

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

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

Том 9, № 3

2025

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-
КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ
МАШИНОСТРОЕНИЕ

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ
И ТЕХНОЛОГИЯ
ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ





ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК

Серия
«Авиационно-ракетное
и энергетическое
машиностроение»

Издается с октября 2017 г.
Выходит 4 раза в год

Том 9 № 3 2025

УЧРЕДИТЕЛЬ

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

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

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

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

Подписной индекс
в каталоге Роспечать 80583

Ответственный секретарь
М. Ф. Федорчук

Редактор
Т. П. Сёмина

Компьютерная верстка
О. Н. Чирун

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

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

Подписано в печать 23.10.2025 г.
Дата выхода в свет 31.10.2025 г.

Формат 60х84 1/8
14.18 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1–100). Заказ 70
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 9 No. 3 2025

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:
<https://journals.omgstu.ru>

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

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

Executive Secretary
M. F. Fedorchuk

Editor
T. P. Semina

Computer Page-Proofs
O. N. Chirun

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

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

Signed in Print 23.10.2025
Date of Publication 31.10.2025

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 14,18
Offset Paper

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

Circulation 500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1–100)
Order 70
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

Drozdov 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 Information 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

М. Б. Хадиев, И. В. Хамидуллин, Н. В. Соколов, Ф. А. Калимуллин. Расчет опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе	5
С. Ю. Кайгородов, Н. Э. Кузнецов, В. Л. Забровский. Разработка методики учёта сил инерции жидкости в математической модели прямозубого роторного насоса	14
А. Г. Михайлов, Ю. А. Анисимов. Разработка математической модели для определения оптимального угла наклона солнечных коллекторов на примере умеренно континентального климата Омской области	22
М. А. Сутягинский, Ю. А. Потапов, А. Ю. Громов, П. В. Ушаков, С. С. Бусаров, В. Л. Юша. Прогнозный анализ температурных и энергетических характеристик технологических водородных компрессоров среднего давления на базе поршневых длинноходовых ступеней	30
Р. Р. Хотский, А. В. Бураков, Л. Г. Кузнецов. Разработка математической модели технического диагностирования поршневых компрессоров ракетно-космического комплекса	38
О. В. Вдовин, Е. Н. Слободина, А. Г. Михайлов. Моделирование процессов тепломассопереноса в наножидкостях на примере параболического солнечного коллектора	47
К. Е. Денисов, А. К. Лямасов. Методика расчета механизма подвижной лопастной системы центробежных насосов низкой быстроходности	57
А. С. Золотухин, Л. Н. Маренина, А. А. Дроздов, А. М. Яблоков, А. Г. Никифоров. Современные подходы к оптимизации осевых компрессоров	64
А. А. Стасеев, А. А. Жарковский. Разработка модуля оптимизации для системы автоматизированного проектирования ступени центробежного насоса	75

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

В. И. Трушляков, А. А. Петрук. Сравнительный анализ методов индукционного, микроволнового и двухстадийного пиролиза различных полимеров	83
И. С. Вавилов, К. И. Жариков, П. С. Ячменев, И. А. Кузьменко, И. В. Володьков. Исследования мощности высокочастотных потерь в тороидальном резонаторе прототипа высокочастотного ионного двигателя	92
А. Б. Яковлев. Исследование влияния параметров потока рабочей жидкости на тонкость очистки центробежного фильтра гидросистемы энергетической установки	101
А. В. Бакланов. Экспериментальное определение коэффициента избытка воздуха на выходе из горелок двухзонной камеры сгорания	107

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ

Д. А. Негров, В. Ю. Путинцев, С. В. Шилько, Е. В. Князев, А. И. Глотов, Д. А. Вебер. Влияние модулированного ультразвука на формирование структуры, механических и триботехнических свойств композита на основе политетрафторэтилена и многостенных углеродных нанотрубок	114
--	-----

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

M. B. Khadiev, I. V. Khamidullin, N. V. Sokolov, F. A. Kalimullin. Calculation of fluid pivot of tilting pad journal bearing	5
S. Yu. Kaigorodov, N. E. Kuznetsov, V. L. Zabrovskiy. Development of a method for calculating the fluid inertia force in the mathematical model of a straight-line rotary pump	14
A. G. Mikhailov, Yu. A. Anisimov. Developing a mathematical model to determine the optimal solar collector tilt angle: A case study of the temperate continental climate in the Omsk Region	22
M. A. Sutyaginskiy, Yu. A. Potapov, A. Yu. Gromov, P. V. Ushakov, S. S. Busarov, V. L. Yusha. Predictive analysis of temperature and energy features of medium-pressure process hydrogen compressors based on long-stroke piston stages	30
R. R. Khotsky, A. V. Burakov, L. G. Kuznetsov. Development of a mathematical model for technical diagnostics of reciprocating compressors for the rocket and space complex	38
O. V. Vdovin, E. N. Slobodina, A. G. Mikhailov. Modeling of heat and mass transfer processes in nanofluids on the example of a parabolic solar collector	47
K. E. Denisov, A. K. Liasov. Methodology for calculating the actuation mechanism of a movable blade system in low-specific-speed centrifugal pumps	57
A. S. Zolotukhin, L. N. Marenina, A. A. Drozdov, A. M. Yablokov, A. G. Nikiforov. Modern approaches of the axial compressors optimization	64
A. A. Staseyev, A. A. Zharkovskiy. Development of a module of direct optimization methods for a two-dimensional automated design system of a centrifugal pump stage	75

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

V. I. Trushlyakov, A. A. Petruk. Comparative analysis of induction, microwave and two-stage pyrolysis methods for various polymers	83
I. S. Vavilov, K. I. Zharikov, P. S. Yachmenev, I. A. Kuzmenko, I. V. Volod'kov. Studies of the power of high-frequency losses in the toroidal resonator of a prototype of the high-frequency ion thruster	92
A. B. Yakovlev. Investigation of the effect of the working fluid flow parameters on the fineness of cleaning the centrifugal filter of the hydraulic system of a power plant	101
A. V. Baklanov. Experimental determination of the excess air coefficient at the outlet of the burners of a two-zone combustion chamber	107

MATERIAL SCIENCE AND PROCESSING TECHNOLOGY

D. A. Negrov, V. Yu. Putintsev, S. V. Shil'ko, E. V. Knyazev, A. I. Glotov, D. A. Veber. Influence of the modulated ultrasound on the structure, mechanical and tribotechnical properties of polytetrafluoroethylene composite and multi-layered carbon nanotubes	114
--	-----

УДК/UDC 621.822.5

DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-5-13

EDN: LHSVNX

Научная статья / Original article

РАСЧЕТ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМИСЯ ПОДУШКАМИ НА ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ ПОДВЕСЕ

М. Б. Хадиев, И. В. Хамидуллин, Н. В. Соколов, Ф. А. Калимуллин

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

В статье представлено описание конструкции и результаты численных исследований статических характеристик единичной подушки опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе. Описана система уравнений неизоотермического течения смазки в гидродинамическом смазочном слое, условия перехода подушки в равновесный режим и течение смазочной жидкости в гидростатическом кармане. Проиллюстрировано изменение давления смазочного слоя по длине подушек в зависимости от величины относительного эксцентриситета. Определены характеристики режима работы подшипника, при которых наблюдается полное или одностороннее «всплытие» подушки.

Ключевые слова: опорный подшипник, подушка, гидродинамический слой, гидростатический слой, температура, давление, коэффициент предварительного нагружения.

Для цитирования: Хадиев М. Б., Хамидуллин И. В., Соколов Н. В., Калимуллин Ф. А. Расчет опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе // Омский научный вестник. Сер. Авиацонно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 5–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-5-13. EDN: LHSVNX.



© Хадиев М. Б., Хамидуллин И. В., Соколов Н. В., Калимуллин Ф. А., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

CALCULATION OF FLUID PIVOT OF TILTING PAD JOURNAL BEARING

M. B. Khadiev, I. V. Khamidullin, N. V. Sokolov, F. A. Kalimullin

Kazan National Research Technological University, Russia, Kazan, Karl Marks St., 68, 420015

The article presents a description of the design and the results of numerical studies of static features of a single pad of the fluid pivot tilting pad journal bearing. The authors describe a system of equations for the non-isothermal flow of lubricant in a hydrodynamic lubricant film; the conditions for the transition of the pad to an equilibrium mode; the flow of lubricating fluid in a hydrostatic recess. Moreover, the change in the pressure of the lubricant film along the length of the pads is illustrated depending on the magnitude of the relative eccentricity. Therefore, the features of the bearing operation mode are determined, in which a complete or unilateral "ascent" of the pad is observed.

Keywords: journal bearing, pad, lubricant film, hydrostatic layer, temperature, pressure, preload coefficient.

For citation: Khadiev M. B., Khamidullin I. V., Sokolov N. V., Kalimullin F. A. Calculation of fluid pivot of tilting pad journal bearing. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 5–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-5-13. EDN: LHSVNX.



© Khadiev M. B., Khamidullin I. V., Sokolov N. V., Kalimullin F. A., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

В качестве опор высокоскоростных и легконагруженных роторов современных центробежных компрессорных машин широко применяются опорные подшипники скольжения с самоустанавливающимися подушками, обеспечивающие устойчивость системы «ротор – подшипники скольжения» [1]. Однако демпфирующая способность этих подшипников оказывается недостаточной для заметного снижения уровня повышенной вибрации роторов, возникающей, например, при газодинамическом возбуждении в проточной части компрессоров высокого давления [1, 2]. Из-за этого для снижения уровня вибрации в ряде случаев применяют специальные упругодемпферные опоры, отличительным признаком которых является наличие элементов трения, гасящих колебания [1].

В последние годы для решения задачи расширения диапазона устойчивой работы системы «ротор – подшипники скольжения» в качестве опор роторов центробежных компрессорных машин стали применять опорные подшипники скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе [3], обладающие повышенной демпфирующей способностью [2, 4]. Отличительной особенностью этих подшипников является то, что при работе каждая подушка опирается на самогенерируемый гидростатический смазочный слой, образуемый благодаря отбору небольшой части расхода жидкости из гидродинамического смазочного слоя с целью создания гидростатического давления в кармане, выполненном на тыльной поверхности подушки. Гидростатический смазочный слой при динамических нагрузках выполняет роль демпфера со сдвигиваемой пленкой смазочной жидкости, повышая демпфирующую способность опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками.

Известные методы расчета опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе разработаны в изотермической постановке с вычислением характеристик подшипника при некоторой эффективной температуре смазки, определяемой из выражения $t_{\text{эф}} = t_0 + 0,6 \cdot \Delta t$, где t_0 — температура смазки на входе в подшипник, Δt — приращение температуры смазки в подшипнике [4].

При этом экспериментально определено, что течение смазки в зазорах опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками является существенно неизотермичным, а температурные режимы работы отдельных подушек значительно отличаются друг от друга [5]. В данной работе излагается методика расчета опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе, учитывающая эти факторы.

Постановка задачи

Проведенные исследования опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками показали, что с достаточной для практики точностью при их расчете можно допустить, что все выделяемое тепло уносится смазкой, температура смазочного слоя по толщине постоянна, а градиент температуры по ширине подушки мал по сравнению с угловым градиентом [5]. Последнее позволяет рассматривать распределение температуры в смазочном слое как для подшипника бесконечной ширины.

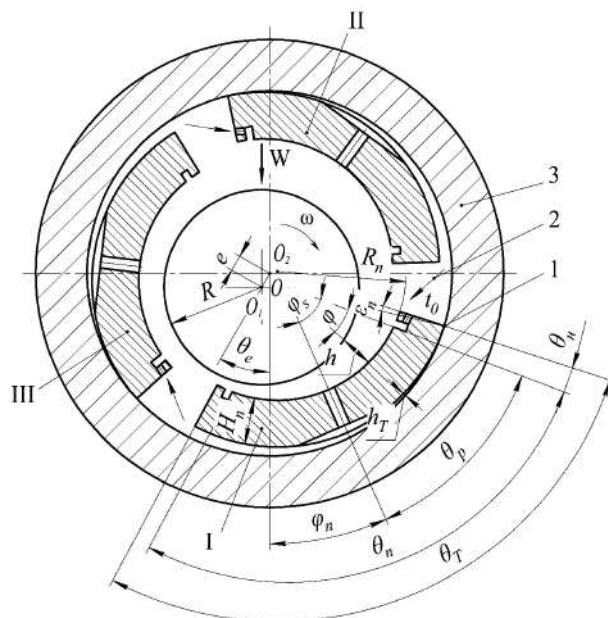


Рис. 1. Расчетная схема исследуемого опорного подшипника:

1 — линия качания подушки; 2 — подача смазки;
3 — корпус подшипника; I—III — номера подушек

Fig. 1. Calculating scheme of the studied journal bearing:

1 — pad tilt line; 2 — lubrication supply;
3 — bearing housing; I-III — pad numbers

При такой постановке задачи система уравнений, описывающая неизотермическое течение смазки в гидродинамическом смазочном слое i -й подушки (рис. 1), состоит из уравнений Рейнольдса и энергии, которые в безразмерной форме в прямоугольной системе координат имеют следующий вид [6]:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\varphi}} \left[\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}} \right] + \lambda^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = 6 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{t}}{\partial \varphi} = \frac{2\bar{\mu}}{\bar{h} \cdot \bar{h}_m} \left[1 + 3 \left(\frac{\bar{h} - \bar{h}_m}{\bar{h}} \right)^2 \right], \quad (2)$$

где $\bar{\varphi} = \varphi / \theta_n$, $\bar{z} = 2z / B$ — безразмерные координаты в окружном и осевом направлениях подушки; $\bar{h} = h / \delta$ — безразмерная толщина гидродинамического смазочного слоя; $\bar{p} = p \delta^2 / \mu_1 \omega R^2 \theta_n$ — безразмерное давление в гидродинамическом смазочном слое; $\bar{t} = c_1 \rho_1 \delta^2 (t - t_1) / \mu_1 \omega R^2 \theta_n$ — безразмерная температура в гидродинамическом смазочном слое; $\bar{h}_m = h_m / \delta$ — безразмерная толщина гидродинамического смазочного слоя, соответствующая координате максимума давления в смазочном слое; $\lambda = 2R \theta_n / B$ — относительная длина подушки; $\bar{\mu} = \mu / \mu_1 = \exp(-\chi \cdot \bar{t})$ — безразмерная вязкость смазки; $\chi = \beta \mu_1 \omega R^2 \theta_n / c_1 \rho_1 \delta^2$ — режимный параметр, характеризующий степень изменения вязкости в зазоре; β — температурный коэффициент смазки, $1/^\circ\text{C}$; $\delta = (R_n - R)$ — радиальный зазор между рабочими поверхностями подушки и шейки вала, м; t_1 — температура смазки на входе в смазочный слой, $^\circ\text{C}$; μ , c_1 , ρ_1 — коэффициент динамической вязкости, Па·с, теплоемкость, Дж/(кг· $^\circ\text{C}$) и плотность, кг/м³, смазки при температуре t_1 ; R — радиус шейки вала, м; R_n — радиус рабочей поверхности подушки, м; θ_n — угол охвата рабочей поверхности подушки, рад;

где h — текущее значение зазора по контуру Γ_1 на входе в канал отбора давления (рис. 2); U_n — проекция окружной скорости на поверхности шейки вала на нормаль к контуру Γ_1 в рассматриваемой точке, м/с; μ_s — коэффициент динамической вязкости смазочной жидкости при температуре t_s на входе в канал отбора давления, Па·с; dn — элементарная площадка по контуру Γ_1 , м.

Расход смазочной жидкости из кармана осуществляется в четырех направлениях (рис. 2) и равен

$$Q_T = Q_{TH} + Q_{TK} + 2Q_{TO}, \quad (7)$$

где Q_{TH} , Q_{TK} , Q_{TO} — расходы смазочной жидкости через щели на тыльной стороне подушки в окружном и осевом направлениях, м³/с.

Если пренебречь кривизной тыльной поверхности подушки, то расходы Q_{TH} , Q_{TK} , Q_{TO} можно вычислить как для конусных щелей с неподвижными стенками [9] по следующему выражению

$$Q = \frac{B_1 h_0^3 p_s}{12\mu_s L_1} \cdot \frac{2(1+k)^2}{(2+k)}, \quad (8)$$

где B_1 , L_1 — ширина и длина рассматриваемой щели, м; p_s — давление в кармане, Па; $k = (h_1 - h_0)/h_0$ — параметр конусности щели; h_0 , h_1 — величина зазора на входе в щель и выходе из него по направлению истечения смазочной жидкости, м.

Значения зазоров h_0 , h_1 для рассматриваемой щели вычисляются при соответствующем значении координаты $\bar{\varphi}$ по следующему выражению

$$h_i = (R + H_n) \bar{\epsilon}_n \psi \sin(\theta_n \cdot \bar{\varphi} + \theta_n). \quad (9)$$

Момент сил от гидродинамического давления вычисляется по выражению

$$M_d = \frac{\mu_i \omega R (R + H_n) \theta_n^2 B (1 - m_0)^2 \bar{M}}{\psi^2}, \quad (10)$$

где $\bar{M} = \left(\frac{2}{3} A_1 + \frac{4}{5} A_2 \right) \int_0^1 \bar{p}_\infty \cdot \sin(\theta_n \cdot \bar{\varphi} + \theta_n) d\bar{\varphi}$ — безразмерный момент.

Момент сил от гидростатического давления вычисляется по выражению

$$M_T = (R + H_n) \left[\frac{(F_s + 2F_0) \sin \theta_1 + (F_H + 2F_1) \sin(\theta_1 - \theta_s - \theta_{c3}) + (F_K + 2F_2) \sin(\theta_1 + \theta_s + \theta_{c4})}{2} \right], \quad (11)$$

где F_s , F_0 , F_H , F_K , F_1 , F_2 — силы от гидростатического давления, действующие на стенки щелей, Н; θ_{c3} , θ_{c4} — угловые координаты центров приложения сил, отсчитываемые от входа в щели, рад.; θ_1 , θ_s — углы, характеризующие расположение кармана и его протяженность в окружном направлении, рад.

Выражения для вычисления силы и координаты его приложения в той или иной щели приведены в [9].

Опорные подшипники скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе относятся к типу подшипников с индивидуальным подводом смазки к каждой подушке и открытым сливом из подшипника.

В таких подшипниках температура смазки на входе в смазочный слой i -й подушки находит-

ся методом последовательного приближения [10] из выражения

$$t_{li} = t_0 + \frac{2}{3} K_{Qi} (t_{\max, i-1} - t_0), \quad (12)$$

где t_0 — температура на входе в подшипник; $t_{\max, i-1}$ — максимальная температура в смазочном слое предыдущей подушки по направлению вращения вала; $K_{Qi} = \bar{Q}_{\varphi=1}^{i-1} / \bar{Q}_{\varphi=0}^{i-1}$; $\bar{Q}_{\varphi=1}^{i-1}$, $\bar{Q}_{\varphi=0}^{i-1}$ — коэффициенты расхода смазки на входе в смазочный слой рассматриваемой подушки и на выходе из смазочного слоя предыдущей подушки, $i = 1 \dots z_n$; z_n — число подушек.

Совместное решение уравнений (1, 2, 5) позволяет определить значения угла поворота подушки ϵ_n и давления $\bar{p}_s$ в кармане на тыльной стороне подушки при его равновесном положении. Значение h_m определяется из условия равенства нулю давления в гидродинамическом слое на выходе из подушки. Несущая способность подшипника определяется суммированием вертикальных составляющих гидродинамических реакций всех подушек (полагается, что нагрузка на подшипник направлена вертикально):

$$F_n = \sum_{i=1}^{z_n} F_{yi}. \quad (13)$$

Вертикальная составляющая гидродинамической реакции смазочного слоя i -й подушки вычисляется по выражению

$$F_{yi} = \frac{\mu_{li} \omega R^3 \theta_n^2 B}{\delta^2} \bar{F}_{yi}, \quad (14)$$

$\bar{F}_{yi} = \left(\frac{2}{3} A_1 + \frac{4}{5} A_2 \right) \int_0^1 \bar{p}_\infty \cos[\varphi_{ni} + \theta_n (\bar{\theta}_p - \bar{\varphi})] d\bar{\varphi}$ — безразмерная несущая способность i -й подушки; φ_{ni} — угол расположения i -й подушки, рад.; μ_{li} — коэффициент динамической вязкости смазки при температуре t_{li} , Па·с. Угол эксцентриситета θ_e находится из условия равенства нулю суммы горизонтальных составляющих гидродинамических реакций смазочных слоев всех подушек

$$F_x = \sum_{i=1}^{z_n} F_{xi} = 0, \quad (15)$$

где $F_{xi} = \frac{\mu_{li} \omega R^3 \theta_n^2 B}{\delta^2} \bar{F}_{xi}$, $\bar{F}_{xi} = \left(\frac{2}{3} A_1 + \frac{4}{5} A_2 \right) \int_0^1 \bar{p}_\infty \sin[\varphi_{ni} + \theta_n (\bar{\theta}_p - \bar{\varphi})] d\bar{\varphi}$.

Потери мощности на трение в смазочном слое i -й подушки вычисляются по выражению

$$N_i = \frac{\mu_{li} \omega^2 R^3 \theta_n B}{\delta} \bar{N}_i, \quad (16)$$

где $\bar{N}_i = \left[\left(\frac{2}{3} A_1 + \frac{4}{5} A_2 \right) \int_0^1 \bar{h} \frac{\partial \bar{p}_\infty}{\partial \bar{\varphi}} d\bar{\varphi} \right] + \int_0^1 \frac{\bar{\mu}}{\bar{h}} d\bar{\varphi}$ — безразмерные потери мощности на трение в смазочном слое i -й подушки. Потери мощности на трение в подшипнике определяются суммированием потерь мощности на трение в смазочных слоях всех подушек:

$$N_n = \sum_{i=1}^{z_n} N_i. \quad (17)$$

Таблица 1. Исходные данные для расчета
Table 1. Initial data for the calculation

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
1	Диаметр шейки вала	d	мм	50
2	Ширина подушки	B	мм	38
3	Толщина подушки	$H_{\text{п}}$	мм	5
4	Угол охвата рабочей поверхности подушки	$\theta_{\text{п}}$	градус	100
5	Угол охвата тыльной поверхности подушки	$\theta_{\text{т}}$	градус	110
6	Радиальный зазор в подшипнике при центральном положении вала и отсутствии всплывающей подушки	h_{po}	мм	0,05
7	Коэффициент предварительного нагружения подушки	m_0	—	0,5
8	Степень нереверсивности подушки	$\bar{\theta}_p$	—	0,5
9	Длина кармана	L_s	мм	22
10	Ширина кармана	B_s	мм	18
11	Диаметр канала отбора давления	d_s	мм	2,25
12	Относительная координата расположения канала отбора давления	$\bar{\varphi}_s$	—	0,5
13	Углы расположения подушек: — подушка 1 — подушка 2 — подушка 3	$\varphi_{\text{п1}}$ $\varphi_{\text{п2}}$ $\varphi_{\text{п3}}$	градус градус градус	0 120 240
14	Частота вращения вала	n	об/мин	22 945
15	Температура смазки на входе в подшипник	t_0	°C	40
16	Марка смазки	—	—	Тп-22С

Изложенный алгоритм реализован в виде программы расчета на языке «Python». Программа расчета позволяет для заданного значения относительного эксцентриситета определять несущую способность подшипника; потери мощности на трение; давление в гидростатическом кармане; распределение давления и температуры в гидродинамическом слое; форму смазочного слоя; угол поворота каждой подушки; угол эксцентриситета; коэффициенты расхода смазки через грани подушек.

Результаты численных экспериментов

Расчетные исследования проводились для подшипника, геометрические размеры и режимные параметры которого приведены в табл. 1.

Проведенные расчеты подтвердили, что температурные режимы работы отдельных подушек рассматриваемого подшипника так же существенно отличаются (табл. 2, 3), как и в обычных подшипниках с самоустанавливающимися подушками.

Различие температурных режимов работы ненагруженных подушек (подушки II, III) способствует смещению шейки вала в сторону подушки III (расположенной после нагруженной подушки I по направлению вращения вала) до достижения равновесного положения шейки вала и подушек, определяемого углом эксцентриситета θ_e .

Проведенные расчетные исследования подшипника с реверсивными подушками ($\theta_p = 0,5$) и направлением нагрузки W на подушку по линии симметрии гидростатического кармана ($\varphi_{\text{ш}} = 0$) показали, что равновесное положение шейки вала и подушек достигается при высоких значениях угла эксцентриситета θ_e (рис. 3, табл. 4), что согласуется с данными, приведенными в работе [11].

Угол охвата рабочей зоны подушек опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе бо-

Таблица 2. Температура t_1 на входе в смазочные слои подушекTable 2. Temperature t_1 at the entrance to the lubricant films of the pads

ε	0	0,1	0,2	0,3
$t_1, ^\circ\text{C}$				
Подушка I	65,75	64,78	63,83	63,09
Подушка II	65,75	65,33	64,92	64,56
Подушка III	65,75	67,48	69,23	71,35

Таблица 3. Максимальные температуры t_{max} в смазочных слоях подушекTable 3. Maximum temperatures t_{max} in the lubricant films of the pads

ε	0	0,1	0,2	0,3
$t_{\text{max}}, ^\circ\text{C}$				
Подушка I	89,63	91,44	93,24	96,49
Подушка II	89,63	86,61	83,60	81,22
Подушка III	89,63	92,55	95,46	98,85

лее чем в 1,5 раза превышает аналогичный угол подушек обычного опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками. Это приводит к образованию диффузорных зон в гидродинамическом смазочном слое даже при малых значениях относительного эксцентриситета.

Кроме этого, для рассматриваемых подшипников характерны высокие значения коэффициента предварительного нагружения подушек $m_0 = 0,5...0,6$ [4], что также способствует увеличению диффузорной зоны в смазочном слое вблизи выходной кромки подушки [5]. В результате в гидродинамических смазочных слоях всех подушек опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе появляется

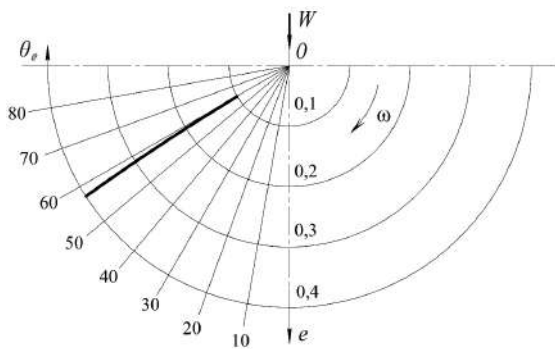


Рис. 3. Кривая подвижного равновесия опорного подшипника
 Fig. 3. Movable balance curve of the journal bearing

Таблица 4. Углы эксцентриситета
 Table 4. Angles of eccentricity

ε	0	0,1	0,2	0,3	0,4
θ_e , градус	—	59,9	59,2	58,1	57,2

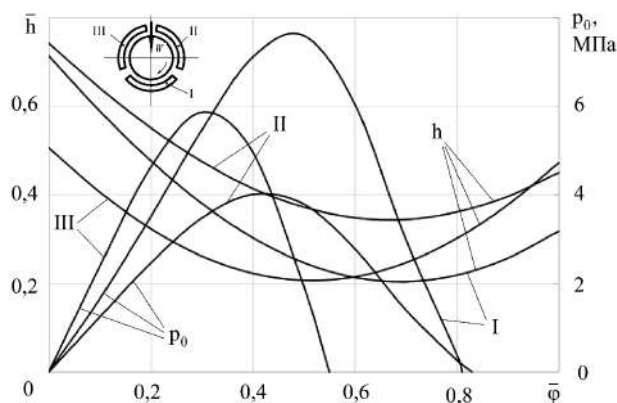


Рис. 4. Формы смазочных слоев $\bar{h}$ и эпюры давлений p_0 в центральных по ширине подушек ($\bar{z}=0$) сечениях в окружном направлении, $\varepsilon=0$
 Fig. 4. Shapes of the lubricant films $\bar{h}$ and pressure diagrams p_0 in the sections central to the width of the pads ($\bar{z}=0$) in the circumferential direction, $\varepsilon=0$

значительная диффузорная зона, уменьшающая несущую область смазочного слоя и сдвигающая границу ее протяженности в сторону входной кромки подушки (рис. 4).

Наиболее заметно сдвигается граница протяженности несущей области смазочного слоя подушки III. При увеличении нагрузки на подшипник (с ростом относительного эксцентриситета ε) смещение границы протяженности несущей области смазочного слоя подушки III становится таким, что при заданной координате $\bar{\varphi}_s$ расположения канала отбора давления отбираемое давление p_0 может оказаться меньше, чем требуемое давление $\bar{p}_s$ в кармане, при котором обеспечивается «всплытие» подушки (рис. 5). Например, при $\varepsilon=0,4$ и $\bar{\varphi}_s=5$, отбираемое через канал давление равно $p_0 \approx 0,335$ МПа, что меньше требуемого давления в кармане $\bar{p}_s = 1,257$ МПа.

Для того, чтобы обеспечить требуемое давление в кармане, необходимо сместить координату расположения канала отбора давления вовнутрь эпюры давления и принять равной, например, $\bar{\varphi}_s \sim 0,4 \dots 0,45$. В общем случае, при выборе координаты располо-

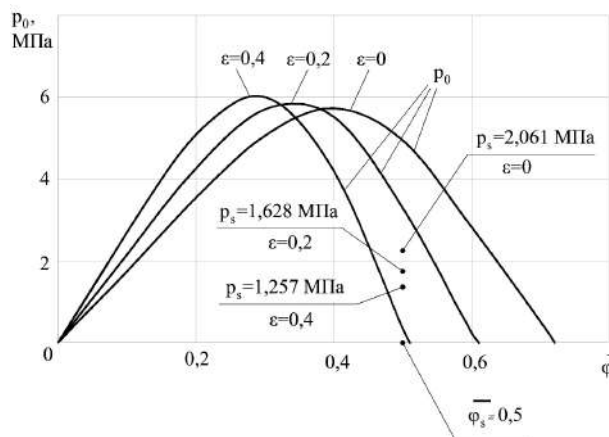


Рис. 5. Граница протяженности несущей области смазочного слоя подушки III при различных значениях относительного эксцентриситета
 Fig. 5. Length line of the bearing area of the III pad lubricant film at different values of relative eccentricity

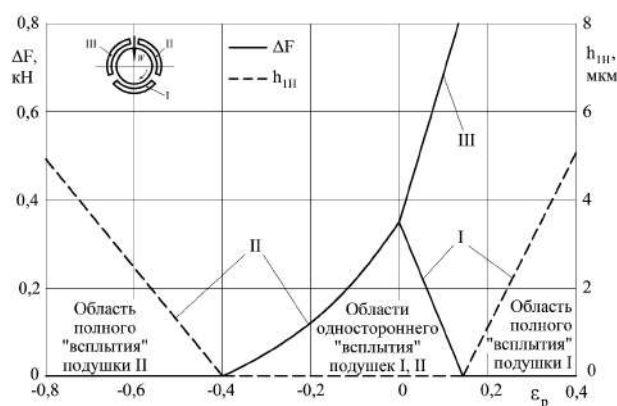


Рис. 6. К определению условия полного «всплытия» подушки, $\theta_e = 60^\circ$, $t_1 = 65^\circ \text{C}$, $m_0 = 0,5$
 Fig. 6. To determination of the condition for the complete «ascent» of the pad, $\theta_e = 60^\circ$, $t_1 = 65^\circ \text{C}$, $m_0 = 0,5$

жения канала отбора давления $\bar{\varphi}_s$ необходимо учитывать значения координаты максимума давления $\bar{\varphi}_m$ и границы протяженности несущей области смазочного слоя рассматриваемой подушки.

В работах [4, 7] указывается на то, что при определенных режимах работы подшипника может иметь место полное «всплытие» подушки, но при этом отсутствуют какие-либо данные об условиях, при которых полное «всплытие» возможно.

Проведенные расчетные исследования показали (рис. 6), что характер «всплытия» подушки зависит от значения величины $\Delta F = F_d - F_T$, где F_d , F_T — проекции сил от гидродинамического и гидростатического давлений, действующих на рабочую и тыльную поверхности подушки, на радиальную плоскость, где находится линия качения подушки при самоустановке. Значения величины ΔF и «всплытия» h_{III} вдоль упомянутой радиальной плоскости определялись в зависимости от параметра $\varepsilon_p = \varepsilon \cdot \cos(\varphi_n + \theta_e)$, характеризующего и положение вала относительно центра подшипника, и положение подушки относительно линии действия нагрузок.

При $\Delta F > 0$ ($F_d > F_T$) подушки всегда будет прижата к расточке корпуса подшипника по линии качения ($h_{III} = 0$), а равновесное положение подушки достигается благодаря повороту подушки на неко-

Таблица 5. Зазоры в характерных сечениях гидростатического смазочного слоя
Table 5. Gaps in the characteristic sections of the hydrostatic lubricating layer

Зазор	$h_{1н'}$ мкм	$h_{0н'}$ мкм	$h_{с'}$ мкм	$h_{0к'}$ мкм	$h_{1к'}$ мкм
Всплытие					
Одностороннее	0,00	21,42	31,76	37,70	36,44
Полное	1,16	22,15	32,08	37,56	35,65
$\varepsilon = 0,5$, $\theta_e = 60^\circ$, $t_1 = 65^\circ\text{C}$, подушка II					

Таблица 6. Некоторые результаты расчета при разных значениях относительного эксцентриситета
Table 6. Some calculation results for different values of relative eccentricity

Параметр	ε	0	0,1	0,2	0,3
Несущая способность подшипника F_n , кН	0	0,738	1,465	2,072	
Потери мощности на трение N_n , кВт	4,159	4,141	4,113	4,073	
Максимальная температура смазочного слоя t_{max} , $^\circ\text{C}$	89,63	92,55	95,46	98,85	
Минимальная толщина смазочного слоя h_{min} , мкм	25,80	24,20	22,60	20,40	

торый угол вокруг линии качания до выполнения условия (5). Таким образом, при $\Delta F > 0$ подушка будет работать в режиме одностороннего «всплытия» ($h_{1н} = 0$). При $F_d < F_T$ подушка под действием силы F_T будет «всплывать» над линией качания до достижения равновесного положения, характеризующегося выполнением условия (5) и дополнительного условия $F_d = F_T$, т. е. $\Delta F = 0$. В этом случае подушка будет работать в режиме полного «всплытия» ($h_{1н} > 0$).

Как видно из представленных результатов расчета (см. рис. 6), для подушки III ($\varphi_{п} = 240^\circ$) $\Delta F > 0$ во всем диапазоне возможных значений относительного эксцентриситета, т.е. подушка III всегда будет работать в режиме одностороннего «всплытия».

При малых нагрузках на подшипник подушки I ($\varphi_{п} = 0^\circ$) и II ($\varphi_{п} = 120^\circ$) будут работать в режиме одностороннего «всплытия» и только при превышении некоторого значения относительного эксцентриситета ε^* перейдут в режим работы полного «всплытия». Для подушки I $\varepsilon^* = 0,28$ ($\varepsilon_p^* = 0,14$), для подушки II $\varepsilon^* = 0,4$ ($\varepsilon_p^* = -0,4$).

Сравнение значений зазоров в характерных сечениях гидростатического смазочного слоя на тыльной стороне подушки II, вычисленных для случаев одностороннего и полного «всплытия», показывает, что даже при $\varepsilon = 0,5$ они отличаются незначительно на большей части щели (табл. 5).

Согласно выполненным расчетам, при $\varepsilon = 0,5$ минимальная толщина и максимальная температура смазочного слоя подушки III, для которой характерны более высокие температуры смазочного слоя (см. табл. 2, 3), равны $h_{min} = 17,93$ мкм и $t_{max} = 103,19^\circ\text{C}$, т. е. практически совпадают с допустимыми значениями. Это значит, что для рассматриваемых подшипников с подушками, выполненными с коэффициентом предварительного нагружения $m_0 = 0,5...0,6$, максимально допустимое значение относительного эксцентриситета можно принять равным $\varepsilon = 0,5$. Тогда, учитывая данные

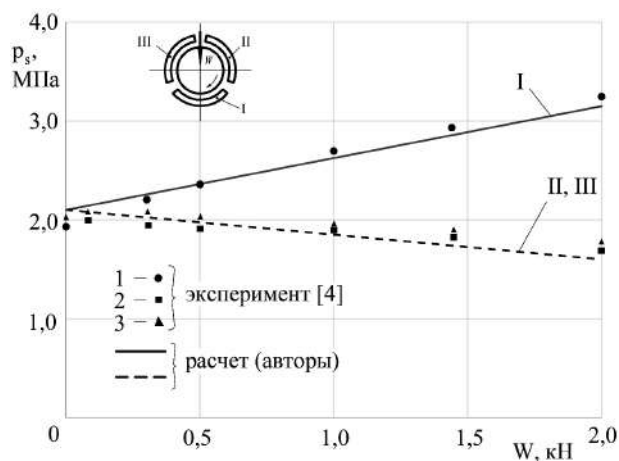


Рис. 7. Зависимость гидростатического давления в карманах от нагрузки на подшипник, $d = 50,8$ мм (2")
Fig. 7. Dependence of the hydrostatic pressure in the recesses on the bearing load, $d = 50.8$ mm (2")

табл. 5, расчет подшипника можно вести, полагая, что все подушки работают в режиме одностороннего «всплытия». Некоторые результаты расчета подшипника при одностороннем «всплытии» всех подушек приведены в табл. 6.

Расчетные значения давлений в гидростатических карманах, вычисленные по разработанной программе, достаточно хорошо согласуются (рис. 7) с данными экспериментальных исследований [4]. В качестве расчетных давлений в гидростатических карманах ненагруженных подушек II, III было принято их среднее значение.

Выводы

На основе проведенных численных исследований опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе с помощью разработанной программы расчета можно сделать следующие выводы:

1. Равновесное положение шейки вала и подушек достигается при высоких значениях угла эксцентриситета, а наиболее высокие температуры гидродинамического смазочного слоя характерны для нагруженной и расположенной за ней по направлению вращения вала ненагруженной подушки.

2. Увеличенные углы охвата рабочих поверхностей и высокие значения коэффициентов предварительного нагружения подушек приводят к образованию значительных диффузорных зон в гидродинамических смазочных слоях, уменьшению их несущих областей и сдвигу границ их протяженностей в сторону входных кромок подушек.

3. При выборе места расположения канала отбора давления необходимо учитывать значение координаты максимума давления и границу протяженности несущей области смазочного слоя каждой подушки.

4. При малых нагрузках на подшипник все подушки будут работать в режиме одностороннего «всплытия», и только при превышении определенного значения относительного эксцентриситета нагруженная подушка и расположенная перед ней по направлению вращения вала ненагруженная подушка перейдут в режим работы полного «всплытия».

5. Учитывая, что значения зазоров в характерных сечениях гидростатического смазочного слоя,

вычисленные для случаев одностороннего и полного «всплывания», отличаются незначительно даже при $\varepsilon = 0,5$, расчет подшипника можно вести, полагая, что все подушки работают в режиме одностороннего «всплывания».

Список источников / References

1. Шнепп В. Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.: Машиностроение, 1995. 240 с. ISBN 5-217-01196-3.

Schnepp V. B. Konstruktsiya i raschet tsentrobezhnykh kompressornykh mashin [Design and calculation of centrifugal compressor machines]. Moscow, 1995. 240 p. ISBN 5-217-01196-3. (In Russ.).

