026; accepted for publication 06.03.2026.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МАСЛЯНОГО НАСОСА ВЕРТИКАЛЬНОГО СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

К. С. Сазонов^{1,2}✉, В. С. Петрушин^{1,2}, Р. Р. Якупов¹, Т. Н. Мустафин¹

¹Казанский национальный исследовательский технологический университет,
Россия, 420015, Республика Татарстан, г. Казань, ул. Карла Маркса, 68

²ООО «ТРАКС», Россия, 141006, г. Мытищи, пр. Олимпийский, 38

✉ k.sazonov@list.ru

При проектировании вертикальных спиральных компрессоров конструкторы часто сталкиваются с необходимостью рассчитывать масляный насос, который влияет на характеристики, работоспособность и надежность компрессора. В статье представлен первый этап работы по разработке методики расчета указанных насосов: разработка экспериментальной методики исследования масляного насоса; сравнение физического эксперимента по разработанной методике с известными закономерностями; проверка влияния угла конуса входной насадки на характеристики насоса.

Авторами были проанализированы представленные в открытом доступе материалы и выбраны конструктивные элементы, влияющие на насос или влияние которых необходимо проверить. Для этого авторы разработали экспериментальный стенд и методику проведения эксперимента, которые позволили учесть конструктивные особенности насоса: диаметр канала; диаметр отверстия насадки; форму насадки; частоту вращения вала.

Анализ погрешностей показал, что относительная погрешность эксперимента не превышает 3 %. На основе экспериментальных данных по разработанной методике были сформулированы следующие зависимости: имеется обратная зависимость напора насоса от отношения радиуса отверстия в насадке к радиусу канала насоса; имеется квадратичная зависимость напора насоса от частоты вращения. Указанные зависимости согласуются с известными данными, на основе чего делается вывод об адекватности разработанной методики и о применимости её в дальнейших исследованиях. Также было проверено, что форма насадки не влияет на характеристики насоса. Результаты эксперимента, представленные в статье, могут быть использованы для верификации математических моделей насосов спиральных компрессоров.

Ключевые слова: спиральный компрессор, вертикальный вал, масляный насос, напор насоса, экспериментальный стенд, методика исследования, система смазки

Для цитирования: Сазонов К. С., Петрушин В. С., Якупов Р. Р., Мустафин Т. Н. Разработка методики экспериментального исследования масляного насоса вертикального спирального компрессора. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 49–56. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-49-56>. EDN: QSXNKO.



© Сазонов К. С., Петрушин В. С., Якупов Р. Р., Мустафин Т. Н., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DEVELOPMENT OF THE METHODOLOGY FOR TESTING EXPERIMENTAL OIL PUMPS OF A VERTICAL SPIRAL COMPRESSOR

K. S. Sazonov^{1,2}✉, V. S. Petrushin^{1,2}, R. R. Yakupov¹, T. N. Mustafin¹

¹Kazan National Research Technological University,
Karl Marx St., 68, Kazan, Republic of Tatarstan, 420015, Russia
²LLC "TRACS", Olympic Ave., 38, Mytishchi, 141006, Russia

✉ k.sazonov@list.ru

In the design vertical scroll compressors, engineers often need to calculate an oil pump that influences the compressor's features, performance and reliability. The article presents the first research stage for developing the method for calculating such pumps: development of an experimental method for investigating the oil pump; comparison of the physical experiment using the developed method with known patterns; testing the influence of the angle of the inlet nozzle on the pump's performance.

The authors analysed the publicly available materials and selected the structural elements that affect the pump or which effect needs to be checked. Moreover, the authors developed an experimental test bench and a method of conducting the experiment, which allowed considering the design features of the pump: the diameter of the channel; the diameter of the nozzle opening; the shape of the nozzle; the frequency of rotation of the shaft.

The error analysis reveals that the experiment's relative error is less than 3 %. Based on experimental data, the following dependencies are formulated according to the developed method: there is an inverse dependence of the pump pressure from the ratio of the hole radius at the pump outlet to the radius of the pump duct; there is a quadratic dependence of the pump pressure on the speed. These dependencies are consistent with the known data, which leads to a conclusion about the adequacy of the developed methodology and its applicability in further studies. Moreover, the authors also verify that the shape of the nozzle does not affect the pump's performance. The results of the experiment presented in the article can be applied for verifying mathematical models of scroll compressors.

Keywords: scroll compressor, vertical shaft, oil pump, pump head, experimental bench, research methodology, lubrication system

For citation: Sazonov K. S., Petrushin V. S., Yakupov R. R., Mustafin T. N. Development of the methodology for testing experimental oil pumps of a vertical spiral compressor. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):49–56. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-49-56>. EDN: QSXNKO. (In Russ.).



© Sazonov K. S., Petrushin V. S., Yakupov R. R., Mustafin T. N., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Спиральный компрессор — высокотехнологичное изделие, которое требует решения сложных инженерных вопросов. Одним из достаточно важных вопросов является проектирование его масло-системы.

Маслосистема любого механизма служит для обеспечения подачи смазки ко всем трущимся поверхностям, благодаря чему снижаются потери трения между деталями и увеличивается их ресурс. Кроме того, смазка отводит тепло и вымывает продукты износа с рабочих поверхностей. Наличие таких продуктов может вызвать образование задиров и царапин. Более того, недостаточная смазка опасна перегревом. Чрезмерный нагрев приводит к тепловому расширению узлов агрегата и в итоге — к заклиниванию механизма [1]. В маслосистеме спирального компрессора, как в машине роторного типа, важную роль играет не только смазка пар трения в виде упорных или опорных подшипников, но и организация подвода масла в полость сжатия спиралей для повышения термодинамической эффективности.

Все вышеперечисленные факторы указывают на важность конструирования корректной маслосистемы спирального компрессора.

С классической системой смазки вертикального спирального компрессора было проведено множество исследований [2–6], а также с компрессорами со схожими системами смазки [7–11]. В них изучено влияние частоты вращения и радиуса трубки на работу насоса, однако в данных статьях прямой целью это не ставилось. Например, J. de Bernardi [2] в 2000 г. использует метод CFD моделирования (Computational Fluid Dynamics, вычислительная гидродинамика) для определения расхода масла и визуализации его движения. Автор вводит несколько допущений в модель: поток масла является ламинарным; в начальный момент времени вал имеет бесконечное ускорение; взаимодействие между газом (воздух) и маслом (IS015 Polyol Ester) на границе раздела фаз не учитывается (газовыделение, растворимость); плотность и вязкость являются константами; теплообменном пренебрегают. В качестве метода решения выбирается метод VOF (Volume of Fluid Method, метод объема жидкости). Гранич-

ные условия задаются статическими давлениями. По результатам моделирования и экспериментальной проверки точность модели составила 17 % по расходу на подшипник подвижной спирали, что на то время являлось хорошим результатом. Данное исследование позволило детально рассмотреть путь движения масла.

Micahel M. Cui [3] провел исследование системы подачи масла в спиральном компрессоре с некоторыми уточнениями: присутствует неподвижный масляный картер, вал разгоняется от 0 до 3500 об/мин, поток рассматривается как неоднородный эйлеровский многофазный поток. Присутствует проверка результатов на экспериментальном стенде. В результате своих изысканий автор приходит к следующим выводам:

— снижение вязкости масла в результате растворения хладагента и повышения температуры увеличивает скорость подачи масла в подшипники и общий расход масла;

— снижение уровня масла в поддоне уменьшает расход и скорость поступления масла в подшипники.

D. H. Kim, D. K. Shin, S. O. Cho [4] провели экспериментальный анализ расхода масла в спиральных компрессорах. Расход масла измерялся при изменении параметров таких основных элементов, как масляный насос, корпус верхнего подшипника и вал, которые оказывают большое влияние на систему подачи масла. Результаты измерений показали, что эффективность насоса увеличивается по мере увеличения его рабочего объема, а структура масляного канала в корпусе верхнего подшипника оказывает большое влияние на расход масла к опорному подшипнику между корпусом верхнего подшипника и подвижной спиралью. Кроме того, конфигурация внутреннего масляного канала (маслонасоса) в вале оказывает большое влияние на эффективность насоса. Наиболее эффективным оказался маслонасос со второй ступенью, выполненной под углом к оси вращения (рис. 1в).

В машиностроении, в частности при проектировании маслосистемы, существует принципиальное ограничение, обусловленное технологическими и экономическими факторами, которое заключается в нецелесообразности увеличения длины второй ступени насоса по сравнению с первой. Указанное ограничение обусловлено тем, что при сверлении глубоких отверстий, глубина которых превышает диаметр в 5 раз, необходимо применять специализированные сверла, такие как ружейные [12, 13]. В результате, для оптимизации производственного процесса и снижения затрат на изготовление вала возникает необходимость в точном расчете максимального напора, который может быть обеспечен первой ступенью насоса.

R. T. Drost, J. F. Quesada [5] в 1992 г. использовали аналитическую модель при исследовании поведения масла в маслосистеме вертикального спирального компрессора, для этого был создан испытательный стенд. На испытательной установке изучалось влияние частоты вращения, температуры масла и геометрии системы (разные каналы вала и канавки подшипников) на расход. При анализе авторы вводят следующие допущения: несжимаемая рабочая жидкость; постоянная угловая скорость; ламинарный поток; теплообмен отсутствует. В результате исследования было установлено, что маслосистема чувствительна к небольшим изменениям геометрии и условиям эксплуатации. Были по-

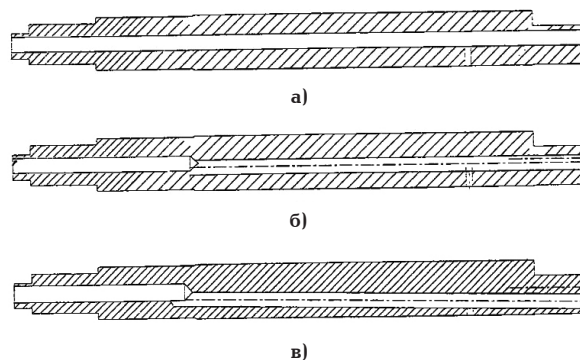


Рис. 1. Модели вала, использованные в эксперименте [4]:

а — сквозное отверстие; б — прямая вторая ступень;

в — вторая ступень под углом к оси вращения

Fig. 1. Shaft models used in the experiment [4]:

a — through hole; б — straight second stage;

в — second stage at an angle to the axis of rotation

лучены зависимости расхода масла от температуры и глубины погружения маслозаборной трубки.

C. J. Shin, J. S. Park, Y. I. Chang [6] в своей статье оценивают теоретический расход масла, давление, сопротивление и требуемый расход в зависимости от нескольких конструктивных параметров системы маслообеспечения. Для моделирования использовалась эквивалентная электрическая схема, а полученные значения сравнивались с экспериментальными данными. По результатам исследования авторы:

— экспериментально и моделированием определили центробежную силу лопастного насоса;

— определили необходимый расход масла по расходу на охлаждение, а не по расходу, необходимому для образования масляной пленки;

— установили расчетный параметр для проектирования маслосистемы с учетом требования надежности.

Стоит отметить, что все исследования по указанной тематике объединяет одно — рассматривается и изучается конкретная конструкция маслосистемы. В литературе нет методики по проектированию насоса вертикального спирального компрессора. Из публикаций можно составить только рекомендации по проектированию маслосистемы, но не рассчитать характеристики насоса. Данные обстоятельства определили цель работы — разработать методику экспериментального исследования первой ступени масляного насоса вертикального спирального компрессора, которая в дальнейшем будет использоваться в разработке методики расчета насоса. Более того, проведенные исследования показали, что из-за низких рабочих давлений масла в системе даже незначительные изменения геометрии насоса могут стать причиной недостаточной смазки, поэтому дополнительно необходимо проверить влияние формы насадки на напор.

Объект исследования

Классическая система смазки вертикального спирального компрессора (рис. 2) состоит из маслонасоса; масляных каналов; отверстий, подающих масло на подшипники; отверстий суфлирования.

Основным элементом любой маслосистемы является маслонасос. В вертикальном исполнении спирального компрессора он представляет собой сквозное сверление тела вала. Существуют «неразрывные», бесступенчатые исполнения, где отвер-

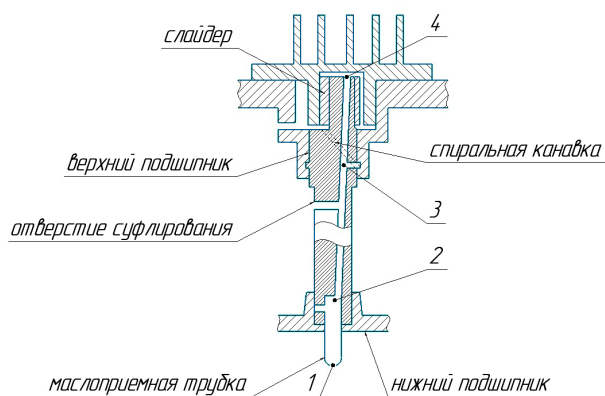


Рис. 2. Схема маслосистемы спирального компрессора:

- 1 — вход маслоприемной трубки;
2 — вход во вторую ступень насоса;
3 — радиальное маслоподающее отверстие верхнего подшипника; 4 — конец масляного канала

Fig. 2. Diagram of the oil system of a spiral compressor:

- 1 — oil intake tube inlet;
2 — entrance to the second stage of the pump;
3 — radial oil inlet of the upper bearing;
4 — end of the oil channel

стие выполнено с некоторым наклоном по отношению к оси вращения вала. Однако в большинстве случаев насос имеет ступенчатое исполнение, где первая ступень — концентрично просверленное отверстие, а вторая — отверстие, выполненное с некоторым эксцентриситетом или наклоном. Рассмотрим ступенчатое исполнение насоса, которое является наиболее распространённым и технологически более простым в производстве.

Масло из картера попадает в маслоприемную трубку, позиция 1 (рис. 2), где вследствие вращения вала возникает центробежная сила, действующая на поток масла, в результате образуется парабола вращения (рис. 3). Затем часть масла через маслоподающее отверстие подается к нижнему подшипнику, а оставшееся масло поступает в следующую ступень насоса, позиция 2 (рис. 2).

В позиции 3 (рис. 2) часть масла через радиальное маслоподающее отверстие попадает к верхнему подшипнику. Оставшееся масло движется от позиции 3 до позиции 4 (рис. 2), где оно выходит из вала и попадает в подшипник подвижной спирали и, если предусмотрено конструкцией, в масляные каналы подвижной спирали, ведущие на всасывание.

Система смазки должна исключать неравномерные проходы, где перепад давления может привести к газовыделению фреона из масла. На случай газовыделения в конструкции предусмотрено отверстие суфлирования, необходимое для предотвращения потери производительности насоса [14, 15].

Экспериментальная установка

Для изучения влияния на напор ступени насоса различных конструктивных особенностей, таких как диаметр канала, диаметр отверстия насадки, форма насадки и частота вращения, был разработан и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 4).

Насадка 10 впрессована в прозрачную измерительную трубку 9, которая зажата в патроне 8 электродвигателя 4, тот в свою очередь неподвижно зажат держателем 3. Для устранения биения трубки, стенд оснащён подшипником 6, который закреплён на стойке 2 держателем 5. Рабочая жидкость находится в прозрачной ёмкости 12, расположенной

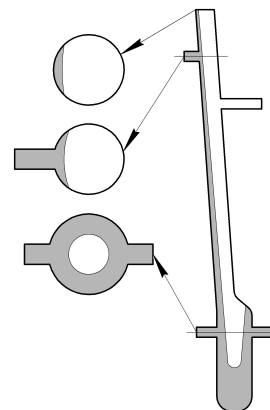


Рис. 3. Форма безмасляной поверхности

Fig. 3. Shape of an oil-free surface

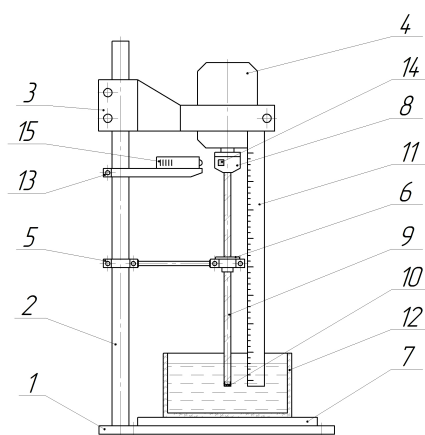


Рис. 4. Принципиальная схема экспериментального стенда:

- 1 — опора; 2 — стойка; 3 — держатель электродвигателя; 4 — электродвигатель;
5 — держатель подшипника скольжения; 6 — подшипник; 7 — предметный столик;
8 — патрон; 9 — измерительная трубка; 10 — насадка; 11 — линейка;
12 — ванночка; 13 — вспомогательный держатель; 14 — светоотражающая метка тахометра; 15 — тахометр

Fig. 4. Schematic diagram of the experimental stand:

- 1 — support; 2 — rack; 3 — electric motor holder; 4 — electric motor;
5 — sliding bearing holder; 6 — bearing; 7 — slide table;
8 — cartridge; 9 — measuring tube; 10 — nozzle; 11 — ruler; 12 — bath;
13 — auxiliary holder; 14 — reflective tag of the tachometer; 15 — tachometer

на предметном столике 7. Измерение уровня подъёма жидкости производится при помощи линейки 11, измерение частоты вращения происходит тахометром 15, для этого на патрон 8 приклеен специальный светоотражающий элемент 14. Тахометр 15 фиксируется на вспомогательном держателе 13.