2. Марцинковский В. С., Юрко В. И. Совершенствование конструкции радиальных демпферных подшипников с вкладышами на гидростатическом подвесе // Производители и потребители компрессорной техники: труды I конференции. Казань: Слово, 2010. С. 248–259. ISBN 978-5-98356-099-4. EDN: QMKYRP.

Martsinkovsky V. S., Yurko V. I. Sovershenstvovaniye konstruktssii radial'nykh dempfernykh podshipnikov s vkkladyshami na gidrostatcheskom podvese [Improvement of the design of damper fluid pivot journal bearings]. Proizvoditeli i potrebiteli kompressornoy tekhniki. *Manufacturers and Consumers of Compressor Equipment*. Kazan, 2010. P. 248–259. ISBN 978-5-98356-099-4. EDN: QMKYRP. (In Russ.).

3. USA Patent no. 3549215. Hydrostatically supported tilting pad journal bearing. L. W. Hollingsworth. Filled at 21.10.1968. Patented at 22.12.1970.

4. Nelson D. V., Hollingsworth L. W. The fluid pivot journal bearing. *ASME. Journal of Lubrication Technology*. 1977. Vol. 99. P. 122–127. DOI: 10.1115/1.3452958.

5. Хамидуллин И. В. Исследование и расчет опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками центробежных компрессоров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1983. 18 с.

Khamidullin I. V. Issledovaniye i raschet opornykh podshipnikov skol'zheniya s samoustanyavliyayushchimisya podushkami tsentrobezhnykh kompressorov [Investigation and calculation of tilting pad journal bearings of centrifugal compressors]. Leningrad, 1983. 18 p. (In Russ.).

6. Максимов В. А., Баткис Г. С. Высокоскоростные опоры скольжения гидродинамического трения. Казань: Изд-во «Фэн», 2004. 406 с. ISBN: 978-5-93165-081-7.

Maksimov V. A., Batkis G. S. Vysokoskorostnye opory skol'zheniya gidrodinamicheskogo treniya [High-speed fluid film bearings of hydrodynamic friction]. Kazan, 2004. 406 p. ISBN 978-5-93165-081-7. (In Russ.).

7. Lou M., Bareille O., Chen W. [et al.]. Experimental and numerical investigation on the performance of fluid pivot journal bearing in one-side floating state. *Tribology International*. 2019. Vol. 138. P. 353–364.

8. Nguyen T. V., Li W. Numerical investigation of dynamic and hydrodynamic characteristics of the pad in the fluid pivot journal bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J*. 2021. Vol. 236, no. 5. P. 1008–1019. DOI: 10.1177/13506501211033045.

9. Никитин Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. Москва: Машиностроение, 1982. 135 с.

Nikitin G. A. Shchelevye i labirintnye uplotneniya gidroagregatov [Slot and labyrinth seals of hydraulic units]. Moscow, 1982. 135 p. (In Russ.).

10. Хадиев М. Б., Хамидуллин И. В. Компрессоры в технологических процессах. Расчет подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров: монография. Казань: Изд-во КНИТУ, 2021. 259 с. ISBN 978-5-7882-3004-7.

Khadiyev M. B., Khamidullin I. V. Kompressory v tekhnologicheskikh protsessakh. Raschet podshipnikov

skol'zheniya tsentrobezhnykh i vintovykh kompressorov: monografiya [Compressors in technological processes. Calculation of fluid film bearings of centrifugal and screw compressors]. Kazan, 2021. 260 p. ISBN 978-5-7882-3004-7. (In Russ.).

11. Nguyen T. V., Li W. Floating conditions of the pads in fluid pivot journal bearing. *Preprint (Version 1)*. 2020. DOI: 10.21203/rs.3.rs-36101/v1.

ХАДИЕВ Муллагали Бариевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), г. Казань.

SPIN-код: 2577-2701

AuthorID (РИНЦ): 463657

Адрес для переписки: mullagali@gmail.com

ХАМИДУЛЛИН Ильдар Вагизович, кандидат технических наук, г. Казань.

Адрес для переписки: ildarhamid46@gmail.com

СОКОЛОВ Николай Викторович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань; главный специалист АО «НИИТурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», г. Казань.

SPIN-код: 7462-0713

AuthorID (РИНЦ): 871154

AuthorID (SCOPUS): 57194337606

ORCID: 0009-0001-2657-9503

Адрес для переписки: sokol-88@list.ru

КАЛИМУЛЛИН Фанис Анфисович, аспирант кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань; инженер-конструктор ООО «Detacom», г. Казань.

Адрес для переписки: kalimullin.f@detacom.ru

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

Статья поступила в редакцию 18.04.2025; одобрена после рецензирования 14.08.2025; принята к публикации 04.09.2025.

KHADIEV Mullagali Barievich, Doctor of the Technical Sciences, Professor, Professor of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, Kazan National Research Technological University (KNRTU), Kazan.

SPIN-code: 2577-2701

AuthorID (RSCI): 463657

Correspondence address: mullagali@gmail.com

KHAMIDULLIN Ildar Vagizovich, Candidate of Technical Sciences, Kazan.

Correspondence address: ildarhamid46@gmail.com

SOKOLOV Nikolay Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of

the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan; Chief Specialist, JSC "NII turbocompressor named after V. B. Shnepp", Kazan.

SPIN-code: 7462-0713

AuthorID (RSCI): 871154

AuthorID (SCOPUS): 57194337606

ORCID: 0009-0001-2657-9503

Correspondence address: sokol-88@list.ru

KALIMULLIN Fanis Anfisovich, Postgraduate of the Low-Temperature and Compressor Engineering and

Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan; Design Engineer, LLC "Detacom", Kazan.

Correspondence address: kalimullin.f@detacom.ru

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

The article was submitted 18.04.2025; approved after reviewing 14.08.2025; accepted for publication 04.09.2025.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ УЧЁТА СИЛ ИНЕРЦИИ ЖИДКОСТИ В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРЯМОЗУБОГО РОТОРНОГО НАСОСА

С. Ю. Кайгородов¹, Н. Э. Кузнецов², В. Л. Забровский³

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

²АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника»,
Россия, 644105, г. Омск, ул. 22 Партсъезда, 97, корп. 1

³АО «Омсктрансмаш», Россия, 644005, г. Омск, Красный переулок, 2

Статья посвящена разработке методики исследования влияния инерционных сил жидкости на рабочий процесс прямозубого роторного насоса. Основное внимание уделено созданию усовершенствованной математической модели, позволяющей учитывать инерционные эффекты жидкости при переходе между режимами всасывания и нагнетания. В работе предлагается новый подход к моделированию, устраняющий ограничение традиционных методов за счёт учёта массовых свойств жидкости и их влияния на гидравлические сопротивления, изменение геометрии рабочей камеры и неравномерность подачи. Подробно описаны этапы построения модели, включая физическую постановку задачи и вывод математических зависимостей. В результате исследования разработана методика расчёта мгновенного расхода с учётом углового ускорения жидкости, а также определены условия возникновения обратного потока. Разработанная методика представляет практическую ценность для проектирования и модернизации гидравлических машин с целью повышения их надёжности и эффективности в переходных режимах работы.

Ключевые слова: прямозубый роторный насос, инерционные силы жидкости, математическое моделирование, методика расчёта, переходные процессы, угловое ускорение.

Для цитирования: Кайгородов С. Ю., Кузнецов Н. Э., Забровский В. Л. Разработка методики учёта сил инерции жидкости в математической модели прямозубого роторного насоса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-14-21. EDN: BDLWZI.



© Кайгородов С. Ю., Кузнецов Н. Э., Забровский В. Л., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DEVELOPMENT OF A METHOD FOR CALCULATING THE FLUID INERTIA FORCE IN THE MATHEMATICAL MODEL OF A STRAIGHT-LINE ROTARY PUMP

S. Yu. Kaigorodov¹, N. E. Kuznetsov², V. L. Zabrovskiy³

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

²JSC "Scientific and Technical Complex "Cryogenic Technique",
Russia, Omsk, 22 Partsyezda St., 97, bld. 1, 644105

³JSC "Omsktransmash", Russia, Omsk, Krasniy Ln., 2, 644005

The purpose of the article is to develop a methodology for studying the impact of liquid inertial forces on the operation of a direct rotary pump. The main focus is on creating an improved mathematical model that allows for the inertial effects of the fluid during the transition between suction and injection modes. The work proposes a new modeling approach that eliminates the limitations of traditional methods by considering the mass properties of the fluid and their influence on hydraulic resistances, changes in the working chamber geometry, and flow non-uniformity. The detailed description of model construction includes the physical formulation of the problem and the derivation of mathematical dependencies. The study resulted in the development of a method for calculating instantaneous flow that considering the liquid's angular acceleration, and the conditions for occurrence of the reverse flow. The developed methodology presents

a practical value for the design and modernization of hydraulic machines in order to increase their reliability and efficiency during transition operations modes.

Keywords: spur gear rotor pump, fluid inertia forces, mathematical modeling, calculation methodology, transient processes, angular acceleration.

For citation: Kaigorodov S. Yu., Kuznetsov N. E., Zabrovskiy V. L. Development of a method for calculating the fluid inertia force in the mathematical model of a straight-line rotary pump. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-14-21. EDN: BDLWZI.



© Kaigorodov S. Yu., Kuznetsov N. E., Zabrovskiy V. L., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Современные системы, механизмы и агрегаты широко используют принцип преобразования одного вида энергии в другой. Например, гидравлические и пневматические устройства преобразуют механическую энергию в энергию давления жидкости или газа и обратно [1–7]. Этот принцип лежит в основе многих промышленных технологий, включая нефтегазовую отрасль, автомобилестроение и строительство.

Однако развитие современной техники сопровождается появлением всё большего числа конструктивных решений, каждое из которых требует тщательного анализа эффективности своей работы. Для оценки характеристик таких устройств необходимы математические модели, которые позволяют предсказывать поведение агрегата и минимизировать погрешность расчётов [8–12].

Разработка и совершенствование математических моделей является актуальной задачей, поскольку даже небольшие улучшения точности расчёта существенно повышают надёжность оборудования и снижают риск аварийных ситуаций. Современные вычислительные мощности позволяют проводить достаточно детальные расчёты, однако дальнейшее повышение точности связано с необходимостью учёта сложных физических явлений, таких как эффекты вязкости, турбулентности и инерционности жидкостей.

Например, прямые эксперименты показывают, что точность некоторых математических моделей недостаточна для полного понимания поведения гидравлических машин, особенно в переходных режимах работы. Так, исследование динамических режимов насосов часто сталкивается с трудностью точного определения потерь давления и оптимального соотношения между подачей и мощностью привода.

Актуальность проблемы

Одним из ключевых аспектов повышения точности расчётов является учёт сил инерции жидкости, возникающих при изменении направления движения в рабочих камерах насосов. Эти силы зависят от плотности среды, геометрии канала и скорости изменения положения элемента конструкции (например, ротора или поршня). В частности, рассмотрение эффекта инерционной нагрузки актуально для насосов, где передача усилия от подвижных элементов напрямую влияет на производительность и износ механизма.

Экспериментальное изучение эффектов инерционных нагрузок показало, что традиционные методы расчёта недостаточно точно отражают реальную картину взаимодействия жидкости и механических

компонентов насоса. Данный аспект делает актуальным уточнение существующих математических моделей, позволяющее учитывать инерционные свойства жидкости и обеспечивать большую согласованность теории и эксперимента.

Один из характерных примеров — работа прямозубых роторных насосов. Такие насосы обладают рядом преимуществ благодаря своей простой конструкции и высокой надёжности, однако существующие модели требуют дополнительного рассмотрения динамики потоков жидкости внутри рабочих камер, особенно в моменты перехода от режима всасывания к режиму нагнетания.

Основные задачи исследования

Цель данной работы состоит в анализе влияния сил инерции жидкости на рабочий процесс прямозубого роторного насоса и разработке методики анализа влияния сил инерции жидкости в прямозубом роторном насосе, то есть его уточнённой математической модели, включающей дополнительные данные о поведении жидкости в рабочем цикле.

Основные задачи включают:

1. Оценка факторов, влияющих на динамику жидкости в рабочей камере насоса.

Примеры таких факторов:

- изменение формы и размеров рабочей камеры вследствие вращения ротора;
- уточнение зависимости подачи насоса от частоты вращения ротора;
- учёт влияния массовых свойств жидкости на величину гидравлических сопротивлений.

2. Определение условий, при которых возникает эффект обратной циркуляции жидкости из зоны нагнетания в зону всасывания.

В работе [13] автор исследует рабочие процессы прямозубого роторного насоса с установленным обратным клапаном в линии нагнетания, сравнивая разработанную им математическую модель с экспериментальными данными.

В работах [14, 15] автор экспериментально исследует тот же насос без нагнетательного клапана, где роль клапана выполняет гидродиод или инерционный диод, представляющий из себя длинный нагнетательный трубопровод. Однако математического описания работы насоса без нагнетательного клапана автор не приводит.

Сам насос представляет собой конструкцию, схематично представленную на рис. 1.

Принцип его действия заключается в том, что при вращении ротора 3 по часовой стрелке перед выступом (зубом) 4 образуется область сжатия-нагнетания, а позади зуба 4 — область расширения-всасывания (рис. 1). При этом нижняя торцевая поверхность уплотнительного диска 6 образует гер-

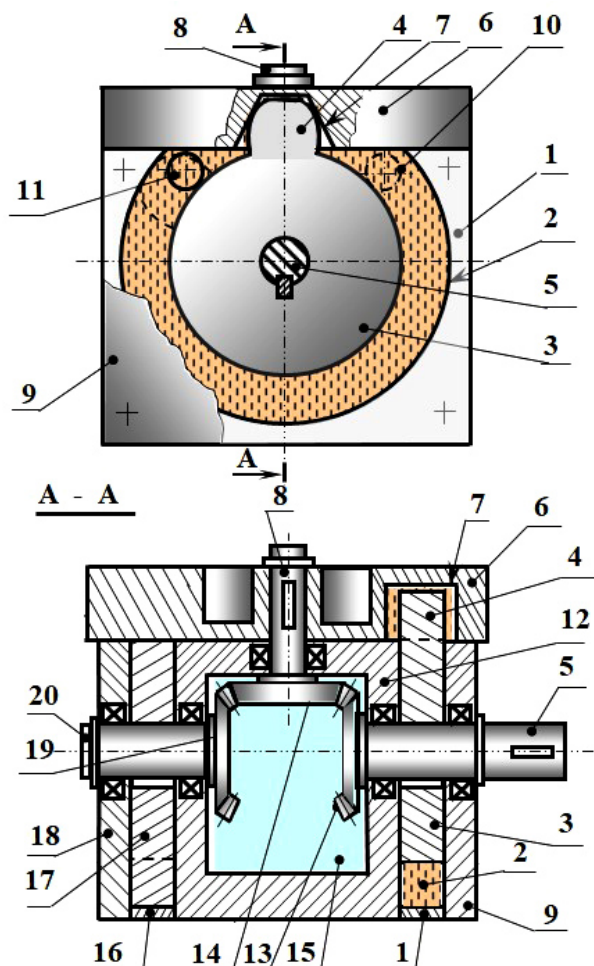


Рис. 1. Схема прямозубого роторного насоса с двумя рабочими полостями: 1 — 1-й цилиндр; 2 — 1-я рабочая полость; 3 — 1-й ротор; 4 — зуб 1-го ротора; 5 — приводной вал; 6 — уплотнительный диск; 7 — впадина; 8 — промежуточный вал; 9 — крышка 1-го цилиндра; 10 — всасывающее окно; 11 — нагнетательный клапан; 12 — корпус; 13 — ведущая шестерня; 14 — промежуточная шестерня; 15 — полость корпуса; 16 — 2-й цилиндр; 17 — 2-й ротор; 18 — крышка; 19 — ведомая шестерня; 20 — ведомый вал

Fig. 1. Diagram of a spur-tooth rotary pump with two working chambers: 1 — the 1st cylinder; 2 — the 1st working chamber; 3 — the 1st rotor; 4 — tooth of the 1st rotor; 5 — drive shaft; 6 — sealing disc; 7 — recess; 8 — intermediate shaft; 9 — the 1st cylinder cover; 10 — suction port; 11 — discharge valve; 12 — housing; 13 — drive gear; 14 — intermediate gear; 15 — housing cavity; 16 — the 2nd cylinder; 17 — the 2nd rotor; 18 — cover; 19 — driven gear; 20 — driven shaft

метичный стык с цилиндрической поверхностью ротора 3 и отсекает полость расширения-всасывания от полости сжатия-нагнетания. Объем полости сжатия-нагнетания при вращении ротора 3 уменьшается, находящаяся в этой полости жидкость сжимается и вытесняется через нагнетательный клапан 11 потребителю. Позади зуба 4, по мере вращения ротора 3, происходит увеличение полости расширения-всасывания. При дальнейшем вращении ротора 3 зуб 4 перекрывает окно нагнетательного клапана 11, при этом клапан закрывается в связи с тем, что поступление к нему жидкости под давлением прекращается. После чего зуб 4 входит во впадину 7 уплотнительного диска 6.

После прохождения зубом 4 впадины 7 этот выступ перекрывает всасывающее окно 10, про-

цесс всасывания при этом на время прекращается, а жидкость перед зубом 4 начинает сжиматься. Далее цикл работы повторяется.

Аналогично работает вторая камера насоса. Синхронизация вращения роторов 3, 17 с уплотнительным диском 6 осуществляется коническими шестернями 13, 14, 19, установленными соответственно на валах 5, 8 и 20.

Данный насос отличается простотой изготовления как роторов, так и цилиндров. Подача насоса ввиду постоянства скорости зуба ротора равномерна, за исключением её кратковременного отсутствия в момент размещения зуба ротора во впадине уплотнительного диска.

Остаётся неясным поведение потока жидкости в момент сообщения рабочей камеры насоса одновременно с окном всасывания и нагнетания. С одной стороны, из-за разности давлений, так как давление нагнетания насоса много больше давления всасывания, жидкость должна поменять своё направление и двигаться в обратную сторону (от окна нагнетания в сторону окна всасывания). С другой стороны, масса жидкости, находящаяся в рабочей камере и нагнетательном трубопроводе довольно значительна по величине, следовательно, обладает большим запасом инерции. Таким образом, «разогнанную» жидкость сложно остановить и направить в обратном направлении. Если же это произойдёт, случится разрыв потока жидкости, когда одна часть жидкости продолжит двигаться по линии нагнетания потребителю, а другая часть развернётся в обратном направлении и устремится в сторону окна всасывания. Впоследствии, при прохождении зубом окна всасывания и начала процесса нагнетания «новый» поток жидкости догонит «старый», произойдёт гидроудар, который, вероятно, будет иметь разрушительные последствия для работы всей гидросистемы. В связи с чем требуется рассмотреть влияние сил, действующих на жидкость в рабочей камере прямозубого роторного насоса, и дополнить математическую модель новыми данными.

Основная цель данной работы — разработка усовершенствованной математической модели рабочего процесса прямозубого роторного насоса, учитывающей влияние инерционных свойств жидкости. Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

1. Разработка методики анализа динамики жидкости в рабочей камере насоса с учётом инерционных сил, возникающих при изменении направления и скорости движения жидкости. В рамках данной задачи предполагается:

- учёт изменения геометрии рабочей камеры в процессе вращения ротора;

- определение зависимости подачи насоса от частоты вращения вала с учётом инерционной составляющей;

- введение в модель параметров, характеризующих влияние массы жидкости на гидравлические сопротивления и переходные процессы.

2. Определение условий, при которых возможно возникновение обратного потока жидкости из зоны нагнетания в зону всасывания, и формализация этих условий в рамках предлагаемой модели.

Анализ включает:

- исследование переходных процессов в момент соединения рабочей камеры с линиями всасывания и нагнетания;

- учёт инерционных свойств жидкости, препятствующих мгновенной смене направления потока;

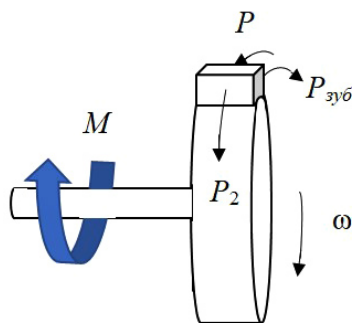


Рис. 2. Схема сил, действующих на зуб прямозубого роторного насоса

Fig. 2. Diagram of forces acting on the tooth of a spur gear rotary pump

— оценку риска возникновения гидравлических ударов и разработку критериев их предотвращения.

3. Создание математического аппарата, позволяющего рассчитывать мгновенные значения расхода и углового ускорения жидкости в рабочей камере на основе уравнений динамики и условий неразрывности потока.

Предлагаемый подход направлен на устранение недостатков существующих моделей, не учитывающих инерционные эффекты, и предоставляет основу для последующих численных и экспериментальных исследований.

Основная часть

Для уточнения рабочих процессов в прямозубом роторном насосе требуется рассмотреть влияние момента на валу ротора от давлений в рабочей камере насоса.

Рассмотрим схематично направление сил, действующих на зуб ротора (рис. 2).

На рис. 2 видно, что момент вращения вала ротора создаёт силу $P_{зуб'}$, сонаправленную с моментом и угловой скоростью вала ротора. Сопротивление силе $P_{зуб}$ оказывают силы, действующие на зуб ротора со стороны жидкости перед P_1 (со стороны нагнетания) и после P_2 (со стороны всасывания) зуба ротора по направлению вращения.

Движение вращения ротора описывается согласно второму закону Ньютона. Применительно к вращающемуся ротору прямозубого насоса данный закон для углового ускорения вала ротора записывается в следующем виде:

$$\dot{\omega} = \frac{\Delta M}{J_0},$$

где J_0 — момент инерции ротора; ΔM — небаланс моментов, действующих на вал (в случае, когда пренебрегаем моментом сопротивления, обусловленным трением в подшипниках и др., $\Delta M = M$).

Угловое ускорение ротора $\dot{\omega}$ также определяется через производную скорости вращения вала роторной насоса $\dot{\omega}$ по времени:

$$\dot{\omega} = \frac{d\theta}{dt}.$$

Угловое ускорение через частоту вращения вала ротора

$$\dot{\omega} = 2\pi \frac{dv}{dt},$$

где v — частота вращения ротора (об/с).

Так как сила P в общем случае находится как

$$P = p \cdot f,$$

где p — давление; f — площадь поверхности зуба, на которую действует сила ($f = B(R_1 - R_2)$).

Тогда, согласно рис. 1, запишем уравнение моментов:

$$J_0 \dot{\omega} = -p_1(R_1 - R_2)B \left(R_2 + \frac{R_1 - R_2}{2} \right) - p_2(R_1 - R_2)B \left(R_2 + \frac{R_1 - R_2}{2} \right) + p_{зуб}(R_1 - R_2)B \left(R_2 + \frac{R_1 - R_2}{2} \right) + M, \quad (1)$$

где R_1 и R_2 — радиус статора (или больший (с учётом зуба)) и ротора (меньший радиус) соответственно; B — толщина ротора и зуба; p_1 , p_2 , $p_{зуб}$ — давление жидкости перед зубом и давление, создаваемое самим зубом соответственно.

Полученная формула справедлива для случая, когда зуб ротора прямозубого насоса находится в движении от всасывающего окна к нагнетательному окну.

Стоит отметить, что в момент времени, когда зуб пересекает нагнетательное окно и движется в направлении всасывающего окна, уравнение (1) не отражает полной картины всех сил, действующих на зуб ротора, так как жидкость, находящаяся в рабочей камере насоса из-за кратковременного соединения всасывающей и нагнетательной магистралей с различными давлениями, имеет иную скорость течения, отличную от скорости зуба ротора.

Тогда, чтобы преодолеть сопротивление массы жидкости m_1 , находящейся в рабочей камере насоса, и массы жидкости m_2 , находящейся в линии нагнетания, и «разогнать» эти массы до скорости, равной скорости зуба ротора, требуется преодолеть действие силы P_3 (силы, вызванной обратным течением жидкости из линии нагнетания в рабочую камеру насоса), действие которой противоположно силе, с которой зуб толкает жидкость $P_{зуб'}$. Выразим силу P_3 согласно второму закону Ньютона.

Для этого рассмотрим перемещение центра масс жидкости S от угла поворота ротора ϕ (рис. 3):

$$S = \left(R_2 + \frac{R_1 - R_2}{2} \right).$$

Тогда ускорение жидкости

$$\ddot{S} = \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}.$$

Линейное ускорение жидкости на всасывании (за зубом ротора)

$$a_{вс} = \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{вс}. \quad (2)$$

Линейное ускорение жидкости в линии нагнетания

$$a_n = \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{зуб}. \quad (3)$$

С учётом (2) и (3) сила всасывания

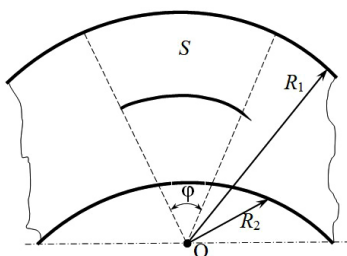


Рис. 3. Схема перемещения центра масс зуба S от угла поворота ротора φ
Fig. 3. Diagram of the displacement of the mass center of the S tooth versus of the φ rotor rotation angle

$$m_1 a_{bc} = m_1 \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{bc}. \quad (4)$$

Сила нагнетания

$$m_2 a_n = m_2 \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{зуб}. \quad (5)$$

В начальный момент времени, когда соединение рабочей камеры и линии нагнетания не произошло, можно принять $\frac{\dot{\omega}_{зуб}}{\dot{\omega}_{bc}} = \frac{p_{нар}}{p_{bc}}$, тогда, согласно выражениям (4) и (5):

$$\begin{aligned} m_1 \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{bc} &= m_2 \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{зуб}, \\ m_1 \dot{\omega}_{bc} &= m_2 \dot{\omega}_{зуб}, \\ m_1 \frac{\dot{\omega}_{зуб} p_{bc}}{p_{нар}} &= m_2 \dot{\omega}_{зуб}, \\ \dot{\omega}_{зуб} \left(\frac{m_1 p_{bc}}{p_{нар}} - m_2 \right) &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Так как угловая скорость постоянна и не изменяется со временем, то угловое ускорение равно нулю.

После соединения рабочей камеры насоса с линией нагнетания

$$m_1 a_{pk} = m_2 a_{ан}, \quad (7)$$

где a_{pk} и $a_{ан}$ — линейное ускорение жидкости в рабочей камере и в линии нагнетания соответственно.

Ускорение жидкости в рабочей камере насоса будет снижаться и стремиться приобрести обратное направление, так же как и ускорение жидкости в линии нагнетания. Из полученного уравнения (7) видно: куда в результате потечёт жидкость при соединении линии нагнетания с камерой насоса, зависит как от ускорений, так и от массы самой жидкости в линии нагнетания и рабочей камере насоса.

Из (7) выразим давление с учётом равенства площадей сечения камеры насоса и линии нагнетания

$$\frac{m_1 a_{pk}}{f} = \frac{m_2 a_{ан}}{f}. \quad (8)$$

Левая и правая части уравнения (8) имеют размерность давления [Па], что является физически корректным.

Так как $a_{ан} = \frac{d\vartheta}{dt}$ и $Q = \vartheta f$, где ϑ — скорость жидкости, то можно выразить ускорение через изменение расхода. При постоянном ускорении $\vartheta = a_{ан} t$, тогда

$$Q = a_{ан} f \cdot t.$$

Подставляя в уравнение (7), получаем

$$m_1 a_{pk} = m_2 \frac{Q}{ft}.$$

Откуда

$$Q = \frac{m_1 a_{pk} ft}{m_2}. \quad (9)$$

Таким образом, зная линейное ускорение жидкости в рабочей камере насоса, можно определить мгновенный расход насоса в каждый момент времени. Однако ускорение жидкости в камере насоса не является постоянным. Для его определения рассмотрим соотношения, когда V — объём рабочей камеры; ρ — плотность жидкости; $m_{pk} = V\rho$ — масса жидкости в рабочей камере; F_{sil} — результирующая сила, действующая на жидкость в рабочей камере из-за изменения давления; R_s — эффективный радиус расположения массы жидкости в рабочей камере.

Тогда выражение для линейного ускорения жидкости примет следующий вид:

$$a_{pk} = \frac{F_{sil}}{m_{pk}}. \quad (10)$$

Результирующая сила F_{sil} определяется давлением жидкости и площадью воздействия:

$$F_{sil} = (\Delta p)A,$$

где Δp — изменение давления между зонами нагнетания и всасывания; A — площадь контакта жидкости с рабочим элементом (например, зубом ротора).

Эффективный радиус распределения массы жидкости (R_s) рассчитывается исходя из геометрии рабочей камеры и положения центров масс жидкости.

Подставляя компоненты в формулу ускорения (10), получаем

$$a_{pk} = \frac{(\Delta p)A}{V\rho}. \quad (11)$$

Теперь, подставив рассчитанное значение a_{pk} в ранее выведенную формулу (9) для мгновенного расхода жидкости, окончательно определяем искомый параметр:

$$Q = \frac{m_1 (\Delta p) A ft}{m_2 V \rho}. \quad (12)$$

Рассмотренные шаги позволяют точно рассчитать необходимое ускорение жидкости в рабочей

камере насоса и далее определить мгновенный расход жидкости. Данный метод помогает повысить точность расчетов, особенно в переходных режимах работы насоса, обеспечивая надёжность системы.

Однако в момент соединения окон всасывания и нагнетания через рабочую камеру в камере устанавливается давление примерно равное атмосферному. В этом случае перепад давления будет стремиться к нулю. Пока жидкость продолжает двигаться после исчезновения перепада давления, её ускорение будет непрерывно изменяться.

Рассмотрим процесс снижения скорости жидкости:

1. Начальное состояние: до исчезновения перепада давления жидкость двигалась с определенной скоростью, заданной условиями работы насоса.

2. Исчезновение перепада давления: без внешней движущей силы единственным фактором, определяющим дальнейшее движение жидкости, становятся внутренние механизмы замедления, такие как вязкое трение и энергия диссипации.

3. Изменение ускорения: пока жидкость движется, её скорость снижается. По мере уменьшения скорости ускорение меняется каждое мгновение, стремясь привести систему к состоянию покоя.

Жидкость испытывает следующие эффекты, приводящие к изменению ускорения:

- фрикционное взаимодействие слоев жидкости (вязкость): внутреннее трение жидкости вызывает постепенное снижение её скорости;

- потери на стенках каналов: движущаяся жидкость взаимодействует с поверхностями стенок трубопровода, вызывая дополнительные потери энергии;

- турбулентность и энергетическая диссипация: колебательные и пульсационные явления дополнительно снижают запас энергии жидкости.

Пройдя стадию быстрого замедления, жидкость достигнет точки, где её скорость снизится настолько, что движение фактически прекратится. К этому моменту ускорение станет незначительным или даже отрицательным (если учитывать возможное последующее колебательное движение), сигнализируя о завершении динамики движения.

Заключение

В работе была решена задача разработки методики учёта сил инерции жидкости для математического моделирования рабочего процесса прямого роторного насоса. Предложенный подход устраняет ключевой недостаток традиционных моделей, игнорирующих инерционные свойства жидкости, что особенно важно для анализа переходных режимов работы, таких как переход между зонами всасывания и нагнетания.

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Разработана математическая модель, основанная на законах динамики, которая позволяет учитывать влияние инерции жидкости в рабочих камерах и нагнетательном трубопроводе.

Модель включает:

- уравнение моментов сил, действующих на зуб ротора;

- выражения для определения сил, обусловленных ускорением масс жидкости во всасывающей и нагнетательной полостях;

- выведено ключевое соотношение (9) и его окончательная форма (12) для расчёта мгновенно-

го расхода насоса Q в зависимости от линейного ускорения жидкости a_{pk} в рабочей камере, которое, в свою очередь, определяется по формуле (11).

2. Определены и формализованы условия, при которых возникает риск обратного тока жидкости и последующего гидравлического удара. Показано, что этот процесс зависит от соотношения масс жидкости в рабочей камере m_1 и в линии нагнетания m_2 , а также от их ускорений в переходный момент. Методика позволяет количественно оценить риск через расчёт изменения ускорения и расхода.

3. Предложенная методика предоставляет инструмент для анализа динамики жидкости в переходных режимах и может быть использована для:

- проведения последующих численных исследований и виртуальных испытаний насоса;

- оптимизации геометрических параметров насоса (радиусов R_1 , R_2 , толщины B) и рабочих характеристик с целью минимизации инерционных воздействий;

- предотвращения аварийных ситуаций, связанных с гидравлическим ударом, на этапе проектирования.

Перспективы дальнейших исследований видятся в проведении комплексного численного моделирования на основе разработанной методики для визуализации и количественной оценки переходных процессов, а также в её экспериментальной верификации.

Таким образом, разработанная методика представляет собой теоретическую основу для повышения точности расчётов и надёжности проектирования прямозубых роторных насосов, открывая пути для создания более эффективных и долговечных гидравлических машин.

Финансирование / Funding

Статья подготовлена в рамках гранта РФФИ: конкурс 2025 года «Проведение фундаментальных научных исследований и поисковых научных исследований малыми отдельными научными группами» (региональный конкурс) № 25-29-20146, <https://rscf.ru/project/25-29-20146>.

The article was prepared within the framework of the Russian Science Foundation grant: the competition was held in 2025, titled "Conducting Basic Research and Exploratory Research by Small Separate Scientific Groups" (regional competition), project number 25-29-20146, available at: <https://rscf.ru/project/25-29-20146>.

Список источников / References

1. Галдин Н. С., Семенова И. А. Гидравлические машины, гидропневмопривод. Омск: Изд-во СибАДИ, 2022. 317 с. ISBN 978-5-00113-196-0.

Galdin N. S., Semenova I. A. Gidravlicheskiye mashiny, gidropnevmoprivod [Hydraulic machines, hydro pneumatic drive]. Omsk, 2022. 317 p. ISBN 978-5-00113-196-0. (In Russ.).

2. Галдин Н. С. Гидравлические машины, объемный гидропривод. 2-е изд., стер. Омск: Изд-во СибАДИ, 2014. 272 с.

Galdin N. S. Gidravlicheskiye mashiny, ob'yemnyy gidroprivod [Hydraulic machines, volumetric hydraulic drive]. 2nd ed., ster. Omsk, 2014. 272 p. (In Russ.).

3. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справ. 5-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2008. 640 с. ISBN 978-5-217-03438-3.

Sveshnikov V. K. Stanochnyye gidroprivody: sprav. [Machine tool hydraulic drives: handbook]. 5th ed., revised and suppl. Moscow, 2008. 640 p. ISBN 978-5-217-03438-3. (In Russ.).

4. Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н. Гидравлика и гидропривод. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Недра, 1991. 331 с. ISBN 5-247-01007-8.
- Geyer V. G., Dulin V. S., Zarya A. N. Gidravlika i gidroprivod [Hydraulics and hydraulic drive]. 3rd ed., revised and suppl. Moscow, 1991. 331 p. ISBN 5-247-01007-8. (In Russ.).
5. Схиртладзе А. Г., Иванов В. И., Кареев В. Н. Гидравлические и пневматические системы. 2-е изд., доп. Москва: Станкин: Янус-К, 2003. 544 с. ISBN 5803701351.
- Skhirtladze A. G., Ivanov V. I., Kareyev V. N. Gidravlicheskiye i pnevmaticheskiye sistemy [Hydraulic and pneumatic systems]. 2nd ed., suppl. Moscow, 2003. 544 p. ISBN 5803701351. (In Russ.).
6. Орлов Ю. М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. Москва: Машиностроение, 2006. 222 с. ISBN 5-217-03335-5.
- Orlov Yu. M. Ob'yemnyye gidravlicheskiye mashiny. Konstruktsiya, proyektirovaniye, raschet [Volumetric hydraulic machines. Design, projection, calculation]. Moscow, 2006. 222 p. ISBN 5-217-03335-5. (In Russ.).
7. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва: Машиностроение, 1974. 606 с.
- Bashita T. M. Ob'yemnyye nasosy i gidravlicheskiye dvigateli gidrosistem [Volumetric pumps and hydraulic motors of hydraulic systems]. Moscow, 1974. 606 p. (In Russ.).
8. Щерба В. Е., Шалай В. В., Кондюрин А. Ю. [и др.] Анализ деформационного, массообменного и теплового взаимодействия в процессе сжатия в насосах объемного действия // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 16–20. EDN: YLNCUX.
- Shcherba V. E., Shalay V. V., Kondyurin A. Yu. [et al.] Analiz deformatsionnogo, massoobmennogo i teplovogo vzaimodeystviya v protsesse szhatiya v nasosakh ob'yemnogo deystviya [Analysis of deformation, mass-exchange and thermal interactions in the process of compression in volume-effect pumps]. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2018. No. 10. P. 16–20. EDN: YLNCUX. (In Russ.).
9. Щерба В. Е. Сравнительный анализ методов расчета процесса нагнетания в насосе объемного действия // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2021. № 11. С. 33–38.
- Shcherba V. E. Sravnitel'nyy analiz metodov rascheta protsessa nagnetaniya v nasose ob'yemnogo deystviya [Comparative analysis of methods for calculating the discharge process in a positive displacement pump]. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. No. 11. P. 33–38. (In Russ.).
10. Щерба В. Е., Шалай В. В., Занин А. В. Термодинамические основы рабочих процессов машин объемного действия, предназначенных для сжатия двухфазных двухкомпонентных рабочих тел // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2019. № 6. С. 17–21. EDN: NPMOCA.
- Shcherba V. E., Shalay V. V., Zanin A. V. Termodinamicheskiye osnovy rabochikh protsessov mashin ob'yemnogo deystviya, prednaznachennykh dlya szhatiya dvukhfaznykh dvukhkomponentnykh rabochikh tel [Thermodynamic foundations of working processes in positive-displacement machines designed for compression of two-phase, two-component working fluids]. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Chemical and Petroleum Engineering*. 2019. No. 6. P. 17–21. EDN: NPMOCA. (In Russ.).
11. Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. Москва: Наука, 1986. 366 с.
- Glikman B. F. Matematicheskiye modeli pnevmogidravlicheskiykh system [Mathematical models of pneumohydraulic systems]. Moscow, 1986. 366 p. (In Russ.).
12. Липанов А. М., Кисаров Ю. Ф., Ключников И. Г. Численный эксперимент в классической гидромеханике турбулентных потоков: моногр. Екатеринбург: Изд-во УрО РАН, 2001. 161 с. ISBN 5-7691-1140-2.
- Lipanova A. M., Kisarov Yu. F., Klyuchnikov I. G. Chislennyy eksperiment v klassicheskoy gidromekhanike turbulentnykh potokov [Numerical experiment in classical hydromechanics of turbulent flows]. 2001. 161 p. ISBN 5-7691-1140-2. (In Russ.).
13. Григорьев А. В., Щерба В. Е., Калашников Б. А., Блинов В. Н. [и др.]. Экспериментальные исследования прямозубого роторного насоса // Омский научный вестник. 2012. № 2 (110). С. 152–156. EDN: PBGNKT.
- Grigoryev A. V., Shcherba V. E., Kalashnikov B. A., Blinov V. N. [et al.]. Eksperimental'nyye issledovaniya pryamozubogo rotornogo nasosa [Experimental research of spur gear rotor pump]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2012. No. 2 (110). P. 152–156. EDN: PBGNKT. (In Russ.).
14. Кайгородов С. Ю., Павлюченко Е. А., Лысенко Е. А., Носов Е. Ю. Прямозубый роторный насос с гидродiodами // Научные труды SWorld. 2013. Т. 13, № 4. С. 57–61. EDN: RTIJFV.
- Kaygorodov S. Yu., Pavlyuchenko E. A., Lysenko E. A., Nosov E. Yu. Pryamozubyi rotorny nasos s gidrodiodami [Spur gear rotor pump with hydrodiodes]. *Nauchnye Trudy SWorld*. 2013. Vol. 13, no. 4. P. 57–61. EDN: RTIJFV. (In Russ.).
15. Кайгородов С. Ю. Экспериментальное подтверждение возможности применения гидравлического диода в линии нагнетания прямозубого роторного насоса // Вестник машиностроения. 2020. № 4. С. 56–58. DOI: 10.36652/0042-4633-2020-4-56-58.
- Kaygorodov S. Yu. Eksperimental'noye podtverzheniye vozmozhnosti primeneniya gidravlicheskogo dioda v linii nagnetaniya pryamozubogo rotornogo nasosa [Experimental confirmation of the possibility of using a hydraulic diode in the discharge line of a spur rotary pump]. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2020. No. 4. P. 56–58. DOI: 10.36652/0042-4633-2020-4-56-58. (In Russ.).
-
- КАЙГОРОДОВ Сергей Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета, г. Омск.
SPIN-код: 4982-0580
AuthorID (РИНЦ): 686382
ORCID: 0000-0002-4085-1809
AuthorID (SCOPUS): 686382
Адрес для переписки: Sergey7-2005@mail.ru
- КУЗНЕЦОВ Никита Эдуардович**, инженер АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника», г. Омск.
Адрес для переписки: nick3107@list.ru
- ЗАБРОВСКИЙ Владислав Леонидович**, инженер АО «Омсктрансмаш», г. Омск.
Адрес для переписки: zabr_v@mail.ru
- Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.
- Статья поступила в редакцию 24.04.2025; одобрена после рецензирования 26.09.2025; принята к публикации 01.10.2025.
- KAIGORODOV Sergey Yuryevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Hydromechanics and Machines Department, Omsk State Technical University, Omsk.
SPIN-code: 4982-0580
AuthorID (RSCI): 686382
ORCID: 0000-0002-4085-1809
AuthorID (SCOPUS): 686382
Correspondence address: Sergey7-2005@mail.ru

KUZNETSOV Nikita Eduardovich, Engineer, JSC
"Scientific and Technical Complex "Cryogenic
Technique", Omsk.

Correspondence address: nick3107@list.ru

ZABROVSKIY Vladislav Leonidovich, JSC
"Omsktransmash", Omsk.

Correspondence address: zabr_v@mail.ru

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

The article was submitted 24.04.2025; approved
after reviewing 26.09.2025; accepted for publication
01.10.2025.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА НАКЛОНА СОЛНЕЧНЫХ КОЛЛЕКТОРОВ НА ПРИМЕРЕ УМЕРЕННО КОНТИНЕНТАЛЬНОГО КЛИМАТА ОМСКОЙ ОБЛАСТИ

А. Г. Михайлов, Ю. А. Анисимов

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

В статье представлены результаты исследования влияния угла наклона солнечных коллекторов на долю восприятия солнечной радиации в условиях умеренно континентального климата на примере Омской области. Разработан программный комплекс на языке Python, основанный на математической модели, преобразующей значение суммарной солнечной радиации на горизонтальной поверхности в эффективное энергопоступление на наклонную поверхность. Полученные эффективные значения используются для определения оптимального угла наклона, обеспечивающего максимальное поступление энергии с учетом климатических и географических особенностей. Приведены результаты расчета оптимального угла наклона тепловоспринимающей поверхности коллектора для г. Омска в разрезе теплого и холодного периодов. На основе представленных результатов выполнен сравнительный анализ суммарной солнечной радиации при оптимальных углах, рассчитанных программой, и углах, рекомендованных нормами проектирования. Полученные сведения могут быть использованы для определения технико-экономических затрат при реализации новых проектов с более высокой энергоэффективностью.

Ключевые слова: угол наклона, солнечные коллекторы, инсоляция, математическое моделирование, Python, возобновляемые источники энергии.

Для цитирования: Михайлов А. Г., Анисимов Ю. А. Разработка математической модели для определения оптимального угла наклона солнечных коллекторов на примере умеренно континентального климата Омской области // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 22–29. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-22-29. EDN: UGWMDV.



© Михайлов А. Г., Анисимов Ю. А., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DEVELOPING A MATHEMATICAL MODEL TO DETERMINE THE OPTIMAL SOLAR COLLECTOR TILT ANGLE: A CASE STUDY OF THE TEMPERATE CONTINENTAL CLIMATE IN THE OMSK REGION

A. G. Mikhailov, Yu. A. Anisimov

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

This paper investigates how the tilt angle of solar collectors affects the amount of solar radiation received under moderately continental climate conditions, with a focus on the Omsk region. A Python-based software package has been developed, which utilizes a mathematical model to convert total solar radiation on a horizontal surface into effective energy incident on an inclined plane. The effective energy values derived from the model are then applied to determine the optimal tilt angle that maximizes energy collection while taking into account regional climatic and geographical factors. The study provides a detailed assessment of the optimal tilt angle for the solar collector's heat-absorbing surface in Omsk, analyzing conditions during both warm and cold periods. Furthermore, a comparative analysis is performed between the cumulative solar radiation obtained using the program-calculated optimal angles and the angles suggested by standard design guidelines. The findings from this research offer critical insights into the technical and economic feasibility

of implementing new projects aimed at achieving higher energy efficiency. Overall, the paper presents a comprehensive methodological framework and practical data that could support future developments in solar energy harvesting and energy-efficient design.

Keywords: tilt angle, solar collectors, insolation, mathematical modeling, Python, renewable energy sources.

For citation: Mikhailov A. G., Anisimov Yu. A. Developing a mathematical model to determine the optimal solar collector tilt angle: A case study of the temperate continental climate in the Omsk Region. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 22–29. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-22-29. EDN: UGWMDV.



© Mikhailov A. G., Anisimov Yu. A., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Согласно [1], на территории Российской Федерации прогнозируется неуклонный рост городской инфраструктуры, что, безусловно, приведет к увеличению потребления как электрической, так и тепловой энергии. Основным источником энергии, как и прежде, остаются ископаемые виды топлива, ресурс которых исчерпаем. Дефицит традиционных видов топлива в таких условиях является лишь вопросом времени, в контексте чего интеграция возобновляемых источников энергии становится ещё более актуальной, чем прежде. Безусловно, применение тех или иных способов преобразования альтернативной энергии обусловлено как экономическим обоснованием, так и спецификой территориальных и климатических условий. В рамках данной статьи рассмотрена проблема использования солнечной энергии в условиях умеренно континентального климата.

Цель исследования — анализ разработанной математической модели для определения оптимального угла наклона солнечных коллекторов с учетом климатических особенностей Омской области. Стоит также отметить, что разработанная математическая модель позволяет определить оптимальный угол наклона и для других регионов Российской Федерации с иным типом климата.

Определение оптимального угла наклона таких коллекторов позволяет значительно увеличить суммарное поступление энергии и, следовательно, повысить их эффективность. Этот метод является одним из немногих методов, который способствует повышению энергетической эффективности при проектировании и эксплуатации подобных систем, поскольку данные устройства относятся к стандартным сертифицированным устройствам, что не позволяет корректировать их конструктивные характеристики или принцип работы. В работе интегрированы теоретические аспекты расчета инсоляции [4–6], эмпирические данные по региону [2, 3] и результаты численного моделирования.

Анализ существующих положений

Омская область, расположенная в зоне умеренно континентального климата, характеризуется выраженной сезонностью, значительными перепадами температур и неоднородностью распределения солнечного излучения [2, 3]. Климатические особенности Омской области оказывают существенное влияние на эффективность работы солнечных коллекторов. Летний период, характеризующийся высокой инсоляцией, позволяет достигать значительного энергетического эффекта. Однако в зим-

ний период уровень инсоляции значительно снижен вследствие короткого светового дня, низкого угла солнца и наличия снежного покрова. Таким образом, адаптивное регулирование угла наклона, позволяющее скорректировать работу установки к изменяющимся условиям, служит одним из определяющих факторов повышения энергетической эффективности системы преобразования солнечной энергии.

В соответствии с указаниями по эксплуатации из нормативной документации [4, 5], тепловоспринимающие поверхности солнечных коллекторов следует устанавливать при наклоне к горизонту под углом, равным:

— для систем круглогодичного действия — географической широте указанной местности;

— для систем летнего сезонного действия по формуле:

$$\beta = (\varphi + 15^\circ);$$

— для систем зимнего сезонного действия по формуле:

$$\beta = (\varphi - 15^\circ),$$

где β — угол наклона тепловоспринимающей поверхности солнечного коллектора, град.; φ — географическая широта указанной местности, град.

Однако часть исследований, которая рассматривает влияние угла наклона тепловоспринимающей поверхности на суммарную инсоляцию по аналитическим зависимостям [6–8], а также полученные экспериментальные данные [9] свидетельствуют о том, что подобная методика для определения оптимального угла наклона недостаточно эффективна. Стоит также отметить, что, согласно представленным доводам [10] единой аналитической теории, которая позволяет отразить зависимость максимальной солнечной инсоляции на тепловоспринимающей поверхности солнечного коллектора от его угла наклона, — нет. Это связано с тем, что теоретические расчеты и лабораторные эксперименты могут значительно отличаться от реальных условий эксплуатации установок.

Применение аналитических зависимостей целесообразно тогда, когда они учитывают не только географические данные, но и климатические. Одна из таких математических моделей для определения оптимального угла наклона представлена ниже [11–13]. Для полного понимания того, как устроена данная математическая модель, представлены характеристики ориентации поверхности солнеч-

Расчёт инсоляции на наклонную поверхность

Параметры расчёта

Выберите регион: Омск

Угол наклона (β , °) [10-80]: 39

Азимут (γ , °) [0-90]: 0

Индекс прозрачности атмосферы (0.1-1): 1

Альбедо для тёплого периода (с апреля по сентябрь) [0.1-0.9]: 0.3

Альбедо для холодного периода (с октября по март) [0.1-0.9]: 0.8

Режим расчёта: ☐ Для одного дня (по часам) ☒ Год (по месяцам) ☐ Несколько месяцев (по дням)

Расчитать Построить графики Экспорт в Excel Сброс (только вывод)

Оптимальные углы и инсоляция:

Тёплый период: опт. угол = 26°, инсоляция = 4766.09 МДж/м²

Холодный период: опт. угол = 77°, инсоляция = 4589.30 МДж/м²

Годовой: опт. угол = 48°, инсоляция = 4981.31 МДж/м²

Выбор графиков: ☒ Нормативная ☒ Расчетная ☒ Опт. теплового ☒ Опт. холодного ☒ Опт. годового

Таблица и результаты: ☒ Таблица ☐ Графики

Расчет: по месяцам:

Суммарная инсоляция (горизонтальная): 4006.00 МДж/м²

Суточная инсоляция (при выбранном угле): 4946.42 МДж/м²

Период	Инсоляция на горизонтальной поверхности	Инсоляция при выбранном угле наклона	Инсоляция при оптимальном угле для	Инсоляция при оптимальном угле для:	Инсоляция при оптимальном угле для
Месяц 1	84.00	222.96	182.46	285.97	246.02
Месяц 2	168.00	327.70	282.56	388.90	352.44
Месяц 3	340.00	498.75	457.28	532.51	519.08
Месяц 4	456.00	516.21	512.19	633.81	509.05

Рис. 2. Графический интерфейс программы для ввода исходных данных и анализа расчета
Fig. 2. Graphical interface for input data and performance analysis

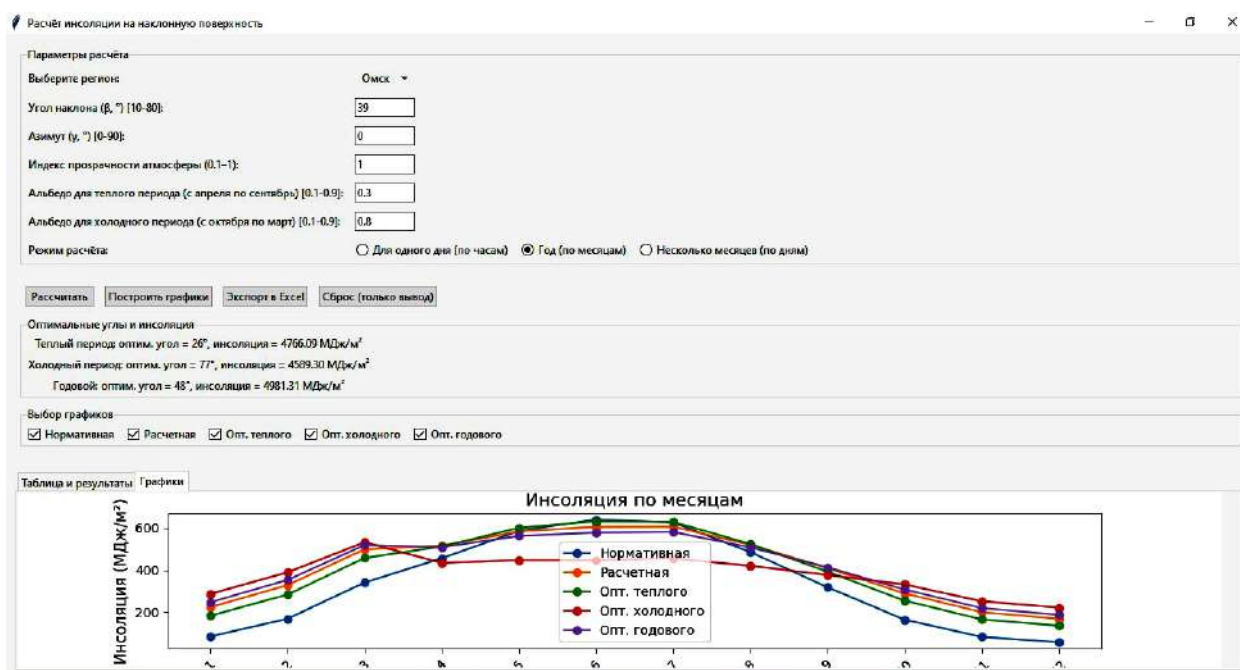


Рис. 3. Графический интерфейс программы для построения графиков суммарной инсоляции
Fig. 3. Graphical interface for plotting total solar irradiation graphs

Представленная выше математическая модель, учитывает наибольшее число географических и климатических характеристик. Для анализа реальных данных об инсоляции, как правило, используются информационные базы данных [15, 16].

Результаты исследования и их обсуждение

Важно подчеркнуть, что на момент проведения исследования открытых российских баз данных об инсоляции нет. При формировании поисковых запросов об инсоляции в браузерах ссылки на официальные российские метеорологические источники отсутствуют. Таким образом, в рамках исследования рассматривались иностранные базы данных,

которые представлены в открытом доступе. Хотя иностранные базы данных [15, 16] и предоставляют достоверные сведения об инсоляции в соответствии с географическими координатами и климатическими характеристиками, сведения об оптимальных углах наклона тепловоспринимающей поверхности такие сервисы не предоставляют. Очевидно, что пользователь с помощью указанных сервисов может определить оптимальный угол наклона самостоятельно, что достигается итеративным пересчетом данных об инсоляции при изменении угла наклона от минимального значения до максимального. Число подобных расчетов может варьироваться от 80 до 320 на одну установку, в зависимости от тре-

Таблица 1. Результаты расчета оптимального угла наклона для г. Омска
Table 1. Calculation results of the optimal tilt angle for Omsk

Характеристика	Численная величина
Географическая широта, град.	54° 58' г. с. ш.
Географическая долгота, град.	73° 23' г. в. д.
Азимутальный угол для установки, град.	0°
Индекс прозрачности атмосферы	1,00
Коэффициент альbedo для холодного периода	0,80
Коэффициент альbedo для теплого периода	0,20
Оптимальный угол наклона для холодного периода, град.	77°
Оптимальный угол наклона для теплого периода, град.	26°
Оптимальный угол наклона для нерегулируемой установки, град.	48°
Оптимальный угол наклона для холодного периода в соответствии с нормативной документацией, град.	69°58'
Оптимальный угол наклона для теплого периода в соответствии с нормативной документацией, град.	39°58'
Оптимальный угол наклона для нерегулируемой установки в соответствии с нормативной документацией, град.	54°58'

буемого количества сезонных корректировок угла наклона.

В целях сокращения времени, затрачиваемого на проведение исследований на территории Омской области, был разработан программный комплекс на языке программирования Python [17]. Программа базируется на математической модели, которая была описана ранее, и включает в себя расчет суммарной инсоляции при выбранном угле наклона, а также автоматически определяет оптимальные углы наклона для теплого, холодного и годового периодов с учетом поправок на азимутальный угол установки, индекс прозрачности, коэффициенты альbedo в зависимости от зоны установки и временного периода. Важно отметить, что разработка подобных программных комплексов отражена авторами других работ [13, 18]. Но описанные в этих работах программные решения либо ограничены временными рамками и используемыми для реализации программными модулями [13], либо принимают индекс прозрачности и коэффициенты альbedo как постоянные величины [18]. Ниже представлен графический интерфейс разработанной программы (рис. 2, 3).

После ввода исходных данных программа производит расчет и сводит результаты в таблицу, которая представлена на рис. 2. При необходимости пользователь может выбрать и построить необходимые графические зависимости суммарной инсоляции за определенный период времени. Для дальнейшего анализа может быть осуществлен экспорт в программный комплекс по работе с табличными данными — Microsoft Excel.

К сожалению, интегрировать климатические характеристики в программу с учетом изменения в реальном времени или анализом исторических данных пока не представляется возможным. Интеграция подобных данных подразумевает использование API-ключей, которые предоставляют крупные метеорологические источники [19, 20]. В бесплатном формате предоставляется лишь ограниченный доступ за последние пять суток без возможности прогнозирования или обращения к историческим данным.

Поскольку в статье анализируются данные для определения оптимального угла наклона тепловоспринимающей поверхности солнечного коллектора

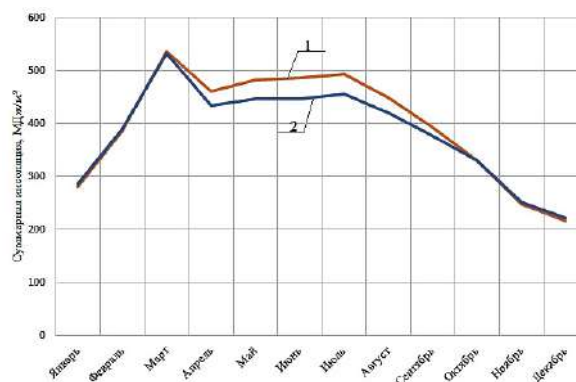


Рис. 4. Графики суммарной инсоляции для холодного периода: 1 — при оптимальном угле, определяемом в соответствии с нормативной документацией; 2 — при оптимальном угле, рассчитываемом программой
Fig. 4. Graphs of total solar irradiation for the cold period: 1 — at the optimal tilt angle determined per regulatory standards; 2 — at the optimal tilt angle calculated by the program

в условиях умеренно континентального климата, то для примера был выполнен расчет оптимального угла наклона для г. Омска. Представлены результаты расчета в табл. 1.

За холодный период приняты месяцы с октября по март, а за теплый период — с апреля по сентябрь. На основе полученных в ходе расчета данных построены графики суммарной инсоляции при оптимальном угле, который определен в соответствии с нормативной документацией [4, 5], и при оптимальном угле, который определен программой (рис. 4–6).

Сводные результаты расчета суммарной инсоляции при оптимальных углах наклона солнечных коллекторов представлены в табл. 2.

Исходя из результатов расчета, который представлен в табл. 2, можно сделать вывод, что суммарная инсоляция для теплого и холодного периодов, рассчитываемая при оптимальных углах, определяемых по нормативной документации, больше, чем при оптимальных углах, определяемых программой. Данный подход не является до конца верным, поскольку суммарные значения инсоляции при оптимальных углах, рассчитываемых программой,

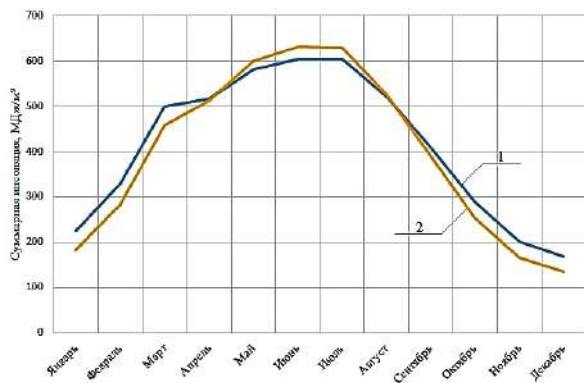


Рис. 5. Графики суммарной инсоляции для теплого периода: 1 — при оптимальном угле, определяемом в соответствии с нормативной документацией; 2 — при оптимальном угле, рассчитываемом программой

Fig. 5. Graphs of total solar irradiation for the warm period: 1 — at the optimal tilt angle determined per regulatory standards; 2 — at the optimal tilt angle calculated by the program

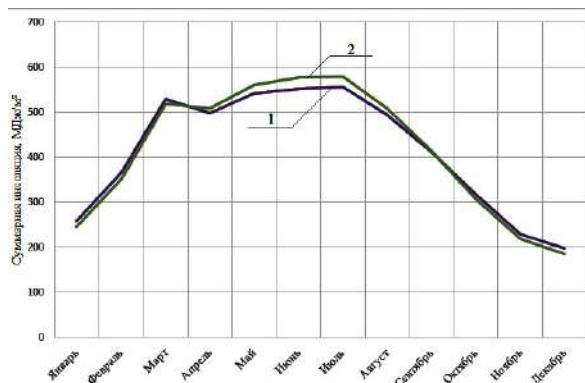


Рис. 6. Графики суммарной инсоляции для нерегулируемых установок: 1 — при оптимальном угле, определяемом в соответствии с нормативной документацией;

2 — при оптимальном угле, рассчитываемом программой
Fig. 6. Graphs of total solar irradiation for fixed-mount installations: 1 — at the optimal tilt angle determined per regulatory standards; 2 — at the optimal tilt angle calculated by the program

Таблица 2. Результаты расчета суммарной инсоляции при оптимальных углах наклона
Table 2. Calculation results of the total solar irradiation by optimal tilt angles

Период	Суммарная инсоляция при оптимальном угле наклона, МДж/м ²					
	Расчет при использовании оптимальных углов, определяемых по нормативной документации			Расчет при использовании оптимальных углов, определяемых программой		
	Для холодного периода	Для теплого периода	Для нерегулируемых установок	Для холодного периода	Для теплого периода	Для нерегулируемых установок
Январь	281,15	224,58	259,90	285,97	182,46	246,02
Февраль	386,25	329,47	366,72	388,90	282,56	352,44
Март	536,85	500,28	529,24	532,51	457,28	519,08
Апрель	460,08	516,00	498,74	433,81	512,19	509,05
Май	482,18	582,26	541,84	446,83	600,16	562,13
Июнь	485,31	603,59	553,17	446,77	631,64	577,66
Июль	492,59	604,54	557,88	454,81	628,31	580,86
Август	448,98	519,82	494,31	420,16	524,45	508,08
Сентябрь	392,58	410,14	411,16	376,48	392,34	413,15
Октябрь	330,35	289,87	317,38	331,08	253,99	307,01
Ноябрь	247,58	200,96	230,34	251,22	165,54	218,85
Декабрь	216,40	169,42	198,46	220,77	135,19	186,99
Год	4760,30	4950,93	4959,14	4589,31	4766,11	4981,31

отличаются в большую сторону в релевантном для их использования периоде, что отчетливо видно на представленных графиках (рис. 7).

Сводные результаты расчета суммарной инсоляции при оптимальных углах наклона в релевантные периоды представлены в табл. 3.

Результаты представленных расчетов показывают, что при использовании вычисляемых программой оптимальных углов, отличных от углов, определяемых в соответствии с нормативной документацией, можно увеличить суммарную инсоляцию на 1,22 %. При применении нерегулируемых установок круглогодичного использования применение оптимального рассчитанного программой угла позволяет увеличить суммарную инсоляцию на 0,44 % в сравнении с оптимальным углом, определяемым по нормативной документации. Столь незначительный рост объясняется тем, что оптимальные углы наклона, вычисленные программой, незначительно отличаются от оптимальных углов для данного

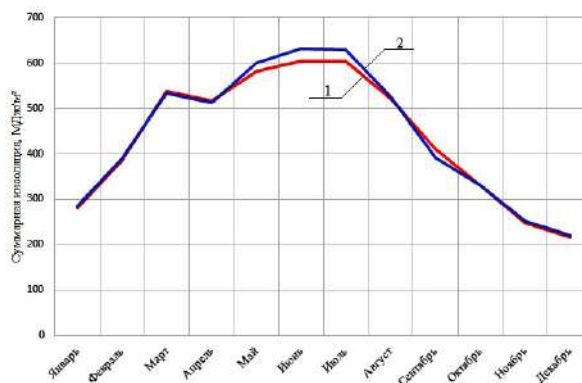


Рис. 7. Графики суммарной инсоляции в релевантные периоды: 1 — при оптимальном угле, определяемом в соответствии с нормативной документацией; 2 — при оптимальном угле, рассчитываемом программой
Fig. 7. Graphs of total solar irradiation for seasonally relevant periods: 1 — at the optimal tilt angle determined per regulatory standards; 2 — at the optimal tilt angle calculated by the program

Таблица 3. Результаты расчета суммарной инсоляции при оптимальных углах наклона в релевантные периоды
Table 3. Calculation results of the total solar irradiation by optimal tilt angles for seasonally relevant periods

Период	Суммарная инсоляция при оптимальном угле наклона, МДж/м ²		Разность суммарной инсоляции при определяемом программой оптимальном угле наклона и нормативном, МДж/м ²	
	При использовании оптимальных углов, определяемых по нормативной документации	При использовании оптимальных углов, определяемых программой	Для релевантных периодов	Для нерегулируемых установок
Год	5234,93	5299,54	64,61	22,17

региона, определяемых по нормативной документации. Прирост суммарной солнечной инсоляции для регулируемых систем при определенных программой оптимальных углах достигает 6 % в сравнении с нерегулируемыми установками, и 6,42 % — в сравнении с нерегулируемыми установками, для которых оптимальный угол наклона равен географической широте региона.

Заключение

Анализ результатов проведенного исследования показывает, что определение оптимального угла наклона тепловоспринимающей поверхности солнечного коллектора может значительно повысить его энергетическую эффективность при проектировании новых систем или настройке существующих.

Как было отмечено ранее, представленные в данной области исследования [13, 18] обладают рядом ограничений. Методология работы [13], использующая схожую математическую модель, реализованную в Matlab, учитывает индекс прозрачности атмосферы и коэффициент альбеда, но ограничена анализом данных за 24 часа и отсутствием функции определения оптимального угла, требуя от пользователя проведения большого количества итеративных расчетов. Напротив, исследование [18] позволяет определять оптимальный угол наклона для длительных периодов, но использует фиксированные значения индекса прозрачности и коэффициентов альбеда, что может значительно снижать точность расчетов.

Разработанная в данной работе математическая модель определения оптимального угла наклона позволяет преодолеть указанные выше ограничения. Она базируется на обобщенной математической модели, которая учитывает: азимутальный угол коллектора, начальный угол наклона коллектора, а также изменяющиеся климатические характеристики, включая индекс прозрачности и коэффициенты альбеда отдельно для теплого и холодного периодов. При этом модель предназначена для определения оптимального угла наклона как для краткосрочных (от 24 часов), так и для долгосрочных (до 365 дней) периодов.

Использование полученных в ходе программного расчета оптимальных углов наклона тепловоспринимающей поверхности позволяет увеличить энергетическую эффективность установки в условиях умеренно континентального климата, например, для г. Омска на 1,22 % в регулируемых системах, и на 0,44 % — в нерегулируемых системах в сравнении с методикой, которая описана в нормативной документации.

Также анализ показал, что при проектировании гелиосистем с целью дальнейшей интеграции в системы потребления тепла крупных жилых

и общественных зданий, предпочтение стоит отдавать регулируемым системам, поскольку прирост солнечной суммарной инсоляции может значительно увеличиваться, что позволяет снизить количество используемых установок и, соответственно, стоимость реализации подобных проектов. Например, для г. Омска применение регулируемых систем, угол наклона которых определен при использовании разработанной математической модели, позволяет осуществить прирост инсоляции до 6,42 % в сравнении с нерегулируемой системой, для которой угол наклона равен географической широте.

Список источников / References

1. Об утверждении Стратегии пространственного развития Российской Федерации на период до 2030 года с прогнозом до 2036 года: распоряжение от 28 декабря 2024 г. № 4146-р. Доступ из справочно-правовой системы «Гарант Плюс».
2. Об утверждении Стратегии пространственного развития Российской Федерации на период до 2030 года с прогнозом до 2036 года: Распоряжение от 28 декабря 2024 г. № 4146-р [On the approval of the Spatial Development Strategy of the Russian Federation for the period up to 2030 with a forecast until 2036: Order of 28 December 2024. No. 4146-p]. Available Garant Plus. (In Russ.).
3. СП 131.13330.2012. Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99. Введ. 01—01—2013. Москва: Минстрой России, 2015. 124 с.
4. SP 131.13330.2012. Stroitel'naya klimatologiya. Aktualizirovannaya redaktsiya SNIP 23-01-99 [Building climatology. Updated version of the Construction Rules and Regulations 23-01-99]. Moscow, 2015. 124 p. (In Russ.).
5. Научно-прикладной справочник «Климат России». URL: http://aisori-m.meteo.ru/climsprn/faces/shabdocs/Part_0.xhtml (дата обращения: 12.01.2025).
6. Nauchno-prikladnoy spravochnik "Klimat Rossii" [Scientific and applied reference book "Climate of Russia"]. URL: http://aisori-m.meteo.ru/climsprn/faces/shabdocs/Part_0.xhtml (accessed: 12.01.2025). (In Russ.).
7. ВСН 52—86. Установки солнечного горячего водоснабжения. Нормы проектирования. Введ. 01—07—1987. Москва: Госгражданстрой, 2000. 16 с.
8. VSN 52—86. Ustanovki solnechnogo goryachego vodosnabzheniya. Normy proyektirovaniya [Departmental building code for solar hot water installation. Design Standards]. Moscow, 2000. 16 p. (In Russ.).
9. ГОСТ Р 51595—2000. Нетрадиционная энергетика. Солнечная энергетика. Коллекторы солнечные. Общие технические условия. Введ. 01—01—2001. Москва: Изд-во стандартов, 2002. 8 с.
10. GOST R 51595—2000. Netraditsionnaya energetika. Solnechnaya energetika. Kollektory solnechnyye. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya [Nontraditional power engineering. Solar power engineering. Solar collectors. General specifications]. Moscow, 2002. 8 p. (In Russ.).

6. Liu B. Y. H., Jordan R. C. Daily insolation on surfaces tilted towards the equator. *ASHRAE Journal*. 1961. Vol. 3, no. 10. P. 53.
7. Ekadewi A. H., Djatmiko I. P. The optimal tilt angle of a solar collector. *Energy Procedia*. 2013. No. 32. P. 166. DOI: 10.1016/j.egypro.2013.05.022.
8. Телегин В. В. Повышение эффективности функционирования систем электроснабжения предприятий ограниченной мощности с использованием альтернативных источников энергии: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Липецк, 2014. 179 с.
- Telegin V. V. Povysheniye effektivnosti funktsionirovaniya sistem elektrosnabzheniya predpriyatiy ogranichennoy moshchnosti s ispol'zovaniyem al'ternativnykh istochnikov energii [Improving the efficiency of functioning enterprises power supply systems of limited power using alternative energy sources]. Lipetsk, 2014. 179 p. (In Russ.).
9. Jamil M. A., Tiwari G. N. Optimization of tilt angle of solar collector to receive maximum radiation. *Open Renewable Energy Journal*. 2009. No. 2. P. 19. DOI: 10.2174/1876387100902010019.
10. Виссарионов В. И., Дерюгина Г. В., Кузнецова В. А. [и др.]. Солнечная энергетика. Москва: Изд-во МЭИ, 2011. 276 с. ISBN 978-5-383-00608-5. EDN: QMLHZD.
- Vissarionov V. I., Deryugina G. V., Kuznetsova V. A. [et al.]. Solnechnaya energetika [Solar energy]. Moscow, 2011. 276 p. ISBN 978-5-383-00608-5. EDN: QMLHZD. (In Russ.).
11. Shyam S. Ch., Rajeev K. A. Estimation of hourly solar radiation on horizontal and inclined surfaces in Western Himalayas. *Smart Grid and Renewable Energy*. 2011. No. 2. P. 45. DOI: 10.4236/sgre.2011.21006.
12. Бекман У., Клейн С., Даффи Дж. Расчет систем солнечного теплоснабжения / перевод с англ. Г. А. Гухман, С. И. Смирнова. Москва: Энергоиздат, 1982. 80 с.
- Bekman U., Kleyn S., Daffi Dzh. Raschet sistem solnechnogo teplosnabzheniya [Calculation of solar heating systems] / trans. from Engl. by G. A. Gukhman, S. I. Smirnova. Moscow, 1982. 80 p. (In Russ.).
13. Коновалов Ю. В., Хазиев А. Н. Программа расчета солнечной инсоляции в среде MATLAB/SIMULINK // Вестник Ангарского государственного технического университета. 2021. № 15. С. 66–70. EDN: MVUYUM.
- Kononov Yu. V., Khaziyev A. N. Programma rascheta solnechnoy insolyatsii v srede MATLAB/SIMULINK [Solar insolation calculation program in MATLAB/SIMULINK environment]. Vestnik Angarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. *Bulletin of the Angarsk State Technical University*. 2021. No. 15. P. 66–70. EDN: MVUYUM. (In Russ.).
14. Степанов В. М., Горелов Ю. И., Пахомов С. Н. Анализ способов повышения эффективности функционирования солнечных батарей // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2018. Вып. 12. С. 17–23. EDN: YTEJUL.
- Stepanov V. M., Gorelov Yu. I., Pakhomov S. N. Analiz sposobov povysheniya effektivnosti funktsionirovaniya solnechnykh batarey [Analysis of the ways of improving the efficiency of the operation of solar batteries]. Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. *Tekhnicheskiye nauki. Izvestiya Tula State University. Technical Sciences*. 2018. Vol. 12. P. 17–23. EDN: YTEJUL. (In Russ.).
15. Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS). URL: https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/#MR (accessed: 17.01.2025).
16. The NASA surface meteorology and solar energy data set. URL: <https://power.larc.nasa.gov/data-access-viewer/> (accessed: 17.01.2025).
17. Очков В. Ф., Орлов К. А., Чудова Ю. В. [и др.]. Информационные технологии в инженерных расчетах: SMath и Python. Санкт-Петербург, 2023. 212 с. ISBN 978-5-507-45821-9.
- Ochkov V. F., Orlov K. A., Chudova Yu. V. [et al.]. Informatsionnyye tekhnologii v inzhenernykh raschetakh: SMath i Python [Information technologies in engineering computing: SMath and Python]. Saint Petersburg, 2023. 212 p. ISBN 978-5-507-45821-9. (In Russ.).
18. Даус Ю. В. Определение оптимального угла наклона панелей солнечных энергоустановок в условиях Ростовской области // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2016. № 2 (190). С. 67–71. DOI: 10.17213/0321-2653-2016-2-67-71. EDN: WFBSNF.
- Daus Ju. V. Opredeleniye optimal'nogo ugla naklona paneley solnechnykh energoustanovok v usloviyakh Rostovskoy oblasti [Determining optimal tilt angle of solar power installation panels under conditions of the Rostov Region]. Opredeleniye optimal'nogo ugla naklona paneley solnechnykh energoustanovok v usloviyakh Rostovskoy oblasti. *Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus region. Technical Sciences*. 2016. No. 2 (190). P. 67–71. DOI: 10.17213/0321-2653-2016-2-67-71. EDN: WFBSNF. (In Russ.).
19. Метеорологическая база данных OpenWeatherMap. URL: <https://openweathermap.org/> (дата обращения: 19.01.2025).
- Meteorologicheskaya baza dannykh OpenWeatherMap [OpenWeatherMap meteorological database]. URL: <https://openweathermap.org/> (accessed: 19.01.2025). (In Russ.).
20. Метеорологическая база данных Яндекс. URL: <https://yandex.ru/pogoda/b2b/console/home> (дата обращения: 19.01.2025).
- Meteorologicheskaya baza dannykh Yandex [Yandex meteorological database]. URL: <https://yandex.ru/pogoda/b2b/console/home> (accessed: 19.01.2025). (In Russ.).
-
- МИХАЙЛОВ Андрей Гаррьевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОМГТУ), г. Омск.
SPIN-код: 7337-8036
AuthorID (РИНЦ): 385534
AuthorID (SCOPUS): 56503044200
АНИСИМОВ Юрий Алексеевич, аспирант кафедры «Теплоэнергетика» ОМГТУ, г. Омск.
ORCID: 0009-0009-5122-9968
Адрес для переписки: yuriy.alekseevich.00@inbox.ru
- Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.
- Статья поступила в редакцию 23.04.2025; одобрена после рецензирования 16.06.2025; принята к публикации 31.07.2025.
- MIKHAILOV Andrey Garrievich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
SPIN-code: 7337-8036
AuthorID (RSCI): 385534
AuthorID (SCOPUS): 56503044200
ANISIMOV Yuriy Alekseyevich, Postgraduate at the Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.
ORCID: 0009-0009-5122-9968
Correspondence address: yuriy.alekseevich.00@inbox.ru
- Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.
- The article was submitted 23.04.2025; approved after reviewing 16.06.2025; accepted for publication 31.07.2025.



ПРОГНОЗНЫЙ АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРНЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОДОРОДНЫХ КОМПРЕССОРОВ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ НА БАЗЕ ПОРШНЕВЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ СТУПЕНЕЙ

М. А. Сутягинский¹, Ю. А. Потапов¹, А. Ю. Громов²,
П. В. Ушаков², С. С. Бусаров³, В. Л. Юша⁴

¹АО «Группа компаний «Титан», Россия, 644035, г. Омск, пр. Губкина, 22

²АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника»,
Россия, 644105, г. Омск, ул. 22 Партсъезда, 97, корп. 1

³Омский государственный технический университет, Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

⁴ОАО «Сибнефтетранспроект», Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11/1

Рассмотрены вопросы, связанные с перспективой реализации технологий компримирования водорода на крупных химических, нефте- и газоперерабатывающих производствах посредством одно- или многоступенчатых компрессоров на базе тихоходных длинноходовых поршневых ступеней. Разработка и внедрение новых технологий являются одним из актуальных направлений развития отечественного компрессоростроения, обеспечивающих технологическую безопасность целого ряда отраслей, в том числе связанных с переработкой природных ископаемых. При разработке технического облика предполагаемой конструкции водородного компрессора и анализе его характеристик в качестве доминирующей предпосылки рассмотрена необходимость обеспечения безопасного температурного режима.

При расчётах использована многократно апробированная математическая модель рабочих процессов рассматриваемой компрессорной ступени с комбинированной схематизацией: квазистационарная модель рабочих процессов с сосредоточенными параметрами в проточной части и нестационарная модель теплопередачи через стенки рабочей камеры с граничными условиями третьего рода. Теоретически доказана высокая эффективность применения тихоходных поршневых ступеней в составе водородных компрессорных агрегатов, в том числе в качестве дожимных.

Ключевые слова: компрессор, водород, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическое моделирование, температура нагнетания.