Из описания конструктивных особенностей можно выделить следующие преимущества стенда:

— возможность проведения эксперимента с учетом всех выбранных конструктивных параметров;

— обеспечение визуального контроля за процессами, происходящими внутри трубки.

Таким образом, экспериментальный стенд позволяет получать данные для построения напорной характеристики насоса — зависимость высоты подъема жидкости от числа оборотов и конструкции насадки.

Методика проведения эксперимента

Для экспериментального определения уровня подъема жидкости необходимо было подготовить трубку требуемой высоты. Для этого ориентировочная высота трубки, с предварительно выбранным диаметральный размером, принималась с некоторым запасом (запас на установку трубки в патрон и максимальный подъём) по формуле, представленной в исследовании Weifeng Wu, Jian Li, Longquan Lu, Quanke Feng [10]:

$$z_{\max} = \frac{w^2 \cdot (2R^2 - r^2)}{4g} + h_0,$$

где w — угловая скорость; R — внутренний радиус трубки; r — входной радиус насадки; h_0 — глубина погружения; g — ускорение свободного падения.

В качестве измерительных трубок были использованы готовые экструзионные трубки, изготовленные из оргстекла. Это предопределило их диаметральный размеры, поскольку сортамент производителя ограничен.

В измерительную трубку вставлялась требуемая насадка (рис. 5), распечатанная на 3D-принтере с послойным наплавлением. В качестве материала использовался ABS пластик. В процессе эксперимента радиус входного отверстия r насадки рассверливался в большую сторону.

В качестве рабочей жидкости для эксперимента была использована вода. Для повышения контрастности границы раздела между рабочей жидкостью и воздушной средой в воду был добавлен пищевой краситель. Выбор воды сделан из-за:

- известных физико-химических свойств;
- вязкости воды при комнатной температуре, достаточно близкой к вязкости масла в реальных условиях эксплуатации [11];
- низкой себестоимости;
- легкого окрашивания;
- полного стекания с внутренней стенки измерительной трубки без образования пленки;
- сохранения физико-химических свойств на открытом воздухе.

Для определения уровня подъема жидкости применялся метод визуального наблюдения с использованием градуированной металлической линейки. Измерения проводились от зеркала воды. Во всех экспериментах глубина погружения измерительной трубки оставалась постоянной и составляла 7 мм, что являлось важным параметром для минимизации погрешностей и обеспечения сопоставимости результатов.

Регулировка частоты вращения производилась при помощи встроенного регулятора электродвигателя. Процесс включал последовательное увеличение оборотов до максимального значения с заданным шагом, после чего происходило их снижение без остановки электродвигателя.

Измерение параметров осуществлялось на установившемся режиме, когда уровень жидкости стабилизировался на протяжении продолжительного временного интервала. Это позволило минимизировать влияние случайных процессов и обеспечить

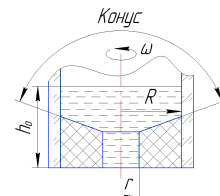


Рис. 5. Насадки:

w — угловая скорость; R — внутренний радиус трубки; r — входной радиус насадки; h_0 — глубина погружения

Fig. 5. Nozzles:

w — angular velocity; R — inner tube radius; r — inlet radius of the nozzle; h_0 — depth of immersion

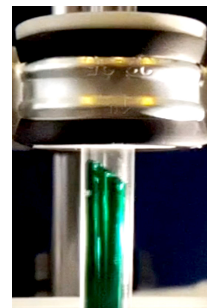
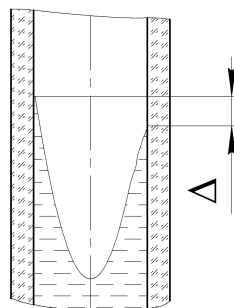


Рис. 6. Неровная кромка параболы:

Δ — высота неровной кромки параболы

Fig. 6. Rough edge of a parabola:

Δ — height of the rough edge of the parabola

высокую точность и надежность полученных данных. В установившемся режиме жидкость, вращающуюся вокруг оси цилиндрической трубки, при определенных допущениях (например, рассмотрение жидкости как идеальной и несжимаемой) можно принимать как абсолютно твердое тело.

В процессе экспериментальных исследований была определена максимальная инструментальная погрешность тахометра, которая составила $\pm 0,025$ об/с. В качестве инструментальной погрешности линейки, по общепринятой практике, было принято значение, равное половине цены деления шкалы, то есть $\pm 0,5$ мм.

На практике было выявлено, что при высоте подъема жидкости выше 100 мм (граница принята исходя из эксперимента) существенную погрешность начинает вводить неровная кромка параболы (рис. 6). Это происходит из-за биения трубки, вызванного несоосностью осей внутреннего отверстия и вращения, а также наличием неровностей на внутренней поверхности трубки.

Данную дополнительную погрешность хорошо описывает следующая зависимость:

$$\text{при } h_3 \geq 100 \text{ мм} \rightarrow \pm \Delta(h_3) = 0,025 \cdot h_3 - 2,5 \text{ мм.}$$

Например, для максимальной высоты подъема в эксперименте дополнительная погрешность неровной кромки составила ± 2 мм. Относительная погрешность эксперимента не превышает 3 %.

Результаты эксперимента

Была проведена серия экспериментов с трубками следующих конфигураций:

— $R = 4$ мм; $r = 1$ мм при входном угле насадки (конус на рис. 5), равном 60° , 120° , 180° , рабочая жидкость — вода;

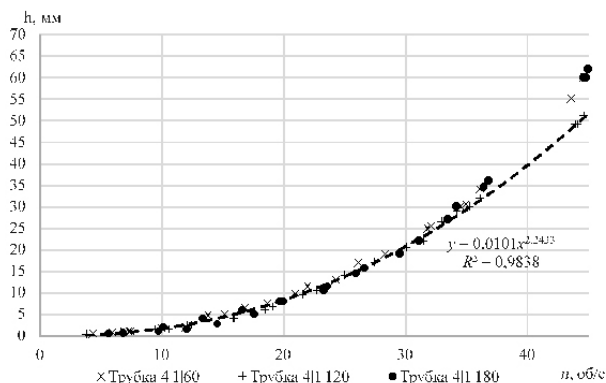


Рис. 7. Зависимость высоты подъема жидкости от частоты вращения вала при различных углах конуса входной насадки насоса

Fig. 7. Dependence of liquid head on the shaft rotation speed at different inlet nozzle cone angles of the pump

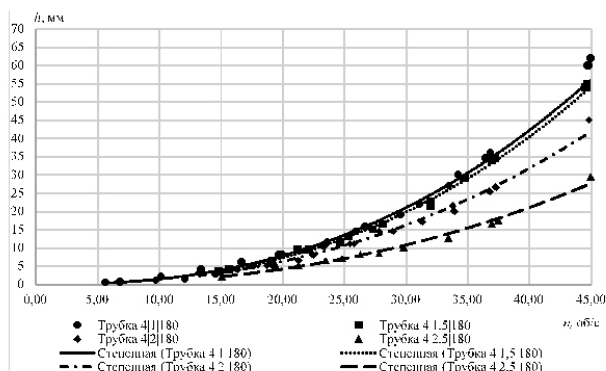


Рис. 8. Зависимость высоты подъема жидкости от частоты вращения вала при $R = 4$ мм и различных радиусах r входного отверстия насадки насоса

Fig. 8. Dependence of liquid head on the shaft rotation speed at $R = 4$ mm and different inlet radius r of the pump nozzle

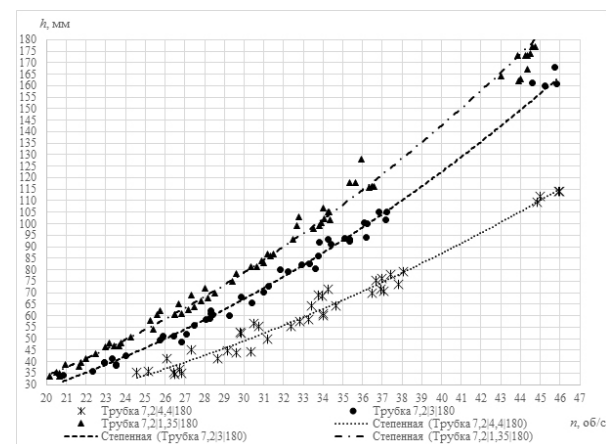


Рис. 9. Зависимость высоты подъема жидкости от частоты вращения вала при $R = 7,2$ мм и различных радиусах r входного отверстия насадки насоса

Fig. 9. Dependence of liquid head on the shaft rotation speed at $R = 7,2$ mm and different inlet radius r of the pump nozzle

— $R = 4$ мм; конус = 180° при r , равном 1; 1,5; 2; 2,5 мм, рабочая жидкость — вода;
— $R = 7,2$ мм; конус = 180° при r , равном 1,35; 1,6; 2; 2,45; 3; 3,45; 3,9; 4,4 мм, рабочая жидкость — вода.

Результаты эксперимента представлены в виде графиков (рис. 7–9). Обозначение конфигурации

трубок указано в следующем виде — «R|r|конус» согласно рис. 5.

Из рис. 7 видно, что изменение зависимости высоты подъема жидкости от частоты вращения вала при различных углах конуса входной насадки насоса не наблюдается.

На основании проведенного эксперимента были получены следующие закономерности:

- увеличение радиуса r ведет за собой квадратичное падение напора насоса h ;
- увеличение радиуса R приводит к квадратичному росту напора h ;
- изменение напора h квадратично пропорционально изменению частоты вращения n .

При $R = r$, отсутствие насадки в трубке, подъема жидкости вдоль оси вращения вала на любой трубке не наблюдается.

Выводы

Разработанный экспериментальный стенд и методика проведения эксперимента позволяют оценить напор насоса с относительной погрешностью 3 %. Полученные данные согласуются с уже известными закономерностями, что подтверждает корректность, адекватность созданной методики и её пригодность для дальнейших исследований. Также было выявлено, что характеристики насоса не зависят от формы насадки или эти изменения невозможно оценить в исследуемых условиях.

В будущих исследованиях планируется проведение модернизации стенда с целью обеспечения возможности определения расходно-напорной характеристики насоса.

Список источников / References

1. Войнов К. Н., Григорьев А. Ю. Трибология и надёжность: моногр. СПб.: Нестор-История, 2015. 326 с.
Voynov K. N., Grigor'yev A. Yu. Tribologiya i nadezhnost'. Saint Petersburg, 2015. 326 p. (In Russ.).
2. Bernardi J. de. CFD Simulation of a Scroll Compressor Oil Pumping System. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2000. Paper 1454.
3. Cui M., Sauls J. Investigation on the oil supply system of a scroll compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy*. 2007; 221:509–517. <https://doi.org/10.1243/09576509JPE286>.
4. Kim D. H., Shin D. K., Cho S. O. An experimental analysis on the flow rate in scroll compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1998. Paper 1312.
5. Drost R. T., Quesada J. F. Analytical and experimental investigation of a scroll compressor lubrication system. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1992. Paper 846.
6. Shin C. J., Park J. S., Chang Y. I. An analytical study of the oil supply system in scroll compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1998. Paper 1257.
7. Kim K. H., Lee T. J., Bae Y. J. Numerical Simulation Of Oil Supply System Of Reciprocating Compressor For Household Refrigerators. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2002. Paper 1533.
8. Itoh T., Kobayashi H., Fujitani M., Murata N. Study on the Oil Supply System for Rotary Compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1992. Paper 841.
9. Posh S. A., Hopfgartner J., Heimele M., Berger E., Almbauer R. Numerical Investigation of the Oil Pump Suction Behaviour in a Hermetic Reciprocating Compressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2016. Paper 2427.
10. Weifeng W., Li J., Lu L. [et al.]. Analysis of oil pumping in the hermetic reciprocating compressor for household refrigerators.

International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2010. Paper 1957.

11. Kim H. J., Lee E. S., Kwag S. H. [et al.]. A study on the oil supply system of a rotary compressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2000. Paper 1379.

12. Немцев Б. А., Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Технология глубокого сверления отверстий малых диаметров с наружным подводом СОЖ // Металлообработка. 2015. № 4 (88). С. 19–24. EDN: VCF SAX.

Nemtsev B. A., Yakovlev P. D., Yakovlev S. P. Technology of deep drilling of small diameter holes with external coolant supply. *Metalworking*. 2015;4(88):19–24. EDN: VCF SAX. (In Russ.).

13. Горелова А. Ю., Кристаль М. Г. Инструмент для обработки глубоких отверстий // Обработка металлов: технология, оборудование, инструменты. 2015. № 3 (68). С. 75–81. <https://doi.org/10.17212/1994-6309-2015-3-75-81>. EDN: UH THNX.

Gorelova A. Yu., Kristal M. G. The deep hole boring tool. *Metal Working and Material Science*. 2015;3(68):75–81. <https://doi.org/10.17212/1994-6309-2015-3-75-81>. EDN: UH THNX. (In Russ.).

14. Branch S. Scroll compressor oil pump analysis. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. 2015;90(1):2033. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012033>.

15. Jorwekar P., Dr. Virendra Bhojwani. Investigation of oil supply system of a scroll compressor. *International Engineering Research Journal (IERJ) Special Issue*. 2016. P. 971–975. URL: <https://web.archive.org/web/20180411195951/http://www.ierjournal.org/pupload/mit/HP9-8%20ok.pdf> (accessed: 10.10.2025).

Вклад авторов:

К. С. Сазонов. Анализ литературы, проектирование и изготовление стенда, проведение эксперимента, сбор и обработка расчетных данных, написание основного текста статьи, построение графиков, редактирование и правка текста статьи.

В. С. Петрушин. Проведение эксперимента, сбор расчетных данных, критический анализ полученных результатов, редактирование текста статьи.

Р. Р. Якупов. Постановка целей и задач исследования, определение методологии, спонсорство, редактирование текста статьи.

Т. Н. Мустафин. Научное руководство, перевод.

Authors' contribution:

Konstantin S. Sazonov. Literature review; design and fabrication of the experimental setup; conducting experiments; collection and processing of calculated data; writing the main text of the article; plotting graphs; editing and proofreading of the manuscript.

Viktor S. Petrushin. Conducting experiments; collection of calculated data; critical analysis of the obtained results; editing of the manuscript.

Ruslan R. Yakupov. Formulation of research aims and objectives; methodology development; funding acquisition; editing of the manuscript.

Timur N. Mustafin. Scientific supervision; translation.

Информация об авторах:

САЗОНОВ Константин Сергеевич, аспирант кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), г. Казань.

SPIN-код: 3226-9389

AuthorID (РИНЦ): 1313600

e-mail: k.sazonov@list.ru

ПЕТРУШИН Виктор Сергеевич, аспирант кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 8573-9234

AuthorID (РИНЦ): 1313601

e-mail: prosto_petrushin@mail.ru

ЯКУПОВ Руслан Равилевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 1985-6572

AuthorID (РИНЦ): 741689

ORCID: 0000-0001-5661-3517

AuthorID (SCOPUS): 55943696000

e-mail: YakupovRR@corp.knrtu.ru

МУСТАФИН Тимур Наилевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 1193-0110

AuthorID (РИНЦ): 575778

ORCID: 0000-0001-9511-1974

AuthorID (SCOPUS): 55943393400

e-mail: MustafinTN@corp.knrtu.ru

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Статья поступила в редакцию 15.10.2025; одобрена после рецензирования 11.02.2026; принята к публикации 26.02.2026.