Для цитирования: Сутягинский М. А., Потапов Ю. А., Громов А. Ю., Ушаков П. В., Бусаров С. С., Юша В. Л. Прогнозный анализ температурных и энергетических характеристик технологических водородных компрессоров среднего давления на базе поршневых длинноходовых ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 30–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-30-37. EDN: MAGZXW.



© Сутягинский М. А., Потапов Ю. А., Громов А. Ю.,
Ушаков П. В., Бусаров С. С., Юша В. Л., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

PREDICTIVE ANALYSIS OF TEMPERATURE AND ENERGY FEATURES OF MEDIUM-PRESSURE PROCESS HYDROGEN COMPRESSORS BASED ON LONG-STROKE PISTON STAGES

M. A. Sutyaginskiy¹, Yu. A. Potapov¹, A. Yu. Gromov²,
P. V. Ushakov², S. S. Busarov³, V. L. Yusha⁴

¹JSC "Group of companies "Titan", Russia, Omsk, Gubkin Ave., 22, 644035

²JSC "Scientific and Technical Complex "Cryogenic Technique",
Russia, Omsk, 22 Partsyezda St., 97, bldg. 1, 644105

³Omsk State Technical University, Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

⁴OJSC "Sibneftetransproekt", Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment, 11/1, 644042

The article considers the issues related to the prospects for implementing promising hydrogen compression technologies at large chemical, oil and gas processing plants using single- or multi-stage compressors based on low-speed long-stroke piston stages. The development and implementation of new technologies is one of the most urgent areas of development of the domestic compressor industry, ensuring the technological safety of a number of industries, including those related to the processing of natural resources. In developing the technical design of the proposed hydrogen compressor and analyzing its features, the need to ensure a safe temperature regime is considered as the dominant prerequisite.

The calculations use a repeatedly tested mathematical model of the working processes of the compressor stage with a combined schematization — a quasi-stationary model of working processes with concentrated parameters in the flow part and a non-stationary model of the heat transfer through the walls of the working chamber with boundary conditions of the third type. The authors demonstrate the high efficiency of using low-speed piston stages in hydrogen compressor units, also including booster stages.

Keywords: compressor, hydrogen, low-speed long-stroke stage, working processes, mathematical modeling, discharge temperature.

For citation: Sutyaginskiy M. A., Potapov Yu. A., Gromov A. Yu., Ushakov P. V., Busarov S. S., Yusha V. L. Predictive analysis of temperature and energy features of medium-pressure process hydrogen compressors based on long-stroke piston stages. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 30–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-30-37. EDN: MAGZXW.



© Sutyaginskiy M. A., Potapov Yu. A., Gromov A. Yu., Ushakov P. V., Busarov S. S., Yusha V. L., 2025.

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

Введение

Поршневые компрессоры среднего давления ($1,5 \text{ МПа} < P_n \leq 10,0 \text{ МПа}$) являются важнейшими компонентами различных технологических систем, а применительно к особо опасным промышленным объектам представляют собой существенные факторы воздействия на окружающую среду и человека, а также возможного экономического ущерба [1–11]. Очевидно, что применительно к водородным компрессорам последнее приобретает особую значимость. Однако технический уровень существующих технологических поршневых компрессоров далеко не всегда обеспечивает эти требования, в том числе касающиеся регламента по обеспечению их температурного режима [3, 4, 6–8].

Применительно к поршневым компрессорам недопустимый уровень температуры нагнетания напрямую связан с износом или разрушением клапанов и уплотнений, отклонением от расчётных режимов системы охлаждения отдельных узлов и пр. [6, 7, 9, 12]. Наиболее ответственные элементы существующих поршневых компрессоров функционируют при повышенном механическом, температурном и химическом воздействии, что предполагает возможные нештатных ситуаций с катастрофическими последствиями [6, 7, 9, 11–18]. В связи с этим наработка на отказ и межремонтные сроки для большинства технологических поршневых компрессоров составляют не более 8000 часов, а на практике — существенно меньше (в отдельных случаях — 500...800 часов) [6–9, 11, 12, 19, 20]. Количество узлов и деталей широкой номенклатуры и типоразмеров в поршневом компрессоре может превышать 500 единиц даже без учёта систем диагностики, регулирования, смазки, охлаждения, что неизбежно ведёт к снижению надёжности рассматриваемого технического объекта [6, 7, 11, 19–24].

В связи с этим становится актуальным вариант замены быстроходных поршневых ступеней на тихоходные длинноходовые с линейным при- водом (ТДСАП), результаты экспериментальных

и теоретических исследований которых доказывают, что по совокупности ряда показателей они могут иметь неоспоримые преимущества по сравнению с серийно выпускаемыми поршневыми компрессорами [25–27]. Таким образом, целью работы ставится осуществление анализа характеристик технологических водородных компрессоров среднего давления на базе ТДСАП и оценки возможности их рассмотрения в качестве альтернативы серийно выпускаемым малорасходным поршневым компрессорам среднего давления.

Методика расчёта

Объектом исследования являются рабочие процессы водородной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением цилиндра, принципиальная схема которой представлена на рис. 1 и соответствует ранее опубликованным вариантам [26, 28]. Применяемая при теоретическом исследовании рассматриваемого объекта методика расчёта представляет собой многократно апробированную и ранее верифицированную обобщённую математическую модель рассматриваемой ступени [26, 28].

В качестве основных допущений приняты следующие:

- газовая среда непрерывна и однородна;
- параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры;
- изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало;
- теплоота трения поршневых уплотнений не подводится к газу;
- параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны;
- течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным;
- теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный;

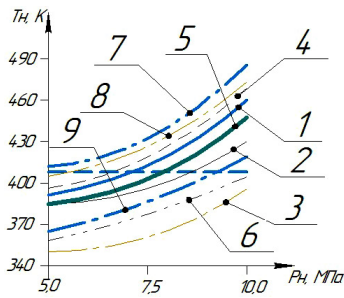


Рис. 2. Влияние давлений нагнетания и всасывания на температуру нагнетания ступени ТДСЛП при различных диаметрах её цилиндра: 7...9 — диаметр цилиндра 0,1 м; 4...6 — диаметр цилиндра 0,05 м; 1...3 — диаметр цилиндра 0,01 м; пунктирная линия — предельно допустимая температура нагнетания; 1, 4, 7 — давление всасывания 0,1 МПа; 2, 5, 8 — давление всасывания 0,5 МПа; 3, 6, 9 — давление всасывания 2,0 МПа

Fig. 2. Effect of discharge and suction pressures on the discharge temperature of the LLA stage for different diameters of its cylinder: 7...9 — cylinder diameter of 0.1 m; 4...6 — cylinder diameter of 0.05 m; 1...3 — cylinder diameter of 0.01 m; dotted line — maximum permissible discharge temperature; 1, 4, 7 — suction pressure of 0.1 MPa; 2, 5, 8 — suction pressure of 0.5 MPa; 3, 6, 9 — suction pressure of 2.0 MPa

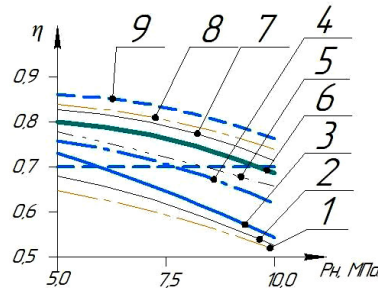


Рис. 3. Влияние давлений нагнетания и всасывания на индикаторный КПД ступени ТДСЛП при различных диаметрах её цилиндра: 7...9 — диаметр цилиндра 0,1 м; 4...6 — диаметр цилиндра 0,05 м; 1...3 — диаметр цилиндра 0,01 м; пунктирная линия — предельно допустимая температура нагнетания; 1, 4, 7 — давление всасывания 0,1 МПа; 2, 5, 8 — давление всасывания 0,5 МПа; 3, 6, 9 — давление всасывания 2,0 МПа

Fig. 3. Effect of discharge and suction pressures on the indicated efficiency of the LLA stage for different cylinder diameters: 7...9 — cylinder diameter of 0.1 m; 4...6 — cylinder diameter of 0.05 m; 1...3 — cylinder diameter of 0.01 m; dotted line — maximum permissible discharge temperature; 1, 4, 7 — suction pressure of 0.1 MPa; 2, 5, 8 — suction pressure of 0.5 MPa; 3, 6, 9 — suction pressure of 2.0 MPa

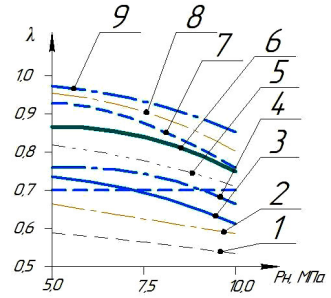


Рис. 4. Влияние давлений нагнетания и всасывания на коэффициент подачи ступени ТДСЛП при различных диаметрах её цилиндра: 7...9 — диаметр цилиндра 0,1 м; 4...6 — диаметр цилиндра 0,05 м; 1...3 — диаметр цилиндра 0,01 м; пунктирная линия — предельно допустимая температура нагнетания; 1, 4, 7 — давление всасывания 0,1 МПа; 2, 5, 8 — давление всасывания 0,5 МПа; 3, 6, 9 — давление всасывания 2,0 МПа

Fig. 4. Effect of discharge and suction pressures on the delivery coefficient of the LLA stage for different diameters of its cylinder: 7...9 — cylinder diameter of 0.1 m; 4...6 — cylinder diameter of 0.05 m; 1...3 — cylinder diameter of 0.01 m; dotted line — maximum permissible discharge temperature; 1, 4, 7 — suction pressure of 0.1 MPa; 2, 5, 8 — suction pressure of 0.5 MPa; 3, 6, 9 — suction pressure of 2.0 MPa

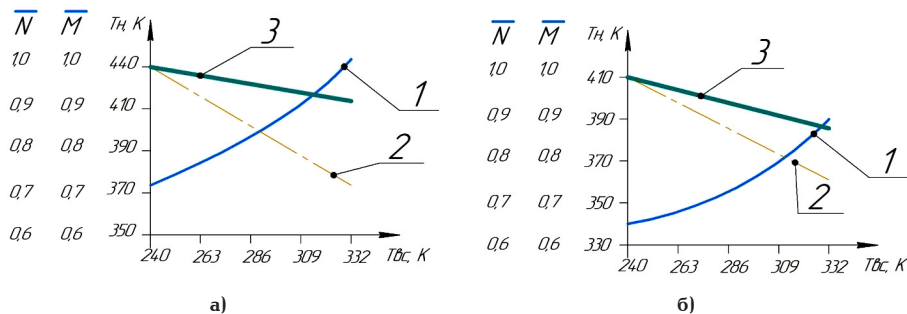


Рис. 5. Влияние температуры всасывания на интегральные характеристики ступени ТДСЛП при диаметре цилиндра 0,05 м и соотношениях давлений нагнетания и всасывания 7,5 МПа — 0,1 МПа (а) и 5,0 МПа — 1,0 МПа (б): 1 — температура нагнетания; 2 — относительное изменение индикаторной мощности; 3 — относительное изменение массовой производительности (подачи)

Fig. 5. Effect of suction temperature on integral features of the LLA stage with a cylinder diameter of 0.05 m and ratios of discharge and suction pressures of 7.5 MPa — 0.1 MPa (a) and 5.0 MPa — 1.0 MPa (б): 1 — discharge temperature; 2 — relative change in indicated power; 3 — relative change in mass productivity (feed)

и давлении нагнетания 5,0 МПа при сжатии в одной ступени с интенсивным внешним охлаждением безопасный уровень температуры нагнетания обеспечивается в широком диапазоне диаметров цилиндра (на рис. 2 показан пунктирной линией). При этом обеспечивается достаточно высокая энергоэффективность рабочего процесса (рис. 3) и коэффициент подачи рассматриваемой ступени (рис. 4).

При более жёстких режимах работы, например, при давлении всасывания 0,1 МПа и давлении нагнетания 7,5 МПа, безопасный уровень температуры нагнетания может быть обеспечен в ограниченном диапазоне малых диаметров цилиндра (менее 0,05 м).

Как показано на рис. 5, изменение температуры в стандартной точке всасывания рассматриваемой ступени при её фиксированных конструктивных размерах существенно влияет как на её температурный режим, так и на её производительность и энергетическую эффективность.

При анализе влияния температуры всасывания на рабочий процесс ступени водородного ТДСЛП нельзя не отметить особенности этого рабочего процесса (рис. 6). Как видно из представленных температурных диаграмм, интенсивное внешнее охлаждение ступени ТДСЛП позволяет в ряде случаев снижать температуру газа в полости цилиндра так, что к началу процесса сжатия она становится

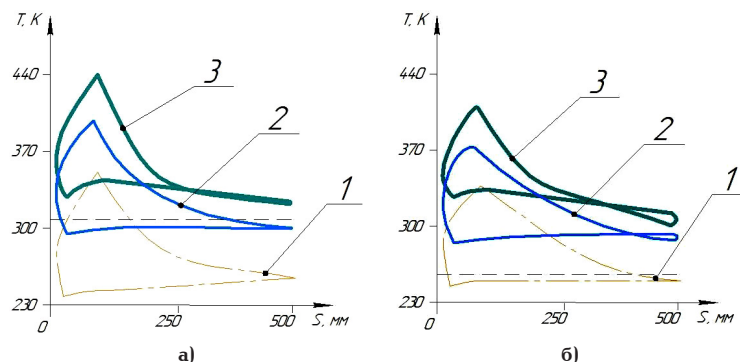


Рис. 6. Температурные диаграммы дожимной ступени ТДСАП при диаметре цилиндра ступени ТДСАП 0,05 м, давлении всасывания 1,0 МПа, давлении нагнетания 5,0 МПа, температуре охлаждающей среды 313 К (а) и 263 К (б): 1 — температура всасывания 240 К; 2 — температура всасывания 293 К; 3 — температура всасывания 333 К

Fig. 6. Temperature diagrams of the LLLA booster stage with a LLLA stage cylinder diameter of 0.05 m, suction pressure of 1.0 MPa, discharge pressure of 5.0 MPa, coolant temperature of 313 K (a) and 263 K (b): 1 — suction temperature of 240 K; 2 — suction temperature of 293 K; 3 — suction temperature of 333 K

на 10...20 К ниже, чем в стандартной точке всасывания.

Выводы и заключение

Представленные в статье прогнозные результаты оценки применимости технологических водородных компрессоров среднего давления показали их высокую эффективность в части обеспечения безопасных температурных режимов в широком диапазоне рабочих давлений всасывания и нагнетания. Следует отметить выявленные уникальные особенности рабочих процессов водородной ступени ТДСАП, связанных с возможностью охлаждения рабочего газа в полости цилиндра в процессе всасывания. В известной степени выявленная специфика работы ТДСАП с учётом реальных условий эксплуатации позволяет рассматривать её как один из возможных факторов регулирования производительности компрессорной ступени.

С учётом существующих проблем по обеспечению требуемого температурного режима применительно к быстроходным поршневым компрессорам разработка и внедрение перспективных компрессорных технологий представляются особенно актуальными.

Список источников / References

- ГОСТ Р 53737–2009 (ИСО 13707:2000) Нефтяная и газовая промышленность. Поршневые компрессоры: Общие технические требования. Введ. 2011–01–01. Москва: Стандартинформ, 2012. 156 с.
- GOST R 53737–2009 (ISO 13707:2000) Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Porshnevyye kompressory: Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Reciprocating compressors. General technical requirements]. Moscow, 2012. 156 p. (In Russ.).
- Общие технические условия по ремонту поршневых компрессоров (Утв. М-вом нефтеперераб. и нефтехим. пром-сти СССР 06.03.1985). Волгоград: Миннефтехиммаш СССР, 1985. 363 с.
- Obshchiye tekhnicheskiye usloviya po remontu porshnevyykh kompressorov [General technical requirements for the repair of piston compressors]. Volgograd, 1985. 363 p. (In Russ.).
- Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехими-

ческих и нефтеперерабатывающих производств»: приказ от 15.12.2020 г. № 533 Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору. Доступ из справочно-правовой системы «Гарант».

Ob utverzhdenii federal'nykh norm i pravil v oblasti promyshlennoy bezopasnosti «Obshchiye pravila vzyvobezopasnosti dlya vzyvopozharoопасnykh khimicheskikh, neftekhimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv»: prikaz ot 15.12.2020 g. № 533 Federal'noy sluzhby po ekologicheskemu, tekhnologicheskemu i atomnomu nadzoru [On approval of federal norms and rules in the sphere of industrial safety "General rules of explosion safety for explosion- and fire-hazardous chemical, petrochemical and oil refining production": Order No. 533 of the Federal Service for Environmental, Technological and Nuclear Supervision dated 15.12.2020.]. Available at Garant. (In Russ.).

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

GOST P 54802–2011 (ISO 13631:2002). Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Kompressory porshnevyye gazovyye agregatirovannyye. Tekhnicheskiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Packaged reciprocating gas compressors. Technical requirements]. Moscow, 2014. 92 p. (In Russ.).

5. РД 39-0148139-0001-2000. Система технического обслуживания и ремонта компрессорных станций на базе технической диагностики. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200082157> (дата обращения: 06.03.2025).

RD 39-0148139-0001-2000. Sistema tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta kompressornykh stantsiy na baze tekhnicheskoy diagnostiki [System of maintenance and repair of compressor stations based on technical diagnostics]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200082157> (accessed: 06.03.2025). (In Russ.).

6. Видякин Ю. А., Добровольский Е. Б., Кондратьева Т. Ф. Оппозитные компрессоры. Ленинград: Машиностроение, 1979. 279 с. ISBN 5-1387878-A.

Vidyakin Yu. A., Dobrovolskiy E. B., Kondrat'yeva T. F. Oppozitnyye kompressory [Opposite compressors]. Leningrad, 1979. 279 p. ISBN 5-1387878-A. (In Russ.).

7. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. Москва: КолосС, 2008. 711 с.

Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Design principles. Structures]. Moscow, 2008. 711 p. (In Russ.).

8. Байков И. Р., Китаев С. В., Файрушин Ш. З. Диагностирование технического состояния поршневых компрессоров // Энергобезопасность и энергосбережение. 2015. № 3 (63). С. 28–30. EDN: TWVZWF.
- Baykov I. R., Kitayev S. V., Fayrushin Sh. Z. Diagnostirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya porshnevykh kompressorov [Diagnostics of reciprocating compressors' technical conditions]. *Energobezopasnost' i energosberezheniye. Energy Security and Energy Saving*. 2015. No. 3 (63). P. 28–30. EDN: TWVZWF. (In Russ.).
9. Фуладиванда М., Хейдари М. А. Исследование влияния хлорид-ионов на подпиточные водородные компрессоры = Fouladivanda M., Heidary M. A. A study into the impact of chloride ions on the make-up hydrogen compressors / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 1. С. 75–84. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-75-84. EDN: BNLVJQ.
- Fouladivanda M., Heidary M. A. A study into the impact of chloride ions on the make-up hydrogen compressors / trans. from Engl. M. A. Fedorova. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 1. P. 75–84. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-75-84. EDN: BNLVJQ. (In Russ.).
10. Круг А. А. Обеспечение экономической безопасности на основе государственной политики импортозамещения: автореф. дис. ... канд. эконом. наук. Мытищи, 2022. 28 с.
- Krut' A. A. Obespecheniye ekonomicheskoy bezopasnosti na osnove gosudarstvennoy politiki importozameshcheniya [Ensuring economic security based on the state import substitution policy]. *Mytishchi*, 2022. 28 p. (In Russ.).
11. Юша В. Л., Сутягинский М. А., Громов А. Ю., Ушаков П. В., Потапов Ю. А. О взаимосвязи цифровых платформ крупных химических и нефтеперерабатывающих производств с техническим обликом парка компрессорного оборудования // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 4. С. 25–32. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-4-25-32. EDN: GNSNQW.
- Yusha V. L., Sutyaginskiy M. A., Gromov A. Yu., Ushakov P. V., Potapov Yu. A. O vzaimosvyazi tsifrovyykh platform krupnykh khimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv s tekhnicheskim oblikom parka kompressornogo oborudovaniya [On the relationship of digital technological platforms of large chemical and oil refining industries with the technical appearance of the compressor equipment fleet]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 4. P. 25–32. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-4-25-32. EDN: GNSNQW. (In Russ.).
12. Захаренко А. В., Захаренко В. П. О расчёте нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления // Вестник Международной академии холода. 2012. № 2. С. 29–32. EDN: PBSKNR.
- Zakharenko A. V., Zakharenko V. P. O raschete nagruzok v mnogokol'tsevom porshnevom uplotnenii kompressorov bez smazki vysokogo davleniya [Calculating loads for a multi-ring piston seal in high-pressure oil-free compressors]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2012. No. 2. P. 29–32. EDN: PBSKNR. (In Russ.).
13. Кравченко Д. Д., Чижевская Е. Л., Медведев А. В., Земаков Ю. Д. Интеллектуальный мониторинг состояния оборудования компрессорных станций для предупреждения отказов и аварий // Тюменский научный журнал. 2025. № 1 (5). С. 18–24. DOI: 10.24412/3034-154X-2025-1-18-24. EDN: KMIUVT.
- Kravchenko D. D., Chizhevskaya E. L., Medvedev A. V., Zemenkov Yu. D. Intellektual'nyy monitoring sostoyaniya oborudovaniya kompressornykh stantsiy dlya preduprezhdeniya otkazov i avariyy [Intelligent monitoring of compressorstation equipment status to prevent failures and accidents]. *Tyumenskiy nauchnyy zhurnal. Tyumen Scientific Journal*. 2025. No. 1 (5). P. 18–24. DOI: 10.24412/3034-154X-2025-1-18-24. EDN: KMIUVT. (In Russ.).
14. Хатамова Д. Н., Джураев Р. У. Исследование влияния температуры всасываемого воздуха на эффективность поршневого компрессора // Universum: технические науки. 2021. № 6-2 (87). С. 44–47. DOI: 10.32743/UniTech.2021.87.6.12008. EDN: ESGTMO.
- Khatamova D. N., Dzhurayev R. U. Issledovaniye vliyaniya temperatury vsasyvayemogo vozdukha na effektivnost' porshneвого kompressora [Investigation of the influence of the intake air temperature on the efficiency of a reciprocating compressor]. *Universum: tekhnicheskoye nauki. University: Technical Sciences*. 2021. No. 6-2 (87). P. 44–47. DOI: 10.32743/UniTech.2021.87.6.12008. EDN: ESGTMO. (In Russ.).
15. Липкович И. Э., Пикалов А. В., Орищенко И. В. Основы безопасности при эксплуатации компрессорных установок на АТП // Грузовое и пассажирское автохозяйство. 2015. № 2. С. 33–40. EDN: TJGLPT.
- Lipkovich I. E., Pikalov A. V., Orishchenko I. V. Osnovy bezopasnosti pri ekspluatatsii kompressornykh ustanovok na ATP [Fundamentals of safety during operation of compressor units at the transport company]. *Gruzovoye i Passazhirskoye Avtokhozyaystvo*. 2015. No. 2. P. 33–40. EDN: TJGLPT. (In Russ.).
16. Шайбаков Р. А., Абдрахманов Н. Х., Кузеев И. Р., Симарчук А. С., Рахимов Ф. Р. Расследование аварийных ситуаций: новые методы и подходы // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. 2008. Вып. 3 (73). С. 110–121. EDN: JVUZZT.
- Shaybakov R. A., Abdrakhmanov N. Kh., Kuzeyev I. R., Simarchuk A. S., Rakhimov F. R. Rassledovaniye avariynykh situatsiy: novyye metody i podkhody [Investigations of emergency situations: new methods and approaches]. *Problemy sbora, podgotovki i transporta nefiti i nefteproduktov. Problems of Gathering, Treatment and Transportation of Oil and Oil Products*. 2008. Issue. 3 (73). P. 110–121. EDN: JVUZZT. (In Russ.).
17. Файрушин Ш. З., Байков И. Р., Китаев С. В. Определение показателей надежности поршневых компрессоров // Нефтегазовое дело. 2016. Т. 14, № 2. С. 120–124. EDN: WWOZTL.
- Fayrushin Sh. Z., Baykov I. R., Kitayev S. V. Opredeleniye pokazateley nadezhnosti porshnevykh kompressorov [Determining reliability indices of piston compressors]. *Neftegazovoye delo. Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 14, no. 2. P. 120–124. EDN: WWOZTL. (In Russ.).
18. Байков И. Р., Китаев С. В., Файрушин Ш. З. Диагностирование технического состояния поршневых компрессоров // Энергобезопасность и энергосбережение. 2015. № 3. С. 28–30. EDN: TWVZWF.
- Baykov I. R., Kitayev S. V., Fayrushin Sh. Z. Diagnostirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya porshnevykh kompressorov [Diagnostics of reciprocating compressors' technical conditions]. *Energobezopasnost' i energosberezheniye. Energy Security and Safety Energy*. 2015. No. 3. P. 28–30. EDN: TWVZWF. (In Russ.).
19. Бусаров С. С., Беликов А. В., Капелюховский А. А., Капелюховская А. А. Анализ конкурентоспособности водородсодержащих циркуляционных компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2023. № 1. С. 499–503. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-1-499-503. EDN: ZJNNPK.
- Busarov S. S., Belikov A. V., Kapelyukhovskiy A. A., Kapelyukhovskaya A. A. Analiz konkurentosposobnosti vodorodsoderzhashchikh tsirkulyatsionnykh kompressorov na baze tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Analysis of the competitiveness of hydrogen-containing circulation compressors based on low-speed long-stroke stages]. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskoye nauki. Izvestiya*

Tula State University. Technical Sciences. 2023. No. 1. P. 499–503. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-1-499-503. EDN: ZJNNPK. (In Russ.).

20. Модернизация компрессора 4M16M-45-35/55. URL: <https://chemtech.ru/modernizaciya-kompressora-4m16m-45-35-55/> (дата обращения: 06.03.2025).

Modernizatsiya kompressora 4M16M-45-35/55 [Renovation of the 4M16M-45-35/55 compressor]. URL: <https://chemtech.ru/modernizaciya-kompressora-4m16m-45-35-55/> (accessed: 06.03.2025). (In Russ.).

21. ГОСТ 27.301–95. Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения. Введ. 01–01–1997. Москва: Изд-во стандартов, 1995. 12 с.

GOST 27.301–95. Nadezhnost' v tekhnike. Raschet nadezhnosti. Osnovnyye polozheniya [Dependability in technics. Dependability prediction. Basic principles]. Moscow, 1995. 12 p. (In Russ.).

22. ГОСТ 27.002–2015. Надёжность в технике. Термины и определения. Введ. 01–03–2017. Москва: Стандартиформ, 2016. 30 с.

GOST 27.002–2015. Nadezhnost' v tekhnike. Terminy i opredeleniya [Dependability in technics. Terms and definitions]. Moscow, 2016. 30 p. (In Russ.).

23. Хазов Б. Ф., Дидусев Б. А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. Москва: Машиностроение, 1986. 224 с.

Khazov B. F., Didusev B. A. Spravochnik po raschetu nadezhnosti mashin na stadii proyektirovaniya [Handbook on the reliability calculating of machines at the design stage]. Moscow, 1986. 224 p. (In Russ.).

24. Проников А. С. Параметрическая надежность машин. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 560 с. ISBN 5-7038-1996-2.

Pronikov A. S. Parametricheskaya nadezhnost' mashin [Parametric reliability of machines]. Moscow, 2002. 560 p. ISBN 5-7038-1996-2. (In Russ.).

25. Юша В. Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB.

Yusha V. L. Nauchno-tekhnologicheskiye predposylki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevykh stupeney [Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2022. Vol. 6, no. 3. P. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB. (In Russ.).

26. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2023. 325 с. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (дата обращения: 15.03.2025).

Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazozhnykh porshnevykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-speed long-stroke stages]. Omsk, 2023. 325 p. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (accessed: 15.03.2025). (In Russ.).

27. Бусаров С. С., Юша В. Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого

давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. EDN: YRNOVN.

Busarov S. S., Yusha V. L. Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages]. Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. EDN: YRNOVN. (In Russ.).

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

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

СУТЯГИНСКИЙ Михаил Александрович, председатель совета директоров АО «Группа компаний «Титан», г. Омск.

ПОТАПОВ Юрий Алексеевич, кандидат технических наук, главный специалист департамента по развитию и новым технологиям АО «Группа компаний «Титан», г. Омск.

ГРОМОВ Антон Юрьевич, кандидат технических наук, заместитель генерального директора по гражданской продукции АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника», г. Омск.

Адрес для переписки: azot111@bk.ru

УШАКОВ Петр Валерьевич, первый заместитель генерального директора АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника», г. Омск.

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

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: ssi1980@mail.ru

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтьтранспроект», г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

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

Статья поступила в редакцию 22.04.2025; одобрена после рецензирования 27.07.2025; принята к публикации 13.08.2025.

SUTYAGINSKIY Mikhail Alexandrovich, Chairman of the Board of Directors, JSC "Group of companies "Titan", Omsk.

POTAPOV Yuri Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Chief Specialist of the Development and New Technologies Department, JSC "Group of companies "Titan", Omsk.

GROMOV Anton Yuryevich, Candidate of Technical Sciences, Deputy General Director for Civilian Products, JSC "Scientific and Technical Complex "Cryogenic Technique", Omsk.

Correspondence address: azot111@bk.ru

USHAKOV Petr Valeryevich, First Deputy General Director, JSC "Scientific and Technical Complex "Cryogenic Technique", Omsk.

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

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

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

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

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

The article was submitted 22.04.2025; approved after reviewing 27.07.2025; accepted for publication 13.08.2025.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

Р. Р. Хотский¹, А. В. Бураков², Л. Г. Кузнецов²

¹808 военное представительство МО РФ, Россия, 192012, г. Санкт-Петербург, ул. Бабушкина, д. 123

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

В статье в качестве объекта диагностирования рассматривается поршневой компрессор, входящий в комплекс компрессорного оборудования для производства, хранения, распределения газов для космодромов, обеспечивающих запуск ракет-носителей. Выбрана модель диагностирования поршневого компрессора как основного устройства для производства сжатого воздуха, основанная на процессах изменения таких параметров воздуха, как давление, объем и температура за один полный цикл. Предложено использовать преобразование Гильберта—Хуанга для обработки диагностических параметров, полученных при анализе индикаторных диаграмм ступеней поршневого компрессора. Используя функцию корреляционного типа подобной метрике Хаусдорфа предлагается производить сравнение сигналов, полученных с технически неисправного поршневого компрессора и некоторого эталона (исправного поршневого компрессора) для идентификации характерных неисправностей.

Ключевые слова: поршневой компрессор, индикаторная диаграмма, преобразование Гильберта—Хуанга, модель диагностирования, диагностические параметры, техническая диагностика.

Для цитирования: Хотский Р. Р., Бураков А. В., Кузнецов Л. Г. Разработка математической модели технического диагностирования поршневых компрессоров ракетно-космического комплекса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 38—46. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-38-46. EDN: EVJMLE.



© Хотский Р. Р., Бураков А. В., Кузнецов Л. Г., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL FOR TECHNICAL DIAGNOSTICS OF RECIPROCATING COMPRESSORS FOR THE ROCKET AND SPACE COMPLEX

R. R. Khotsky¹, A. V. Burakov², L. G. Kuznetsov²

¹808 Military Representative Office of the Russian Defense Ministry,
Russia, Saint Petersburg, Babushkina St., 123, 192012

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

The article examines a piston compressor as the object of diagnostics, which is a part of the compressor equipment complex for the production, storage, and distribution of gases at launch sites providing launch vehicles. A diagnostic model for the piston compressor as for the primary device for producing compressed air has been selected, based on the processes of changes in air parameters such as pressure, volume, and temperature over one full cycle. The use of the Hilbert—Huang transforming is proposed for processing diagnostic parameters obtained from the analysis of indicator diagrams of the piston compressor stages. By applying a correlation-type function similar to the Hausdorff metric, the method compares signals from a technically faulty piston compressor with a reference (a properly functioning piston compressor) to identify characteristic malfunctions.

Keywords: reciprocating compressor, indicator diagram, Hilbert—Huang transforming, diagnostic model, diagnostic parameters, technical diagnostics.

For citation: Khotsky R. R., Burakov A. V., Kuznetsov L. G. Development of a mathematical model for technical diagnostics of reciprocating compressors for the rocket and space complex. *Omsk Scientific Bulletin*.



Введение

Современные системы технического диагностирования, применяемые в ракетно-космической области, предусматривают использование широкого спектра физических явлений, реализацию сложных алгоритмов сбора, обработки, хранения и представления информации. Поэтому достоверная оценка технического состояния основного оборудования на стадии эксплуатации предполагает использование соответствующего диагностического инструментария, составными частями которого являются информационное, методическое, алгоритмическое, программное, аппаратное и организационное обеспечение [1].

Задачи, которые решает система технического диагностирования, определяется структурой объекта технического диагностирования (ОТД) и особенностями его технического обслуживания (ТО). В общем случае можно выделить две основные задачи [2, 3]:

1. Автоматизация процесса поиска причин нарушения работоспособности, правильности функционирования или исправности объекта.

2. Определение текущего технического состояния объекта и прогнозирование его изменения в процессе эксплуатации.

Решение первой задачи применимо к объектам, имеющим ярко выраженную блочную структуру. Особенность их эксплуатации состоит в том, что при потере ими работоспособности наибольшую трудность представляет определение вышедшего из строя элемента (блока). Восстановление работоспособности здесь осуществляется путем замены вышедшего из строя элемента на новый. К таким

объектам относятся различные радиотехнические средства, системы автоматического управления и т. д.

Для таких объектов, подобных компрессорам воздуха высокого давления (ВВД), наиболее важным является решение второй задачи. Знание текущего технического состояния таких объектов без их разборки дает возможность оптимально планировать ремонт и проводить своевременные профилактические работы; отказаться от регламентных мероприятий по дефектации и ревизии механизмов, нарушающих приработку их узлов и деталей; свести к минимуму возможные случайные отказы оборудования; значительно сократить время обнаружения причин нарушения работоспособности; более обоснованно решать вопросы использования технических средств и комплектование запасных частей, инструментов и принадлежностей [4].

Основная часть

Объектом исследования является современная компрессорная станция транспортабельная (КСТ) на базе ЭКСА7,5-3М-1 НЯИД.064125.003ТУ вариант исполнения 53, созданная в рамках доработки компрессорной станции 8Г323М в части введения КСТ и обеспечения штатной эксплуатации ракетно-космического комплекса «Рокот». Параметры указаны в (табл. 1). Фотография КСТ на базе ЭКСА7,5-3М-1 приведена на рис. 1.

Формирование математической модели многоступенчатого поршневого компрессора

Для формирования математической модели многоступенчатого поршневого компрессора (ПК)

Таблица 1. Технические параметры КСТ
Table 1. Technical parameters of CST

Наименование параметра	Значение
Рабочая среда	Атмосферный воздух
Давление начальное (на входе в компрессор), МПа (мм рт. ст.)	0,1 (760)
Давление нагнетания ЭКСА7,5-3М-1, МПа:	
1 ступень	0,5
2 ступень	3,3
3 ступень	12
4 ступень	40
Производительность КСТ (приведенная к условиям 0,1 МПа (760 мм р. ст.) и 293 К (20°C), нм /ч, не менее	140±5
Влагосодержание воздуха соответствует точке росы, К (°C), не выше	218 (– 55)
Содержание масла в выдаваемом воздухе мг/м³, не более	0,2
Мощность потребляемая КСТ из сети 3–50 Гц 380 В, кВт, не более	130
Температура всасываемого воздуха, °C	от – 40 до + 40
Температура воздуха на выходе из КСТ, К (°C), не более	323 (50)
Размер механических частиц в сжатом и осушенном воздухе, мкм, не более	5
Система охлаждения	Автономная, замкнутая, жидкостного типа
Масса КСТ в «рабочем» состоянии (с охлаждающей жидкостью, хладагентом и маслом), кг, не более, ±3 %	11180
Габаритные размеры КСТ в полностью смонтированном состоянии, Д×Ш×В, мм, не более	7350×2535×3780



Рис. 1. Компрессорная станция транспортабельная
Fig. 1. Compressor station transportable

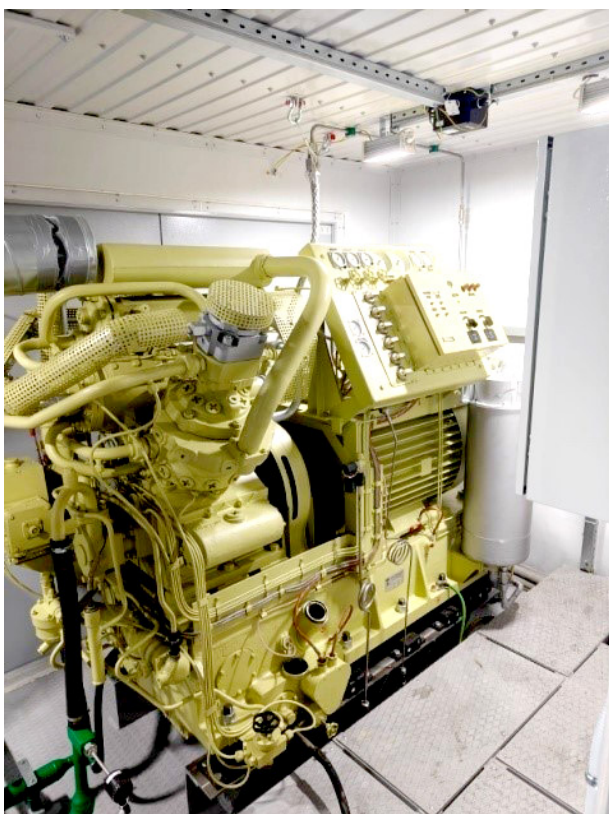


Рис. 2. Компрессорная станция ЭКСА7,5-3М-1
Fig. 2. EKSA7.5-3M-1 compressor station

рассмотрим принципиальную схему четырехступенчатого компрессора ЭКСА7,5-3М-1 [5, 6]. Компрессорная станция ЭКСА7,5-3М-1 представлена на рис. 2.

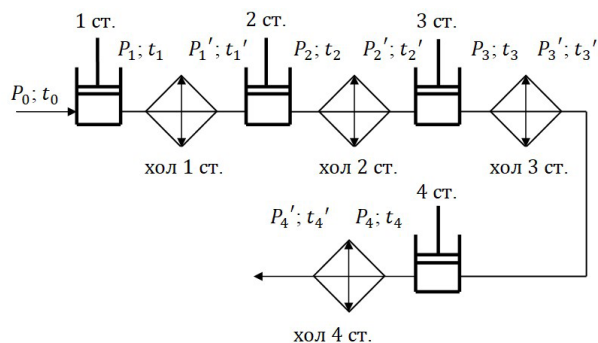


Рис. 3. Принципиальная схема поршневого компрессора типа ЭКСА7,5-3М-1: P_0 — атмосферное давление;

t_0 — температура атмосферного воздуха;
 P_1 — давление нагнетания 1-й ступени;
 t_1 — температура воздуха после 1-й ступени;
 P_1' — давление после холодильника 1-й ступени;
 t_1' — температура воздуха после холодильника 1-й ступени;
 P_2 — давление нагнетания 2-й ступени;
 t_2 — температура воздуха после 2-й ступени;
 P_2' — давление после холодильника 2-й ступени;
 t_2' — температура воздуха после холодильника 2-й ступени;
 P_3 — давление нагнетания 3-й ступени;
 t_3 — температура воздуха после 3-й ступени;
 P_3' — давление после холодильника 3-й ступени;
 t_3' — температура после холодильника 3-й ступени;
 P_4 — давление нагнетания 4-й ступени; t_4 — температура воздуха после 4-й ступени; P_4' — давление воздуха за компрессором; t_4' — температура воздуха за компрессором

Fig. 3. Schematic diagram of the EKSA7.5-3M-1 piston compressor type: P_0 — atmospheric pressure; t_0 — atmospheric air temperature; P_1 — discharge pressure of the 1st stage; t_1 — air temperature after the 1st stage; P_1' — pressure after the refrigerator of the 1st stage; t_1' — air temperature after the refrigerator of the 1st stage; P_2 — discharge pressure of the 2nd stage; t_2 — air temperature after the 2nd stage; P_2' — pressure after the refrigerator of the 2nd stage; t_2' — air temperature after the refrigerator of the 2nd stage; P_3 — discharge pressure of the 3rd stage; t_3 — air temperature after the 3rd stage; P_3' — pressure after the refrigerator of the 3rd stage; t_3' — air temperature after the refrigerator of the 3rd stage; P_4 — discharge pressure of the 4th stage; t_4 — air temperature after the 4th stage; P_4' — air pressure behind the compressor; t_4' — air temperature behind the compressor

Принципиально такая схема может быть составлена для любого ПК. Также необходимо отметить, что одноименные процессы, образующие действительный цикл в каждой ступени, идентичны друг другу. Следовательно, построение математической модели для многоступенчатого компрессора выполнено на основе анализа индикаторной диаграммы одной ступени с последующим обобщением результатов на ПК.