Information about the authors:

SAZONOV Konstantin Sergeyevich, Postgraduate at the Low Temperature and Compressor Equipment and Technology Department, Institute of Chemical Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan.

SPIN-code: 3226-9389

AuthorID (RSCI): 1313600

e-mail: k.sazonov@list.ru

PETRUSHIN Viktor Sergeyevich, Postgraduate at the Low Temperature and Compressor Equipment and Technology Department, Institute of Chemical Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan.

SPIN-code: 8573-9234

AuthorID (RSCI): 1313601

e-mail: prosto_petrushin@mail.ru

YAKUPOV Ruslan Ravilevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Low Temperature and Compressor Equipment and Technology Department, Institute of Chemical Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan.

SPIN-code: 1985-6572

AuthorID (RSCI): 741689

ORCID: 0000-0001-5661-3517

AuthorID (SCOPUS): 55943696000

e-mail: YakupovRR@corp.knrtu.ru

MUSTAFIN Timur Nailevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head the Low Temperature and Compressor Equipment and

Technology Department, Institute of Chemical Engineering and Technology, Kazan National Research Technological University, Kazan.

SPIN-code: 1193-0110

AuthorID (RSCI): 575778

ORCID: 0000-0001-9511-1974

AuthorID (SCOPUS): 55943393400

e-mail: MustafinTN@corp.knrtu.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 article was submitted 15.10.2025; approved after reviewing 11.02.2026; accepted for publication 26.02.2026.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОТУРБИННЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

Е. С. Подшивалов¹, О. В. Крюков¹✉, И. В. Гуляев², А. В. Саушев³

¹ООО «ТСН-электро», Россия, 603108, г. Нижний Новгород, ул. Электровозная, 7А

²Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва,
Россия, 430005, г. Саранск, ул. Б. Хмельницкого, 39

³Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова,
Россия, 198035, г. Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7

✉o.v.kryukov@mail.ru

В статье описывается процедура системной оценки температуры воздуха газотурбинных компрессоров, работающих на линейных станциях компримирования природного газа газопроводов в южных регионах Российской Федерации.

Анализ статистических данных показывает, что иногда работа ряда центробежных нагнетателей в летний период не соответствует нормативно-техническим требованиям в газовой отрасли и приводит к нарушениям штатной работы энергетических машин и оборудования. Следовательно, предлагается до подачи воздуха в газотурбинные двигатели произвести его охлаждение в специальной системе абсорбционных холодильных машин. Это дополнительно позволит расширить функциональные возможности газотурбинных агрегатов, обеспечивая глубокую очистку воздуха, а также снизить потери давления природного газа, уровня шума и попадания в сам двигатель различных осадков.

Предложена и описана работа оригинальной функциональной схемы устройства, которая гарантирует эффективный воздухозабор атмосферного воздуха для штатной эксплуатации газотурбинных газоперекачивающих агрегатов при работе в летний период в южных регионах страны. Представлены новые результаты экспериментальных исследований параметров охлаждения воздуха в абсорбционных холодильных машинах. Приведен численный пример анализа параметров компрессорных станций с газотурбинными установками на базе ДГ-90Л2.1. Продемонстрированы зависимости мощности газотурбинного двигателя от температуры воздуха и производительности газоперекачивающего агрегата от мощности.

Экспериментальные результаты на компрессорной станции подтвердили предварительные расчеты эффективности нового газотурбинного агрегата с системой охлаждения воздуха, а также доказали необходимость ее установки.

Ключевые слова: газоперекачивающий агрегат, компрессорная станция, воздухозаборное устройство, абсорбционная холодильная машина, газотурбинная установка, температура воздуха, эффективность

Для цитирования: Подшивалов Е. С., Крюков О. В., Гуляев И. В., Саушев А. В. Анализ эффективности абсорбционных холодильных машин для улучшения показателей газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 57–67. DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-57-67>. EDN: SCERIB.



© Подшивалов Е. С., Крюков О. В., Гуляев И. В., Саушев А. В., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF ABSORPTION REFRIGERATION MACHINES FOR IMPROVING THE PERFORMANCE OF GAS TURBINE GAS PUMPING UNITS

E. S. Podshivalov¹, O. V. Kryukov¹✉, I. V. Gulyaev², A. V. Saushev³

¹LLC "TSN-Electro", Elektrovoznaya St., 7A, 603108, Nizhny Novgorod, Russia

²National Research Mordovia State University named after N. P. Ogarev,
B. Khmel'nitsky St., 39, 430005, Saransk, Russia

³Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
Dvinskaya St., 5/7, 198035, Saint Petersburg, Russia

✉ o.v.kryukov@mail.ru

The article describes the procedure of the system assessment of air temperature of gas turbine compressors operating at linear stations of natural gas compression of gas pipelines in the southern regions of the Russian Federation.

Analysis of statistical data shows that the operation of a number of centrifugal superchargers in the summer does not meet the regulatory and technical requirements of the gas industry, leading to abnormal operation of power machines and equipment. Therefore, the authors propose to cool the air before it is supplied to the gas turbine engines in a special system of absorption refrigeration machines. This additionally expands the functionality of gas turbine units, providing deep air purification, reducing natural gas pressure loss, preventing the entry of various precipitation into the engine, and significantly reducing noise levels.

The article proposes and describes the operation of an original functional scheme that ensures efficient atmospheric air intake for the normal operation of gas turbine gas-pumping units during the summer season in the southern regions of the country. Moreover, the authors present new results of experimental studies of air cooling parameters in absorption refrigeration machines. The article also demonstrates a numerical example of analyzing the parameters of compressor stations with gas turbine units based on DG-90L2.1. The research also presents the dependence of the gas turbine engine power on the air temperature and the dependence of the gas compressor unit performance on the power.

The experimental results at the compressor station confirm the preliminary calculations of the efficiency of the new gas turbine unit with an air cooling system and prove the necessity of its installation.

Keywords: gas compressor unit, compressor station, air intake device, absorption refrigeration machine, gas turbine unit, air temperature, efficiency

For citation: Podshivalov E. S., Kryukov O. V., Gulyaev I. V., Saushev A. V. Analysis of the efficiency of absorption refrigeration machines for improving the performance of gas turbine gas pumping units. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):57–67. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-57-67>. EDN: SCERIB. (In Russ.).



© Podshivalov E. S., Kryukov O. V., Gulyaev I. V., Saushev A. V., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Развитие современной компрессорной техники большой мощности тесно связано с совершенствованием приводных газотурбинных установок (ГТУ) с целью повышения энергоэффективности, надежности и экологичности их эксплуатации [1, 2]. Это особенно важно обеспечивать на объектах Единой системы газоснабжения Российской Федерации, в том числе на компрессорных станциях (КС) газопроводов, на электростанциях собственных нужд и в системах электроснабжения на базе новых распределительных устройств цифровых подстанций (рис. 1) [3–5].

Однако реальная эксплуатация типовых унифицированных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) на КС при повышенных температурах атмосферного воздуха приводит к значительному снижению энергетических характеристик оборудования, на-

рушению штатного режима и снижению ресурса компрессорной техники [6–8]. Следовательно, для сохранения высоких энергетических показателей ГТУ основным техническим направлением исследований стала разработка устройств для охлаждения циклового воздуха перед компрессором ГТУ [2, 9].

Согласно публикациям зарубежных ученых, на Западе широкое использование получила технология STIG (Steam Injected Gas Turbine), обеспечивающая подачу пара во входной патрубок ГТУ [10, 11]. Аналогичные системы впрыска пара с ультратонким распылом имеются в экспериментальных установках отечественных ГТУ, однако они ненадежны и из-за сложности реализации не получили распространения [12, 13]. Альтернативные решения ГТУ также не обосновывают целесообразность их применения.



Рис. 1. Энергокомплекс подстанции с резервированием от газопоршневых генераторов
Fig. 1. Substation energy complex with redundancy from gas piston generators

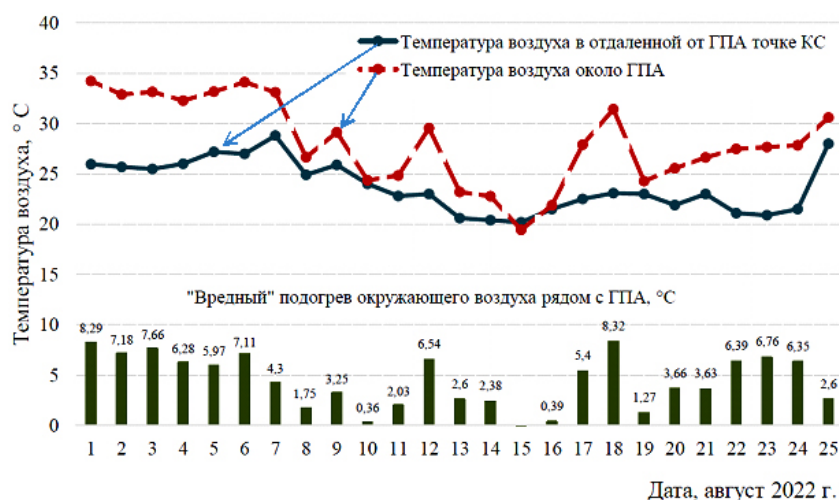


Рис. 2. Фактическая температура окружающего воздуха в различных точках КС южного региона России
Fig. 2. Actual ambient temperature in various points of the compressor stations in the Russian south regions

Методика анализа характеристик охлаждающего воздуха

При расчете параметров оптимальной работы ГТУ необходимо учитывать статистические данные климатики конкретного размещения КС [14–16]. Существующие температурные поправки в нормативно-технической документации не в полной мере отражают ситуацию с текущими летними температурами региона, в связи с этим недостаточно обоснованы научно. Кроме того, реальная температура атмосферного воздуха в месте размещения КС не является функцией существующих расчетных методик определения параметров необходимого снижения величины температуры воздуха на базе абсорбционных бромисто-литиевых холодильных машин (АБХМ) при дополнительном его охлаждении. В результате энергетические характеристики ГТУ летом всегда будут хуже аналогичных при штатной работе зимой [17, 18].

Как правило температура воздуха на входе ГТУ отличается от температуры окружающей среды из-за особенностей конструкции и монтажа вспомогательного оборудования ГТУ по забору и подаче циклового воздуха, а также расположения блока забора воздуха вблизи выхлопного тракта установки [2, 9]. Подача атмосферного воздуха непосредствен-

но к входному патрубку компрессора ГТУ осуществляется через воздухозаборный тракт (ВЗТ), включающий в себя комплексное воздухоочистительное устройство (КВОУ) с группами фильтров грубой и тонкой очистки, систему антиобледенения/подогрева циклового воздуха, блок шумоглушения и воздуховоды с отводами [2, 9]. ВЗТ обеспечивает подачу необходимого количества очищенного воздуха с минимальными потерями давления, исключает попадание в тракт двигателя атмосферных осадков, обеспечивает снижение шума до санитарных норм (глушение шума, возникающего от работы ГТУ).

Дополнительное повышение температуры циклового воздуха также обусловлено расположением блока забора воздуха в непосредственной близости от агрегатов системы компримирования, выхлопного тракта ГТУ [2, 9]. Это способствует возникновению «вредного» подогрева циклового воздуха ГТУ, возникающего из-за высокой температуры выхлопных газов ГТУ порядка 450–550 °C, незначительного расстояния между системами забора и выхлопа, теплового излучения от поверхности ГПА в процессе их работы [2, 9].

Незначительное расстояние между системой воздухоподдачи и выхлопа в конструкции ГТУ соз-

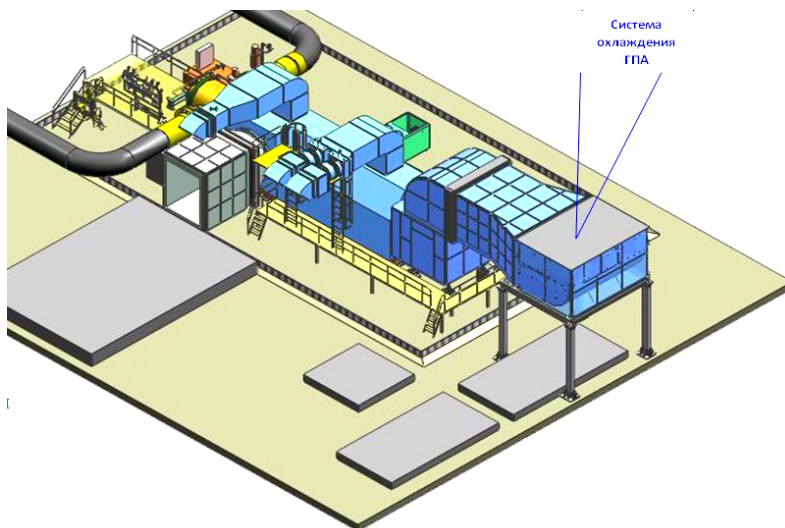


Рис. 3. Расположение системы охлаждения на площадке ГПА
Fig. 3. Location of the cooling system on the gas turbine power plant site



Рис. 4. Общий вид КС «Краснодарская»
на базе 5 агрегатов ГТУ от НПО «Искра»
Fig. 4. General view of the Krasnodarskaya compressor station based on 5 gas turbine units from Iskra

дает так называемое «локальное пятно нагрева» на КС. Величина температуры «вредного» подогрева циклового воздуха из-за наличия «локального пятна нагрева» на КС во многом зависит от циркуляции воздуха на производственной площадке. Опытные замеры на КС показывают, что дополнительный нагрев окружающего воздуха из-за описанных особенностей составляет от 0 до $+8,32^{\circ}\text{C}$ (рис. 2).

Анализ разницы реальной температуры атмосферного воздуха в районе ГТУ и на некотором удалении от КС показал необходимость строгой адаптации всех параметров климатки. Как показала практика эксплуатации, температурная поправка на «вредный» подогрев воздуха зависит от проектного взаимного расположения системы воздухообеспечения и выхлопа ГПА (рис. 3). Для большинства КС, расположенных в южных регионах страны, расстояние между ними составляет 10–12 м, что дает величину температурной поправки на «вредный» подогрев воздуха порядка 5°C [2, 9].

Особенности устройства ВЗТ для ГПА

Как правило, конструкции ГТУ на КС в РФ ранее не имели каких-либо адаптивных охлаждающих систем для летнего периода эксплуатации в условиях критических температур атмосферного воздуха (рис. 4). В настоящее время в монтаж КВОУ предусматривается внедрение разнообразных и оригинальных систем, среди которых можно выделить следующие:

1. На основе эффекта охлаждения атмосферного воздуха в цикловом потоке при испарении воды в пористых водосодержащих материалах на входе в ГТУ на основе принципа работы башенных и вентиляторных градирен (evaporative cooling).

2. Тонкое впрыскивание водяных паров с помощью системы форсунок непосредственно в области патрубков ГТУ по аналогии с водоохлаждающими бассейнами тепловой электростанции.