Принципиальная схема ПК типа ЭКСА7,5-3М-1 представлена на рис. 3.

Потери давления воздуха в каждом холодильнике и воздушном тракте между ступенями определяем как перепад:

$$\Delta P_1 = P_1 - P_1';$$

$$\Delta P_2 = P_2 - P_2';$$

$$\Delta P_3 = P_3 - P_3';$$

$$\Delta P_4 = P_4 - P_4'.$$

Опираясь на экспериментальные данные по эксплуатации ПК такого типа, приняли, что в каждом

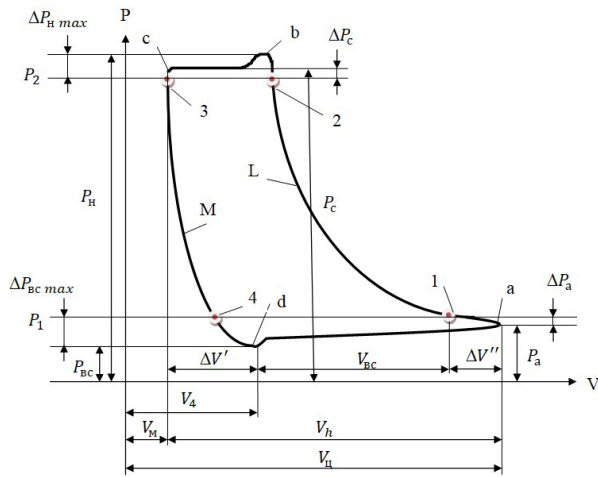


Рис. 4. Индикаторная диаграмма действительного цикла ступени компрессора: *d-a* — всасывание; *a-b* — сжатие; *b-c* — нагнетание; *c-d* — расширение; V_4 — объем газа, расширившегося из мертвого пространства до момента открытия всасывающих клапанов; V_m — объем мертвого пространства; V_h — рабочий объем цилиндра ступени; V_c — объем цилиндра; V_{bc} — объем всасываемого газа; P_n — давление нагнетания; P_c — давление в конце нагнетания; P_{bc} — давление всасывания; P_a — давление газа в конце всасывания

Fig. 4. Indicator diagram of the actual compressor stage cycle: *d-a* — suction; *a-b* — compression; *b-c* — injection; *c-d* — expansion; V_4 — volume of gas expanded from the dead space until the suction valves are opened; V_m — volume of the dead space; V_h — working volume of the stage cylinder; V_c — cylinder volume; V_{bc} — volume of the intake gas; P_n — discharge pressure; P_c — pressure at the end of discharge; P_{bc} — suction pressure; P_a — gas pressure at the end of the suction

промежуточном холодильнике охлаждение воздуха осуществляется до температуры, примерно на 5 °C превышающей начальную, т. е.:

$$T_1' = T_0 + 5;$$

$$T_2' = T_0 + 10;$$

$$T_3' = T_0 + 15;$$

$$T_4' = T_0 + 20.$$

Эти данные использованы при формировании математической модели в качестве граничных условий, связывающих между собой ступени компрессора.

В каждой из ступеней ПК действительный цикл (действительная индикаторная диаграмма) образуется четырьмя основными процессами [7], показанными на рис. 4.

Проанализируем приведенный цикл с точки зрения условий протекания процессов. Процесс сжатия является термодинамическим, так как во время его течения изменяются параметры воздуха. Он описывается на основе уравнения состояния газа [8].

$$P \cdot V^n = R \cdot T_1, \quad (1)$$

где n — переменная величина, зависящая от условий теплообмена между воздухом и стенками цилиндра. Процесс сжатия начинается с подводом тепла, так как вначале воздух холоднее стенок цилиндра, поэтому $n > k$ ($k = 1,4$) на кривой *a-L*.

В некоторой точке *L* наступает баланс температур, поэтому здесь $n = k$. Затем на промежутке *L-b* происходит отвод тепла от воздуха к стенкам цилиндра, поэтому n принимает значения $-1 < n < k$.

Повышение температуры при этом определяем по формуле

$$T = T_1 \cdot \pi_{kcm.i}^{\frac{n-1}{n}}, \quad (2)$$

где $\pi_{kcm.i}$ — степень повышения давления в *i*-й ступени. Кроме того, процесс сжатия имеет следующие особенности:

1) на интервале *a-1* происходит закрытие всасывающего клапана, т. е. за это время часть объема воздуха $\Delta V''$ вытекает через открытый всасывающий клапан;

2) на интервале *2-b* происходит открытие нагнетательного клапана.

Процесс нагнетания *b-c* является механическим процессом, связанным с перемещением воздуха из цилиндра в нагнетательную полость. Давление в процессе нагнетания теоретически постоянно ($P_n = \text{const}$). Однако необходимо учитывать сопротивление нагнетательных клапанов:

$$P_n = P + \Delta P, \quad (3)$$

где ΔP — гидродинамическое сопротивление на открытие нагнетательного клапана. Оно максимально в момент отрыва тарелки клапана от седла и несколько меньшее в процессе нагнетания. Можно считать, что в момент отрыва: $\Delta P = \Delta P_{\text{max}}$, а затем $\Delta P = \text{const} < \Delta P_{\text{max}}$.

Процесс расширения *c-d*, как и процесс сжатия, является политропным, с переменным показателем политропы n' . Он также может быть описан уравнением

$$P \cdot V^{n'} = \text{const}, \quad (4)$$

где n' — переменная величина, зависящая от условий теплообмена между воздухом и стенками цилиндра. Процесс расширения начинается с отводом тепла, так как вначале воздух еще горячее стенок цилиндра, поэтому $n' < k$ на кривой *c-M*. В некоторой точке *M* наступает баланс температур, поэтому здесь $n' = k$. Затем на промежутке *M-d* происходит подвод тепла к воздуху от стенок цилиндра, поэтому n' принимает значение $-n' > k$.

Уравнение объема газа V_4 , расширившегося из мертвого пространства, будет иметь вид

$$V_4 = V_m \cdot \left(\frac{P_c}{P_{bc}} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (5)$$

где m — показатель политропы конечных параметров в процессе расширения.

Уравнение для температуры в процессе расширения примет вид

$$T = T_2 \cdot \left(\frac{1}{\pi_{kcm.i}} \right)^{\frac{n'-1}{n'}}, \quad (6)$$

Процесс всасывания *d-a*, как и процесс нагнетания, является механическим процессом, и он происходит практически при постоянном давлении $P_{bc} = \text{const}$, при этом его уравнение имеет вид

$$P_{bc} = P_{атм} - \Delta P_a, \quad (7)$$

где $P_{атм}$ — давление атмосферного воздуха при нормальных условиях; ΔP_a — давление затрачиваемое на преодоление гидродинамического сопротивления всасывающих клапанов. Оно максимально в момент отрыва тарелки клапана от седла и несколько меньшее в процессе всасывания. Можно считать, что в момент отрыва: $\Delta P_a = \Delta P_{a \max}$, а затем: $\Delta P_a = \text{const} < \Delta P_{a \max}$.

На основании выше приведенных зависимостей для ступени ПК можно записать математическую модель действительного цикла многоступенчатого компрессора типа ЭКСА7,5-3М-1.

Параметры воздуха на входе в компрессор принимаем в виде

$$P_1 = P_0, T_1 = T_0. \quad (8)$$

Параметры воздуха 1-й ступени в одном цикле:

— в процессе всасывания

$$P_{bc1} = P_{11} - \Delta P_{11}, \quad \Delta P_{11} = \begin{cases} \Delta P_{11} = \max(b \cdot d) \\ \Delta P_{11} = \text{const}(d - a) \end{cases};$$

$$T_{a1} = T_{d1}, V_{a1} = V_{d1}; \quad (9)$$

— в процессе сжатия

$$P \cdot V^{n_1} = R \cdot T_{11}, \quad n_1 = \begin{cases} n_1 > k(a - L), k = 1,4 \\ n_1 = k(b \cdot T.L) \\ 1 < n_1 < k(L - b) \end{cases};$$

$$T = T_{11} \cdot \pi_{k \text{ cm.1}}^{\frac{n_1-1}{n_1}}; \quad (10)$$

— в процессе нагнетания

$$P_{нат1} = P_{21} + \Delta P_{21}, \quad \Delta P_{21} = \begin{cases} \Delta P_{21} = \max(b \cdot T.b) \\ \Delta P_{21} = \text{const}(b - c) \end{cases};$$

$$T_{b1} = T_{c1}, V_{b1} = V_{c1}; \quad (11)$$

— в процессе расширения

$$P \cdot V^{n'_1} = R \cdot T_{11}, \quad n'_1 = \begin{cases} n'_1 < k(c - M), k = 1,4 \\ n'_1 = k(b \cdot T.M) \\ n'_1 > k(M - d) \end{cases};$$

$$T = T_{21} \cdot \left(\frac{1}{\pi_{k \text{ cm.1}}} \right)^{\frac{n'_1-1}{n'_1}}. \quad (12)$$

Граничные условия между 1-й и 2-й ступенями принимаем в виде

$$\Delta P_1 = P_1 - P'_1, T'_1 = T_0 + 5. \quad (13)$$

Параметры воздуха 2-й ступени в одном цикле принимаем:

— в процессе всасывания

$$P_{bc2} = P_{12} - \Delta P_{12}, \quad \Delta P_{12} = \begin{cases} \Delta P_{12} = \max(b \cdot T.d) \\ \Delta P_{12} = \text{const}(d - a) \end{cases};$$

$$T_{a2} = T_{d2}, V_{a2} = V_{d2}; \quad (14)$$

— в процессе сжатия

$$P \cdot V^{n_2} = R \cdot T_{12}, \quad n_2 = \begin{cases} n_2 > k(a - L), k = 1,4 \\ n_2 = k(b \cdot T.L) \\ 1 < n_2 < k(L - b) \end{cases};$$

$$T = T_{12} \cdot \pi_{k \text{ cm.2}}^{\frac{n_2-1}{n_2}}; \quad (15)$$

— в процессе нагнетания

$$P_{нат2} = P_{22} + \Delta P_{22}, \quad \Delta P_{22} = \begin{cases} \Delta P_{22} = \max(b \cdot T.b) \\ \Delta P_{22} = \text{const}(b - c) \end{cases};$$

$$T_{b2} = T_{c2}, V_{b2} = V_{c2}; \quad (16)$$

— в процессе расширения

$$P \cdot V^{n'_2} = R \cdot T_{12}, \quad n'_2 = \begin{cases} n'_2 < k(c - M), k = 1,4 \\ n'_2 = k(b \cdot T.M) \\ n'_2 > k(M - d) \end{cases};$$

$$T = T_{22} \cdot \left(\frac{1}{\pi_{k \text{ cm.2}}} \right)^{\frac{n'_2-1}{n'_2}}. \quad (17)$$

Граничные условия между 2-й и 3-й ступенями принимаем в виде

$$\Delta P_2 = P_2 - P'_2, T'_2 = T_0 + 10. \quad (18)$$

Параметры воздуха 3-й ступени в одном цикле принимаем:

— в процессе всасывания

$$P_{bc3} = P_{13} - \Delta P_{13}, \quad \Delta P_{13} = \begin{cases} \Delta P_{13} = \max(b \cdot T.d) \\ \Delta P_{13} = \text{const}(d - a) \end{cases};$$

$$T_{a3} = T_{d3}, V_{a3} = V_{d3}; \quad (19)$$

— в процессе сжатия

$$P \cdot V^{n_3} = R \cdot T_{13}, \quad n_3 = \begin{cases} n_3 > k(a - L), k = 1,4 \\ n_3 = k(b \cdot T.L) \\ 1 < n_3 < k(L - b) \end{cases};$$

$$T = T_{13} \cdot \pi_{k \text{ cm.3}}^{\frac{n_3-1}{n_3}}; \quad (20)$$

— в процессе нагнетания

$$P_{нат3} = P_{23} + \Delta P_{23}, \quad \Delta P_{23} = \begin{cases} \Delta P_{23} = \max(b \cdot T.b) \\ \Delta P_{23} = \text{const}(b - c) \end{cases};$$

$$T_{b3} = T_{c3}, V_{b3} = V_{c3}; \quad (21)$$

— в процессе расширения

$$P \cdot V^{n'_3} = R \cdot T_{13}, \quad n'_3 = \begin{cases} n'_3 < k(c - M), k = 1,4 \\ n'_3 = k(b \cdot T.M) \\ n'_3 > k(M - d) \end{cases};$$

$$T = T_{23} \cdot \left(\frac{1}{\pi_{k \text{ cm.3}}} \right)^{\frac{n'_3-1}{n'_3}}. \quad (22)$$

Граничные условия между 3-й и 4-й ступенями принимаем в виде

$$\Delta P_3 = P_3 - P_3', T_3' = T_0 + 15. \quad (23)$$

Параметры воздуха 4-й ступени в одном цикле принимаем:

— в процессе всасывания

$$P_{вс4} = P_{14} - \Delta P_{14}, \Delta P_{14} = \begin{cases} \Delta P_{14} = \max(\text{в т.д}) \\ \Delta P_{14} = \text{const}(d - a) \end{cases};$$

$$T_{a4} = T_{d4}, V_{a4} = V_{d4}; \quad (24)$$

— в процессе сжатия

$$P \cdot V^{n_4} = R \cdot T_{14}, n_4 = \begin{cases} n_4 > k(a - L), k = 1,4 \\ n_4 = k(\text{в т.д}) \\ 1 < n_4 < k(L - b) \end{cases};$$

$$T = T_{14} \cdot \pi_{k,cm.4}^{\frac{n_4-1}{n_4}}; \quad (25)$$

— в процессе нагнетания

$$P_{наг4} = P_{24} + \Delta P_{24}, \Delta P_{24} = \begin{cases} \Delta P_{24} = \max(\text{в т.д}) \\ \Delta P_{24} = \text{const}(b - c) \end{cases};$$

$$T_{b4} = T_{c4}, V_{b4} = V_{c4}; \quad (26)$$

— в процессе расширения

$$P \cdot V^{n_4'} = R \cdot T_{14}, n_4' = \begin{cases} n_4' < k(c - M), k = 1,4 \\ n_4' = k(\text{в т.д}) \\ n_4' > k(M - d) \end{cases};$$

$$T = T_{24} \cdot \left(\frac{1}{\pi_{k,cm.4}} \right)^{\frac{n_4'-1}{n_4'}}. \quad (27)$$

Параметры воздуха за компрессором принимаем в виде

$$\Delta P_4 = P_4 - P_4', T_4' = T_0 + 20. \quad (28)$$

Также необходимо учесть тот факт, что показатели политроп сжатия по ступеням неодинаковы из-за различного охлаждения цилиндров компрессора, так как с ростом номера ступени i уменьшается поверхность ее цилиндра, в то время как количество тепла, сообщаемое газу в процессе сжатия, по ступеням остается приблизительно одинаковым. Согласно [9, 10], величина эквивалентного показателя политропы сжатия первой ступени определяется по формуле:

$$n_{c1} = (0,92...0,98)k. \quad (29)$$

Вычисление показателей политроп последующих ступеней производим по формуле [11, 12]:

$$n_{ci} = n_{c1} + 0,015(i - 1)k. \quad (30)$$

Стоит отметить, что процесс сжатия и расширения разбивается на участки $a-L-b$ и $c-M-d$ с переменным показателем политропы n в уравнениях (10)–(12), в практических расчетах предлагается использовать единое значение n_{ci} в уравнениях (29)–(30). Это обусловлено тем, что:

— точное определение n в каждой точке требует сложных экспериментальных данных, которые не всегда доступны;

— для инженерных расчетов диагностики достаточно общего учета теплообмена через единое значение n_{ci} , рассчитанное по эмпирическим зависимостям.

Таким образом, разбиение на L и M отражает физическую суть процесса, а применение n_{ci} упрощает модель без значительной потери точности.

Таким образом, составленная математическая модель многоступенчатого ПК типа ЭКСА7,5-3М-1 включает в себя 23 системы уравнений (8)–(30).

Составление математической модели для конкретного компрессора требует определения его конструктивных параметров и оценки условий охлаждения.

На основе заводских данных о параметрах технически исправного компрессора с помощью приведенной выше математической модели возможно рассчитать процессы изменения таких параметров воздуха, как давление, объем и температура за один полный цикл работы компрессора. Характер изменения этих параметров в зависимости от угла поворота коленчатого вала можно вычислить для давления и объема, а для температуры — необходимость вычисления не возникает, так как, согласно уравнению состояния газа, при известных двух любых параметрах легко находится третий.

Таким образом, математическая модель ПК позволяет теоретически определить изменения давления и температуры воздуха за весь цикл для каждой ступени, а также сформировать показатели эталонного технически исправного ПК с дальнейшим применением при диагностировании различных неисправностей.

Своевременное обнаружение типовых неисправностей ПК [13] требует методов анализа, способных работать с нелинейными и нестационарными сигналами. В условиях эксплуатации и благодаря анализу сигналов методом частотно-временного анализа имеется возможность обнаружить типовые неисправности с выявлением их особенностей. Такую возможность, по мнению авторов [14], в полной мере может обеспечить преобразование Гильберта–Хуанга [15, 16].

Адаптивная природа метода, основанная на эмпирической модовой декомпозиции и спектральном анализе Гильберта, позволяет преодолеть ограничения традиционных частотно-временных методов, таких как быстрое и оконное преобразование Фурье, вейвлет-преобразование или распределение Вигнера–Вилля при работе с нестационарными и нелинейными сигналами [17].

Один из традиционных способов сравнения сигналов (исследуемых сигналов, полученных с технически неисправного ПК) и некоторого эталона (сигналов исправного ПК, приближенных по значениям и рассчитанных с использованием приведенной выше математической модели) состоит в вычислении корреляционной функции [18].

Следует отметить, что целесообразным является сравнение спектров Гильберта в диапазонах частот, характеризующих их наиболее явные отличия. В качестве мер сходства эталона и исследуемого сигнала, получаемого при контроле диагностических параметров P , V и T ПК, выбрана функция, подобная метрике Хаусдорфа, т. к. с ее помощью возможно улавливать редкие, но значимые аномалии, она устойчива к шуму, глобальным искажениям и совместима с нестационарными сигналами.

Ключевые преимущества предлагаемого подхода:

— возможность идентификации дефектов и неисправностей;

— точная локализация;

— адаптивность к реальным условиям эксплуатации.

Такой подход позволяет создать эффективную систему диагностики, сочетающую теоретическое моделирование и современные методы анализа сигналов.

Выводы

Внедрение математической модели диагностики ПК на основе разложения процессов, образующих индикаторные диаграммы его ступеней, с дальнейшим сравнительным анализом полученных теоретических значений со значениями в условиях эксплуатации может найти широкое применение в системах технического диагностирования компрессорного оборудования и систем производства, хранения, распределения газов, обеспечивающих стартовые комплексы воздухом. Более того, это повысит надежность эксплуатации на космодромах гражданского и военного назначения. Реализация возможна с применением отечественных существующих аппаратных средств (контроллеров, датчиков, исполнительных устройств), используемых в современных системах автоматизированного управления компрессорного оборудования, а также путем наращивания дополнительных модулей и разработки специализированного программного обеспечения.

Список источников / References

1. Чоккой С. А. Теоретическое исследование процесса диагностирования цилиндропоршневой группы тестовым методом // АПК России. 2024. Т. 31, № 2. С. 218–229. DOI: 10.55934/2587-8824-2024-31-2-218-229. EDN: HBKGMU.

Chokoy S. A. Teoreticheskoye issledovaniye protsessa diagnostirovaniya tsilindroporshnevoy gruppy testovym metodom [Theoretical study of the diagnostic process of the cylinder-piston group by the test method]. APK Rossii. *Agro-Industrial Complex of Russia*. 2024. Vol. 31, no. 2. P. 218–229. DOI: 10.55934/2587-8824-2024-31-2-218-229. EDN: HBKGMU. (In Russ.).

2. Хейрабади Г., Мусави С. Техническое диагностирование и прогнозирование технического состояния оборудования // Международный журнал гуманитарных и естественных наук. 2024. № 4–5(91). С. 157–164. DOI: 10.24412/2500-1000-2024-4-5-157-164. EDN: JDABC.

Khayrabadi G., Musavi S. Tekhnicheskoye diagnostirovaniye i prognozirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya oborudovaniya [Technical diagnosis and technical forecasting equipment condition]. Mezhdunarodnyy zhurnal gumanitarnykh i estestvennykh nauk. *International Journal of Humanities and Natural Sciences*. 2024. No. 4–5 (91). P. 157–164. DOI: 10.24412/2500-1000-2024-4-5-157-164. EDN: JDABC. (In Russ.).

3. Мосейко Е. С. Оценка надежности судовых механических систем с учётом применения методов потенциальных отказов // Жизненный цикл конструкционных материалов. Иркутск: Иркутский национальный исследовательский технический университет, 2022. С. 307–314. EDN: CTSGNZ.

Moseiko E. S. Otsenka nadezhnosti sudovykh mekhanicheskikh sistem s uchetom primeneniya metodov potentsial'nykh otkazov // Zhiznennyy tsikl konstruksionnykh materialov. *Life Cycle of Structural Materials*. Irkutsk, 2022. P. 307–314. EDN: CTSGNZ. (In Russ.).

4. Оскома А. А., Суриков Д. Г. Формирование модели диагностирования SKAB-7,5 на основе вектора его диагностических параметров // Вестник Международной академии

холода. 2021. № 4. С. 30–37. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-30-37. EDN: AUQLDG.

Oskoma A. A., Surikov D. G. Formirovaniye modeli diagnostirovaniya SKAV-7,5 na osnove vektora ego diagnosticheskikh parametrov [Model for diagnosing SKAB-7.5 on the basis of the vector for its diagnosing parameters]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 4. P. 30–37. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-30-37. EDN: AUQLDG. (In Russ.).

5. Зимарев А. В., Сафронов К. С. Моделирование работы воздушного компрессора // Неделя науки Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. 2021. № 1-1. EDN: AWRXAU.

Zimarev A. V., Safronov K. S. Modelirovaniye raboty vozdušnogo kompressora [Simulation of the operation of an air compressor]. Nedelya nauki Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo morskogo tekhnicheskogo universiteta. *Science Week of St. Petersburg State Maritime Technical University*. 2021. № 1-1. EDN: AWRXAU. (In Russ.).

6. Ковалев И. В., Ковалев Д. И., Лосев В. В. [и др.]. Математическое моделирование и алгоритмизация функций мониторинга технологических процессов на основе многоточечных измерительных систем // Современные наукоемкие технологии. 2021. № 6-1. С. 29–38. DOI: 10.17513/snt.38693. EDN: ERYLYC.

Kovalev I. V., Kovalev D. I., Losev V. V. [et al.]. Matematicheskoye modelirovaniye i algoritimizatsiya funktsiy monitoringa tekhnologicheskikh protsessov na osnove mnogotochechnykh izmeritel'nykh sistem [Mathematical modeling and algorithmization of technological processes monitoring functions based on multi-point measuring systems]. Sovremennyye naukoemye tekhnologii. *Modern High Technologies*. 2021. No. 6-1. P. 29–38. DOI: 10.17513/snt.38693. EDN: ERYLYC. (In Russ.).

7. Ходырев А. И., Шахов А. В. Математическое моделирование неисправностей ступени поршневого компрессора в целях технического диагностирования // Территория Нефтегаз. 2020. № 1-2. С. 46–54. EDN: FSNQDW.

Khodyrev A. I., Shakhov A. V. Matematicheskoye modelirovaniye neispravnostey stupeni porshnevoego kompressora v tselyakh tekhnicheskogo diagnostirovaniya [Mathematical simulation of reciprocating compressor stage defects for technical diagnosis]. Territoriya Neftegaz. 2020. No. 1-2. P. 46–54. EDN: FSNQDW. (In Russ.).

8. Хайруллин Б. А. Прогнозирование удельной ошибки расчёта распределения термобарического состояния газоконденсата при выборе уравнения состояния реального газа // Оригинальные исследования. 2022. Т. 12, № 5. С. 163–173. EDN: ZNZKCS.

Khayrullin B. A. Prognozirovaniye udel'noy oshibki rascheta raspredeleniya termobaricheskogo sostoyaniya gazokondensata pri vybere uravneniya sostoyaniya real'nogo gaza [Prediction of the specific error in calculating the distribution of the thermobaric state of a gas condensate when choosing the equation of state of a real gas]. Original'nyye issledovaniya. *Original Research*. 2022. Vol. 12, no. 5. P. 163–173. EDN: ZNZKCS. (In Russ.).

9. Юша В. А., Сутягинский М. А., Потапов Ю. А., Русских Г. С. Адаптация системы регулирования производительности технологического поршневого водородного компрессора к нестабильным условиям эксплуатации // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 29–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-29-35. EDN: YBXSXR.

Yusha V. A., Sutyaginskii M. A., Potapov Yu. A., Russkikh G. S. Adaptatsiya sistemy regulirovaniya proizvoditel'nosti tekhnologicheskogo porshnevoego vodorodnogo kompressora k nestabil'nyim usloviyam ekspluatatsii [Adaptation of the performance control system of a technological piston hydrogen compressor to unstable operating conditions]. Omskii nauchnyi vestnik. *Seriya Aviatcionno-raketnoe i energeticheskoe*

mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 3. P. 29–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-3-29-35. EDN: YYBXSX. (In Russ.).

10. Лихачев В. Г. Судовые вспомогательные механизмы и системы. Санкт-Петербург: Лань, 2023. 256 с. ISBN 978-5-507-45027-5.

Likhachev V. G. Sudovyye vspomogatel'nyye mekhanizmy i sistemy [Vessel auxiliary mechanisms and systems]. Saint Petersburg, 2023. 256 p. ISBN 978-5-507-45027-5. (In Russ.).

11. Щерба В. Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия. 2-е изд., доп. Москва: Юрайт, 2019. 323 с. ISBN 978-5-534-09232-5. EDN: QWCJGO.

Shcherba V. E. Teoriya, raschet i konstruirovaniye porshnevnykh kompressorov ob'emnogo deistviya [Theory, calculation and design of volumetric reciprocating compressors]. 2nd ed., expanded. Moscow, 2019. 323 p. ISBN 978-5-534-09232-5. EDN: QWCJGO. (In Russ.).

12. Юша В. А. Анализ термодинамической эффективности теоретического многоступенчатого компрессора с комбинированным применением адиабатного, изотермического и субизотермического процессов сжатия // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38. EDN: WWAYGR.

Yusha V. A. Analiz termodinamicheskoy effektivnosti teoreticheskogo mnogostupenchatogo kompressora s kombinirovannym primeneniem adiabatnogo, izotermicheskogo i subizotermicheskogo protsessov szhatiya [Analysis of the thermodynamic efficiency of a theoretical multi-stage compressor with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal compression processes]. *Omskii nauchnyi vestnik. Seriya Aviatsonno-raketnoe i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38. EDN: WWAYGR. (In Russ.).

13. Бураков А. В., Хотский Р. Р., Кузнецов Л. Г. Выбор и изучение способов реализации модели диагностирования компрессорных станций ракетно-космического комплекса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 72–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-72-82. EDN: JRHMTQ.

Burakov A. V., Khotksy R. R., Kuznetsov L. G. Vybor i izucheniye sposobov realizatsii modeli diagnostirovaniya kompressornykh stantsiy raketno-kosmicheskogo kompleksa [Selection and study of methods for implementing a diagnostic model for compressor stations of the rocket and space complex]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 72–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-72-82. EDN: JRHMTQ. (In Russ.).

14. Хотский Р. Р., Макшанов А. В., Бураков А. В. [и др.]. Диагностика неисправностей судовых поршневых компрессоров с использованием преобразования Гильберта–Хуанга // Морской вестник. 2025. № 1 (93). С. 71–75. EDN: JVLHQR.

Khotksiy R. R., Makshanov A. V., Burakov A. V. [et al.]. Diagnostika neispravnostey sudovykh porshnevnykh kompressorov s ispol'zovaniyem preobrazovaniya Gil'berta–Khuanga [Diagnostics of malfunctions of marine piston compressors by the Hilbert-Huang transformation]. *Morskoy Vestnik*. 2025. No. 1 (93). P. 71–75. EDN: JVLHQR. (In Russ.).

15. Huang N., Shen Zh., Long S. [et al.]. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. 1998. Vol. 454. P. 903–995. DOI: 10.1098/rspa.1998.0193.

16. Вознесенский А. С., Шестопалов М. Ю., Миненков Д. В. [и др.]. Частотно-временной анализ сигналов с ис-

пользованием алгоритмов EMD, ITD и VMD // Инженерный вестник Дона. 2024. № 10 (118). С. 15–35. EDN: HSLXAC.

Voznesenskiy A. S., Shestopalov M. Yu., Minenkov D. V. [et al.]. Chastotno-vremennoy analiz signalov s ispol'zovaniyem algoritmov EMD, ITD i VMD [Time-frequency analysis of signals using EMD, ITD AND VMD algorithms]. *Inzhenernyy vestnik Dona. Engineering Journal of Don*. 2024. No. 10 (118). P. 15–35. EDN: HSLXAC. (In Russ.).

17. Саксонов Е. А., Симонов С. Е., Городничев М. Г. Обзор методов обнаружения неисправностей синхронного электродвигателя с постоянными магнитами // Инженерный вестник Дона. 2023. № 4 (100). С. 8–38. EDN: ZAMMDU.

Saksonov E. A., Simonov S. E., Gorodnichev M. G. Obzor metodov obnaruzheniya neispravnostey sinkhronnogo elektrodvigatelya s postoyannymi magnitami [Review of methods for detecting faults in a permanent magnet synchronous motor]. *Inzhenernyy vestnik Dona. Engineering Journal of Don*. 2023. No. 4 (100). P. 8–38. EDN: ZAMMDU. (In Russ.).

18. Загреддинов А. Р., Гапоненко С. О., Серов В. В. Концепция оценки технического состояния оборудования на основе ННТ-преобразования виброакустических сигналов // Инженерный вестник Дона. 2015. № 3 (37). С. 16. EDN: VHSANB.

Zagretidinov A. R., Gaponenko S. O., Serov V. V. Kontseptsiya otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya oborudovaniya na osnove NNT-preobrazovaniya vibroakusticheskikh signalov [The concept of evaluation technical condition with NNT-transform vibro-acoustic signals]. *Inzhenernyy vestnik Dona. Engineering Journal of Don*. 2015. No. 3 (37). P. 16. EDN: VHSANB. (In Russ.).

ХОТСКИЙ Ростислав Ростиславович, заместитель начальника 808 военного представительства МО РФ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5240-0228

AuthorID (РИНЦ): 1234008

ORCID: 0009-0002-7064-1279

Адрес для переписки: hotsky_slava@mail.ru

БУРАКОВ Александр Васильевич, начальник ЦКБ АО «Компрессор», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 8501-1234

AuthorID (РИНЦ): 994917

AuthorID (SCOPUS): 57210981312

ORCID: 0000-0002-3553-2854

Адрес для переписки: 47otdel@compressor.spb.ru

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

SPIN-код: 3819-4361

AuthorID (РИНЦ): 359074

ResearcherID: A-8766-2018

Адрес для переписки: office@compressor.spb.ru

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

Статья поступила в редакцию 15.04.2025; одобрена после рецензирования 25.07.2025; принята к публикации 28.08.2025.

KHOTSKY Rostislav Rostislavovich, Deputy Head of the 808 Military Representative Office of the Russian Defense Ministry, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5240-0228

AuthorID (RSCI): 1234008

ORCID: 0009-0002-7064-1279

Correspondence address: hotsky_slava@mail.ru

BURAKOV Aleksandr Vasilyevich, Head of the Central Design Bureau, JSC "Compressor", Saint Petersburg.

SPIN-code: 8501-1234
AuthorID (RSCI): 994917
AuthorID (SCOPUS): 57210981312
ORCID: 0000-0002-3553-2854
Correspondence address: 47otdel@compressor.spb.ru
KUZNETSOV Leonid Grigorievich, Doctor of
Technical Sciences, Professor, General Designer, JSC
"Compressor", Saint Petersburg.
SPIN-code: 3819-4361
AuthorID (RSCI): 359074

ResearcherID: A-8766-2018
Correspondence address: office@compressor.spb.ru

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

The article was submitted 15.04.2025; approved after reviewing 25.07.2025; accepted for publication 28.08.2025.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В НАНОЖИДКОСТЯХ НА ПРИМЕРЕ ПАРАБОЛИЧЕСКОГО СОЛНЕЧНОГО КОЛЛЕКТОРА

О. В. Вдовин, Е. Н. Слободин, А. Г. Михайлов

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

В статье представлены основные математические модели для численного моделирования процессов теплообмена, протекающих в наножидкости, — однофазная и двухфазная модели. Дано описание устройства и принципа работы концентрирующего параболического солнечного коллектора. Выполнены расчетные исследования процессов теплообмена однофазным методом при ламинарном и турбулентном течении теплоносителей в гладкой поглощающей трубке и трубке с проволочным спиральным турбулизатором. В качестве теплоносителя использовалась чистая вода и наножидкость на основе воды с наночастицами Al_2O_3 объемной концентрацией 1 %. Размер наночастиц Al_2O_3 — 50 нм. Проведен анализ влияния применения проволочного спирального турбулизатора в солнечном коллекторе в комбинации с наножидкостью в качестве теплоносителя на температурное распределение в поглощающей трубке.

Ключевые слова: наножидкость; концентрирующий, параболический, солнечный коллектор; однофазная модель; двухфазная модель; турбулизатор.

Для цитирования: Вдовин О. В., Слободин Е. Н., Михайлов А. Г. Моделирование процессов теплообмена в наножидкостях на примере параболического солнечного коллектора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 47–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-47-56. EDN: KWUXBP.



© Вдовин О. В., Слободин Е. Н., Михайлов А. Г., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

MODELING OF HEAT AND MASS TRANSFER PROCESSES IN NANOFLUIDS ON THE EXAMPLE OF A PARABOLIC SOLAR COLLECTOR

O. V. Vdovin, E. N. Slobodina, A. G. Mikhailov

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

The article presents the main mathematical models for numerical simulation of heat transfer processes occurring in a nanofluid — single-phase and two-phase models. A description of the device and the principle of operation of a concentrating parabolic solar collector are demonstrated. The authors perform computational studies of heat transfer processes using the single-phase method with laminar and turbulent flow of heat transfer fluids in a smooth absorbing tube and a tube with a spiral turbulator wire. Pure water and a water-based nanofluid with Al_2O_3 nanoparticles with a volume concentration of 1 % are used as the heat transfer fluid. The size of Al_2O_3 nanoparticles is 50 nm. The research analyses the effect of using a spiral wire turbulator in a solar collector in combination with a nanofluid as a heat transfer fluid on the temperature distribution in the absorption tube.

Keywords: nanofluid; concentrating, parabolic, solar collector; single-phase model; two-phase model; turbulator.

For citation: Vdovin O. V., Slobodina E. N., Mikhailov A. G. Modeling of heat and mass transfer processes in nanofluids on the example of a parabolic solar collector. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 47–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-47-56. EDN: KWUXBP.



© Vdovin O. V., Slobodina E. N., Mikhailov A. G., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

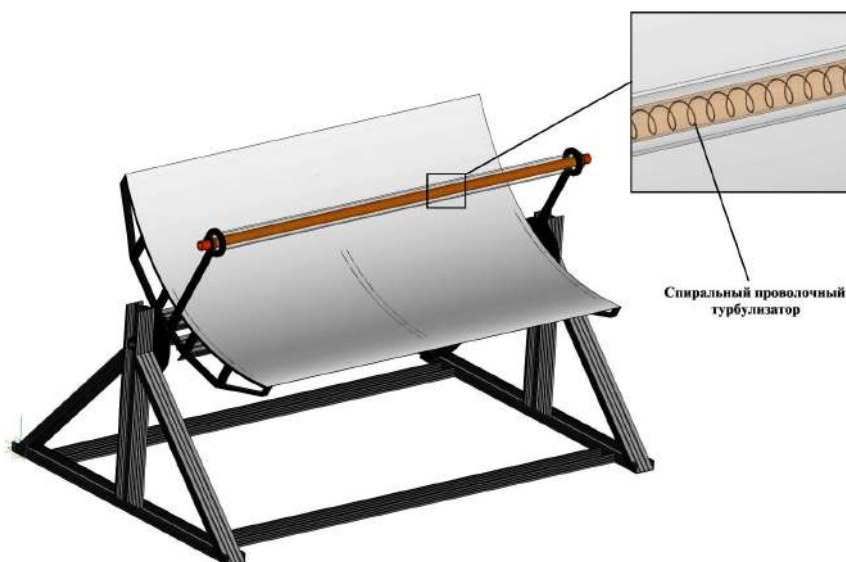


Рис. 1. Внешний вид концентрирующего параболического солнечного коллектора со спиральным проволочным турбулизатором
Fig. 1. Design of a concentrating parabolic solar collector with a spiral wire turbulator

Введение

В погоне за повышением производительности тепловых систем, снижением расхода топлива и экономией средств ученые стремятся разработать новые способы повышения теплопередачи в тепловых устройствах. В теплотехнике существуют два основных типа методов интенсификации теплопередачи — активные и пассивные. Добавление наноразмерных твердых частиц (наночастиц) в теплоноситель — это один из пассивных методов интенсификации. Главным условием при использовании данного метода интенсификации является высокая теплопроводность вещества, из которого изготовлены наночастицы, поэтому наночастицы обычно изготавливают из металлов, оксидов металлов или углеродных нанотрубок. В качестве базовых жидкостей, в которые добавляют наночастицы, используют воду, пропиленгликоль, этиленгликоль и другие теплоносители. Получаемый в результате смешения модифицированный теплоноситель называют наножидкостью. Добавление твердых нанопорошков в обычные жидкости приводит к значительному увеличению теплопроводности. Теплофизические свойства наножидкостей превосходят характеристики стандартных теплоносителей, что делает их более перспективными и потенциальными во многих областях энергетики, например, в солнечных коллекторах [1–5].

Применение наножидкости в качестве теплоносителя в концентрирующем параболическом солнечном коллекторе (КПСК) может повысить его тепловую эффективность [3–5]. В комбинации с наножидкостью в КПСК можно использовать различного рода турбулизаторы (например, проволочный спиральный турбулизатор), что поможет поддерживать турбулизацию пристеночного слоя и минимизировать вероятность осаждения наночастиц в теплоносителе [6].

Как правило, при моделировании конвективного теплообмена в наножидкостях используются две основные модели: однофазная модель, в которой смесь базовой жидкости и наночастиц рассматривается как однородная среда с постоянными свойствами, и двухфазная модель, в которой свойства

и поведение наночастиц рассматриваются отдельно от свойств и поведения базовой жидкости [7].

Постановка задачи

Математическое моделирование — это мощный инструмент для понимания, прогнозирования и оптимизации теплообмена в наножидкостях, что особенно важно для современных технологий в солнечной энергетике. Оно дополняет эксперименты, сокращает затраты и ускоряет внедрение инновационных решений. Применение наножидкостей в качестве теплоносителей может значительно улучшить КПД КПСК. Однако из-за сложности физических процессов математическое моделирование становится ключевым инструментом для анализа и оптимизации таких систем.

Следовательно, необходим анализ и выбор математических моделей для корректного решения задач процессов теплообмена, протекающих в КПСК с наножидкостью в качестве модифицированного теплоносителя.

Теория

1. Устройство и принцип работы КПСК

Концентрирующий параболический солнечный коллектор — это устройство, предназначенное для фокусировки солнечного излучения на поглощающую трубку с целью нагрева теплоносителя, протекающего по трубке. Он используется в солнечных электростанциях, системах нагрева теплоносителя и других промышленных областях [8].

Общий вид КПСК изображен на рис. 1. Он состоит из следующих основных элементов: параболический отражатель, поглощающая трубка и рама солнечного коллектора. Отражатель изготавливается из полированных металлических листов или зеркальных пленок с высокой отражающей способностью (~ 90–95 %). Конструкция может быть цельной или состоять из отдельных сегментов. Поглощающая трубка может быть размещена внутри вакуумной трубки для снижения тепловых потерь в окружающую среду [9].

Параболический желоб отражает параллельные солнечные лучи в линию вдоль поглощающей труб-

ки. Сфокусированное излучение нагревает поверхность трубки, а теплоноситель, протекающий через приемник, поглощает тепло и передает его дальше (например, в теплообменник или паровую турбину) [9].

2. Методы математического моделирования теплообмена в наножидкостях

2.1. Однофазное численное моделирование

Наночастицы при добавлении в базовую жидкость достаточно хорошо растворяются в ней, а получаемая в результате суспензия (наножидкость) ведет себя как единая жидкость. Поток наножидкости можно рассмотреть как однофазный несжимаемый поток и использовать дифференциальные уравнения, описывающие сохранение массы, энергии и импульса как для обычной жидкости с учетом модифицированных теплофизических характеристик. Такой подход дает возможность использовать эмпирические формулы для прогнозирования характеристик. При данном моделировании предполагается, что порошковая и жидкая фазы движутся с одинаковой скоростью и находятся в тепловом равновесии. Уравнения для однофазного моделирования представлены ниже [7].

Уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{v}) = 0. \quad (1)$$

Уравнение импульса:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{v} \vec{v}) = \\ = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\eta_{nf} (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] + \rho_{nf} \vec{g}. \end{aligned} \quad (2)$$

Уравнение энергии:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{v} C p_{nf} T_{nf}) = \nabla \cdot (\lambda_{nf} \nabla T_{nf}). \quad (3)$$

В уравнениях (1–3): $\vec{v}$, ρ_{nf} , η_{nf} , $C p_{nf}$, λ_{nf} , T_{nf} — скорость, плотность, вязкость, удельная теплоемкость и температура наножидкости соответственно; p — давление; $\vec{g}$ — ускорение свободного падения; I — единичный тензор.

Основной проблемой однофазного математического моделирования теплообмена в наножидкостях является отсутствие универсальных корреляций вязкости и теплопроводности для всех видов наножидкостей, поэтому основу данной модели составляют достоверные корреляции теплофизических свойств наножидкости, полученные из экспериментальных данных.

Плотность наножидкости определяется по уравнению [10]:

$$\rho_{nf} = \rho_{bf} \cdot (1 - \phi) + \rho_p \cdot \phi \quad (4)$$

где ρ_{bf} — плотность базовой жидкости; ρ_p — плотность материала наночастиц; ϕ — объемная доля наночастиц в наножидкости.

Удельная теплоемкость наножидкости определяется следующим уравнением [11]:

$$C p_{nf} = \frac{\rho_{bf} \cdot C p_{bf} \cdot (1 - \phi) + \rho_p \cdot C p_p \cdot \phi}{\rho_{nf}}, \quad (5)$$

где $C p_{bf}$ — удельная теплоемкость базовой жидкости; $C p_p$ — удельная теплоемкость материала наночастиц.

Динамическая вязкость наножидкости рассчитывается в соответствии с уравнением [12]:

$$\eta_{nf} = \frac{\eta_{bf}}{1 - 34.87 \cdot \left(\frac{d_p}{d_t} \right)^{-0.3} \cdot \phi^{1.03}}, \quad (6)$$

$$d_t = 0.1 \cdot \left(\frac{6 \cdot M}{N \cdot \pi \cdot \rho_{bf}} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (7)$$

где η_{bf} — динамическая вязкость базовой жидкости; d_p — диаметр наночастиц; d_t — молекулярный диаметр базовой жидкости; N — число Авогадро; M — молекулярная масса базовой жидкости.

Для определения теплоемкости наножидкости используется модель Udawattha и Narayana [13]:

$$\begin{aligned} \lambda_{nf} = \lambda_{bf} \left(1 + \frac{n_t \phi_e (\lambda_p - \lambda_{bf})}{\lambda_p + (n - 1) \lambda_{bf} - \phi_e (\lambda_p - \lambda_{bf})} \right) + \\ + \frac{\lambda_{bf} C_{pbf} \lambda_p d_p V_B}{\eta_{bf}} \left(\frac{\phi^{0.0009T+0.25}}{200} \right) \sqrt{\frac{\pi}{18}}, \end{aligned} \quad (8)$$

$$V_B = \sqrt{\frac{18 \cdot K_B \cdot T_{nf}}{\pi \cdot \rho_p \cdot d_p^3}}, \quad (9)$$

$$\phi_e = \phi \left(1 + \frac{h}{r_p} \right)^3, \quad (10)$$

где λ_{bf} — теплоемкость базовой жидкости; λ_p — теплоемкость материала наночастиц; n_t — коэффициент формы наночастиц; K_B — постоянная Больцмана; r_p — радиус наночастицы; ϕ_e — эффективная объемная доля; V_B — броуновское движение; h — толщина нанослоя.

2.2. Двухфазное численное моделирование

При двухфазном моделировании наночастицы и базовая жидкость рассматриваются как две разные (твердая и жидкая) фазы, в том числе с разным импульсом. В этом моделировании может быть использована система Лагранжа или Эйлера. Однако двухфазное моделирование является сложной задачей, так как нелегко решить два набора управляющих уравнений.

Существует два способа моделирования потока твердых и жидких смесей. При малой объемной доле твердого вещества наиболее подходящим способом является модель Лагранжа — Эйлера. Для исследования больших объемных долей твердых частиц подходящим методом является модель Эйлера — Эйлера.

2.2.1. Модель Эйлера — Эйлера

В данном методе скорости фаз различаются, а распределение наночастиц неоднородно. Наряду с уравнениями неразрывности, импульса и энергии, модель смеси также включает уравнение для определения концентрации вторичной фазы.

Уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{v}) = 0. \quad (11)$$

Уравнение импульса:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left[\eta_{nf} (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) \right] + \\ + \rho_{nf} \vec{g} + \nabla \cdot \left(\sum_{s=1}^n \phi_s \rho_s \vec{v}_{dr,s} \vec{v}_{dr,s} \right). \end{aligned} \quad (12)$$

Уравнение энергии:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \left[\sum_{s=1}^n \phi_s \vec{v}_s (\rho_s H_s + p) \right] = \\ = \nabla \cdot \left(\sum_{s=1}^n \phi_s (\lambda_{nf} + \lambda_t) \nabla T_{nf} \right). \end{aligned} \quad (13)$$

Уравнение объемной концентрации:

$$\nabla \cdot (\phi_p \rho_p \vec{v}) = -\nabla \cdot (\phi_p \rho_p \vec{v}_{dr,p}). \quad (14)$$

В уравнении (13): H_s — значимая энтальпия для фазы s ; λ_t — турбулентная теплопроводность. Здесь $\vec{v}$, ρ_{nf} , η_{nf} и λ_{nf} определяются как

$$\vec{v} = \sum_{s=1}^n \frac{\phi_s \rho_s \vec{v}_s}{\rho_{nf}}, \quad (15)$$

$$\rho_{nf} = \sum_{s=1}^n \phi_s \rho_s, \quad (16)$$

$$\eta_{nf} = \sum_{s=1}^n \phi_s \eta_s, \quad (17)$$

$$\lambda_{nf} = \sum_{s=1}^n \phi_s \lambda_s. \quad (18)$$

Скорость сдвига $\vec{v}_{dr,s}$ для вторичной фазы s определяется как

$$\vec{v}_{dr,s} = \vec{v}_s - \vec{v}. \quad (19)$$

Относительная скорость скольжения определяется как скорость вторичной фазы s по отношению к скорости первичной фазы f

$$\vec{v}_{sf} = \vec{v}_s - \vec{v}_f. \quad (20)$$

Тогда скорость сдвига, связанная с относительной скоростью, становится:

$$\vec{v}_{dr,s} = \vec{v}_{sf} - \sum_{k=1}^n \vec{v}_{fk} \frac{\phi_k \rho_k}{\rho_{nf}}. \quad (21)$$

Уравнения для расчета относительной скорости $\vec{v}_{pf}$ [14] и функции сопротивления f_{drag} [7]:

$$\vec{v}_{pf} = \frac{\rho_p d_p^2}{18 \mu_f f_{drag}} \frac{\rho_p - \rho}{\rho_p} \vec{a}, \quad (22)$$

$$f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0.15 \text{Re}_p^{0.687} & \text{Re}_p \leq 1000 \\ 0.0183 \text{Re}_p & \text{Re}_p > 1000 \end{cases}. \quad (23)$$

Ускорение частиц вторичной фазы $\vec{a}$ определяется по формуле:

$$\vec{a} = -(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v}. \quad (24)$$

Кроме того, подъемная сила, которая учитывается для случая смешанной конвекции, в уравнениях импульса (2) и (12), приближенно равна

$$(\rho_{nf} - \rho_0) g \approx -\rho_0 \beta (T_{nf} - T_0) g, \quad (25)$$

где β — коэффициент теплового расширения жидкости; ρ_0 и T_0 — контрольные плотность и температура.

2.2.2. Модель Лагранжа–Эйлера (дискретная фазовая модель)

В данной модели жидкая фаза описывается как сплошная среда с использованием усредненных по времени уравнений неразрывности, импульса и энергии. Твердая фаза, в свою очередь, характеризуется отдельными уравнениями импульса и энергии. Модель также учитывает различие в скоростях фаз. При этом локальное тепловое равновесие между жидкостью и твердыми частицами не принимается во внимание. Данную модель можно использовать при объемной доле твердой фазы не более 10 %.

Управляющие уравнения для модели дискретной фазы представлены далее [7].

Уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{v}) = 0. \quad (26)$$

Уравнение импульса:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\eta_{nf} \nabla \vec{v}) + S_m. \quad (27)$$

Уравнение энергии:

$$\nabla \cdot (\rho_{nf} \vec{v} C p_{nf} T_{nf}) = \nabla \cdot (\lambda_{nf} \nabla T_{nf}) + S_e. \quad (28)$$

Уравнение импульса для частиц в Лагранжевой системе:

$$\frac{d\vec{v}_p}{dt} = F_D (\vec{v} - \vec{v}_p) + \frac{\vec{g} (\rho_p - \rho_{nf})}{\rho_p}. \quad (29)$$

Уравнение энергии для частиц в лагранжевой системе:

$$\rho_{nf} C p_{nf} \frac{dT_p}{dt} = \frac{6\alpha}{d_p} (T_{nf} - T_p). \quad (30)$$

Коэффициент сопротивления F_D определяется как [15]:

$$F_D = \frac{18 \eta_{bf}}{\rho_p d_p^2 C_c}. \quad (31)$$

Здесь коэффициент C_c известен как поправка Каннингема, которую можно определить по формуле [16]

$$C_c = 1 + \frac{2 \lambda_{mp}}{d_p} \left(1,257 + 0,4 e^{-(1,1 d_p / 2 \lambda_{mp})} \right). \quad (32)$$

Кроме того, параметры S_m и S_e определяются как [15]

$$S_m = \sum_{np} \frac{m_p}{\delta v} \frac{d\vec{v}_p}{dt}, \quad (33)$$

$$S_e = \sum_{np} \frac{m_p C p_p}{\delta v} \frac{dT_p}{dt}. \quad (34)$$

В уравнениях (29–34): $\vec{v}_p$, T_p и m_p — скорость, температура и масса наночастиц соответственно; α — коэффициент теплоотдачи; λ_{mp} — средняя длина свободного пробега наночастиц.

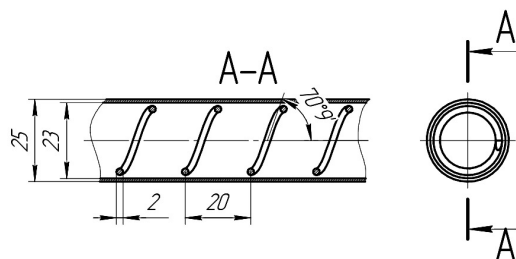


Рис. 2. Продольный разрез и геометрические характеристики проволочного спирального турбулизатора
Fig. 2. Longitudinal section and geometric features of a spiral wire turbulator

Результаты экспериментов

В качестве объекта исследования в данной работе принят поглощающий солнечные лучи элемент КПСК, а именно абсорбирующая (поглощающая) трубка, исследуемая как с проволочным спиральным турбулизатором, так и без него. Трубка медная с размерами — $\varnothing 25 \times 1$ мм, длиной — 1250 мм. Проволочный спиральный турбулизатор выполнен из медной проволоки $\varnothing 2$ мм на всю длину медной трубки, с шагом витков 20 мм и наклоном $70^\circ 9'$. Основные геометрические характеристики и продольный разрез трубки с турбулизатором представлены на рис. 2. В качестве теплоносителя в расчетных экспериментах использовались — чистая вода и наножидкость на основе воды с наночастицами Al_2O_3 объемной концентрацией 1 %. Температура теплоносителя на входе в поглощающую трубку КПСК

во всех расчетных экспериментах принималась — $20,05^\circ\text{C}$.

В данном исследовании теплообменных процессов использовался однофазный метод моделирования, так как он требует меньших вычислительных мощностей компьютера и подходит под заданную концентрацию наночастиц в наножидкости. Все расчеты проводились в программном комплексе SolidWorks Flow Simulation. Теплофизические свойства для воды взяты из предустановленной базы данных программы. Также в базу данных веществ программы был добавлен теплоноситель — наножидкость вода- Al_2O_3 с температурозависимыми теплофизическими свойствами, которые были рассчитаны по формулам (4–7). Размер наночастиц Al_2O_3 , при расчете теплофизических свойств, принят — 50 нм. Значения основных теплофизических свойств наножидкости представлены в виде графиков из программы на рис. 3. В качестве источника теплоты была задана «мощность тепловыделения» — 800 Вт на лучевоспринимающую поверхность трубки.

На рис. 4 представлены результаты трех расчетных исследований при течении: воды в гладкой трубке; наножидкости вода- Al_2O_3 в гладкой трубке; наножидкости вода- Al_2O_3 в трубке с турбулизатором. На данном рисунке можно увидеть распределение температуры в поперечных сечениях поглощающей трубки на расстоянии 50, 625 и 1240 мм от входа теплоносителя, при массовом расходе теплоносителя — 0,6221 кг/с.

Результаты расчетов при ламинарном течении жидкостей в гладкой трубке изображены на рис. 5. Также представлено распределение температуры

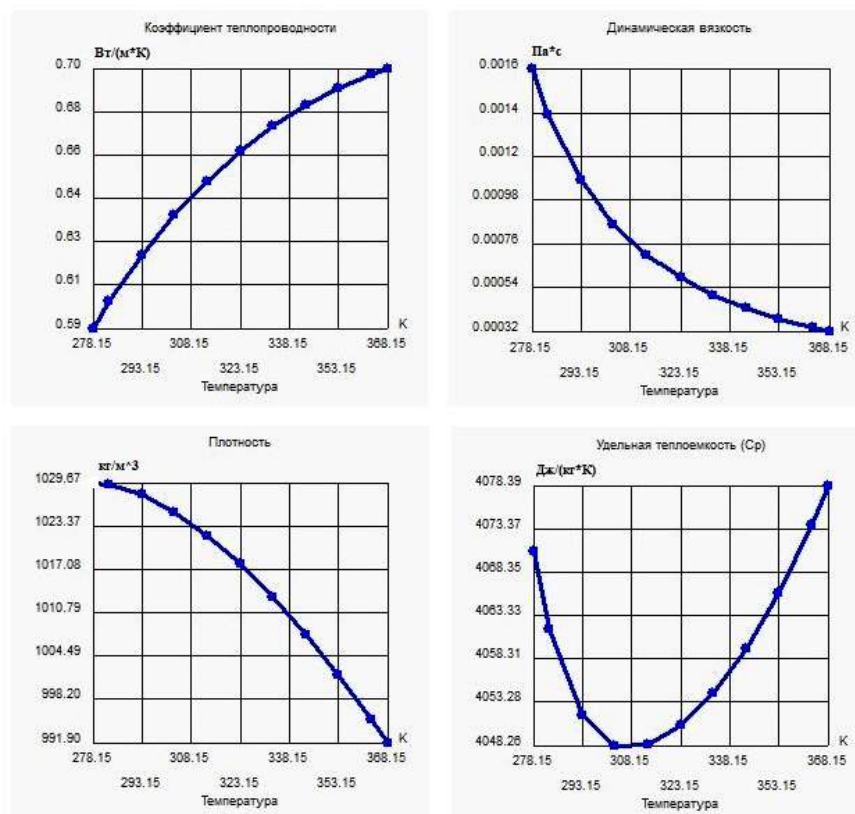


Рис. 3. Графики основных теплофизических свойств наножидкости вода- Al_2O_3 (1%) в зависимости от температуры
Fig. 3. Graphs of the main thermophysical properties of nanofluid water- Al_2O_3 (1%) by temperature

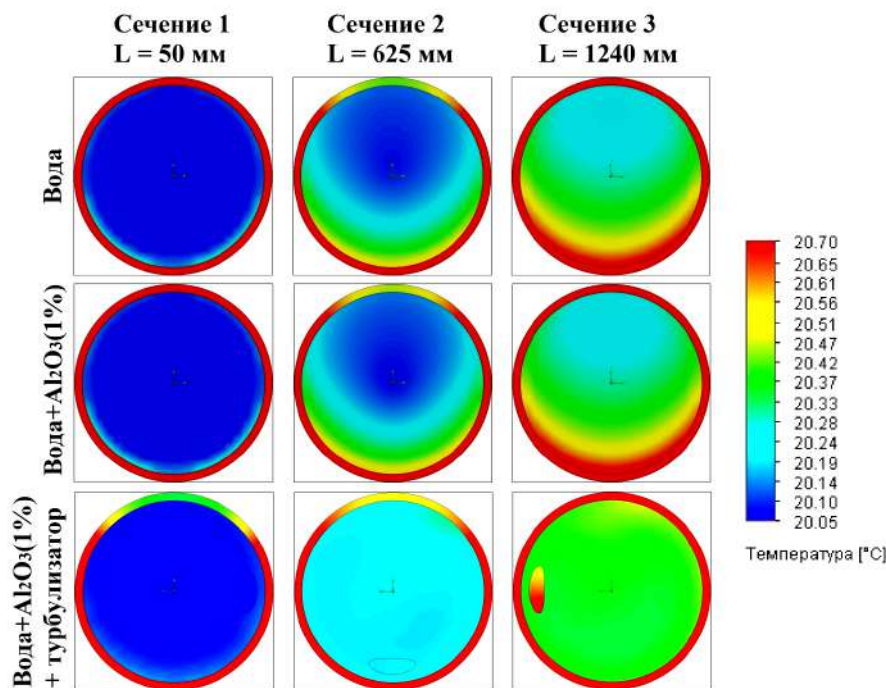


Рис. 4. Распределение температуры в поперечных сечениях поглощающей трубки на расстоянии L от входа теплоносителя при массовом расходе теплоносителя 0,6221 кг/с
Fig. 4. Temperature distribution in the cross sections of the absorption tube at the L distance from the heat thermal fluid inlet, with the 0.6221 kg/s mass flow rate

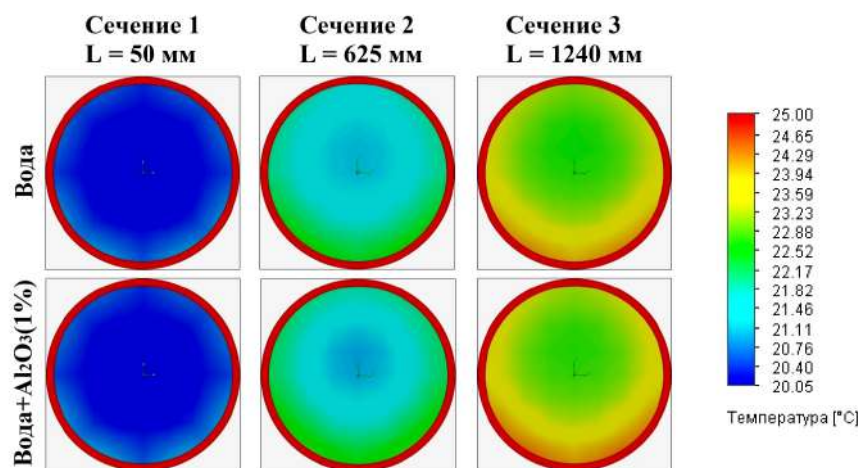


Рис. 5. Распределение температуры в поперечных сечениях поглощающей трубки на расстоянии L от входа теплоносителя при массовом расходе теплоносителя 0,06221 кг/с
Fig. 5. Temperature distribution in the cross sections of the absorption tube at the L distance from the heat thermal fluid inlet, with the 0.06221 kg/s mass flow rate

в поперечных сечениях поглощающей трубки на расстоянии 50, 625 и 1240 мм от входа теплоносителя, но при массовом расходе теплоносителя — 0,06221 кг/с.

Распределение температуры в поперечных сечениях металлических стенок поглощающей трубки на расстоянии 50, 625 и 1240 мм от входа теплоносителя, при массовом расходе теплоносителя — 0,6221 кг/с, представлено на рис. 6.

Распределение температуры в продольном сечении поглощающей трубки без турбулизатора, при массовом расходе теплоносителя (вода- Al_2O_3 (1%) — 0,6221 кг/с, изображено на рис. 7, а с турбулизатором — на рис. 8.

На рис. 9 представлены траектории потока течения наножидкости вода- Al_2O_3 в продольном сечении поглощающей трубки с турбулизатором.

Обсуждение результатов

Полученные в результате расчетных экспериментов данные показывают, что в гладкой трубке и теплоносителе имеется неравномерное распределение температур. Наиболее теплонапряженным участком является та часть поглощающей трубки, куда фокусируются солнечные лучи. На рис. 4 видно, что при расходе теплоносителя 0,6221 кг/с (что соответствует скорости движения теплоносителя ~ 1,5 м/с) как для воды, так и для наножидкости вода-

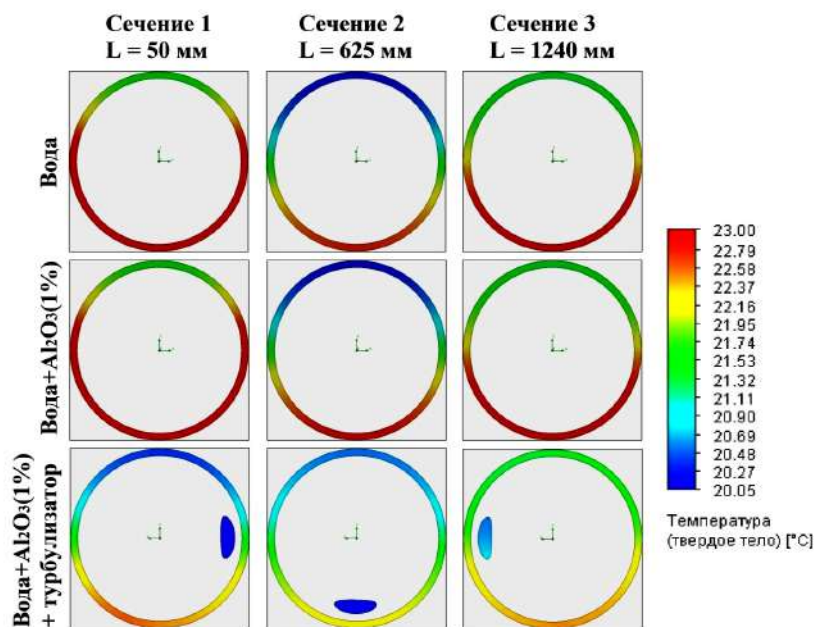


Рис. 6. Распределение температуры в поперечных сечениях металлических стенок поглощающей трубки на расстоянии L от входа теплоносителя при массовом расходе теплоносителя — 0,6221 кг/с

Fig. 6. Temperature distribution in the cross sections of the absorption tube at the L distance from the heat thermal fluid inlet, with the 0.6221 kg/s mass flow rate

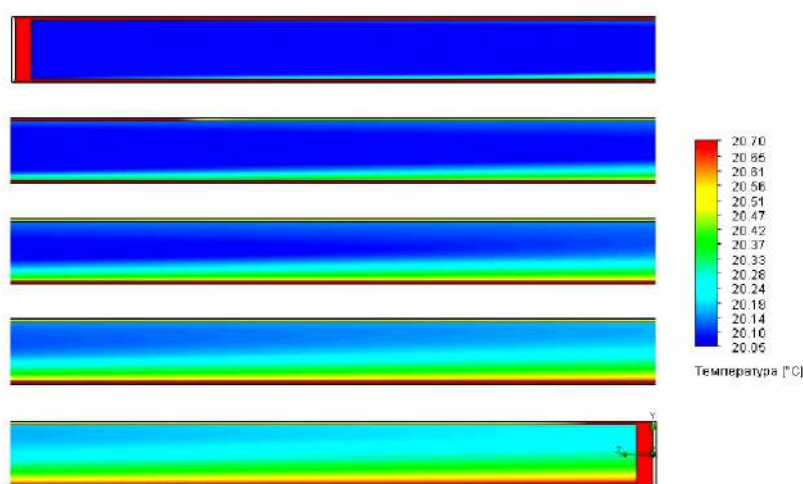


Рис. 7. Распределение температуры в продольном сечении поглощающей трубки без турбулизатора при массовом расходе теплоносителя 0,6221 кг/с (вода- Al_2O_3 (1%))

Fig. 7. Temperature distribution in the longitudinal section of the absorption tube without turbulator, with the 0.6221 kg/s mass flow rate of the heat thermal fluid (water- Al_2O_3 (1%))

Al_2O_3 , картина распределения температур практически одинакова, имеются незначительные отличия. Данное явление оказывает негативное действие на эффективность КПСК, так как из-за большей разницы температур окружающей среды и поверхности поглощающей трубки увеличиваются тепловые потери в окружающую среду, а также уменьшается количество теплоты, принимаемое трубкой излучением. Исправить указанную ситуацию помогает использование проволочного спирального турбулизатора. Как видно на рис. 4, благодаря турбулизатору удастся добиться равномерного распределения температур теплоносителя в поперечном сечении. Металл поглощающей трубки также охлаждается более эффективно с турбулизатором (рис. 6).

Продольное сечение гладкой трубки с наножидкостью в качестве теплоносителя (рис. 7) наглядно показывает неравномерность температурного распределения по длине трубки. При использовании турбулизатора пропадает резкий температурный градиент, а наножидкость прогревается равномерно на протяжении всей длины трубки (рис. 8).

Вышеописанный эффект от применения турбулизатора достигается благодаря закручиванию части потока жидкости, которая движется вдоль стенок поглощающей трубки. Наглядно, это закручивание потока можно увидеть на рис. 9.

При низкой скорости течения теплоносителя (~0,15 м/с) в гладкой трубке наблюдается более плавное распределение температур в попереч-

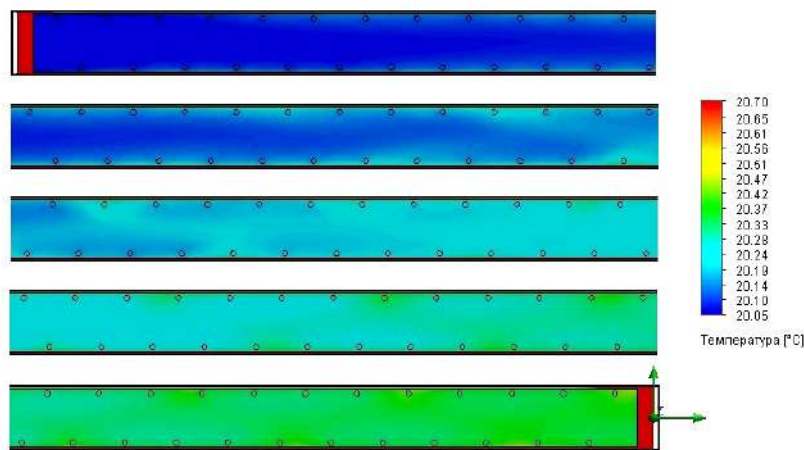


Рис. 8. Распределение температуры в продольном сечении поглощающей трубки с турбулизатором при массовом расходе теплоносителя 0,6221 кг/с (вода- Al_2O_3 (1%))
Fig. 8. Temperature distribution in the longitudinal section of the absorbing tube without turbulator, with the 0.6221 kg/s mass flow rate of the heat thermal fluid (water- Al_2O_3 (1%))

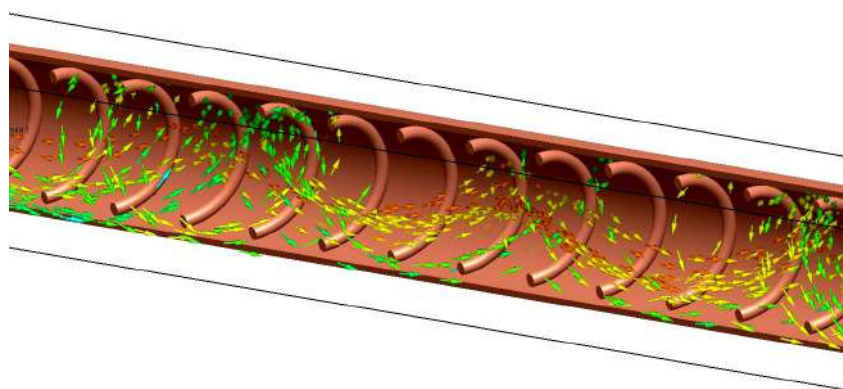


Рис. 9. Траектории движения потока теплоносителя в продольном сечении поглощающей трубки с турбулизатором
Fig. 9. Trajectories of the heat thermal fluid flow in the longitudinal section of the absorbing tube with a turbulator

ном сечении как для воды, так и для наножидкости вода- Al_2O_3 (рис. 5). Однако возрастает температура металла стенки трубки. Это связано с тем, что при низкой скорости движения теплоносителя уменьшается коэффициент теплоотдачи от стенки поглощающей трубки к теплоносителю, и теплота, за счет теплопроводности металла, относительно равномерно распределяется по всему поперечному сечению трубки.

Выводы и заключение

Для моделирования конвективного теплообмена в поглощающей трубке КПСК с наножидкостью в качестве теплоносителя могут применяться два типа численного моделирования: однофазное и двухфазное.

Однофазная модель рассматривает наноматериал как однородную жидкость с эффективными свойствами и использует дифференциальные уравнения, описывающие сохранение массы, энергии и импульса. Получение точных результатов расчетов с помощью однофазной модели достигается при использовании наиболее подходящих корреляций для эффективных характеристик наноматериала и небольшой объемной доле наночастиц в наножидкости (менее 5 %).

Двухфазное моделирование учитывает неоднородность наножидкости, рассматривая отдельно базовую жидкость (базовая среда) и наночастицы (дисперсная фаза). Такой подход позволяет более точно описать сложные физические эффекты, такие как броуновское движение наночастиц; термофорез (движение частиц из-за градиента температуры); агломерация и седиментация (эффект Соре). Двухфазный подход к моделированию оправдан, если объемная концентрация наночастиц в наножидкости превышает 5 %, а также в случаях, когда необходимо учитывать микроскопические эффекты или когда однофазная модель дает неточные результаты. Двухфазное моделирование позволяет более точно описывать теплообмен в наножидкостях, но требует значительно больших вычислительных ресурсов.

В работе при моделировании теплообменных процессов был использован однофазный подход, так как объемная концентрация наночастиц в исследуемой наножидкости (вода- Al_2O_3) была равна 1 %.

В статье представлены результаты расчётных экспериментов по исследованию процессов теплообмена, протекающих в поглощающей трубке КПСК с наножидкостью в качестве теплоносителя.

При ламинарном течении жидкости стенки трубки значительно перегреваются относительно теплоносителя. Однако температурное распределение в объеме жидкости достаточно плавное. При турбулентном течении теплоносителя градиент температурного распределения более резкий. Использование турбулизатора в поглощающей трубке КПСК позволяет значительно снизить максимальную температуру стенки металла трубки, а также приводит к более плавному температурному распределению в объеме теплоносителя. Данные эффекты позволяют повысить тепловую эффективность КПСК.

Результаты исследования показывают эффективность комбинации двух пассивных методов интенсификации теплообмена в КПСК, что служит предпосылками к созданию высокоэффективного солнечного коллектора с модифицированным теплоносителем с улучшенными теплофизическими свойствами.

Список источников / References

1. Slobodina E. N., Mikhailov A. G. Application peculiarities of the higherature fluids containing nanoparticles in gas-tube boilers. *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1652. P. 012037. DOI: 10.1088/1742-6596/1652/1/012037.
2. Слободина Е. Н., Михайлов А. Г., Гасс Е. А. Экспериментальные и расчетные исследования процесса кипения наножидкости // Известия Транссиба. 2023. № 1 (53). С. 103–109. EDN: NYYGES.
- Slobodina E. N., Mikhaylov A. G., Gass E. A. Eksperimental'nyye i raschetnyye issledovaniya protsessa kipeniya nanozhidkosti [Experimental and computational studies of the nanofluidic boiling process]. *Izvestiya Transsiba. Journal of Transsib Railway Studies*. 2023. No. 1 (53). P. 103–109. EDN: NYYGES. (In Russ.).
3. Рудяк В. Я., Минаков А. В., Краснолуцкий С. Л. Физика и механика процессов теплообмена в течениях наножидкостей // Физическая мезомеханика. 2016. Т. 19, № 1. С. 75–83. EDN: VSMFOJ.
- Rudyak V. Ya., Minakov A. V., Krasnolutskiy S. L. Fizika i mekhanika protsessov teploobmena v techeniyakh nanozhidkostey [Physics and mechanics of heat exchange processes in nanofluid flows]. *Fizicheskaya mezomekhanika. Physical Mesomechanics*. 2016. Vol. 19, no. 1. P. 75–83. EDN: VSMFOJ. (In Russ.).
4. Maxwell J. C. A. Treatise on Electricity and Magnetism. Oxford, 1873. Vol. 1. 425 p.
5. Hamilton R. L., Crosser O. K. Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*. 1962. Vol. 1, no. 3. P. 187–191. DOI: 10.1021/i160003a005.
6. Bruggeman D. A. G. Berechnung verschiedener physikalischer Konstanten von heterogenen Substanzen. I. Dielektrizitätskonstanten und Leitfähigkeiten der Mischkörper aus isotropen Substanzen. *Annalen Der Physik*. 2006. Vol. 416, no. 7. P. 636–664. DOI: 10.1002/andp.19354160705.
7. Yu W., Choi S. U. S. The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: A renovated maxwell model. *Journal of Nanoparticle Research*. 2003. Vol. 5. P. 167–171. DOI: 10.1023/a:1024438603801.
8. Xue Q., Xu W. M. A model of thermal conductivity of nanofluids with interfacial shells. *Materials Chemistry and Physics*. 2005. Vol. 90. P. 298–301. DOI: 10.1016/j.matchemphys.2004.05.029.
9. Xuan Y., Li Q., Hu W. Aggregation structure and thermal conductivity of nanofluids. *AIChE Journal*. 2003. Vol. 49, no. 4. P. 1038–1043. DOI: 10.1002/aic.690490420.
10. Koo J., Kleinstreuer C. A new thermal conductivity model for nanofluids. *Journal of Nanoparticle Research*. 2004. Vol. 6. P. 577–588. DOI: 10.1007/s11051-004-3170-5.
11. Chon C. H., Kihm K. D., Lee S. P. [et al.]. Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al₂O₃) thermal conductivity enhancement. *Applied Physics Letters*. 2005. Vol. 87, no. 15. P. 153107. DOI: 10.1063/1.2093936.
12. Wang B.-X., Zhou L.-P., Peng X.-F. A fractal model for predicting the effective thermal conductivity of liquid with suspension of nanoparticles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2003. Vol. 46, no. 14. P. 2665–2672. DOI: 10.1016/s0017-9310(03)00016-4.
13. Udawattha D. S., Narayana M. Development of a Model for Predicting the Effective Thermal Conductivity of Nanofluids: A Reliable Approach for Nanofluids Containing Spherical Nanoparticles. *Journal of Nanofluids*. 2018. Vol. 7, no. 1. P. 129–140. DOI: 10.1166/jon.2018.1428.
14. Pak B. C., Choi Y. I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*. 1998. Vol. 11, no. 2. P. 151–170. DOI: 10.1080/08916159808946559.
15. Jang S. P., Choi S. U. S. Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids. *Applied Physics Letters*. 2004. Vol. 84, no. 21. P. 4316–4318. DOI: 10.1063/1.1756684.
16. Timofeeva E. V., Moravek M. R., Singh D. Improving the heat transfer efficiency of synthetic oil with silica nanoparticles. *Journal of Colloid and Interface Science*. 2011. Vol. 364, no. 1. P. 71–79. DOI: 10.1016/j.jcis.2011.08.004.

ВДОВИН Олег Владиславович, аспирант кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 8721-5737

AuthorID (РИНЦ): 939315

Адрес для переписки: oleg95_15.03@mail.ru

СЛОБОДИНА Екатерина Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 3785-9045

AuthorID (РИНЦ): 763109

ORCID: 0000-0002-5168-2502

ResearcherID: R-7340-2016

Адрес для переписки: slobodina_e@mail.ru

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

SPIN-код: 7337-8036

AuthorID (РИНЦ): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

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

Статья поступила в редакцию 26.06.2025; одобрена после рецензирования 04.09.2025; принята к публикации 23.09.2025.