3. Использование теплообменных систем по принципу аппаратов воздушного охлаждения

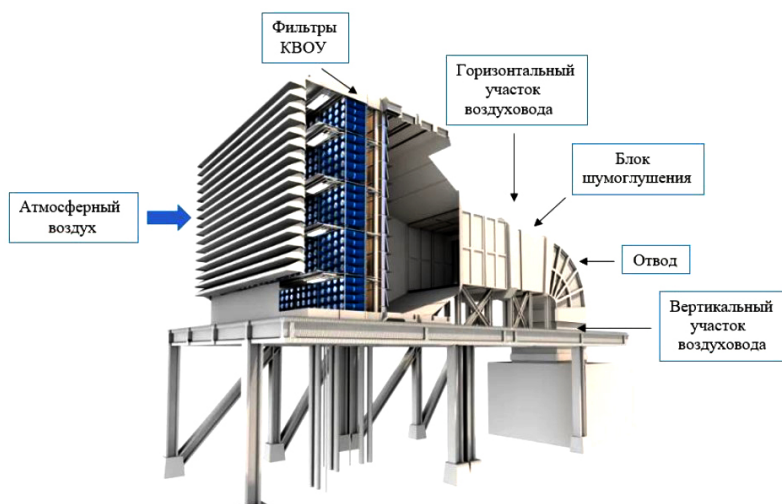


Рис. 5. Типовая схема воздухозаборного устройства ГТУ
Fig. 5. Typical scheme of the air intake device of the gas turbine unit

Таблица 1. Основные характеристики газотурбинных агрегатов серии «Урал»
Table 1. Main features of the Ural series gas turbine units

Характеристика	ГПА-12	ГПА-16	ГПА-25	ГПА-4ПХГ	ГПА-10ПХГ	ГПА-6ДКС	ГПА-10ДКС	ГПА-16ДКС
Номинальная мощность, МВт	12	16	25	4	10	6	10	16
Коммерческая производительность, млн $\text{м}^3/\text{сут}$	20,4 – 32,6	22 – 35	44,5 – 57	1,8 – 2,5	4 – 11,3	6 – 8,3	5 – 24	8 – 29
Давление компрессора, МПа	5,45 – 9,61	5,45 – 8,33	7,45	9,92 – 14,4	7,45 – 14,7	7,35	12,3	7,45
Степень сжатия	1,32 – 1,7	1,44 – 1,61	1,37 – 1,5	2,2 – 3	1,57 – 3,26	1,1 – 4	1,25 – 3	1,45 – 3
Политропный КПД компрессора	0,85	0,85	0,85	0,76 – 0,8	0,76 – 0,83	0,8	0,78 – 0,83	0,78 – 0,83
Частота вращения компрессора, об/мин	6500	5300	5000	14000	9000	8300	9000	5300
Эффективный КПД ГТУ (стационарный)	0,34	0,363	0,395	0,24	0,34	0,262	0,34	0,363
Частота вращения турбины, об/мин	6500	5300	5000	7000	9000	7000	9000	5300
Удельный расход газа ГТУ, $\text{кг}/\text{кВт}\cdot\text{ч}$	0,208	0,192	0,177	0,303	0,212	0,274	0,212	0,192
Давление газа, МПа — пускового — топливного	0,6 3,0	0,6 3,2	0,6 4,5	0,6 1,5	0,6 3,0	0,6 1,8	0,6 3,0	0,6 3,2
Тип масла — двигателя — компрессора	МС-8П ТП-22С	МС-8П ТП-22С	МС-8П ТП-22С	МС-8П ТП-22С	МС-8П ТП-22С	МС-8П ТП-22С	МС-8П ТП-22С	МС-8П ТП-22С
Масса, тонн	170	220	310	98	185	147	185	225
Общий ресурс, тыс. час	100	100	100	100	100	100	100	100
Межремонтный ресурс, тыс. час	25	25	25	25	25	25	25	25

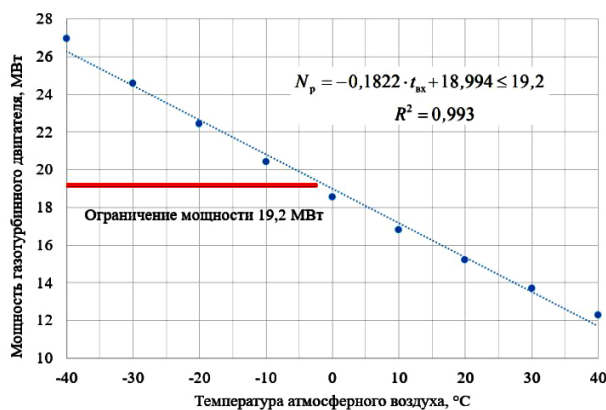
природного газа на КС, по трубам которого пропускается хладагент.

Положительные и энергоэффективные результаты реализации перечисленных выше конструкций КВОУ можно оценить по типовой схеме воздухозаборного аппарата (рис. 5).

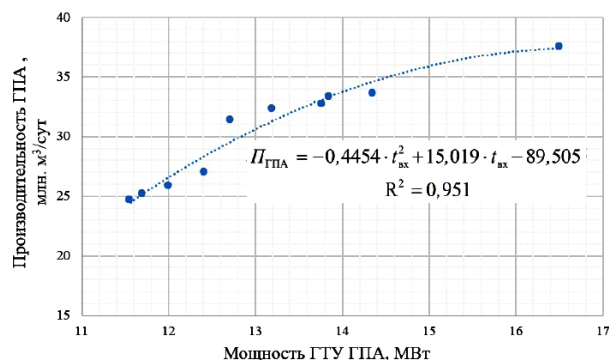
ВЗТ не является серийной продукцией для стационарных ГТУ, что связано с различными климатическими условиями их размещения и эксплуатации, из-за чего могут различаться и конфигурации

ВЗТ для объектов (площадь проходного сечения воздуховода, длина горизонтальных и вертикальных участков, количество отводов и т. д.) [2, 9]. Движение воздуха по каналам ВЗТ сопровождается преодолением местных сопротивлений (фильтры КВОУ и пластины шумоглушителя), что приводит к падению давления и дросселированию.

Потери полного давления на фильтрах КВОУ зависят от степени загрязнения фильтров и возрастают на протяжении их срока службы. По нормам



а)



б)

Рис. 6. Зависимость мощности газотурбинного двигателя ДГ-90Л2.1 N от температуры окружающего воздуха (а) и зависимость производительности Π ГПА от мощности (б)

Fig. 6. Dependence of the power of the DG-90L2.1 N gas turbine engine on the ambient temperature (а) and the dependence of the productivity of Π gas turbine power plants on the power (б)

проектирования потери полного давления КВОУ с шумоглушением не должны превышать 1000 Па. Анализ конструктивных особенностей систем воздухоподдачи ГТУ на КС, расположенных в южных регионах России (см. рис. 4), показал [2, 9], что дополнительный подогрев составляет величину порядка $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ по отношению к температуре воздуха окружающей среды.

Исследование параметров дополнительных систем охлаждения циклового воздуха на основе абсорбционных холодильных машин

По аналогии с вентиляторными градирнями, расчет которых подробно рассмотрен авторами в [19, 20], холодильная мощность АБХМ для охлаждения атмосферного воздуха ГПА находится по температуре и его влажности. В соответствии с нормативно-технической документацией, конечной температурой воздуха является проектная точка в $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$. По характеристикам холодильной машины (расходу воды и ее величинам температур на входе и выходе) можно произвести оптимальный выбор той или иной градирни. Так, например, для ГТУ мощностью 16 МВт эти величины составляют около 800 кВт, а при 25 МВт — не более 1000 кВт (табл. 1).

Более подробные зависимости для ГТУ с двигателем ДГ-90Л2.1 получены на компрессорной станции одного из магистральных газопроводов России и представлены на рис. 6. В результате можно констатировать, что рост температуры атмосферного воздуха в данном регионе размещения КС с 15 до $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (что реально на КС многих газопроводов юга России) критично влияет на штатную работу ГПА, снижая установленную мощность на четверть от номинала (рис. 6а). Аналитически данная зависимость аппроксимируется линейным графиком, а зависимость производительности ГПА от мощности — квадратичной кривой с проделом в 120 % от номинальной мощности (рис. 6б).

По базе данных экспериментальных замеров получена зависимость производительности ГПА от температуры охлаждающего воздуха в виде квадратичного полинома с точностью $R^2 = 0,9308$ (рис. 7).

В результате расчета, проведенного для агрегата ГПА-Ц-16С, получено значение критерия оценки эффективности при экспортных поставках природного газа $K_{\text{эф2}} = 0,725$, для группы из трех

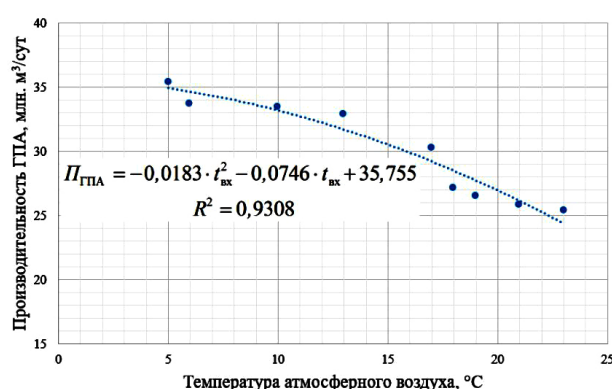


Рис. 7. Зависимость производительности Π ГПА от температуры атмосферного воздуха

Fig. 7. Dependence of the productivity of Π gas turbine power plants on the ambient temperature

ГПА — $K_{\text{эф2, ГПА}} = 0,381$ [2, 9]. Расчетное значение критерия свидетельствует о наличии резерва повышения эффективности, который обусловлен снижением выходных характеристик ГПА вследствие эксплуатации при температурах воздуха, значительно превышающих номинальное проектное значение. Резерв повышения эффективности может быть достигнут при системе с ГПА АБХМ с высокой холодопроизводительностью.

На рис. 8 представлены ранжированные результаты расчета единого критерия эффективности для КС ООО «Газпром трансгаз Волгоград» [2, 9] по степени необходимости установки на них дополнительных систем охлаждения циклового воздуха ГТУ.

Согласно рис. 8 для КС «Котельниковская» характерен один из самых низких показателей эффективности эксплуатации ГТУ ГПА в период повышенных температур окружающей среды.

В ходе проведения экспериментальной проверки эффективности внедренного проекта контроль параметров атмосферного воздуха осуществляется посредством штатных измерительных систем. Аппроксимация экспериментальных данных выполнена методом наименьших квадратов с получением регрессионного уравнения в виде полинома второго порядка. Адекватность принятой математической

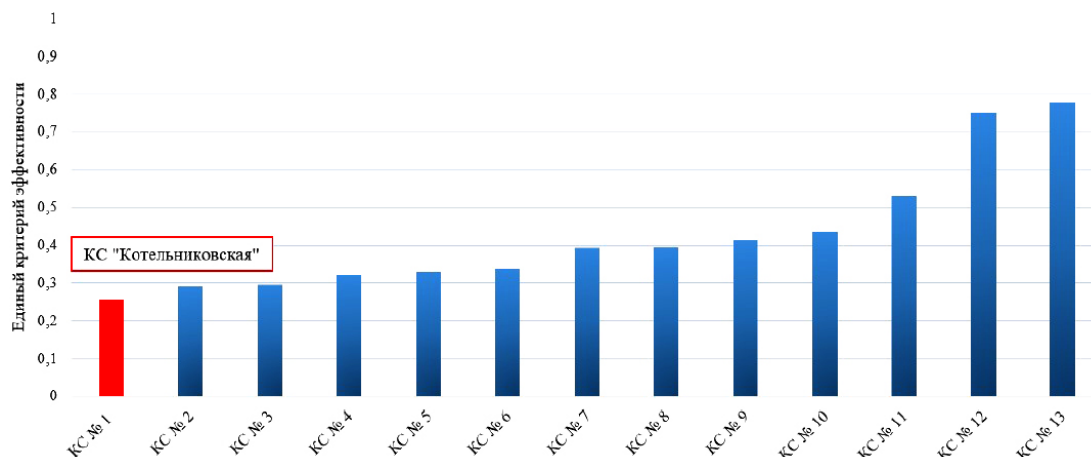


Рис. 8. Результаты расчета единого критерия эффективности газотурбинных ГПА для КС ООО «Газпром трансгаз Волгоград»
Fig. 8. Calculation results of the unified efficiency criterion of gas turbine power plants for Gazprom Transgaz Volgograd

модели оценивалась по критерию Фишера. Полученный полином с высокой точностью (до 2 %) описывает результаты процесса охлаждения воздуха на входном патрубке осевого компрессора (ОК) ГТУ с помощью системы охлаждения на основе АБХМ, реализованного на ПГУ-110 (рис. 9).

Алгоритм общей методики определения значений температуры охлаждения атмосферного воздуха для АБХМ при реконструкции КС

Переход от пилотного проекта внедрения новых систем охлаждения на базе АБХМ на компрессорных станциях магистральных газопроводов южных регионов России путем копирования подходов и параметров для других ГТУ затруднителен, если не сформирован определенный алгоритм, учитывающий конструктивные особенности, рабочие технологические режимы и условия эксплуатации каждого конкретного оборудования газоперекачивающих агрегатов.

Рассмотрим подробнее наиболее важные этапы формирования алгоритма оценки требуемых параметров АБХМ:

Первый этап — комплексный анализ исходной информации. Особое внимание следует уделить следующим аспектам:

- анализ всех значений метеорологических параметров площадки КС, включая среднестатистическую температуру воздуха летом и максимистическую ее пики, относительную влажность воздуха, параметры и направления преобладающего ветра, а также месячную периодичность и интенсивность осадков;
- комплекс параметров и текущее состояние (при модернизации) компрессорной установки в соответствии с табл. 1 и все последующие изменения;
- анализ принципиальной возможности включения АБХМ в текущую технологическую схему воздухообеспечения ГТУ с учетом изменений тепловых потоков;
- изучение вариантов размещения на исходной площадке застройки КС нового оборудования АБХМ с учетом взаимовлияния воздушных потоков ветра, а также отходящих газов от ГТУ и аппаратов воздушного охлаждения;
- определение параметров обеспечения системы охлаждения необходимым и достаточным ко-

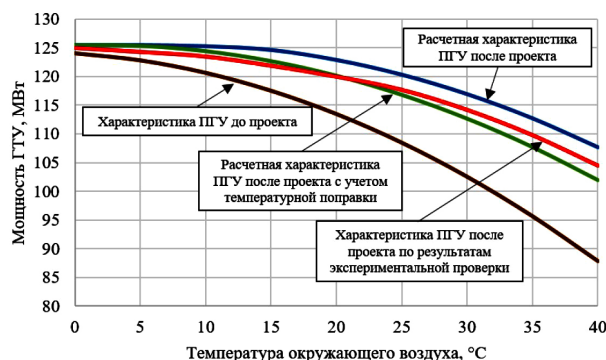


Рис. 9. Сравнение результатов расчетно-теоретических исследований и экспериментальной проверки
Fig. 9. Comparison of the results of theoretical calculations and experimental verification

личеством воды для штатной работы оборудования АБХМ на конкретный ГПА.

Более того, необходимо провести теоретические исследования взаимовлияния основных стохастических параметров климата (температуры, влажности воздуха, скорости ветра и осадков) и технологических режимов КС (производительности, подачи и давления газа) методами корреляционного, дисперсионного и факторного анализа для нахождения наиболее критических соотношений.

Второй этап — определение фактической температуры воздуха на входе в КВОУ с учетом образования локального критического пятна нагрева. Последнее идентифицируется на практике взаиморасположением координат точек входа и выхода тепловых потоков ГТУ и газоперекачивающего агрегата. Поскольку средний локальный перегрев воздуха на КС, расположенных на южных территориях РФ, достигает 5 °С, то и температура воздуха на входе АБХМ составляет величину, большую температуры окружающей среды в данной местности на этот коэффициент.

Третий этап — определение фактической температуры воздуха на входном патрубке компрессора с учетом конструктивных особенностей КВОУ

и АБХМ. При движении по трактам ВЗТ возникает новое приращение температуры потока из-за потерь общего давления, обусловленного силами трения о конструкции. Указанные потери представляют собой сумму небольших потерь в фильтрах очистки и антиобледенительной системе и рассчитываются согласно выражениям термодинамической теории.

Кроме того, на данном этапе предложенного алгоритма можно найти параметры теплового нагрева воздуха в конструктивных элементах АБХМ, для чего находится мощность теплообменных аппаратов по уравнениям теплового баланса с учетом их аэродинамического сопротивления.

Четвертый этап — *определение параметров охлаждения воздуха на базе АБХМ*. На основе синтеза исходных данных (температура воздуха на входном патрубке компрессора, требуемая температура воздуха после охлаждения, относительная влажность, удельная энтальпия и т. д.) производится ориентировочный выбор АБХМ с оптимальным источником тепла для ее работы, выбор открытой испарительной градирни с теплообменными аппаратами и насосными группами.

Чаще всего выбор градирни целесообразно выполнять на основе технических параметров АБХМ, к которым относится расход охлаждающей воды, ее начальная и конечная температура. Поскольку в каждой градирне существуют потери воды на испарение и продувку, необходимо предусмотреть систему подачи питающей воды из независимого источника. Выбор насосных групп производится по расходу воды через АБХМ и теплообменный аппарат, а также по гидравлическому сопротивлению циркуляционного контура. Поддержание расчетной температуры охлаждающей воды АБХМ осуществляется посредством частотного регулирования производительности вентиляторов градирни и байпасирования части потока оборотной воды.

Пятый этап — *определение наиболее оптимального конструктивного решения по организации всей системы охлаждения*. Производится выбор поагрегатной системы охлаждения, систем охлаждения на группу ГПА и общецеховой системы охлаждения КС. В качестве воздухоохладителей на КС целесообразно использовать кожухотрубные теплообменники как наиболее простые и надежные в эксплуатации. Для оптимизации дополнительной системы охлаждения циклового воздуха на основе АБХМ и интенсификации теплообмена в перспективе могут быть применены теплообменники нового поколения с усовершенствованными конструкциями.

Анализ результатов позволяет констатировать, что полученные в соответствии с приведенным выше алгоритмом температурные поправки к температуре циклового воздуха влияют на подбор холодильной машины для системы охлаждения, включающей одну АБХМ, установленную на группу из двух газоперекачивающих агрегатов КС. При невозможности интеграции в КВОУ теплообменника требуемой площади целесообразно (для сокращения площади поверхности и приведения теплообменного аппарата к оптимальным массогабаритным характеристикам) задействовать резервы повышения его эффективности за счет использования технических решений по интенсификации теплообмена, а также реализовать схему движения теплоносителей, максимально близкую к противоточной. При проектировании систем охлаждения на основе АБХМ необходимо учитывать требования завода-изготовителя по размещению оборудования

в отапливаемых закрытых помещениях с температурой воздуха от $+10^{\circ}\text{C}$ до $+40^{\circ}\text{C}$ и относительной влажностью не более 80 %.

Использование данной методики и предложенного алгоритма расчета позволяет обеспечить внедрение дополнительной системы охлаждения циклового воздуха на основе АБХМ, максимально отвечающей требованиям условий эксплуатации ГТУ.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод о необходимости внедрения на всех аналогичных КС дополнительной системы охлаждения циклового воздуха ГТУ на основе АБХМ.

Заключение

Результаты проведенных экспериментальных и технико-технологических исследований по анализу влияния реальной температуры атмосферного воздуха на процесс охлаждения и изменения энергетических показателей ГПА свидетельствуют о значительных потерях давления ГТУ во всех элементах ВЗТ. Предложены расчетно-технические мероприятия по значениям температурной поправки агрегатов, установленных на КС в южных регионах России, и в частности по производственной площадке КС «Котельниковская», с учетом конфигурации воздухообеспечения ГТУ.

Рассмотрены наиболее рациональные варианты использования систем абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин для охлаждения воздуха. Особое внимание уделено ключевому элементу системы воздухообеспечения — вентиляторным градирням, которые серийно выпускаются и широко используются во всевозможных водооборотных системах производственных предприятий ТЭК.

Рассмотрены энергетические критерии анализа энергоэффективности ГТУ для отечественных, региональных и экспортных поставок газа по магистральным газопроводам «Голубой поток», «Турецкий поток» и «Краснодарский край — Крым». Построены ранжированные ряды и проведена сравнительная оценка эффективности всех КС ПАО «Газпром», находящихся в южных регионах РФ и функционирующих в условиях повышенных температур. На основе единого критерия эффективности подтверждена целесообразность установки дополнительной системы охлаждения циклового воздуха ГТУ на основе АБХМ на ГПА-Ц-16С в составе КС «Котельниковская» ООО «Газпром трансгаз Волгоград».

Список источников / References

1. Касьяненко А. А., Евдокимов А. Н. Оптимизация системы технического обслуживания при эксплуатации газотурбинной установки // Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности. 2016. № 2. С. 25–28. EDN: VLRJVP.
2. Kasyanenko A. A., Evdokimov A. N. Optimization of the system technical maintenance when operating gas turbine plant. *Automation, Telemechanization and Communication in Oil Industry*. 2016;2:25–28. EDN: VLRJVP. (In Russ.).
3. Игнатова Т. В. Разработка методического подхода к применению холодильных машин для повышения эффективности ГПА: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2024. 186 с. EDN: VPIXJP.
4. Ignatova T. V. Razrabotka metodicheskogo podkhoda k primeneniyu kholodil'nykh mashin dlya povysheniya ehffektivnosti GPA. Moscow, 2024. 186 p. EDN: VPIXJP. (In Russ.).

3. Копылов С. Н., Казаков А. В., Бухтояров Д. В., Смирнов Н. В. Новые нормативные требования к распределительным устройствам установок газового пожаротушения // Пожарная безопасность. 2020. № 2 (99). С. 36–40. <https://doi.org/10.37657/vniipo.2020.99.2.003>. EDN: KLSJBR.
- Kopylov S. N., Kazakov A. V., Bukhtoyarov D. V., Smirnov N. V. New regulatory requirements for selector valves of gas fire extinguishing systems. *Fire Safety*. 2020;2(99):36–40. <https://doi.org/10.37657/vniipo.2020.99.2.003>. EDN: KLSJBR. (In Russ.).
4. Степанов С. Е., Васенин А. Б., Кононенко А. Б. [и др.]. Интеллектуальные функции системы управления и мониторинга распределительных устройств КТП «Каскад» // Автоматизация и ИТ в энергетике. 2022. № 5 (154). С. 4–13. EDN: OKUBRS.
- Stepanov S. E., Vasenin A. B., Kononenko A. B. [et al.]. Intelligent functions of the control and monitoring systems of switchgears KTP "Kaskad". *Avtomatizatsiya i IT v Energetike*. 2022;5(154):4–13. EDN: OKUBRS. (In Russ.).
5. Васенин А. Б., Степанов С. Е., Крюков О. В. Блочномодульные КТП-10/0,4 с функциями цифровой подстанции для арктических объектов ПАО «ГАЗПРОМ» // Наука и техника в газовой промышленности. 2023. № 2 (94). С. 9–18. EDN: TWYZSD.
- Vasenin A. B., Stepanov S. E., Kryukov O. V. Blochnomodul'nyye KTP-10/0,4 s funktsiyami tsifrovoy podstantsii dlya arkticheskikh ob'yektov PAO "GAZPROM". *Science & Technology in the Gas Industry*. 2023;2(94):9–18. EDN: TWYZSD. (In Russ.).
6. Будаков И. В., Скирта С. М., Михеев П. Г. [и др.]. Внешние причины изменения ресурса двигателя ГТД-110 // Турбины и дизели. 2025. № 5 (122). С. 62–66. EDN: ZCJFH.
- Budakov I. V., Skirta S. M., Mikheev P. G. [et al.]. External causes of resource changes of the GTD-110 engine. *Turbines & Diesel*. 2025;5(122):62–66. EDN: ZCJFH. (In Russ.).
7. Буров В. Д., Макаркин Ю. А. Влияние эффективности воздушных фильтров на эксплуатационные характеристики ГТУ // Состояние и перспективы развития электро- и тепло-технологии (XXIII Бенардосовские чтения): материалы МНТК. Иваново, 2025. С. 34–36. EDN: YXQVRT.
- Burov V. D., Makarkin Yu. A. The influence of air filter efficiency on the performance of gas turbines. *State and Prospects of Development of Electrical and Thermal Technology (XXIII Benardos Readings)*. Ivanovo, 2025. P. 34–36. EDN: YXQVRT. (In Russ.).
8. Аистов И. П., Свищёв А. В. Перспективное насосное оборудование для компрессорных и технологических установок нефтехимических производств // Омский научный вестник. 2014. № 3 (133). С. 44–47. EDN: LQMLAT.
- Aistov I. P., Svishchev A. V. Prospective pumping equipment and compressors for process units of petrochemical plants. *Omsk Scientific Bulletin*. 2014;3(133):44–47. EDN: LQMLAT. (In Russ.).
9. Игнатова Т. В., Житомирский Б. Л. Методика определения температуры воздуха на входном патрубке осевого компрессора газотурбинной установки // Труды Российского государственного университета нефти и газа имени И. М. Губкина. 2024. № 1 (314). С. 81–97. EDN: BYHZDN.
- Ignatova T. V., Zhitomirsky B. L. Methodology of determining air temperature at inlet branch pipe of axial compressor of gas turbine plant. *Proceedings of Gubkin University*. 2024;1(314):81–97. EDN: BYHZDN. (In Russ.).
10. Юрков С. В., Филиппова В. М. Оптимизация параметров комбинированной парогазовой установки на базе водородной STIG-технологии ГТУ // Балтийский морской форум: материалы IX Международного Балтийского морского форума. Калининград, 2021. С. 316–327. EDN: UGYGUW.
- Yurkov S. V., Filippova V. M. Optimization of parameters of a combined steam and gas plant based on hydrogen STIG technology of a gas turbine plant. *Baltic Maritime Forum*. Kaliningrad, 2021. P. 316–327. EDN: UGYGUW. (In Russ.).
11. Даниленко А. С., Пожарицкий А. Э., Юрков С. В. Оптимизация параметров рабочего процесса газотурбинной установки с технологией STIG на базе тепловой диаграммы рабочего тела сложного состава // Вестник молодежной науки. 2017. № 4 (11). С. 18. EDN: ZWKWQJ.
- Danilenko A. S., Pozharitskiy A. E., Yurkov S. V. Optimization of turbine operation of gas turbine with STIG technology on the basis of thermal diagram of complex working mass. *Vestnik Molodezhnoy Nauki*. 2017;4(11):18. EDN: ZWKWQJ. (In Russ.).
12. Стенников В. А., Жарков С. В. Эффективные направления технической политики в энергоснабжении // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2017. № 5. С. 19–31. EDN: ZMQFFV.
- Stennikov V. A., Zharkov S. V. Effective lines of technical policy on energy supply. *Izvestiya Rossiyskoy Akademii Nauk. Energetika*. 2017;5:19–31. EDN: ZMQFFV. (In Russ.).
13. Олейниченко В. Г. Технологические схемы газоиспользующих установок // Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. 2014. № 23 (163). С. 53–59. EDN: TEUXXP.
- Oleynichenko V. G. Technological scheme of gas-powered plants. *Alternative Energy and Ecology*. 2014;23(163):53–59. EDN: TEUXXP. (In Russ.).
14. Бычков Е. В. Стабилизация температурных режимов производственно-эксплуатационных помещений компрессорных станций // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. 2019. № 2. С. 10–19. <https://doi.org/10.25791/pribor.02.2019.464>. EDN: YWKVAD.
- Bychkov E. V. Stabilization of temperature modes of industrial-operational premises of compressor stations. *Instruments and Systems: Monitoring, Control, and Diagnostics*. 2019;2:10–19. <https://doi.org/10.25791/pribor.02.2019.464>. EDN: YWKVAD. (In Russ.).
15. Васенин А. Б., Степанов С. Е., Крюков О. В. Система интеллектуального мониторинга состояния магистрального газопровода «Сахалин-Хабаровск-Владивосток» // Автоматизация и ИТ в нефтегазовой области. 2019. № 2 (36). С. 40–53. EDN: ZSGOUX.
- Vasenin A. B., Stepanov S. E., Kryukov O. V. Intelligent monitoring system conditions of the main gas pipeline Sakhalin-Khabarovsk-Vladivostok. *Avtomatizatsiya i IT v Energetike*. 2019;2(36):40–53. EDN: ZSGOUX. (In Russ.).
16. Бычков Е. В. Оптимизация температурных режимов производственно-эксплуатационных помещений компрессорных станций // Автоматизация и ИТ в нефтегазовой области. 2018. № 4 (34). С. 32–41. EDN: YQNEXB.
- Bychkov E. V. Optimization of temperature modes production-operational premises of compressor stations. *Avtomatizatsiya i IT v Energetike*. 2018;4(34):32–41. EDN: YQNEXB. (In Russ.).
17. Мещерин И. В., Хлыбов Н. В. Повышение эффективности каскадного цикла сжижения природного газа в арктических условиях // Газовая промышленность. 2022. № 2 (828). С. 94–104. EDN: JMEEZO.
- Meshcherin I. V., Khlybov N. V. Efficiency increasing of the cascade cycle of natural gas liquefaction under the Arctic conditions. *Gazovaya Promyshlennost'*. 2022;2(828):94–104. EDN: JMEEZO. (In Russ.).
18. Закиров Д. Г., Рыбин А. А. Использование низкпотенциальной теплоты: моногр. М.: Русайнс, 2015. 158 с. ISBN 978-5-4365-0591-6. EDN: TJCWHO.
- Zakirov D. G., Rybin A. A. Ispol'zovaniye nizkopotentsial'noy teploty. Moscow, 2015. 158 p. ISBN 978-5-4365-0591-6. EDN: TJCWHO. (In Russ.).
19. Киянов Н. В., Крюков О. В., Прибытков Д. Н., Горбатюшков А. В. Концепция разработки инвариантных автоматизированных электроприводов для водооборотных систем с вентиляторными градиентами // Электротехника. 2007. № 11. С. 62–68. EDN: KZXBCN.

Kiyarov N. V., Kryukov O. V., Pribytkov D. N., Gorbatushkov A. V. A concept for the development of invariant automated electric drives for water recycling systems with fan cooling towers. *Russian Electrical Engineering*. 2007;11:62–68. EDN: KZXBCN. (In Russ.).

20. Крюков О. В., Киянов Н. В. Электрооборудование и автоматизация водооборотных систем предприятий с вентиляторными градирнями: моногр. Нижний Новгород: НГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2007. 258 с. ISBN 978-5-93272-478-1. EDN: QNNEAD.

Kryukov O. V., Kiyarov N. V. Elektrooborudovaniye i avtomatizatsiya vodooborotnykh sistem predpriyatiy s ventilyatornymi gradirnyami. Nizhny Novgorod, 2007. 258 p. ISBN 978-5-93272-478-1. EDN: QNNEAD. (In Russ.).

Вклад авторов:

Е. С. Подшивалов. Проведение обзора существующих абсорбционных холодильных машин для улучшения показателей газотурбинных газоперекачивающих агрегатов, определение их преимуществ при использовании на компрессорных станциях.

О. В. Крюков. Постановка целей и задач исследования, расчет параметров охлаждения воздуха в турбокомпрессорных установках, формулирование выводов, подготовка текста статьи, рисунков и списка используемой литературы.

И. В. Гуляев. Анализ состояния вопроса, оценка результатов разработанной методики расчета и составленного на ее основе алгоритма общей методики определения значений температуры охлаждения атмосферного воздуха для АБХМ при реконструкции компрессорных станций.

А. В. Саушев. Разработка методики анализа характеристик охлаждающего воздуха, исследование параметров дополнительных систем охлаждения циклового воздуха на основе абсорбционных холодильных машин, конкретизация наиболее важных этапов формирования алгоритма оценки требуемых параметров АБХМ.

Authors' contribution:

Egor S. Podshivalov. Conducting a review of existing absorption refrigerating machines to improve the performance of gas turbine gas pumping units, determining their advantages when used at compressor stations.

Oleg V. Kryukov. Setting the goals and objectives of the study, calculating the parameters of air cooling in turbocharger installations, formulating conclusions, preparing the text of the article, drawings and a list of references.

Igor V. Gulyaev. Analysis of the issue status, evaluation of the results of the developed calculation methodology and the algorithm based on it for the general methodology for determining the ambient air cooling temperature values for ABCM during the reconstruction of compressor stations.

Alexander V. Saushev. Development of a methodology for analyzing the characteristics of cooling air, investigation of the parameters of additional cyclic air cooling systems based on absorption refrigerating machines, specification of the most important stages in the formation of an algorithm for estimating the required parameters of ABCM.

Информация об авторах:

ПОДШИВАЛОВ Егор Сергеевич, технико-коммерческий инженер ООО «ТСН-электро», г. Нижний Новгород; аспирант кафедры «Электрификация и автоматизация» Нижегородского государственного

инженерно-экономического университета, г. Княгинино.

SPIN-код: 9115-8086

AuthorID (РИНЦ): 1173793

e-mail: e.podshivalov-tcn-nn@yandex.ru

КРЮКОВ Олег Викторович, доктор технических наук, доцент (Россия), заместитель директора по науке ООО «ТСН-электро», г. Нижний Новгород.

SPIN-код: 9406-6475

AuthorID (РИНЦ): 498607

ORCID: 0000-0002-5682-1946

e-mail: o.v.kryukov@mail.ru

ГУЛЯЕВ Игорь Васильевич, доктор технических наук, профессор (Россия), руководитель НОЦ «Энергоэффективные двигатели двойного питания» Национального исследовательского Мордовского государственного университета им. Н. П. Огарева, г. Саранск.