VDOVIN Oleg Vladislavovich, Postgraduate of the Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 8721-5737

AuthorID (RSCI): 939315

Correspondence address: oleg95_15.03@mail.ru

SLOBODINA Ekaterina Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 3785-9045

AuthorID (RSCI): 763109

ORCID: 0000-0002-5168-2502

ResearcherID: R-7340-2016

Correspondence address: slobodina_e@mail.ru

MIKHAILOV Andrey Garievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 7337-8036

AuthorID (RSCI): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

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

The article was submitted 26.06.2025; approved after reviewing 04.09.2025; accepted for publication 23.09.2025.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОДВИЖНОЙ ЛОПАСТНОЙ СИСТЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

К. Е. Денисов, А. К. Лямасов

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

В статье представлены основные этапы методики расчета механизма поворота лопаток рабочего колеса тихоходного центробежного насоса. Основная задача представленного подхода — улучшение энергоэффективности насосного агрегата. В качестве объекта исследования выбрано рабочее колесо насоса марки ЦМГ М 12,5/80 (напор $H = 80$ м, подача $Q_{\text{опт}} = 12,5$ м³/ч).

На первом этапе были выполнены расчеты оптимизированной геометрии проточной части рабочего колеса при номинальной, повышенной и пониженной подачах. Анализ результатов CFD-расчетов показал, что при увеличении расхода угол охвата лопасти должен уменьшаться, а угол на выходе — расти при неизменной входной кромке. На основе этого было принято решение для регулирования поворота каждой лопатки на угол, обеспечивающий максимальный гидравлический КПД при той или иной подаче. Таким образом, был проведен численный эксперимент по подбору диапазона угла поворота лопасти при подачах $0,7 Q_{\text{опт}}$ и $1,3 Q_{\text{опт}}$, что позволило получить зависимость положения лопасти от подачи.

На втором этапе на основе геометрии кинематики выведены аналитические формулы, связывающие угол поворота лопасти с внешним диаметром рабочего колеса и выходным углом лопасти, что способствовало построению теоретических характеристик напора рабочего колеса с неподвижной и адаптивной лопастными решётками. Проведённые теоретические исследования подтверждают результаты, полученные в ходе численного эксперимента. Была разработана методика расчета механизма поворота лопастей, который основан на пружинном элементе и усилие которого определяется в результате расчетов суммарной гидравлической силы, воздействующей на лопасть со стороны рабочей среды.

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

Для цитирования: Денисов К. Е., Лямасов А. К. Методика расчета механизма подвижной лопастной системы центробежных насосов низкой быстроходности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 57–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-57-63. EDN: MRQFSK.



© Денисов К. Е., Лямасов А. К., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

METHODOLOGY FOR CALCULATING THE ACTUATION MECHANISM OF A MOVABLE BLADE SYSTEM IN LOW-SPECIFIC-SPEED CENTRIFUGAL PUMPS

K. E. Denisov, A. K. Liasov

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

The paper outlines the principal stages of a calculation methodology for the blade-rotation mechanism of a low-specific-speed centrifugal pump impeller. The primary objective of the proposed approach is to enhance the energy efficiency of the pumping unit. The study focuses on an impeller of the CMG M 12.5/80 pump (head $H = 80$ m, design flow $Q_{\text{опт}} = 12.5$ m³/h).

In the first stage, the optimized geometry of the impeller's flow passages is computed for nominal, increased and reduced flow rates. CFD results revealed that, as flow increases, the blade wrap angle must

decrease while the exit angle must increase, with the leading edge remaining fixed. Based on this insight, an adaptive control strategy is adopted, prescribing a rotation angle for each blade that maximizes hydraulic efficiency at each operating point. A numerical experiment was conducted, varying the blade rotation angle at flows of $0.7 Q_{opt}$ and $1.3 Q_{opt}$ to derive the correlation between the blade position and the flow rate.

In the second stage, analytical expressions are derived considering the blade rotation angle to impeller outer diameter and blade exit angle, enabling construction of theoretical head curves for both fixed and adaptive blade configurations. Theoretical investigations corroborate the numerical findings. The calculation methodology has been developed for a spring-based blade actuation mechanism, for calculating the blade rotation mechanism, which is based on a spring element, and the force of which is determined by calculating the total hydraulic force acting on the blade from the working medium.

Keywords: centrifugal pump, impeller, vane grate, regulation of the centrifugal pump, energy efficiency, hydrodynamics, numerical modeling, optimization of the flow rate.

For citation: Denisov K. E., Liasov A. K. Methodology for calculating the actuation mechanism of a movable blade system in low-specific-speed centrifugal pumps. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 57–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-57-63. EDN: MRQFSK.



© Denisov K. E., Liasov A. K., 2025.

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

Введение

Ранее был предложен подход к проектированию центробежных рабочих колёс низкой быстроходности, основанный на внедрении в рабочее колесо (РК) механизма поворота каждой отдельно взятой лопатки относительно своей локальной оси вращения по подобию принципа, использующегося для регулирования положения лопаток направляющих аппаратов гидротурбин [1].

Структура подхода состоит из следующих этапов:

1) расчет геометрии проточной части (меридианной проекции и лопастной решётки) РК на рабочую точку Q_{opt} с проведением оптимизации [2–5];

2) расчет геометрии лопастной решётки на повышенную и пониженную подачи $1,3 Q_{opt}$ и $0,7 Q_{opt}$ соответственно. Геометрия меридианной проекции фиксирована и соответствует Q_{opt} ;

3) предыдущие два этапа дают представление о том, как должна меняться форма лопастной решётки РК с ростом подачи. На основе характера изменения формы лопастной решётки проводится анализ возможных схем реализации поворота лопатки на практике [6, 7];

4) реализация механизма адаптации лопастной решётки по расходу на практике и верификация путём проведения натурных испытаний.

В качестве объекта исследования было выбрано рабочее колесо центробежного насоса с магнитной муфтой марки ЦМГ М 12,5/80, рассчитанный на напор $H=80$ м при подаче $Q_{opt}=12,5$ м³/ч, потребляемая мощность при этом составляет 18,5 кВт.

Подробный расчет оптимизированной геометрии РК на разные подачи показал, что с ростом подачи форма лопасти должна меняться так, как показано на рис. 1а, а именно угол охвата лопасти θ_λ уменьшается, угол лопасти на выходе β_2 увеличивается, а входная кромка остаётся без изменений. Исходя из этого, было принято решение взять лопастную решётку $1,0 Q_{opt}$ и поворачивать каждую лопатку относительно выбранной оси вращения, расположенной вблизи входной кромки, на определённый угол α_λ , как показано на рис. 1б.

Теоретическое обоснование методики расчета механизма поворота лопастной решётки

Для определения, на какой угол α_λ должна быть повернута лопатка при той или иной подаче необходимо задаться некоторым условием, определяющим

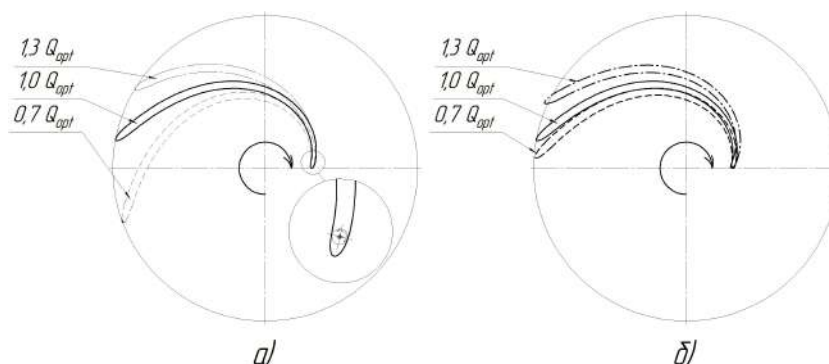


Рис. 1. Состояния лопастной решётки при разных подачах:
а — полученные в ходе CFD-расчетов; б — при повороте лопатки, рассчитанной на optimum подачи относительно оси, расположенной у её входной кромки
Fig. 1. Blade-grid configurations at different flow rates:
а — as determined by CFD simulations; б — after rotating the blade designed for optimum flow rate by the axis located at its leading edge

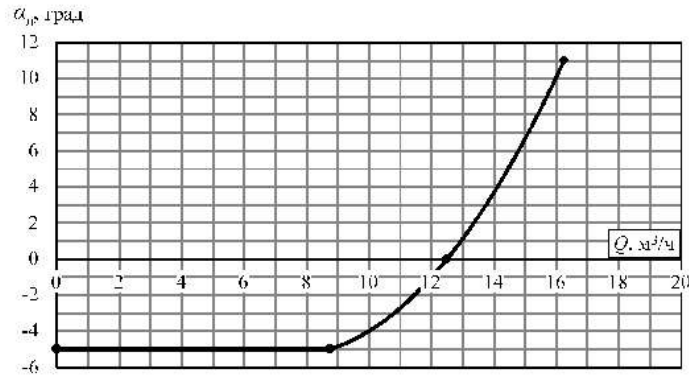


Рис. 2. Зависимость угла поворота лопасти от подачи РК
 Fig. 2. Dependence of the blade rotation angle on the impeller flow rate

зависимость $\alpha_\lambda(Q)$. Так как изначально в качестве определяющего целевого функционала был выбран гидравлический КПД, то условие должно быть таковым, чтобы угол $\alpha_\lambda(Q)$ обеспечивал наивысший гидравлический КПД [8]. Определим зависимость $\alpha_\lambda(Q)$ с помощью гидродинамического моделирования. Постановка расчетов соответствует тому, как это было описано в [1]. Для определения зависимости $\alpha_\lambda(Q)$ была составлена простая таблица эксперимента с различными значениями $\alpha_\lambda = -10 \dots 0^\circ$ при граничном условии $Q = 0,7 Q_{\text{опт}}$ и $\alpha_\lambda = 0 \dots 25^\circ$ при $Q = 1,3 Q_{\text{опт}}$.

Таким образом, была определена зависимость угла поворота лопасти от подачи (рис. 2).

Изменение положения лопастной решетки меняет характеристики рабочего колеса, такие как углы лопасти на входе β_1 и выходе β_2 , внешний диаметр рабочего колеса D_2 , радиус положения входной кромки и диффузорность межлопастного канала. Такие параметры, как внешний диаметр и угол лопасти на выходе, оказывают влияние на теоретический напор РК.

Теоретический напор выражается формулой ниже:

$$H_T = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 g} - \frac{n \cdot \text{ctg}(\beta_2)}{60 b g} \cdot Q. \quad (1)$$

Определим теоретические характеристики для проектируемого РК с неподвижной и подвижной лопастной решеткой. Для построения теоретической характеристики стационарной лопастной решетки все параметры известны. Для построения теоретического напора подвижной лопастной решетки определим законы изменения $D_2 = f(\alpha_\lambda)$ и $\beta_2 = f(\alpha_\lambda)$.

Общий случай нового состояния лопасти описывается двумя треугольниками: ABD и BCD (рис. 3). Прямая AD есть исходный радиус рабочего колеса R_2 . AC является новым радиусом РК R'_2 вследствие поворота лопасти на угол α_λ . Ось поворота задается длиной AB и углом θ между этой прямой и прямой AD . Соединив ось поворота лопасти, проходящую через точку B , с концом её скелетной линии, получим прямую BD . Точка C есть новое положение конца скелетной линии после поворота лопасти.

Рассмотрим треугольник ABD . У него известны две стороны и угол между ними. Тогда можем выразить сторону BD :

$$BD = \sqrt{AB^2 + AD^2 - 2AB \cdot AD \cdot \cos \theta}. \quad (2)$$

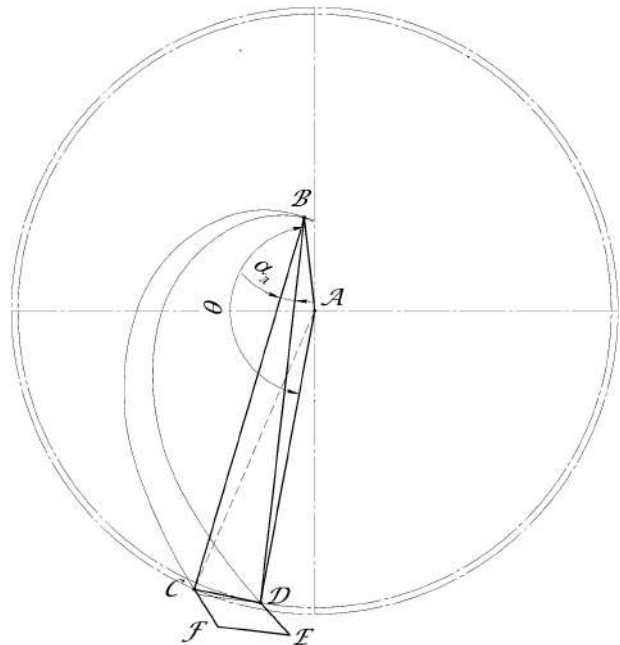


Рис. 3. Геометрические состояния лопасти до и после поворота
 Fig. 3. Blade geometry before and after rotation

Треугольник BCD является равнобедренным ($BC = BD$), следовательно, угол между AB и BD :

$$\angle ABD = \alpha_1 = \arccos \left(\frac{AB^2 + BD^2 - AD^2}{2AB \cdot BD} \right). \quad (3)$$

Таким образом, новый радиус R'_2 :

$$R'_2 = D_2/2 = AC = \sqrt{AB^2 + BC^2 - 2AB \cdot BC \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_\lambda)}. \quad (4)$$

Длина основания DC равнобедренного треугольника BCD :

$$DC = BD \cdot \sin \alpha_\lambda. \quad (5)$$

Угол между сторонами AD и AC :

$$\angle DAC = \alpha_2 = \arccos \left(\frac{AD^2 + AC^2 - DC^2}{2AD \cdot AC} \right). \quad (6)$$

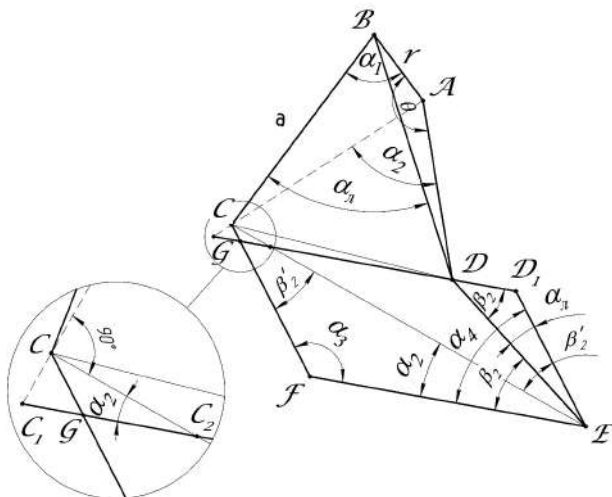


Рис. 4. Геометрические состояния лопасти до и после поворота
Fig. 4. Blade geometry before and after rotation

Определим угол β'_2 , получаемый в результате поворота лопасти. Построим схему, изображенную на рис. 3, для удобного представления получаемого угла и увеличим фрагмент с четырёхугольником CDEF (рис. 4).

Прямая C_1D есть касательная, проведённая к окружности с радиусом R_2 в точке D . Прямая DE есть касательная, проведённая к скелетной линии через точку D . Угол между прямыми DE и C_1D есть угол лопасти на выходе β_2 . При повороте скелетной линии на угол α_λ образуются две аналогичные касательные CE и CF , а также новый угол лопасти на выходе β'_2 .

С помощью параллельного переноса прямой CF из точки F в точку E и удлинения прямой C_1D до перенесённой прямой получим треугольник EDD_1 . Угол между CF и ED равен углу α_λ , следовательно, угол $DED_1 = \alpha_\lambda$. Прямая FE построена параллельным переносом C_1D_1 . Четырёхугольник GD_1EF — параллелограмм. Угол DD_1E равен:

$$\angle DD_1E = \angle GFE = \alpha_3 = 180^\circ - \alpha_\lambda - \beta_2. \quad (7)$$

Из свойства параллелограмма угол D_1EF :

$$\begin{aligned} \angle D_1EF = \angle FGD_1 = \alpha_4 = \\ = (360^\circ - 2\alpha_3)/2 = 180^\circ - \alpha_3. \end{aligned} \quad (8)$$

Таким образом, новый угол лопасти на выходе:

$$\begin{aligned} \angle CED_1 = \angle FCE = \\ = \beta'_2 = \alpha_4 - \alpha_2 = \alpha_\lambda + \beta_2 - \alpha_2. \end{aligned} \quad (9)$$

Для рассмотренного случая были выведены зависимости изменения угла β_2 и внешнего радиуса рабочего колеса R_2 при повороте цилиндрической лопасти относительно заданной оси вращения на угол, условно принятый как положительный и поворачивающий лопасть по часовой стрелке. Для случая, соответствующего повороту лопасти против часовой стрелки, выражение для определения β'_2 примет несколько иной вид.

Обозначим $AB = r$, $BC = a$. Проделав аналогичные геометрические вычисления для данного случая, получим итоговые зависимости для R_2 и β'_2 .

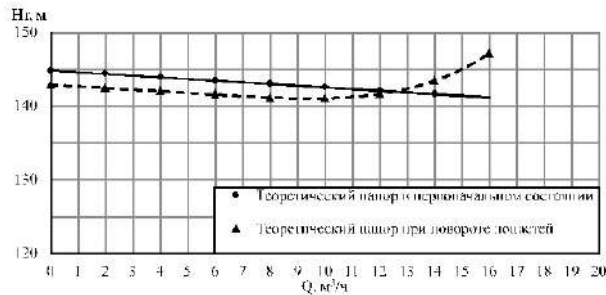


Рис. 5. Теоретический напор рабочего колеса: сплошная линия — с фиксированной лопастной решёткой; пунктирная линия — с подвижными лопастями
Fig. 5. Theoretical head of the impeller: solid lines — with a fixed blade grid; dashed lines — with movable blades

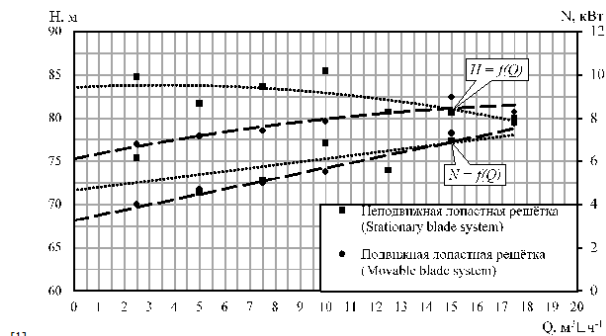


Рис. 6. Напор и затрачиваемая мощность на валу насоса с рабочими колесами, имеющими неподвижную и подвижную лопастную решётку: сплошные линии — кривые напора; пунктирные линии — кривые мощности
Fig. 6. Head and power consumption on the pump shaft with stationary and movable blade systems: solid lines — head curves; dashed lines — power curves

$$R'_2 = \sqrt{r^2 + a^2 - 2ra \cdot \cos(\alpha_2 + \alpha_\lambda)}; \quad (10)$$

$$\beta'_2(\alpha_\lambda) = \begin{cases} \beta_2 - \alpha_\lambda + \alpha_2, & \text{при } \alpha_\lambda < 0 \\ \beta_2 + \alpha_\lambda - \alpha_2, & \text{при } \alpha_\lambda \geq 0 \end{cases} \quad (11)$$

Задавшись законом изменения $\alpha_\lambda = f(Q)$, получим обновлённый вид теоретического напора рабочего колеса. На рис. 5 представлен вид теоретического напора рабочего колеса для неподвижной лопастной решётки и для неё же, но с заданной ранее осью вращения и полученным ранее законом поворота лопасти.

Оценим приведённый способ изменения характеристик центробежного насоса на примере изменения теоретического напора выражение (1), построив график изменения $H_t = f(Q)$ для рабочего колеса с неподвижными лопатками и $H'_t = f(Q, D'_2, \beta'_2)$ для рабочего колеса с изменяемой геометрией проточной части.

Известно, что фактический напор насоса отличается от теоретического на величину всех возникающих потерь в проточном тракте насоса [9, 10]. Тем не менее рассчитанный график зависимости $H'_t = f(Q)$ подтверждает восходящий тренд полученной ранее напорной характеристики насоса методом CFD-расчетов (рис. 6).

Методика расчета усилия, воздействующего на лопасть

Автоматический поворот лопатки может быть реализован с помощью управляющего механизма,

который может основываться на внешнем управляющем сигнале, например, соленоид или шаговый двигатель с системой управления. Также управляющий механизм может быть основан на равновесии сил. Второй способ менее точен, но является более простым и дешевым в реализации. Рассмотрим его в качестве базы для апробации методики поворота лопасти.

Известно, что на лопасть центробежного РК во время работы воздействуют различные гидродинамические усилия, которые дают результирующую силу F_r , а также центробежная сила $F_{ц}$. Если уравновесить сумму данных сил некоторой противодействующей силой $F_{п}$, направленной противоположно, то можно получить уравнение равновесия положения лопасти.

Так как каждая лопасть имеет свою ось вращения, то уравнением её равновесия будет являться сумма моментов:

$$M_{п} = M_r + M_{ц}. \quad (12)$$

Противодействующее усилие возможно реализовать, например, с помощью пружинного элемента, подобранного с определённым усилием. Для подбора пружинного механизма необходимо знать значение гидравлической силы F_r , создающей момент M_r .

Для расчета гидравлической силы и момента была разработана численная методика расчета результирующей гидродинамической силы, основанная на использовании данных, полученных в результате CFD-расчётов, в которых определено распределение давления по поверхности лопасти при различных подачах.

Исходные данные представляют собой массив координат точек поверхности (узлов конечно-элементарной сетки) и соответствующие им значения полного давления $p_i(x, y, z)$. Для вычисления полной силы и момента, действующих на лопатку, используется следующий алгоритм расчета:

- 1) поверхность лопасти аппроксимируется треугольной сеткой, каждая грань которой определяется тремя узлами с известными координатами и давлением;
- 2) для каждого треугольника вычисляется нормальный вектор, площадь и среднее давление;
- 3) элементарная сила, действующая на i -й треугольник, определяется как

$$dF_{ri} = -p_i^{cp} \cdot n_i \cdot dA_i, \quad (13)$$

где p_{icp} — среднее давление на грани; n_i — единичный нормальный вектор наружу от поверхности; dA_i — площадь i -го треугольника;

- 4) суммарная сила F и момент M вычисляются по формулам:

$$F_r = \sum dF_{ri}, \quad (14)$$

$$M_r = \sum r_i \cdot dF_{ri}, \quad (15)$$

где r_i — радиус-вектор от оси вращения лопасти до центра i -го треугольника;

- 5) центр приложения результирующей силы давления определяется как взвешенный по давлению и площади центр масс поверхности:

$$r_{Cоп} = \frac{\sum p_i^{cp} \cdot dA_i \cdot r_i}{\sum p_i^{cp} \cdot dA_i}. \quad (16)$$

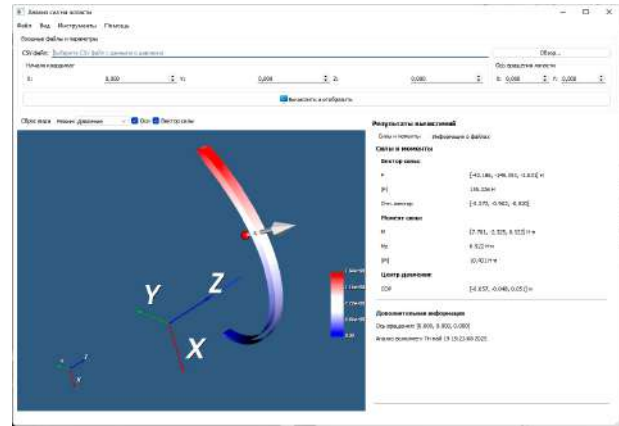


Рис. 7. Интерфейс программы для расчета усилия на лопасть

Fig. 7. Program interface for the blade force calculation

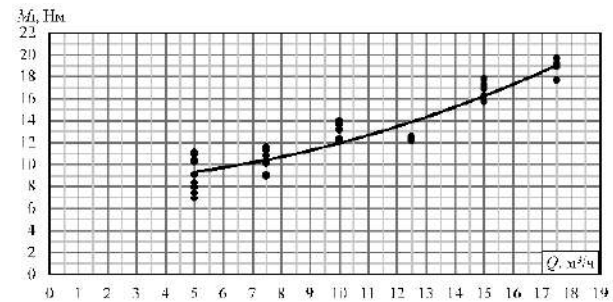


Рис. 8. Результирующий момент от гидравлических сил относительно выбранной оси вращения лопасти

Fig. 8. Resultant moment due to hydraulic forces about the selected blade rotation axis

Расчеты реализованы в виде программы на языке Python, использующей библиотеки NumPy и VTK. Ввод осуществляется из CSV-файла, содержащего координаты точек, давление и описание топологии поверхности.

Использование данной методики позволяет получить полное трёхмерное распределение сил на лопатку при любых режимах работы, а также рассчитать уравнивающий момент и, следовательно, подобрать жёсткость пружинного механизма для сохранения оптимального угла установки лопасти (рис. 7).

Таким образом, была определена зависимость момента вращения M_r лопасти относительно определённой ранее оси вблизи входной кромки от подачи насоса, изображенная на рис. 8.

Схема реализации механизма поворота лопасти

Зная конечную геометрию проточной части РК, гидродинамические силы и зависимость момента вращения M_r относительно заданной ранее оси вращения лопасти, становится возможным определение параметров механизма поворота лопасти. На рис. 9 представлена схема механизма, реализующего поворот лопастей.

Механизм устроен так, что каждая лопасть имеет возможность ограниченного поворота вокруг своей оси за счет нижнего осевого шарнира и паза в ведущем диске. В спокойном состоянии пружинный элемент прижимает лопасть в крайнее левое положение, соответствующее минимальной подаче. С ростом подачи возрастает момент M_r , в резуль-

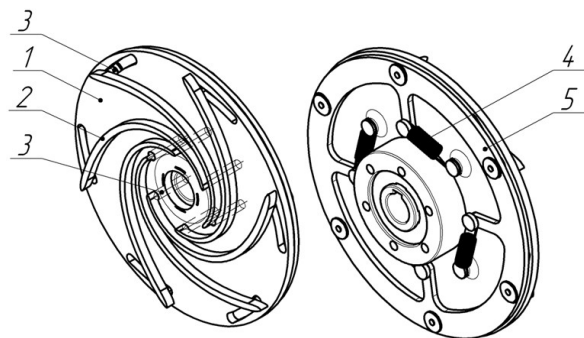


Рис. 9. Механизм поворота лопастей: 1 — ведущий диск; 2 — лопасть; 3 — осевой шарнир; 4 — пружинный элемент; 5 — связующее кольцо

Fig. 9. Blade rotation mechanism: 1 — hub disk; 2 — blade; 3 — axial hinge; 4 — spring element; 5 — connecting ring

тате чего лопасть, преодолевая усилие пружины, начинает отклоняться в сторону крайнего правого положения по закону, приведённому на рис. 2. При максимальной подаче лопатка верхним осевым шарниром упирается в ведущий диск.

Заключение

Разработанная методика расчета механизма поворота лопаток позволяет адаптировать геометрию рабочего колеса к изменяющейся подаче и тем самым повысить интегральную энергоэффективность тихоходного центробежного насоса за счет уменьшения общих энергозатрат насосного агрегата [1]. Подход основан на численном моделировании (CFD) для определения зависимости угла поворота лопасти α_a от подачи Q с условием максимизации гидравлического КПД, а также на аналитическом учете изменений геометрии лопатки при повороте. Выведенные формулы связывают угол поворота α_a с теоретическим напором H_T рабочего колеса. На основе данного метода в качестве примера был спроектирован механизм поворота лопасти, зарегистрированный как патент на полезную модель [11].

Полученные результаты свидетельствуют, что предложенный механизм поворота лопаток может повысить энергоэффективность насоса в широком диапазоне подач. Дальнейшей задачей является экспериментальная верификация расчетов на макете рабочего колеса. Предложенная методика может быть полезна при проектировании и совершенствовании современных центробежных насосных агрегатов.

Список источников / References

1. Денисов К. Е., Лямасов А. К. Подвижные лопастные системы центробежных насосов низкой быстроходности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 37–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45. EDN: KXKMXO.
2. Denisov K. E., Liasasov A. K. Podvizhnyye lopastnyye sistemy tsentrobezhnykh nasosov nizkoy bystrokhodnosti [Movable blade systems of low specific speed centrifugal pumps]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 37–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45. EDN: KXKMXO. (In Russ.).
3. Ключев А. С., Федоров С. П., Иванов Е. А. [и др.]. Выбор типа отводящего устройства и оптимизация проточной части многоступенчатого центробежного насоса низкой быстроходности // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2023. № 2. С. 98–113. DOI: 10.18698/0236-3941-2023-2-98-113. EDN: TMONKW.

11. Пат. 235479 Российская Федерация, МПК F 04 D 29/22. Рабочее колесо центробежного насоса с пружинным механизмом / Денисов К. Е., Лямасов А. К. № 2003108554/09; заявл. 15.03.2025; опубл. 10.07.2025, Бюл. № 19.

Patent No. 235479 Russian Federation, IPC F 04 D 29/11. Rabocheye koleso tsentrobezhnogo nasosa s pruzhinnyim mekhanizmom [Impeller of a centrifugal pump with a spring mechanism] / Denisov K. E., Liasov A. K. No. 2003108554/09. (In Russ.).

ДЕНИСОВ Константин Евгеньевич, аспирант, младший научный сотрудник кафедры «Гидромеханика и гидравлические машины» Национального исследовательского университета «МЭИ» (МЭИ), г. Москва.

SPIN-код: 5452-2951

AuthorID (РИНЦ): 1160511

AuthorID (SCOPUS): 57195963101

ORCID: 0000-0002-4281-354X

Адрес для переписки: denisovky@mpei.ru

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

SPIN-код: 3061-4808

AuthorID (РИНЦ): 1108198

AuthorID (SCOPUS): 57226005873

ORCID: 0000-0003-4966-0520

Адрес для переписки: a-lyamasov@mail.ru

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

Статья поступила в редакцию 11.07.2025; одобрена после рецензирования 14.08.2025; принята к публикации 25.08.2025.

DENISOV Konstantin Evgenyevich, Postgraduate, Junior Researcher of the Fluid Mechanics and Hydraulic Machines Department, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.

SPIN-code: 5452-2951

AuthorID (RSCI): 1160511

AuthorID (SCOPUS): 57195963101

ORCID: 0000-0002-4281-354X

Correspondence address: denisovky@mpei.ru

LIAMASOV Aleksandr Konstantinovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Fluid Mechanics and Hydraulic Machines Department, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.

SPIN-code: 3061-4808

AuthorID (RSCI): 1108198

AuthorID (SCOPUS): 57226005873

ORCID: 0000-0003-4966-0520

Correspondence address: a-lyamasov@mail.ru

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

The article was submitted 11.07.2025; approved after reviewing 14.08.2025; accepted for publication 25.08.2025.

СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ОПТИМИЗАЦИИ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

А. С. Золотухин^{1,2}, Л. Н. Маренина¹, А. А. Дроздов¹,
А. М. Яблоков¹, А. Г. Никифоров³

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

²АО «Силовые машины», Россия, 195009, г. Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д. 3, лит. А

³Смоленская государственная сельскохозяйственная академия,
Россия, 214000, г. Смоленск, ул. Большая Советская, 10/2

В ходе работы были рассмотрены актуальные и современные подходы к оптимизации компрессоров осевого типа как одно-, так и многоступенчатых. По открытым источникам была составлена классификация подходов к оптимизации в зависимости от учитываемых пространственных явлений: 1D/квази-2D, 2D и 3D. Для каждой группы оптимизационных задач было описано её предназначение в общем цикле проектирования компрессора, а также приведены конкретные примеры. Рассмотрены основные алгоритмы оптимизации осевых компрессоров, актуальные на сегодняшний день. На основе рассмотренных алгоритмов составлена универсальная блок-схема формирования и постановки задачи оптимизации. Также проанализированы используемые в различных работах целевые функции и параметры оптимизации. По каждому из них даны комментарии и рекомендации при постановке соответствующих задач.

Ключевые слова: осевой компрессор, задачи оптимизации, многокритериальная оптимизация, алгоритмы оптимизации, целевые функции, IOSO, генетические алгоритмы.

Для цитирования: Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А., Яблоков А. М., Никифоров А. Г. Современные подходы к оптимизации осевых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 64–74. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-64-74. EDN: SXCZAS.



© Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А.,
Яблоков А. М., Никифоров А. Г., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

MODERN APPROACHES OF THE AXIAL COMPRESSORS OPTIMIZATION

A. S. Zolotukhin^{1,2}, L. N. Marenina¹, A. A. Drozdov¹,
A. M. Yablokov¹, A. G. Nikiforov³

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

²JSC "Power Machines", Russia, Saint Petersburg, Vatutina St., 3A, 195009

³Smolensk State Agricultural Academy, Russia, Smolensk, Bolshaya Sovetskaya St., 10/2, 214000

The research reviews current and modern approaches to optimizing axial-type compressors. According to open sources, the authors present a classification of optimization approaches depending on the dimension phenomena: 1D/quasi-2D, 2D and 3D. Moreover, the authors describe purposes in the general compressor design cycle for each group of optimization tasks, as well as specific examples. The main and relevant optimization algorithms of axial compressors are considered. As a result, a universal block diagram of the optimization problem has been compiled. The objective functions and optimization parameters are also analyzed. The authors review comments and recommendations on each of the points by setting the appropriate tasks.

Keywords: axial compressor, optimization problems, multi-objective optimization, optimization algorithms, target functions, IOSO, genetic algorithms.



Введение

На сегодняшний день современные многоступенчатые компрессоры осевого типа характеризуются сравнительно высокими показателями эффективности и высокой нагруженностью их ступеней. Действительно, компрессор является важнейшим узлом газотурбинной установки (ГТУ), который формирует облик термодинамического совершенства всей установки. В связи с этим крайне важно получить как наиболее оптимальные параметры узла в расчетной точке номинального режима работы установки ($\dot{m}_{расч}, \pi_{к расч}^*, n_{ном}$), так и обеспечить широкий диапазон его устойчивой работы на различных режимах.

Для решения данных задач помимо инженерных методов расчета широкое распространение получили методы вычислительной газовой динамики (CFD). Указанный подход позволяет сократить объем проводимых физических экспериментов и в более короткий срок сформировать облик будущего компрессора [1]. Для решения задач поиска оптимальной геометрии проточной части используются различные методы оптимизации. Так как в компрессорах часто требуется обеспечение минимум или максимум нескольких целевых функций, то происходит решение задачи многокритериальной оптимизации [2]. При этом их использование совместно с CFD-методами поможет с большой долей достоверности получить вариант из множества альтернатив, соответствующего (или даже превосходящего) параметрам на расчетной точке, которая обеспечивает требуемые запасы газодинамической устойчивости и удовлетворяет требованиям прочности.

Несмотря на все достоинства многокритериальной оптимизации, примеров ее широкого практического применения или реализации на данный момент крайне мало. Это вызвано следующими причинами [3]:

- необходима валидированная математическая модель объекта исследования, способная корректно моделировать сложные пространственные течения;
- алгоритм, используемый во время оптимизации, должен быть способен на поиск глобального экстремума целевых функций, в том числе недифференцируемых, многоэкстремальных, а также для стохастических задач;
- параметрическая модель как качественно, так и количественно должна совпадать с исходной моделью;
- программа-оптимизатор должна воспринимать достаточный объем параметров и ограничений.

Таким образом, наиболее удачным примером реализации результатов многокритериальной оптимизации является работа А. К. Воробьева и Ф. А. Малышева [4] по оптимизации многоступенчатого осевого компрессора стационарной газотурбинной установки ГТЭ-170.2. Благодаря применен-

ному подходу удалось в рабочей точке увеличить расход воздуха на 7 %, степень сжатия — на 9 %, а КПД — на 0,7 %.

Если же рассматривать не многоступенчатые машины, а модельные ступени, то наиболее популярным объектом исследования является семейство NASA Stage. Так, в работах Benini [5], Samad [6], Huang [7] и Cao [8], посвященных Rotor 37, удалось повысить КПД венца за счет перепрофилирования, а также изменения значения осевого и тангенциального навала. Стоит отметить, что в работах по оптимизации осевых лопаточных машин достаточно малое влияние уделяется вопросу прочностного анализа, что наиболее важно для рабочих лопаток, так как именно они работают в наиболее нагруженных условиях.

Тем не менее универсального подхода к проведению подобного рода задач не существует. Способ их формирования, а также постановка задачи целиком и полностью зависят от преследуемых целей в ходе оптимизации и опираются на индивидуальный опыт исследователей в этом направлении. В работе предлагается рассмотреть актуальные подходы по проведению многокритериальной оптимизации осевых компрессоров, а также сформировать целостное представление о методе формирования задачи оптимизации.

Классификация задач оптимизации осевых компрессоров по учитываемым пространственным явлениям

По проведенному анализу открытых научных источников можно сделать вывод, что большую часть оптимизационных исследований в области осевых компрессоров можно поделить на три большие группы, в зависимости от того, какие пространственные явления в них учитываются [1]:

- задача оптимизации по параметрам на среднем радиусе невязкого течения на основе уравнений термодинамики (1D и квази-2D постановка);
- осесимметричный расчет невязкого течения с учетом геометрии профилей (2D постановка);
- задача оптимизации в трехмерной постановке вязкого течения (3D постановка).