SPIN-код: 7203-6720

AuthorID (РИНЦ): 40902

e-mail: ivgulyaev@mail.ru

САУШЕВ Александр Васильевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Электропривод и электрооборудование береговых установок» Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 9692-8603

AuthorID (РИНЦ): 634520

e-mail: saushev@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.

Статья поступила в редакцию 06.02.2026; одобрена после рецензирования 04.03.2026; принята к публикации 20.03.2026.

Information about the authors:

PODSHIVALOV Egor Sergeevich, Technical and Commercial Engineer, LLC "TSN-Electro", Nizhny Novgorod; Postgraduate of the Electrification and Automation Department, Nizhny Novgorod State Engineering and Economic University, Knyaginino.

SPIN-code: 9115-8086

AuthorID (RSCI): 1173793

e-mail: e.podshivalov-tcn-nn@yandex.ru

KRYUKOV Oleg Viktorovich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Deputy Director of Science, LLC "TSN-Electro", Nizhny Novgorod.

SPIN-code: 9406-6475

AuthorID (RSCI): 498607

ORCID: 0000-0002-5682-1946

e-mail: o.v.kryukov@mail.ru

GULYAEV Igor Vasilyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Energy Efficient and Dual Power Engines Department, National Research Mordovia State University named after N. P. Ogarev, Saransk.

SPIN-code: 7203-6720

AuthorID (RSCI): 40902

e-mail: ivgulyaev@mail.ru

SAUSHEV Alexander Vasilyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Electric Drive and Electrical Equipment of Coastal Installations Department, Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping, Saint Petersburg.

SPIN-code: 9692-8603
AuthorID (RSCI): 634520
e-mail: saushev@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 article was submitted 06.02.2026; approved after reviewing 04.03.2026; accepted for publication 20.03.2026.



УДК/UDC 762.8

DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-68-76>

EDN: THGSRB

Научная статья/Original article

К БАЛАНСУ МОЩНОСТЕЙ И МЕТОДИКЕ ПРОВЕДЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ МАЛОРАСХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Д. А. Жуйков¹, О. В. Шилкин², А. А. Кишкин¹, А. В. Делков¹,
Ю. Н. Шевченко¹✉, А. А. Ходенков¹

¹Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева,
Россия, 660037, г. Красноярск, пр. им. газеты Красноярский Рабочий, 31

²АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнева»,
Россия, 662972, г. Железногорск, ул. Ленина, 52

✉ gift_23j@mail.ru

В статье рассмотрены конструктивные особенности малорасходных насосных агрегатов ракетно-космических модулей: двигателей коррекции и посадочного торможения космических аппаратов; насосов вспомогательных энергетических систем (наддува, газогенерации, систем обеспечения тепловых режимов летательных аппаратов и т. п.).

Основными особенностями таких насосов являются малые расходы рабочего тела ($\frac{\dot{V}}{\omega} < 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$); малые размеры проточной части ($< 0,1 \text{ м}$); малые мощности ($< 1 \text{ кВт}$); высокие обороты (до 100 000 об/мин). В конструкции рабочих колес широкое применение нашли открытые рабочие колеса, что определило значительные трудности в балансировке потерь мощности, заключающиеся в том, что гидравлические и механические потери колеса не имеют физических границ, разделяющих относительное движение в проточной части рабочего колеса и окружающие потери мощности в переносном движении относительно неподвижной стенки корпуса насоса. Традиционный способ балансовых испытаний для закрытых колес подразумевает замену рабочего колеса на фальш-колесо с идентичным граничным обводом цилиндрических поверхностей, в случае открытых колес авторами предложен методологический прием с измерением поэлементно крутящего момента на неподвижном корпусе насоса.

Конструктивное выполнение специального измерителя в балансирном подвесе потребовало значительных затрат в разработке методологического и расчетного обеспечения испытаний. Указанные преобразования привели к изменению соотношений в математической модели баланса мощностей, а также расчетных и моделирующих алгоритмов малорасходного центробежного насоса.

По итогам тестовых испытаний результирующее значение коэффициента K_z для рабочих колес открытого типа малорасходного насоса укладывается в диапазон 0,8–0,9, что несколько выше значений для колес закрытого типа.

Ключевые слова: жидкостные ракетные двигатели, малорасходные турбонасосные агрегаты, полуоткрытые рабочие колеса, открытые рабочие колеса, механические потери колеса, мощность окружных потерь, гидравлические потери, теоретический напор

Для цитирования: Жуйков Д. А., Шилкин О. В., Кишкин А. А., Делков А. В., Шевченко Ю. Н., Ходенков А. А. К балансу мощностей и методике проведения энергетических испытаний малорасходных центробежных нагнетателей. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 1. С. 68–76. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-68-76>. EDN: THGSRB.



© Жуйков Д. А., Шилкин О. В., Кишкин А. А., Делков А. В.,
Шевченко Ю. Н., Ходенков А. А., 2026.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

ON THE BALANCE OF CAPACITIES AND METHODS FOR CONDUCTING ENERGY TESTS OF LOW-CONSUMPTION CENTRIFUGAL PUMPS

D. A. Zhuykov¹, O. V. Shilkin², A. A. Kishkin¹, A. V. Delkov¹,
Yu. N. Shevchenko¹✉, A. A. Khodenkov¹

¹Reshetnev Siberian State University of Science and Technology,
Gazety Krasnoyarskiy Rabochiy Ave., 31, Krasnoyarsk, 660037, Russia
²JSC "Information Satellite Systems" Academician M. F. Reshetnev Company",
Lenin St., 52, Zheleznogorsk, 662972, Russia

✉ gift_23j@mail.ru

The article discusses the structural features of low-consumption pump units of rocket and space modules: correction and detonation braking engines of spacecraft; pumps of auxiliary energy systems (supercharging, gas generation, systems for providing thermal regimes of aircraft, etc.).

The main features of such pumps are low working rates ($\frac{\dot{V}}{\omega} < 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$); small dimensions of the flow path ($< 0.1 \text{ m}$); low power ($< 1 \text{ kW}$); high speed (up to 100 000 rpm). Open impellers are widely used in the design of impellers, which has determined significant difficulties in balancing power losses, considering the fact that the hydraulic and mechanical losses of the wheel do not have physical boundaries separating the relative movement in the flowing part of the impeller and the circumferential power losses in portable motion relative to the stationary wall of the pump housing. The traditional method of balance testing for closed wheels involves replacing the impeller with a "false" wheel with an identical boundary contour of cylindrical surfaces. In the case of open wheels, the authors propose a methodological technique for measuring the torque element by element on a fixed pump housing.

The constructive implementation of a special meter in a balancing suspension required significant costs in the development of methodological and computational support for testing. These modifications resulted in changes to the relations in the mathematical power balance model, as well as the calculation and simulation algorithms for the low-flow centrifugal pump.

As a result of testing, the resulting coefficient value for open-type impellers of the low-flow pump lies in the range of 0.8 to 0.9, which is slightly higher than the values for closed-type impellers.

Keywords: liquid rocket engines, low-consumption centrifugal pumps, semi-open impellers, open impellers, mechanical losses of the impeller, circumferential loss power, hydraulic losses, theoretical pressure

For citation: Zhuykov D. A., Shilkin O. V., Kishkin A. A., Delkov A. V., Shevchenko Yu. N., Khodenkov A. A. On the balance of capacities and methods for conducting energy tests of low-consumption centrifugal pumps. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(1):68–76. (In Russ.). <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-1-68-76>. EDN: THGSRB.



© Zhuykov D. A., Shilkin O. V., Kishkin A. A., Delkov A. V.,
Shevchenko Yu. N., Khodenkov A. A., 2026.

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

Введение

При проектировании модулей ракетно-космической техники массо-энергетические характеристики являются приоритетными из-за высоких затрат на орбитальный трансфер, что формирует преимущество при конкурентной реализации коммерческих услуг в космической отрасли [1, 2].

Совершенствование расчетных методик проектирования систем подачи двигательных установок летательных аппаратов представляет несомненный научно-технический интерес в области разработки новых систем с повышенными массо-энергетическими характеристиками и надежностью эксплуатационной практики [3, 4]. Задачи исследования традиционно подразделяются на несколько взаимовлияющих этапов:

— построение математических моделей течения рабочих тел в проточной части турбомашин как

расширения, так и сжатия в оптимизируемых граничных условиях и термодинамических параметрах потока входа и выхода;

— разработка модели энергетических балансов на основе уравнений энергии полного давления, для отдельных элементов и характерных (функциональных) сечений турбомашин, а также дополняющих уравнений окружной мощности;

— построение системы поддерживающих уравнений и гипотез для определения гидравлических потерь мощности в проточной части агрегатов, либо в виде законов трения, коэффициентов местного сопротивления и других баз данных, полученных в большей части на экспериментальных моделях;

— разработка методик проведения балансовых и энергетических испытаний моделей турбомашин, максимально приближенных к оригиналу по режимным и геометрическим параметрам [5–7].

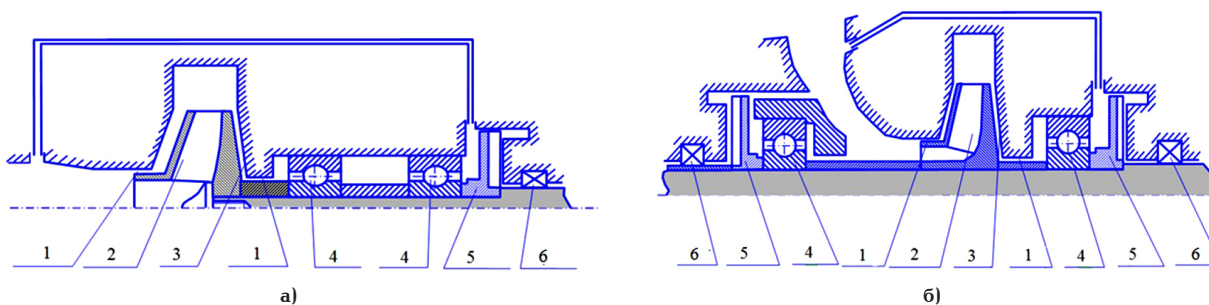


Рис. 1. Типы рабочих колёс и компоновочные схемы малорасходных центробежных насосов [10]:
а) насос с консольным расположением рабочего колеса; б) насос с межопорным расположением рабочего колеса;
1 — осевая щель; 2 — рабочее колесо; 3 — коническая щель; 4 — подшипник;
5 — гидродинамическое радиальное уплотнение; 6 — контактное уплотнение
Fig. 1. Types of impellers and layout schemes of low-flow centrifugal pumps [10]:
a) a pump with a cantilever arrangement of the impeller; б) a pump with an inter-bearing arrangement of the impeller;
1 — axial slot; 2 — impeller; 3 — conical slot; 4 — bearing; 5 — hydrodynamic radial seal; 6 — pin seal

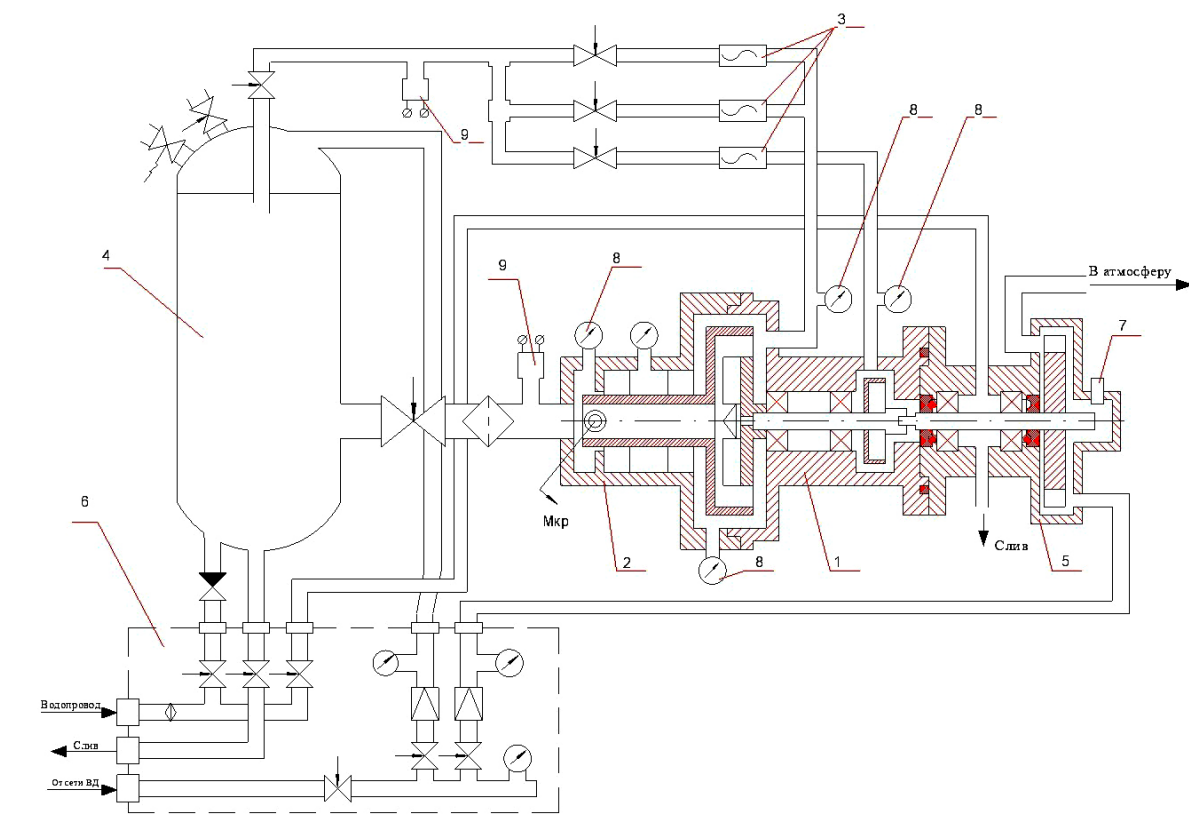


Рис. 2. Пневмогидравлическая схема стенда для балансовых испытаний МН [10]:
1 — экспериментальная установка с измерителем крутящего момента; 2 — по неподвижной стенке корпуса;
3 — датчики расхода турбинного типа; 4 — заправочная емкость с системой наддува; 5 — турбопривод;
6 — пульт управления; 7 — датчик оборотов; 8 — датчики давления; 9 — датчики температуры
Fig. 2. Pneumohydraulic scheme of the stand for balance tests of low-flow pumps [10]:
1 — experimental installation with a torque meter; 2 — on the fixed wall of the housing; 3 — turbine-type flow sensors;
4 — refueling tank with a boost system; 5 — turbo drive; 6 — control panel; 7 — speed sensor; 8 — pressure sensors;
9 — temperature sensors

В составе модулей космических аппаратов (КА) и ракет-носителей (РН) широко применяются малогабаритные компактные турбонасосные агрегаты (ТНА) и электронасосные агрегаты (ЭНА), обеспечивающие подачу малых расходов рабочего тела ($\dot{V} < 5 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/\text{с}$) под давлением от 0,15 до 25 МПа с требуемым уровнем энергетических характеристик. Дальнейшее развитие космических программ обуславливает широкий спектр применения малорасходных насосов (МН) в системах подачи. Типовая конструкция МН в составе ТНА представлена на рис. 1.

Основная часть

Помимо основной проточной части (рабочее колесо, сборник отводящего устройства, конический диффузор), работоспособность агрегата обеспечивается сложной конструкцией проточной части вспомогательного гидравлического тракта (ВГТ), включающего в себя боковые пазухи, комплект щелевых уплотнений, тракты перепуска системы охлаждения узлов качения и уплотнений, гидродинамические радиальные уплотнения (ГДРУ), контактные уплотнения. Узвзка конструкции в работоспособное целое, а также оптимизация энергетических характеристик на этапе проектирования

без достоверных расчётных методик его отдельных элементов и насосного агрегата представляется сложной и затратной задачей.

МН из-за своих малых габаритных размеров (меньше 0,1 м) имеет в большей части конструкций двигателей малой мощности (коррекции, ориентации космических аппаратов, тормозных двигателей посадочных блоков и т. п.) характерное отклонение, отличающее его от традиционных конструктивных решений рабочих колес. Данный факт определяется технологическими причинами: изготовлением и контролем проточной части до 0,001 м; зазорами между роторной и статорной частью до 0,0003 м; сложной динамикой ротора на высоких оборотах (до 100 000 об/мин) и давлениях [7]. С учетом технологических и эксплуатационных сложностей рабочие колеса выполняются без покрывного диска для исключения механического касания последнего о неподвижный корпус на переходных и нерасчетных режимах, а также для исключения щелевых уплотнений на входе в рабочее колесо. Это существенно изменяет внешний вид, гидродинамику и энергетику малорасходных нагнетателей, но обеспечивает гарантированное снижение осерадиальной силы, повышая надежность и ресурс работы нагнетателей и двигательных установок в целом.

Следовательно, существенное изменение конструкции рабочих колес для обеспечения ресурса и технологичности приводит к изменению баланса энергии рабочих колес, что требует значительных работ как по теории, так и по экспериментальному обеспечению исследования рабочих колес нового типа.

Характерные сечения в турбомашине, ограничивающих функциональные элементы, рассматриваются как аддитивная последовательность по ходу потока рабочего тела: подводящее устройство к входу в рабочее колесо (сечение 0–1); проточная часть рабочего колеса (сечение 1–2); отводящее устройство (сечение 2–3). При этом граничные условия, определяемые для функциональных элементов, взаимозависят от граничных условий, сформированных на смежных элементах, что усложняет математическую постановку задачи и требует значительных экспериментальных усилий для их верификации [8].

Таким образом, для исследования разбалансировки механических потерь колеса с полуоткрытыми и открытыми колесами потребовалась разработка специального оборудования на уровне патентной новизны [9] для измерения моментов сопротивления по неподвижному корпусу и уточнения существующих методик балансовых постановок. Снегогидравлическая схема стенда представлена на рис. 2.

Общая сборка экспериментальной установки в составе турбопривода до 100 000 об/мин; ходовой части центробежного насоса с экспериментальным колесом; корпусного фланца с отводящим устройством; измерителя крутящего момента, имитирующего торцевую и периферийную часть корпуса, представлена на рис. 3.

На рис. 4 показана сборка измерительного диска с корпусным фланцем 2 и измерительной штангой 4 в корпусе с установленными датчиками силы.

Энергетические испытания в режиме последовательных балансовых испытаний, совмещенных по расходу и угловой скорости вращения, представляют финальный вариант для анализа энергетического баланса мощностей и построения математи-

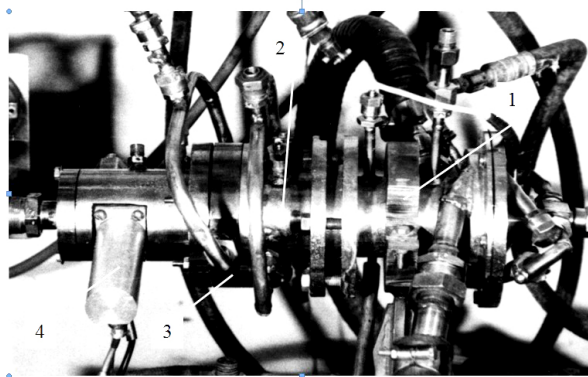


Рис. 3. Общий вид экспериментальной установки [10]:

- 1 — турбопривод; 2 — ходовая часть насоса;
3 — проставочный фланец;
4 — измеритель крутящего момента

Fig. 3. General view of the experimental setup [10]:

- 1 — turbo drive; 2 — pump chassis; 3 — spacer flange;
4 — torque meter

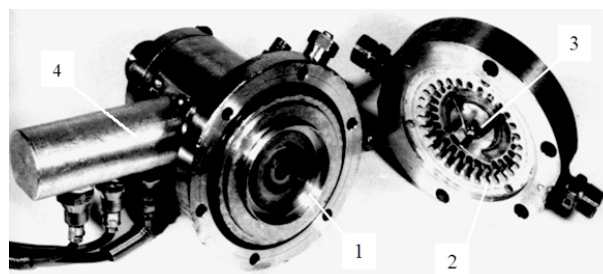


Рис. 4. Измеритель крутящего момента [10]:

- 1 — измерительный диск с цилиндрической насадкой;
2 — корпусной фланец; 3 — рабочее колесо;
4 — датчики силы

Fig. 4. Torque meter [10]:

- 1 — measuring disk with cylindrical attachment;
2 — housing flange; 3 — impeller; 4 — force sensors

ческих моделей расчетных методик в редакции как проектирования проточной части турбомашин, так и моделирования рабочих параметров при вариации режимных.

Особенности баланса мощностей малорасходных насосных нагнетателей

Общепринятые методики проведения балансовых испытаний макромашин представляют возможности для испытаний на открытых и полуоткрытых рабочих колесах [8, 9]. Более того, балансировка мощностей на режимах, отличных от оптимального, дает значительные погрешности даже на традиционных конструкциях рабочего колеса с покрывным диском.

Схема баланса мощностей для удобства и простоты математической реализации модели представлена на рис. 5 в виде последовательности составляющих потерь мощности, стратифицированных по топологии и характеру потерь. К механическим потерям отнесены: $N_{\text{мех}}^{\text{ст}}$ — механические потери статорных частей, подшипников, уплотнения, трения по валу и т. п.; $N_{\text{мех}}^{\text{кол}}$ — механические потери колеса или мощность на потери окружного трения рабочих колес по боковым и цилиндрическим поверхностям вращения. Необходимо учесть, что механические потери колеса для закрытых колес обозначены как мощность потерь гладкого диска $N_{\text{г.д.}}$; для полуот-

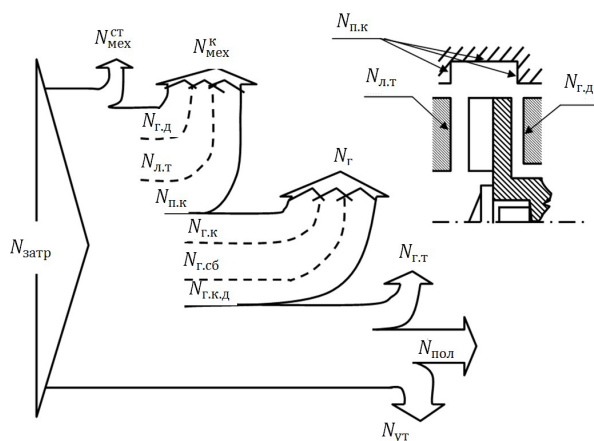


Рис. 5. Схема баланса мощностей малорасходного центробежного насоса [10]
Fig. 5. Power balance scheme of a low-flow centrifugal pump [10]

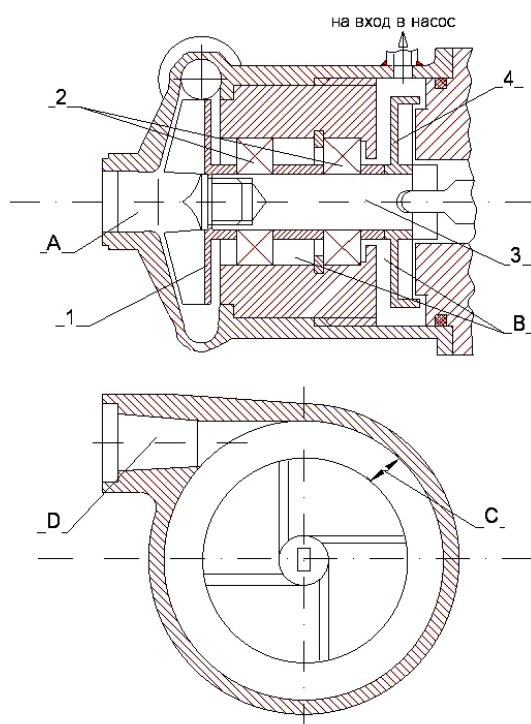


Рис. 6. Конструктивная схема малорасходного центробежного насоса [10]:
1 — рабочее колесо; 2 — опоры качения; 3 — вал ротора;
4 — гидродинамическое уплотнение; А — подвод;
В — полость вспомогательного гидравлического тракта;
С — сборник отводящего устройства;
D — конический диффузор
Fig. 6. Design scheme of a low-flow centrifugal pump [10]:
1 — impeller; 2 — rolling bearings;
3 — rotor shaft; 4 — hydrodynamic seal;
A — inlet; B — cavity of the auxiliary hydraulic tract;
C — collector of the discharge device; D — conical diffuser

крытых и открытых колес мощность потерь открытого лопаточного торца $N_{л.т}$; для всех типов рабочих колес потери на окружное трение по периферии рабочего колеса обозначается $N_{п.к}$.

Потери статического давления по каналу проточной части турбомашин, определяемые расходом рабочего тела, составляют гидравлические потери по последовательным элементам проточной части (подводящий канал; проточная часть рабочего ко-

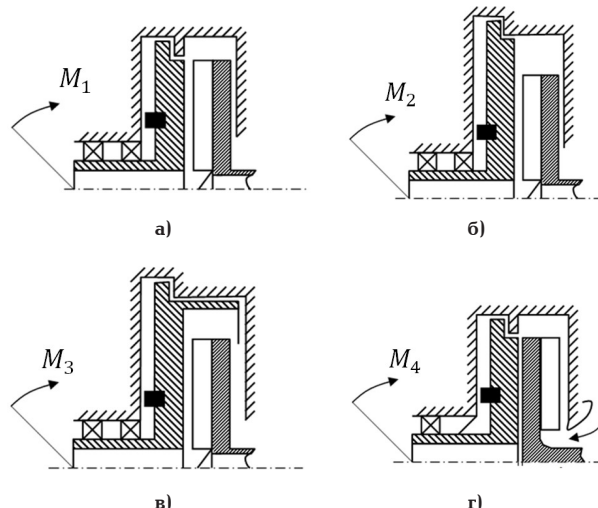


Рис. 7. Схема испытаний при определении механических потерь полуоткрытого колеса [10]:
а — момент по лопаточному торцу полуоткрытого рабочего колеса; б — момент по торцу рабочего колеса и отводящего устройства; в — момент по торцу рабочего колеса, по торцу и цилиндрической части сборника; г — момент по гладкому ведущему диску
Fig. 7. Test scheme for determining the mechanical losses of a semi-open wheel [10]:
а — moment along the blade end of the semi-open impeller; б — moment along the end of the impeller and the discharge device; в — moment along the end of the impeller, along the end and cylindrical part of the collector; г — moment along the smooth drive disc

леса; отводящий и направляющий канал), что интегрально обозначено как гидравлические потери насоса N_r . Потери с расходом рабочей жидкости с выхода из рабочего колеса на вход через уплотнение и вспомогательный гидравлический тракт определяет мощность потерь с утечками $N_{ут}$. На расходных режимах меньше оптимального необходимо учитывать мощность обратных токов из отводящего устройства в рабочее колесо, так называемую мощность гидравлического торможения $N_{г.т}$.

Гидравлические потери в рабочем колесе обозначаются $N_{г.к}$; в сборнике отводящего устройства — $N_{г.сб}$; в коническом диффузоре — $N_{г.к.д}$ (рис. 6).

Комплекс балансовых испытаний проводится несколькими последовательными испытаниями на специальных сборках, сопоставимых по расходу $\dot{V}_н$ и по оборотам ω :

- энергетические испытания на штатной сборке насоса;
- испытания на сборке для измерения мощности механических потерь колеса (рис. 7);
- испытания на сборке с измерением потерь полного давления и определением гидравлических потерь в отводящем устройстве;
- испытания на специальных сборках, имитирующих протечки по боковым пазухам насоса, и вспомогательного гидравлического тракта.

Вспомогательный гидравлический тракт малорасходного нагнетателя может конструктивно отличаться от макроконструкций, что определяет более высокий относительный вклад в энергобаланс (рис. 6), так как диаметр конечного уплотнения (импеллерного уплотнения) часто сопоставим с диаметром рабочих колес.

Мощность утечек определяется из выражения

$$N_{ут} = \rho \dot{V}_{ут} H_A^{ст}, \quad (1)$$

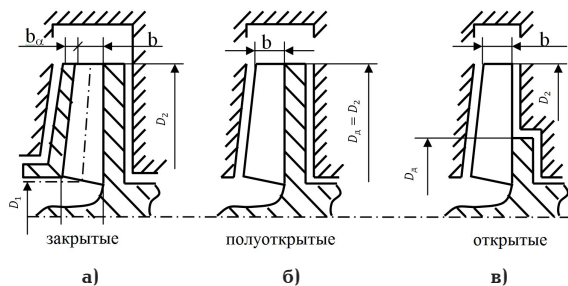


Рис. 8. Типы рабочих колёс малорасходного центробежного насоса [10]

Fig. 8. Impellers types of the low-flow centrifugal pump [10]

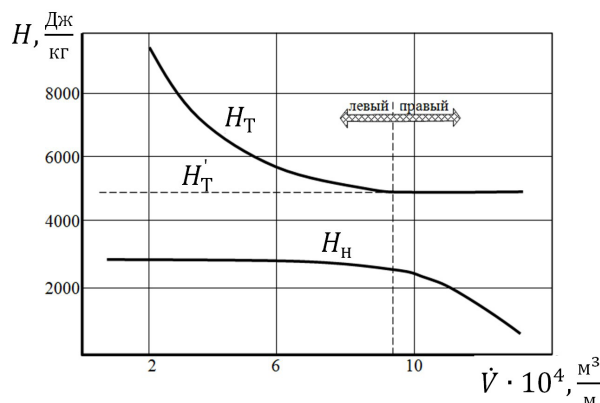


Рис. 9. К расчёту теоретического напора насоса [10]
Fig. 9. On the calculation of the theoretical pump head [10]

где ρ — плотность рабочей жидкости; $\dot{V}_{\text{yт2}}$ — измеренный объемный расход по боковым пазухам рабочего колеса; $H_{\text{A}}^{\text{ст}}$ — статический напор на диаметре ведущего диска D_{A} открытого колеса (рис. 8). Испытания проводятся на специальной сборке, имитирующей проточную часть вспомогательного гидравлического тракта.

Для закрытого рабочего колеса утечки по ведущему диску $\dot{V}_{\text{yт2}}$ и утечки по покрывному диску $\dot{V}_{\text{yт1}}$ определяются при испытаниях, моделирующих геометрические (радиус и осевой зазор) и режимные параметры (ω — угловая скорость вращения, Δp — перепад давления на торцевой щели).

Суммарные утечки определяются как

$$N_{\text{yт}} = (\dot{V}_{\text{yт1}} + \dot{V}_{\text{yт2}}) \rho H_{\text{A}}^{\text{ст}}. \quad (2)$$

Механические потери колеса однозначно зависят от типа рабочих колёс (открытые, полукрытые и закрытые) и представляются в виде суммы

$$N_{\text{мех}}^{\text{кол}} = N_{\text{г,д}} + N_{\text{л,т}} + N_{\text{п,к}}, \quad (3)$$

где $N_{\text{г,д}}$ — потери окружной мощности по гладкому диску; $N_{\text{л,т}}$ — потери окружной мощности по лопаточному торцу; $N_{\text{п,к}}$ — потери окружной мощности по периферии рабочего колеса.

Для закрытых рабочих колёс потери по лопаточному торцу отсутствуют.

Методика проведения балансовых энергетических испытаний

Экспериментальное определение механических потерь колеса производится в специальном приспособлении измерителя крутящего момента в балансирном подвесе (рис. 3, 4, 8), имитирующем

торцевую и цилиндрическую поверхности корпуса насоса. Для образца выберем случай с полукрытым рабочим колесом. Измерения составляющих механических потерь производятся на трех измерительных дисках, последовательно имитирующих неподвижные поверхности корпуса насоса по граничным поверхностям рабочего колеса.

Испытания проводятся на сопоставимых режимах по расходу и оборотам рабочего колеса в следующей последовательности:

— первое испытание проводится на диске с диаметром, равным диаметру выхода рабочего колеса (рис. 8а), по определенному крутящему моменту M_1 — механические потери колеса по лопаточному торцу рассчитываются по выражению:

$$N_{\text{л,т}} = \omega M_1 \phi_k, \quad (4)$$

где ω — угловая скорость вращения; ϕ_k — коэффициент закрутки рабочего колеса, рассчитанный по формуле:

$$\phi_k = \sqrt{\frac{2(p_k^{\text{ст}} - p_1)}{\omega^2 \rho (R_2^2 - R_1^2)}}, \quad (5)$$

содержащей геометрические (R_1 , R_2 — радиусы рабочего колеса) и режимные параметры (p_1 , $p_k^{\text{ст}}$ — статическое давление) на входе и выходе рабочего колеса;

— второе испытание проводится с диском с диаметром, соответствующим диаметру сборника отводящего устройства, с определением момента сопротивления M_2 (рис. 8б);

— третье испытание проводится с диском, дополненным цилиндрической поверхностью, с определением момента сопротивления M_3 и с расчетом механических потерь по выражению:

$$N_{\text{п,к}} = \omega \phi_k (M_3 + M_2 + 2M_1); \quad (6)$$

— четвертое испытание моделирует течение между покрывным диском рабочего колеса и неподвижной стенкой корпуса; по измеренному моменту M_4 рассчитывается мощность потерь гладкого диска

$$N_{\text{г,д}} = \omega \phi_k M_4. \quad (7)$$

Схемы испытаний для открытых и закрытых колёс — аналогичны рассмотренной выше. В заключение определяется мощность гидравлических потерь колеса с допущением величины мощности гидравлических потерь при гипотезе линейности теоретического напора в области малых расходов (рис. 9).

Для каждой экспериментальной точки энергетической характеристики рассчитывается гидравлическая мощность:

$$N_{\text{гидр}} = N_{\text{затр}} - (N_{\text{мех}}^{\text{кол}} + N_{\text{мех}}^{\text{ст}}), \quad (8)$$

а также теоретический напор:

$$H_{\text{т}} = \frac{N_{\text{гидр}}}{(\dot{V}_{\text{н}} + \dot{V}_{\text{yт}} (D_{\text{г}}/D_2)^2) \rho}. \quad (9)$$

Строится характеристика, на которой в области оптимальных расходов выделяется линейный участок, который интерполируется линией $H_{\text{т}}' = f(\dot{V}_{\text{н}})$ в область малых подач. Напорная характеристика разделяется на два участка: левый, где необходим

учёт гидравлического торможения; правый, где гидравлическое торможение не учитывается.

Для правой ветви напорной характеристики мощность гидравлических потерь определяется выражением:

$$N_{г.п} = N_{затр} - N_{мех}^{ст} - N_{мех}^{кол} - N_{ут} - N_{пол}, \quad (10)$$

где полезная мощность, в свою очередь, рассчитывается:

$$N_{пол} = H_n \dot{V}_n \rho. \quad (11)$$

Гидравлический КПД в области нормальных и больших подач определяется через соотношение мощностей:

$$\eta_r = \frac{N_{пол} + N_{ут}}{N_{пол} + N_{ут} + N_{г.п}}. \quad (12)$$

Для расходов с левой ветви напорной характеристики по значениям H'_t , взятым с интерполированного участка, определяется условный расход обратных токов:

$$\dot{V}_{об.т} = \frac{N_{гидр}}{H'_t \rho} - (\dot{V}_n + \dot{V}_{ут} (D_A/D_2)^2), \quad (13)$$

на основании чего мощность гидравлического торможения находится из выражения [10]:

$$N_{г.т} = \dot{V}_{об.т} \rho H_n. \quad (14)$$

Гидравлические потери мощности на режимах слева от оптимального определяются из выражения:

$$N_{г.п} = N_{затр} - N_{мех}^{ст} - N_{мех}^{кол} - N_{ут} - N_{г.т} - N_{пол}. \quad (15)$$

Следовательно, выражение для гидравлического КПД изменится:

$$\eta_r = \frac{N_{пол} + N_{ут} + N_{г.т}}{N_{пол} + N_{ут} + N_{г.т} + N_{г.п}}. \quad (16)$$

Заключительным этапом в предложенной методике балансовых испытаний является определение коэффициента K_z , учитывающего конечное число лопаток в рабочем колесе, в расчетной зависимости для напорного насоса через выражение:

$$H_n = K_z H'_t. \quad (17)$$

Выводы

По данным работы [11] потери по лопаточному торцу $N_{л.т}$ и периферии полуоткрытого рабочего колеса $N_{п.к}$ предлагается отнести к гидравлическим потерям проточной части на том основании, что нет физической границы проточной части рабочего колеса в виде покрывного диска. При этом допущении обработка результатов балансовых испытаний показала значение коэффициента $K_z = 1,2$, что лишено физического смысла.

Очевидно, что потери по лопаточному торцу $N_{л.т}$ и периферии полуоткрытого рабочего колеса $N_{п.к}$ необходимо относить к окружным потерям мощности, т. е. к механическим потерям колеса. Если учесть $N_{л.т}$, то коэффициент снизится до $K_z = 1,04$. После отнесения потерь по периферии полуоткры-

того рабочего колеса $N_{п.к}$ к механическим потерям, коэффициент K_z изменится до $0,8-0,9$ в зависимости от геометрии и числа лопаток, что соответствует ожидаемому значению.

Предлагаемый баланс энергии предполагает два фундаментальных вида потерь в турбомашинах, определяемых двумя основными уравнениями энергии в виде:

— уравнения потери мощности полной энтальпии по длине в проточной части, умноженной на массовый расход;

— уравнения баланса окружных мощностей механических потерь колеса, окружной мощностью на входе в рабочее колесо (или на выходе из него) и окружной мощности на валу турбомшины (подводимой или отводимой в зависимости от типа машины).

Потери на утечки, узлы уплотнения и т. п. необходимо относить к забору (отводу) мощности на обеспечение работоспособности агрегата в целом.

Список источников / References

1. Жуйков Д. А., Шевченко Ю. Н., Кишкин А. А. [и др.]. Исследование течения вязкой несжимаемой жидкости в боковой полости вращения центробежных насосов и газовых турбин жидкостных ракетных двигателей на основе теории пространственного пограничного слоя // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 92–100. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-1-92-100>. EDN: XZOZJG.
2. Zhukov D. A., Shevchenko Yu. N., Kishkin A. A. [et al.]. Research of viscous incompressible fluid flow in the lateral rotation cavity of centrifugal pumps and gas turbines of liquid rocket engines based on the spatial boundary layer theory. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025;9(1):92–100. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-1-92-100>. EDN: XZOZJG. (In Russ.).
3. Шилкин О. В., Шевченко Ю. Н., Делков А. В. [и др.]. Радиально-окружной поток в микротурбине двухфазной системы терморегулирования космического аппарата // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32, № 1. С. 124–133. EDN: ZMAQTD.
4. Shilkin O. V., Shevchenko Yu. N., Delkov A. V. [et al.]. Radial-circumferential flow in a microturbine of a two-phase thermal control system of a spacecraft. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(1):124–133. EDN: ZMAQTD. (In Russ.).
5. Gülich J. F. Centrifugal pumps. 4th ed. Villeneuve, Switzerland: Springer International Publishing, 2020. 1264 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4>.
6. Забелин Н. А., Раков Г. Л., Себелев А. А. [и др.]. Влияние уплотнений на эффективность малорасходных турбинных ступеней конструкции ЛПИ // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2013. № 3 (178). С. 32–42. EDN: RDDWBN.
7. Zabelin N. A., Rakov G. L., Sebelev A. A. [et al.]. Research of influence of sealing on the efficiency of low flow rate LPI turbine stages. *St. Petersburg Polytechnical University Journal: Physics and Mathematics*. 2013;3(178):32–42. EDN: RDDWBN. (In Russ.).
8. Пат. 2217724 С2 Российская Федерация, МПК G01M 15/02, F04D 29/00, G01M 15/00. Способ балансовых испытаний центробежного насоса / Краев М. В., Кишкин А. А., Мелкозёров М. Г., Черненко Д. В., Жуйков Д. А. № 2001104120/06; заявл. 12.02.2001; опублик. 27.11.2003. EDN: BYUVZY.
9. Patent No. 2217724 C2 Russian Federation, IPC G01M 15/02, F04D 29/00, G01M 15/00. Way of heat losses test of centrifugal pump / Kraev M. V., Kishkin A. A., Melkozerov M. G., Chernenko D. V., Zhujkov D. A. No. 2001104120/06. EDN: BYUVZY. (In Russ.).

6. Кишкин А. А., Шевченко Ю. Н., Зуев А. А. [и др.]. Расчетно-экспериментальное исследование закрученного кольцевого потока // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 57 – 68. <https://doi.org/2588-0373-2024-8-1-57-68>. EDN: RTYRHL.

Kishkin A. A., Shevchenko Yu. N., Zuev A. A. [et al.]. Computational and experimental study of swirling annular flow. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024;8(1):57 – 68. <https://doi.org/2588-0373-2024-8-1-57-68>. EDN: RTYRHL. (In Russ.).

7. Юртаев А. А., Юртаев А. А., Семенихин А. А., Поршкевич В. В. Конструкция экспериментального стенда для исследования сопловых аппаратов проточных частей мало-размерных турбомашин // Научное обозрение. 2015. № 13. С. 78 – 85. EDN: UMLQNH.

Yurtayev A. A., Yurtayev A. A., Semenikhin A. A., Porshkevich V. V. The design of an experimental stand for research nozzle apparatus flow of small pieces of turbomachinery. *Science Review*. 2015;13:78 – 85. EDN: UMLQNH. (In Russ.).

8. Чернятыев А. Е., Толстопятов М. И., Андрияненко И. А. Методика проведения балансовых испытаний центробежных компрессоров // Решетневские чтения. 2010. Т. 1. С. 134 – 135. EDN: UNKHCH.

Chernyatyev A. Ye., Tolstopyatov M. I., Andriyanenko I. A. Technique of balance probation conductance for radial compressor. *Reshetnev Readings*. 2010;1:134 – 135. EDN: UNKHCH. (In Russ.).

9. Volkov K. N., Levikhin A. A., Volobuyev I. A., Melnikova A. I. Simulation of coupled heat transfer in rotor/stator cavity of the microturbine. *Problems of the Regional Energetics*. 2019;3(44):43 – 50. <https://doi.org/10.5281/zenodo.3562185>. EDN: ILHWET.

10. Черненко Д. В. Гидродинамика центробежных лопаточных нагнетателей энергосиловых установок летательных аппаратов: дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2005. 167 с.

Chernenko D. V. Gidrodinamika tsentrobezhnykh lopatochnykh nagnetateley energosilovykh ustanovok letatel'nykh apparatov. Krasnoyarsk, 2005. 167 p. (In Russ.).

11. Kriukov A. A. The relationship between the circumferential velocity and energy losses in the flow part of the inflow turbine with partial blading of the runner. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2024;2:57 – 64. <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2024-2-57-64>. EDN: OWRZQM.

Вклад авторов:

Д. А. Жуйков. Постановка целей и задач исследования в части методологической постановки гипотез о механических потерях колеса и их энергетического отделения от гидравлических потерь проточной части.

О. В. Шилкин. Определение методологии, научное руководство и соотношение полученных результатов с ретроспективными по базам энергетических испытаний электронасосных агрегатов систем терморегулирования космических аппаратов.

А. А. Кишкин. Теоретическое обоснование законов трения для окружных потоков в боковых полостях по неподвижной стенке и вращающемуся диску на основе теории пространственного пограничного слоя. Теоретический прогон результатов расчета потерь мощностей по переносной и относительной скоростям потока в рабочем колесе.

А. В. Делков. Руководство и проведение экспериментальных исследований, регистрация и обработка результатов испытаний в виде графиков и таблиц. Подготовка программного обеспечения для обработки, регистрации и визуализации результатов в виде функций баланса мощностей.

Ю. Н. Шевченко. Реализация расчетных моделей гидравлических и окружных потерь мощностей на основе трехмерной теории пограничного слоя в зависимости от режимных параметров для перспективного относительного анализа с полученными экспериментальными результатами. Редактирование текста, устранение замечаний, формирование общего смысла содержательной части статьи.

А. А. Ходенков. Тарировка измерительной системы по регистрируемым параметрам: давление, крутящий момент, число оборотов и т. п. Проведение основного массива испытаний, обработка результатов. Формирование графического материала.

Authors' contribution:

Dmitry A. Zhuykov. Setting research goals and objectives, including methodologically formulating hypotheses regarding impeller mechanical losses and their energy separation from hydraulic losses in the flow path.

Oleg V. Shilkin. Defining the methodology, providing scientific supervision and correlating the obtained results with retrospective data from energy tests of electric pump units in spacecraft thermal control systems.

Alexander A. Kishkin. Theoretical justification of friction laws for circumferential flows in side cavities along a fixed wall and a rotating disk, based on spatial boundary layer theory. Theoretical run of the calculated power loss results for the transfer and relative flow velocities in the impeller.

Alexander V. Delkov. Supervision and execution of experimental studies, recording and processing of test results in the form of graphs and tables. Development of software for processing, recording, and visualizing the results as power balance functions.

Yulia N. Shevchenko. Implementation of hydraulic and circumferential power loss calculation models based on three-dimensional boundary layer theory, depending on operating parameters, for prospective relative analysis using the obtained experimental results. Editing the text, correcting comments, and formulating the overall meaning of the article's content.

Aleksey A. Khodenkov. Calibration of the measuring system using recorded parameters: pressure, torque, speed, etc. Conducting the main set of tests and processing the results. Creation of graphic material.

Информация об авторах:

ЖУЙКОВ Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Двигатели летательных аппаратов» Сибирского государственного университета науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева (СибГУ им. М. Ф. Решетнева), г. Красноярск.

SPIN-код: 1275-6858

AuthorID (РИНЦ): 113410

AuthorID (SCOPUS): 56543678400

ResearcherID: J-3180-2013

e-mail: dimitri_z@inbox.ru

ШИЛКИН Олег Валентинович, главный конструктор ОКР «СТР с ДФК», начальник сектора 3604, АО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнева», г. Железногорск.

SPIN-код: 2770-5329

AuthorID (РИНЦ): 501326

e-mail: shilkin61@mail.ru

КИШКИН Александр Анатольевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная, криогенная техника

и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

SPIN-код: 9919-8708

AuthorID (РИНЦ): 113406

AuthorID (SCOPUS): 6506466412

e-mail: spsp99@mail.ru

ДЕЛКОВ Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

SPIN-код: 4278-2740

AuthorID (РИНЦ): 610984

ORCID: 0009-0009-6684-1033

AuthorID (SCOPUS): 6506922319

e-mail: delkov-mx01@mail.ru

ШЕВЧЕНКО Юлия Николаевна, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная, криогенная техника и кондиционирование» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

SPIN-код: 9919-0610

AuthorID (РИНЦ): 1151109

ORCID: 0009-0002-5444-219X

AuthorID (SCOPUS): 57219486953

e-mail: gift_23j@mail.ru

ХОДЕНКОВ Алексей Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), исполняющий обязанности заведующего кафедрой «Сварка летательных аппаратов» СибГУ им. М. Ф. Решетнева, г. Красноярск.

SPIN-код: 8055-3339

AuthorID (РИНЦ): 919297

e-mail: hodenkov.aa@gmail.com

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Статья поступила в редакцию 20.01.2026; одобрена после рецензирования 13.02.2026; принята к публикации 18.03.2026.

Information about the authors:

ZHUYKOV Dmitry Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Aircraft Engines Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 1275-6858

AuthorID (RSCI): 113410

AuthorID (SCOPUS): 56543678400

ResearcherID: J-3180-2013

e-mail: dimitri_z@inbox.ru

SHILKIN Oleg Valentinovich, Chief Designer, R&D Center "STR DFK", Head of the 3604 Sector, JSC "Information Satellite Systems" Academician M. F. Reshetnev Company", Zheleznogorsk.

SPIN-code: 2770-5329

AuthorID (RSCI): 501326

e-mail: shilkin61@mail.ru

KISHKIN Alexander Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 9919-8708

AuthorID (RSCI): 113406

AuthorID (SCOPUS): 6506466412

e-mail: spsp99@mail.ru

DELKOV Alexander Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 4278-2740

AuthorID (RSCI): 610984

ORCID: 0009-0009-6684-1033

AuthorID (SCOPUS): 6506922319

e-mail: delkov-mx01@mail.ru

SHEVCHENKO Yulia Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 9919-0610

AuthorID (RSCI): 1151109

ORCID: 0009-0002-5444-219X

AuthorID (SCOPUS): 57219486953

e-mail: gift_23j@mail.ru

KHODENKOV Aleksey Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Aircraft Welding Department, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk.

SPIN-code: 8055-3339

AuthorID (RSCI): 919297

e-mail: hodenkov.aa@gmail.com

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 article was submitted 20.01.2026; approved after reviewing 13.02.2026; accepted for publication 18.03.2026.

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