1D и квази-2D оптимизация осевых компрессоров

Течение в межлопаточном канале венца лопаточной машины включает в себя множество типов сложных пространственных течений: подковообразные вихри; перетечки в радиальных зазорах; отрывы потока с поверхности пера лопатки и др. [1]. Современные CFD-методы при правильной постановке задачи позволяют с большой степенью точности моделировать сложный характер течения в проточной части компрессора. Однако, в зависимости от оптимизационных задач, а также от располагаемых ресурсов, не всегда это необходимо или реализуемо. Особенно на ранних этапах проектирования, когда с помощью основных термо- и газо-

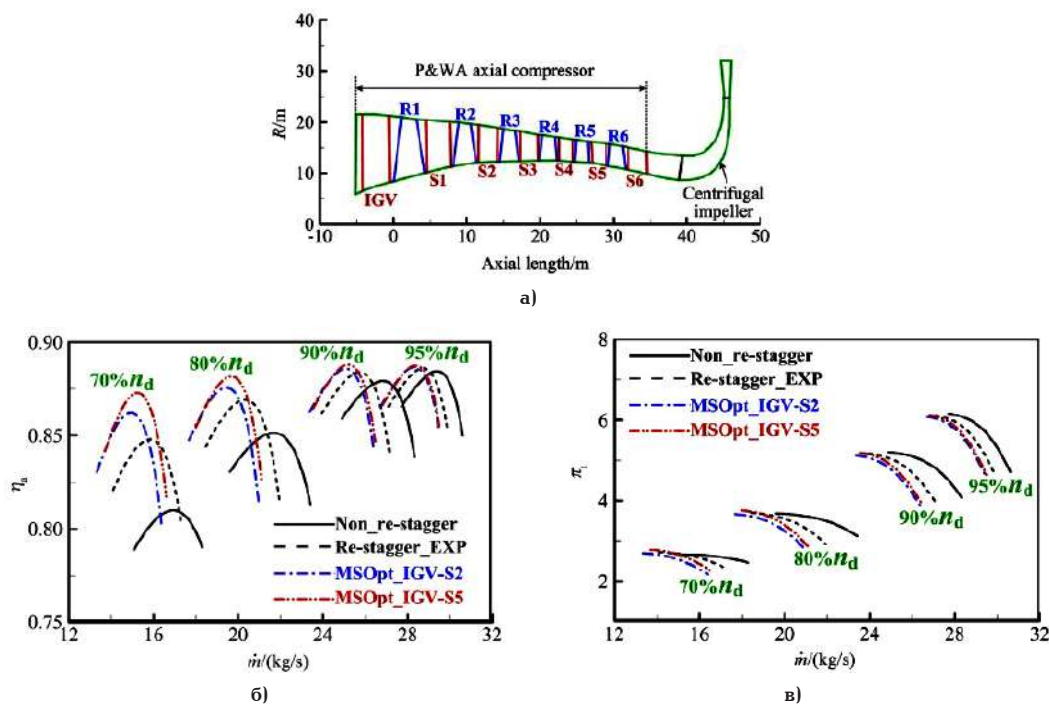


Рис. 1. Пример результатов 1D-оптимизации шестиступенчатого осевого компрессора в работе Y. Jinguang и др. [16]: а — представление объекта исследования; б, в — характеристики компрессора
Fig. 1. Example of the 1D-optimization results of the six-stage axial compressor in the research of Y. Jinguang and others [16]: а — research object; б, в — compressor charts

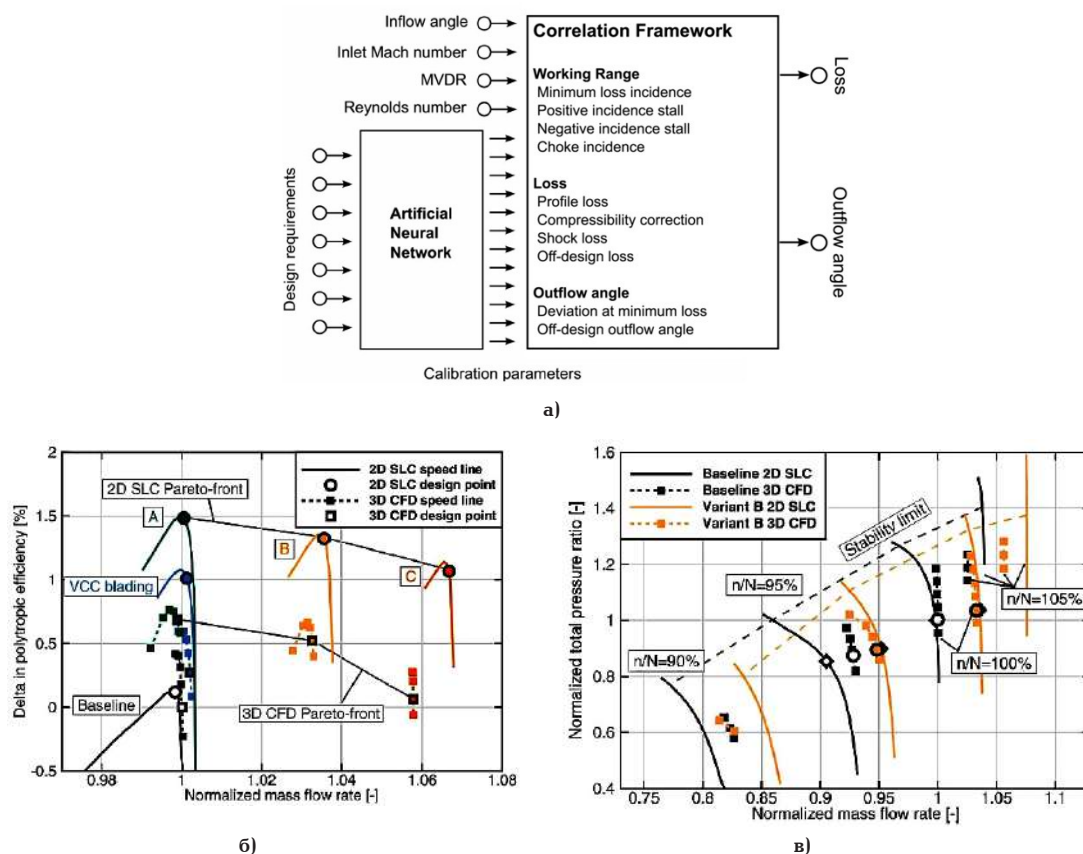


Рис. 2. Пример результатов 2D-оптимизации пятнадцатиступенчатого осевого компрессора в работе M. Schnoes, C. Voß и E. Nicke [18]: а — подход к оптимизации; б, в — результаты оптимизации
Fig. 2. Example of the 2D-optimization results of the fifteen-stage axial compressor in the research of M. Schnoes, C. Voß and E. Nicke [18]: а — optimization method; б, в — optimization results

динамических уравнений определяются первичные характеристики и параметры компрессора, а также основные геометрические параметры его проточной части [1]. В связи с этим возможно проведе-

ние оптимизации в такой постановке, которая либо не учитывает, либо косвенно учитывает взаимное влияние сечений по высоте лопатки. Такие подходы называются как оптимизация на среднем радиусе

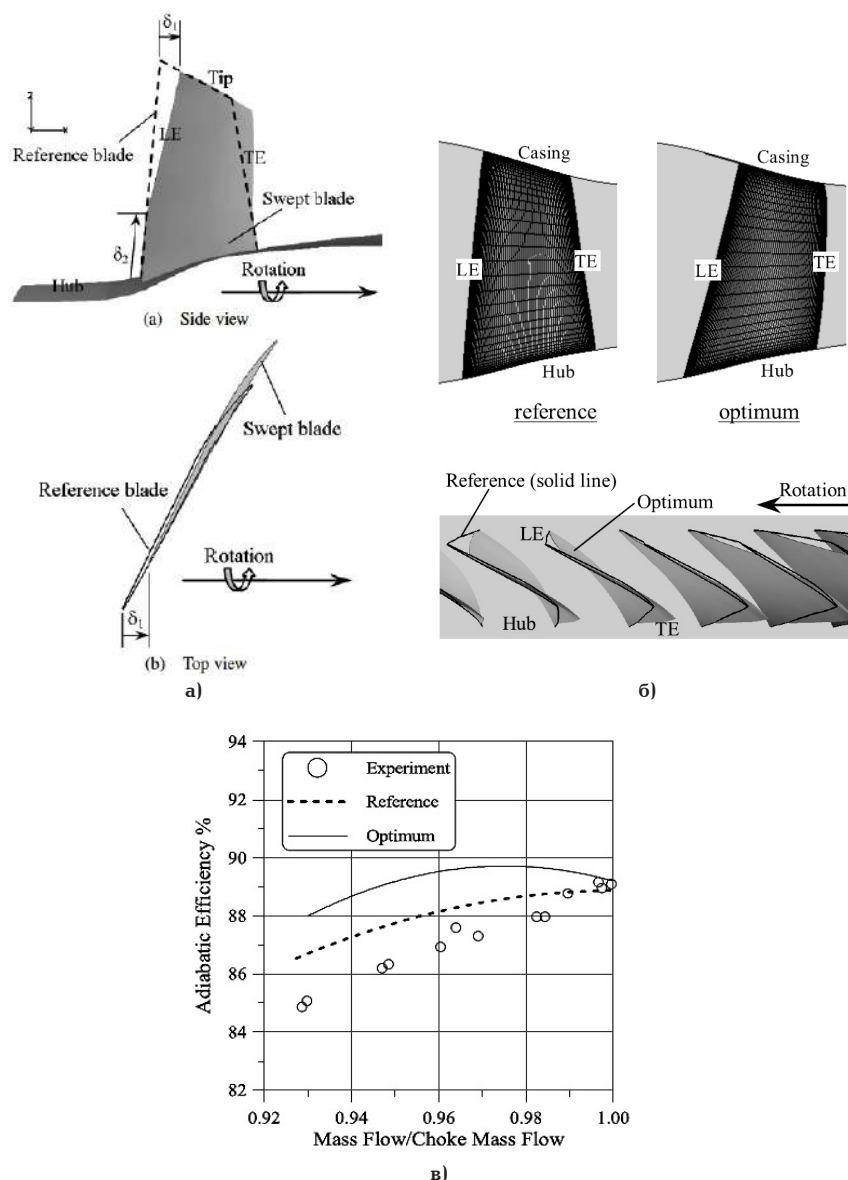


Рис. 3. Визуализация осевого навала и результаты 3D-оптимизации NASA Rotor 37 путем изменения осевого навала в работе Choon-Man Jang и др. [18]: а — иллюстрация осевого навала; б — сопоставление исходной и оптимальной геометрий; в — сопоставление характеристик
Fig. 3. Axial blade lean and the 3D-optimization results of the NASA Rotor 37 by changing the axial lean in the research of Choon-Man Jang and others: а — axial lean illustration; б — reference and optimum blades comparison; в — comparison of the features [18]

(1D-оптимизация) и оптимизация с косвенным учетом взаимного влияния струек тока по высоте между собой (квази-2D).

На практике же два этих подхода не применяются в своём исходном виде — каждую такую задачу дополняют эмпирическими зависимостями. Так, для классификации потерь и их определения наибольшее распространение получила модель, предложенная С. С. Koch и Л. Н. Smith [9], и её модификации [10, 11]. Применительно к определению оптимального угла атаки также существует несколько моделей: по Хауэллу [12], Картеру [13], Эмери [14], Либляйну [15] и т. д. Стоит отметить, что подобных зависимостей крайне много, а их количество ограничивается лишь потребностями их учета для текущей постановки задачи и определяется исследователем.

Так, в работе Y. Jinguang и др. [16] проведена 1D-оптимизация шестиступенчатого осевого ком-

прессора путем изменения угла установки направляющих аппаратов (рис. 1а). Исходная постановка, как и отмечалось ранее, дополнена эмпирическими зависимостями, определяющими угол атаки с минимальными потерями; отклонения потока на нерасчетных режимах; профильные потери; потери на нерасчетных режимах и загромождение на торцевых поверхностях. Для коэффициентов используемых эмпирических моделей также осуществляется корректировка. В работе используется генетический алгоритм оптимизации NSGA-II [17]. Результаты численной оптимизации качественно коррелируют с экспериментальными значениями (рис. 1б, в). Количественно же результаты оптимизации всё же показывают завышение значений КПД компрессора. Совместное применение 1D-оптимизации позволит на ранних этапах проектирования получить необходимые результаты для последующего пространственного профилирования лопаток.

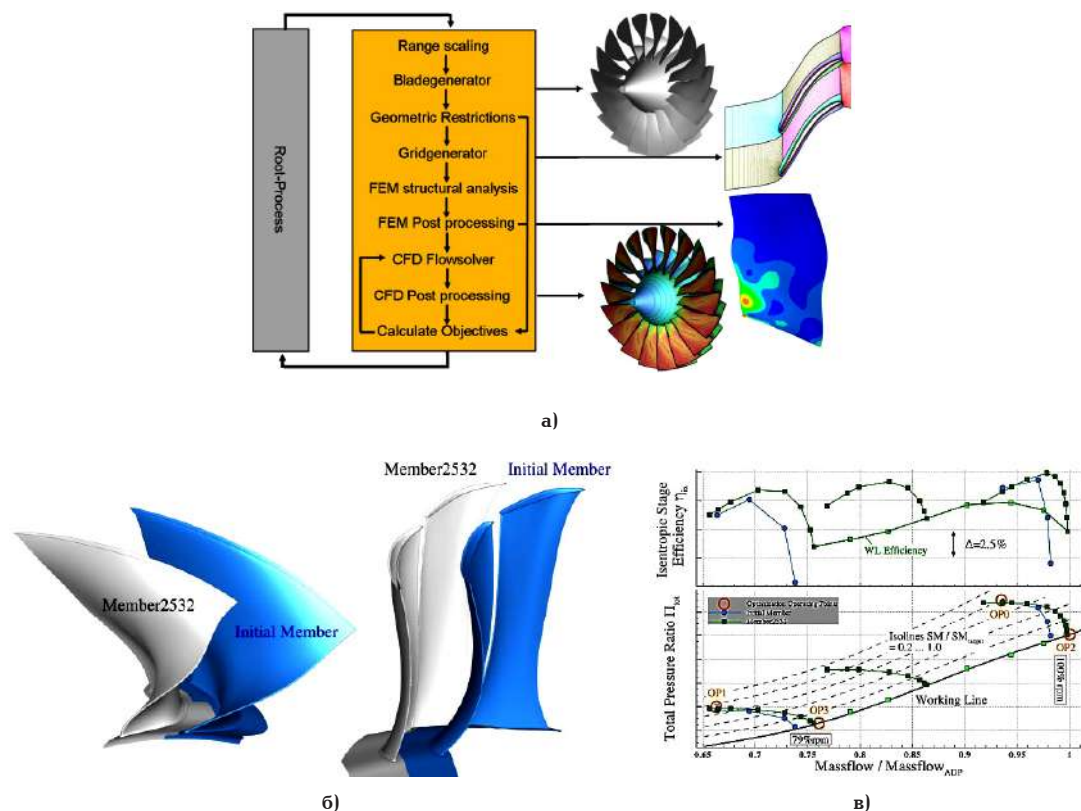


Рис. 4. Подход к 3D-мультимасштабной оптимизации трансзвукового компрессора и её результаты в работе U. Siller, C. Voß и E. Nicke: а — алгоритм постановки задачи; б, в — результаты оптимизации [20]
Fig. 4. Approach to the 3D-multidisciplinary optimization of the transonic compressor and its results in the research of U. Siller, C. Voß and E. Nicke: а — optimization algorithm parametric; б, в — optimization results [20]

2D-оптимизация осевых компрессоров

После определения предварительных параметров компрессора по параметрам на среднем радиусе переходят к осесимметричному расчету компрессора — 2D постановка. Выполняется предварительное профилирование лопаточного аппарата компрессора (уточнение углов атаки и отставания) и расчет на прочность его наиболее важных частей (лопаток и дисков). Результатом 2D-расчета являются параметры потока в межвенцевых зазорах осевого компрессора, осредненные и распределенные параметры в лопаточных венцах, ступенях и компрессоре в целом, в том числе и его суммарные параметры — степень повышения полного давления и изэнтропический КПД [1].

Для пятнадцатиступенчатого компрессора в работе M. Schnoes, C. Voß и E. Nicke [18] была проведена оптимизация в 2D постановке (рис. 2б, в) путем выбора оптимального профиля из библиотеки, сгенерированной с помощью нейронной сети. Варьируя геометрическими параметрами профиля (угол установки, отношение шага к хорде, безразмерная площадь поперечного сечения), а также расчетными условиями течения и аэродинамической нагруженностью профиля, формируется библиотека профилей (рис. 2а).

3D-оптимизация осевых компрессоров

Для достижения аэродинамического совершенства компрессора применяются программные комплексы, направленные на разрешение трехмерного вязкого течения — CFD-подходы. Для этого реализуется разрешение системы уравнений Навье — Стокса [1]. Обычно данную систему осредняют по Рейнольдсу и дополняют одной из моделей турбулентности. Данный метод разрешения турбулент-

ности получил название RANS — Reynolds Averaged Navier — Stokes. Разрешение трехмерного вязкого потока при оптимизации компрессоров — ресурсозатратная задача. Составление плана эксперимента задачи для применения эволюционных алгоритмов может потребовать от 100 расчетных точек. Если в математической модели будет использоваться упомянутый выше метод RANS, а также низкорейнольдсовая модель турбулентности (SST) с сеточной моделью, способной обеспечить разрешение вязкого подслоя без использования пристеночной функции, то 3D-оптимизация даже одной ступени может проходить несколько недель.

Однако не всегда необходима настолько детальная математическая модель. По результатам исследований модель турбулентности k-ε на сравнительно небольших по размерам сетках (500 — 800 тыс. элементов на венец) показывает качественно достоверную картину течения. Работа Choon-Man Jang и др. [18] посвящена оптимизации рабочей лопатки NASA Rotor 37 путем изменения осевого навала (рис. 3а). В работе используется метод оптимизации по поверхности отклика с применением метода формирования плана эксперимента D-optimal [19]. Результатом оптимизации стало увеличение адиабатического КПД ротора на 1,25 % в рабочей точке (рис. 3б, в).

Стоит понимать, что любое изменение геометрии, как корпусных элементов компрессора, так и его лопаточного аппарата в ходе оптимизации, напрямую влияет на прочностные характеристики узла. В погоне за аэродинамическим совершенством пера лопатки можно получить такое значение выносов центра масс (эксцентриситетов) его сечений или же радиусов его входных и выходных



Рис. 5. Результирующая схема к подходам по оптимизации осевых компрессоров
Fig. 5. Resulting scheme to approaches for the axial compressors optimizing

кромок, которые хоть и обеспечивают наилучшие интегральные характеристики компрессора, но все-цело ставят под сомнение практическую ценность полученных результатов. Следовательно, полученная в ходе оптимизации геометрия обязана быть подвержена проверочному расчету на статическую и динамическую прочность.

В работе U. Siller, C. Voß и E. Nicke [20] приведен пример мультидисциплинарного подхода к многокритериальной оптимизации осевого компрессора (рис. 4а). Эволюционный алгоритм AutoOpti [21] в данном случае позволяет разрешить две задачи: поиск аэродинамического совершенства рассматриваемого компрессора; проверка на статическую и динамическую прочность для доминантных аэродинамических вариантов (рис. 4б, в).

Выводы

В исследовании было рассмотрено три группы оптимизационных расчетов в зависимости от учитываемых пространственных явлений. Одномерная постановка оптимизации позволяет в более короткий срок на ранних этапах проектирования получить результаты, которые будут служить основой последующих этапов проектирования компрессора — осесимметричного и трехмерного расчетов. При оптимизации компрессора в осесимметричной постановке удастся по уже известной геометрии проточной части получить оптимальную форму профиля лопаточного аппарата, которая качественно соответствует расчетам вязкого трехмерного течения, а также оптимизацию компрессора в трехмерной постановке с вязким течением. Такой подход получается крайне время- и ресурсозатратным и требует от исследователя применения валидированной по результатам испытаний математической модели. Однако пространственная постановка задачи позволяет скорректировать проточную часть компрессора таким образом, чтобы обеспечить его аэродинамическое совершенство наилучшим образом. Более того, присутствует возможность проведения прочностного анализа (как статического, так и динамического) получаемых Парето оптимальных решений.

Итоговое представление подходов оптимизации осевых компрессоров приведено на рис. 5 с указанием наиболее очевидных преимуществ и недостатков каждого из них.

Можно сделать вывод о том, что при реализации спроектированного компрессора окончательным этапом оптимизации геометрии является 3D-оптимизация. Она определяет окончательные размеры и форму проточной части.

Алгоритмы оптимизации

При решении любой оптимизационной задачи, в зависимости от выбранного метода оптимизации, определяется последовательность действий — алгоритм. Опираясь на открытые исследования в данной области, можно выделить следующие основные группы алгоритмов [3]:

- генетические алгоритмы;
- адаптивные алгоритмы;
- эволюционные алгоритмы самоорганизации;
- алгоритмы на основе моделирования искусственных нейронных сетей;
- градиентные алгоритмы.

Как уже упоминалось ранее, подход к выбору алгоритма зачастую зависит от опыта предприятия-исследователя, а также от поставленной задачи. Однако наибольшую популярность обрели генетические и эволюционные алгоритмы из-за своего наибольшего потенциала. Истоки данных алгоритмов были заложены еще с середины 1970-х до начала 1980-х гг. XX в.: эволюционные алгоритмы — в США в работах J. H. Holland [22]; генетические алгоритмы — в Германии I. Rechenberg [23] и H.-P. Schwefel [24]. За более чем 40 лет данные алгоритмы были существенно доработаны до уровня, который можно наблюдать как в уже рассмотренных выше работах (NSGA-II [16], AutoOpti [21]), так и в работах других исследователей.

Большой популярностью также пользуются методы оптимизации по поверхности отклика. Данная поверхность является математическим представлением зависимости целевых функций от параметров оптимизации. Зависимость строится путем

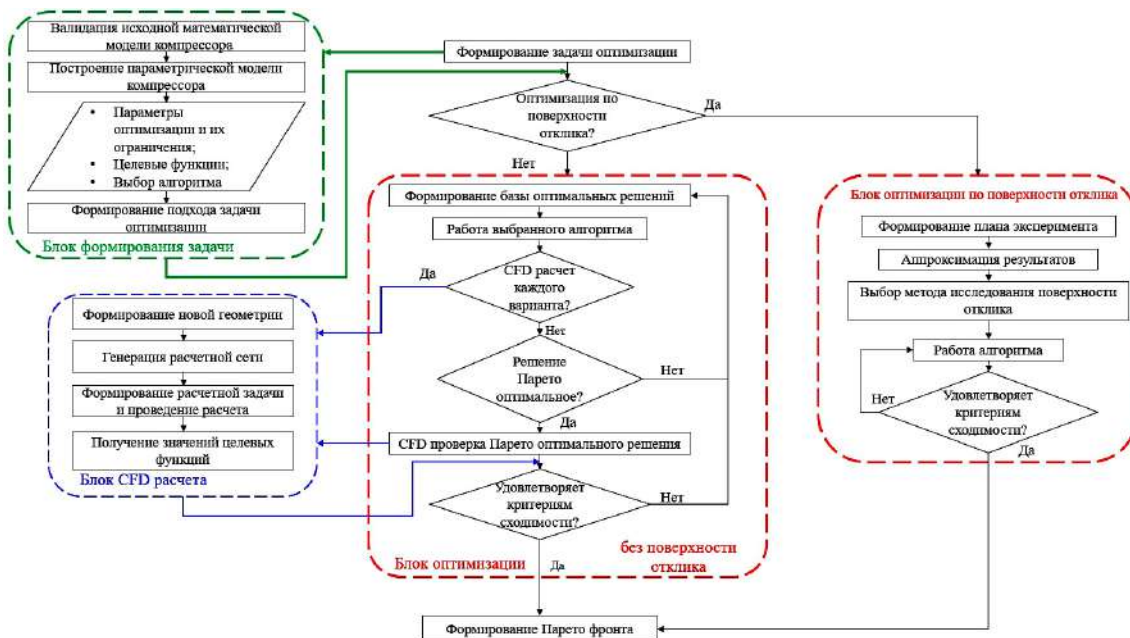


Рис. 6. Предлагаемая универсальная блок-схема 3D-оптимизации осевого компрессора методами генетических алгоритмов

Fig. 6. Universal 3D-block scheme of the axial compressor optimization by genetic methods

аппроксимации уже полученных данных — плана эксперимента. Преимуществом указанного метода является то, что после наработки плана эксперимента и аппроксимации зависимостей не требуется численного разрешения альтернативных вариантов, находящихся на поверхности отклика. Однако стоит отметить, что полученные оптимальные решения все же нуждаются в проверке путем CFD-расчета.

Так, на основе рассмотренных примеров можно составить, к примеру, универсальную блок-схему для 3D-оптимизации как с применением генетического алгоритма, так и с помощью поверхности отклика (рис. 6) осевого компрессора, как одно-, так и многоступенчатого. Схема создана с учетом данных в [25].

Целевые функции

При постановке задачи оптимизации на самых ранних её этапах перед исследователем встает цель — улучшить имеющуюся конструкцию. Что значит в данном случае «улучшить»? Зачастую — это удовлетворить требованиям, указанным в техническом задании. Однако из множества полученных альтернатив необходимо выбрать оптимальную. Авторы работы [2] дают такое определение целевым функциям: «Признаки, по которым следует провести сравнительную оценку альтернатив, получаемых в ходе оптимизации вариантов, и выбрать среди них лучшую с точки зрения поставленной задачи. Иными словами — сформировать целевые функции. При этом критерием оптимальности может быть требование достижения наибольшего или наименьшего значения одной или несколькими действительными (скалярными) функциями параметров оптимизации, выражающими количественно меру достижения цели оптимизации рассматриваемого объекта. Каждую из таких функций принято называть целевой».

Наиболее часто перед исследователем в ходе оптимизации требуется повысить интегральные и расходные характеристики компрессора. Такая постановка выглядит следующим образом:

$$\eta_{ad} = \frac{\pi_k^{k-1} - 1}{\frac{T_{out}^*}{T_{in}^*} - 1} \rightarrow \max, \quad (1)$$

$$m_{in} \rightarrow \max, \quad (2)$$

где η_{ad} — адиабатический КПД компрессора; π_k^* — степень повышения полного давления в компрессоре; T_{out}^* и T_{in}^* — температура торможения на входе и выходе компрессора; m_{in} — расход на входе.

Для многоступенчатых компрессоров важно обеспечить равномерность радиального распределения полного давления на выходе из его ступеней. Возможно рассмотреть целевую функцию, обеспечивающую данное условие:

$$\Delta p_{out}^* = \frac{p_{out,max}^* - p_{out,ave}^*}{p_{out,ave}^*} \rightarrow \min, \quad (3)$$

где $p_{out,max}^*$ — максимальное значение в эпюре полного давления на выходе из ступени; $p_{out,ave}^*$ — среднеарифметическое значение эпюры давления на выходе из ступени.

В качестве целевой функцию можно рассматривать изменение параметров альтернативной геометрии с базовой. Как, например, это сделано в работах Liu W. и др. [25].

$$SMI = \left(\frac{\pi_{ct,ns}^*}{\pi_{sn,ns}^*} \cdot \frac{M_{sc,ns}}{M_{ct,ns}} - 1 \right) \cdot 100 \% \rightarrow \max, \quad (4)$$

$$PEI = \frac{\eta_{ct,peak}^* - \eta_{sc,peak}^*}{\eta_{sc,peak}^*} \cdot 100 \% \rightarrow \max, \quad (5)$$

где π^* — степень повышения полного давления; M — приведенный массовый расход; η^* — изоэнтропный КПД; ct — значения текущего варианта; sc — значения базового варианта; ns — вблизи границы устойчивости.



Рис. 7. Классификация целевых функций для задач оптимизации осевых компрессоров

Fig. 7. Classification of objective functions for optimization problems in axial compressors

Отметим, что выбор целевых функций — вопрос, ответ на который в большей степени зависит от поставленного технического задания. Основные группы целевых функций основываются на обеспечении минимума или максимума (или же стремлении к определенному значению) в интегральных параметрах компрессора или же в параметрах отдельных элементов. Представление подобного подхода с примерами целевых функций приведено на рис. 7.

Параметры оптимизации и ограничения

Упоминалось, что программа-оптимизатор должна воспринимать достаточное количество параметров оптимизации и их ограничений. Параметрами называют изменяемые при оптимизации величины, а ограничениями — пределы изменения данных параметров [4]. Применительно к осевым компрессорам, в качестве параметров оптимизации выступают геометрические характеристики как трактовых поверхностей, так и лопаточного аппарата. К часто используемым можно отнести:

- лопаточные углы профиля на входе и выходе;
- угол установки профиля;
- навал (вынос центра масс) лопатки: осевой и тангенциальный;
- положение узловых точек сторон давления и разряжения профилей (часто заданных в виде кривых Безье или сплайнов n -го порядка);
- узловые точки корпуса (часто заданных в виде кривых Безье или сплайнов n -го порядка) и др.

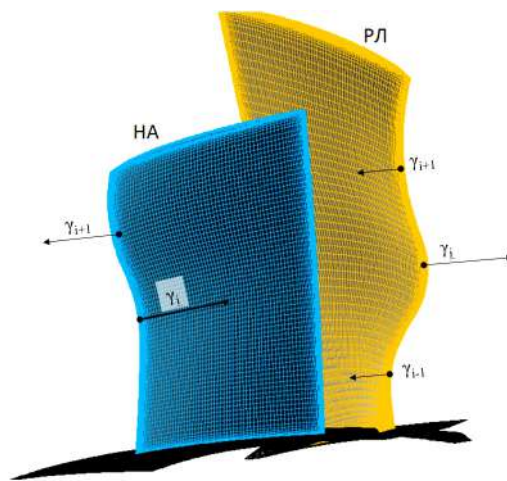
Также стоит обращать внимание на то, в каких пределах варьируются данные величины, то есть — задать ограничения. Ограничения формируются исходя из поставленных задач при оптимизации. Однако большая их часть диктуется условиями прочности. Так, например, нужно большое внимание уделить ограничениям, связанным с размерами входных и выходных кромок; выносом центра масс (особенно рабочих лопаток и консольных направляющих аппаратов) и максимальной толщиной профиля.

Однако стоит внимательно относиться к вариантам, которые в соседних сечениях лопатки включают в себя граничные значения параметров оптимизации, направленных в противоположные стороны. Так, например, для угла установки профиля (γ) данное условие будет выглядеть в виде матрицы:

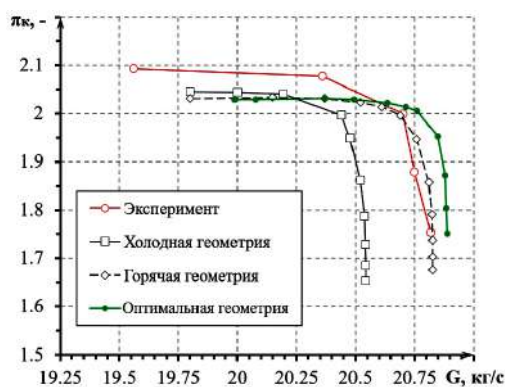
$$\begin{bmatrix} \gamma_1 \in [\gamma_{1,min}; \gamma_{1,max}] \\ \dots \\ \gamma_{i-1} \rightarrow \gamma_{i-1,min} \in [\gamma_{i-1,min}; \gamma_{i-1,max}] \\ \gamma_i \rightarrow \gamma_{i,max} \in [\gamma_{i,min}; \gamma_{i,max}] \\ \gamma_{i+1} \rightarrow \gamma_{i+1,min} \in [\gamma_{i+1,min}; \gamma_{i+1,max}] \\ \dots \\ \gamma_n \in [\gamma_{n,min}; \gamma_{n,max}] \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где индексы 1 и n — первое и последнее расчетные сечения; i — промежуточное сечение по высоте; $i-1$ и $i+1$ — сечение выше и ниже от промежуточного i -го.

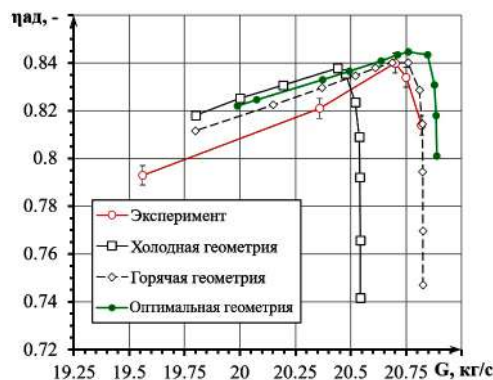
В качестве примера такой геометрии можно привести результаты оптимизации ступени NASA Stage 37 (рис. 8) [26]. Подробно с методом формирования математической модели данного объекта исследования можно ознакомиться в работе [27]. Здесь же предлагается рассмотреть наиболее негативный вариант принадлежащего к фронту Парето оптимальных решений для целевых функций, аналогичных указанным в (1) и (3), и ограничений, допускающих незначительное изменение массового расхода и степени повышения полного давления в ступени ($\dot{m} \pm 0,5\%$; $\pi_k^* \pm 0,5\%$). Сопоставление проводится с расчетными кривыми «Холодная геометрия» и «Горячая геометрия». «Холодная геометрия» — геометрические размеры элементов осевой ступени заданы на основании производственных чертежей, которые соответствуют состоянию компрессора после сборки, то есть в нерабочем состоянии. «Горячая геометрия» — геометрические размеры элементов осевой ступени скорректированы



а)



б)



в)

Рис. 8. Пример 3D-оптимизации осевой компрессорной ступени NASA Stage 37:
а — полученная геометрия; б, в — сопоставление характеристик исходной ступени с оптимальной
Fig. 8. Example of the 3D-optimization of the NASA Stage 37 axial compressor stage:
a — resulting geometry; б, в — comparison of the features of the initial stage with the optimized one

с учётом изменения их напряжённо-деформированного состояния в процессе эксплуатации [27]. Результаты физического эксперимента [26] отображены в виде кривой «Эксперимент», которая выступала в качестве референсной при валидации.

Полученное значение η_{ad} в расчетной точке превышает значение исходного варианта «Горячая геометрия» (рис. 8б и 8в). Относительное приращение параметров в данном случае составляет $\delta\eta_{ad,расч} = +1\%$; $\delta\pi_{к,расч}^* = < 0,5\%$. Абсолютное изменение коэффициента запаса устойчивости $\Delta k_y = -1,77\%$ при

$$\Delta k_y = \left(\frac{G_{расч} \cdot \pi_{к,г.у}^*}{\pi_{к,расч}^* \cdot G_{г.у}} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (7)$$

где параметры с индексом «расч.» соответствуют параметрам на расчётной точке, а с индексом «г.у.» — параметрам на границе устойчивой работы.

Это объясняется отсутствием указанного параметра в заданных ограничениях или целевых функциях, в результате чего он может быть меньше, чем у исходного варианта. Стоит обратить внимание на параметры сечений по соседству от указанного i -го (рис. 8а). Имеет место быть большой градиент угла установки между сечениями. Данный факт негативным образом сказывается на прочностных характеристиках рассматриваемой ступени, что

особенно критично для рабочей лопатки. Таким образом, подобные варианты стоит рассматривать только после соответствующей проверки на статическую и динамическую прочность.

Заключение. Выводы и рекомендации

В ходе работы были представлены актуальные методы и подходы по постановке задачи многокритериальной оптимизации осевых компрессоров. Рассмотренные примеры позволили сформировать универсальную классификацию задач оптимизации по типу учитываемых пространственных явлений: 1D/квази-2D, 2D и 3D. Каждый тип оптимизационной задачи может быть применен на различных этапах проектирования компрессора — начиная от этапов определения первичной геометрии проточной части, заканчивая формированием пространственной формы пера лопатки с последующим анализом на статическую и динамическую прочность. Для каждого из типов задач рассмотрены конкретные примеры. Была составлена соответствующая схема, в которой отмечены преимущества и недостатки каждого типа задач, а также их предназначения в контексте проектирования компрессора.

В исследовании рассмотрены алгоритмы, которые используются при оптимизации осевых компрессоров на данный момент: эволюционные и генетические. По проведенному анализу составлена универсальная блок-схема с применением любого

из представленных алгоритмов, позволяющая сформировать и поставить задачу оптимизации.

Также были проанализированы различные варианты целевых функций, которые можно рассматривать при постановке собственной расчетной задачи на дальнейших этапах. Рассмотрены наиболее часто используемые варианты параметров оптимизации, к которым чаще всего относят геометрию пера лопатки: лопаточные углы, углы установки, навалы. На примере оптимизации компрессорной ступени NASA Stage 37 отмечено, что вышеуказанные параметры необходимо соответствующим образом ограничивать для обеспечения требований прочности.

Проведенный в работе анализ современных подходов к оптимизации осевых компрессоров будет использован на следующих этапах работы: отработке методики оптимизации на модельной ступени, а далее — на многоступенчатом осевом компрессоре газотурбинной установки.

Список источников / References

1. Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006. 1202 с. ISBN 0-13-538323-4.
2. Inozemtsev A. A., Sandratskiy V. L. Gazoturbinnyye dvigateli [Gas turbine engines]. Perm, 2006. 1202 p. ISBN 0-13-538323-4. (In Russ.).
3. Аттетков А. В., Галкин С. В., Зарубин В. С. Методы оптимизации / под ред. В. С. Зарубина, А. П. Крищенко. 2-е изд., стер. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 440 с.
4. Attetkov A. V., Galkin S. V., Zarubin V. S. Metody optimizatsii [Optimization methods] / Ed. by V. S. Zarubina, A. P. Krishchenko. 2nd ed., ster. Moscow, 2003. 440 p. (In Russ.).
5. Попов Г., Батуринет О., Гориачкин Е. [et al.]. Axial compressor optimization method. *IOP Conference: Series Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 904. 012008. DOI: 10.1088/1757-899X/904/1/012008.
6. Воробьев А. К., Малышев Ф. А. Модернизация компрессора ГТЭ-170.2 // Перспективы развития двигателестроения: материалы Междунар. науч.-техн. конф. им. Н. Д. Кузнецова (21–23 июня 2023 г.). В 2 т. Самара: Изд-во Самар. ун-та, 2023. Т. 2. С. 64–65.
7. Vorobyev A. K., Malyshev F. A. Modernizatsiya kompressora GT-E-170.2 [Development of GTE-170.2 compressor]. *Perspektivy Razvitiya Dvigatelaystroeniya*. In 2 vols. Samara, 2023. Vol. 2. P. 64–65. (In Russ.).
8. Benini E. Three-dimensional multi-objective design optimization of a transonic compressor rotor. *Propulsion and Power*. 2004. Vol. 20 (3). P. 559–565. DOI: 10.2514/1.2703.
9. Samad A., Kim, K. Y. Multi-objective optimization of an axial compressor blade. *Mechanical Science and Technology*. 2008. Vol. 22 (2). P. 999–1007. DOI: 10.1007/s12206-008-0122-5.
10. Huang N. Z., Zhao X., Zhang, Y. H. [et al.]. Aerodynamic performance improvement of a transonic axial compressor by swept and leaned rotors. *AIAA Propulsion and Energy 2019 Forum*. 2019. DOI: 10.2514/6.2019-3819.
11. Cao Z., Zhang X., Liang Y., Liu B. Influence of blade lean on performance and shock wave/tip leakage flow interaction in a transonic compressor rotor. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2021. Vol. 15 (1). P. 153–167. DOI: 10.47176/JAFM.15.01.32753.
12. Koch C. C., Smith L. H. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors. *Journal of Engineering for Power*. 1976. Vol. 98 (3). P. 411–424.
13. Schobeiri M. T. Advanced compressor loss correlations. Part I: Theoretical Aspects. *International Journal of Rotating Machinery*. 1997. Vol. 3, no. 3. P. 163–177. DOI: 10.1155/S1023621X9700016X.
14. Schobeiri M. T. Advanced compressor loss correlations. Part II: Experimental Verifications. *International Journal of Rotating Machinery*. 1997. Vol. 3, no. 3. P. 179–187. DOI: 10.1155/S1023621X97000171.
15. Howell A. R. Fluid dynamics of axial compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1945. Vol. 153 (1). P. 441–452. DOI: 10.1243/PIME PROC_1945_153_049_02.
16. Carter A. D. S. The low speed performance of related aerofoils in cascades. CP no. 29 (12.883) ARC Technical Report. London, 1950. 46 p.
17. Emery J. C., Herrig J. L., Erwin J. R. Systematic two-dimensional cascade tests of NACA 65-series compressor blades at low speeds. NACA Report 1368. Washington, 1957. 226 p.
18. Lieblein S. Incidence and deviation-angle correlations for compressor cascades. 1960. *ASME J. Basic Eng.* Vol. 82. P. 575–584.
19. Jinguang Y., Min Z., Cheng P. [et al.]. Stator re-stagger optimization in multistage axial compressor. *Propulsion and Power Research*. 2021. Vol. 10, Issue 2. P. 107–117. DOI: 10.1016/j.jprr.2021.03.002.
20. Deb K., Pratap A., Agarwal S., Meyarivan T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*. 2002. Vol. 6 (2). P. 182–197.
21. Schnoes M., Voß C., Nicke E. Design optimization of a multi-stage axial compressor using through flow and a database of optimal airfoils. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*. 2018. Vol. 2. P. 516–528. DOI: 10.22261/JGPPS.W5N911.
22. Jang C.-M., Li P., Kim K.-Y. Optimization of blade sweep in a transonic axial compressor rotor. *JSME International Journal. Series B*. 2005. Vol. 48, no. 4. P. 793–801. DOI: 10.1299/jsmeb.48.793.
23. Siller U., Voß C., Nicke E. Automated multidisciplinary optimization of a transonic axial compressor. *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. 2009. DOI: 10.2514/6.2009-863.
24. Voß C., Aulich M., Kaplan B., Nicke E. Automated Multiobjective Optimisation in Axial Compressor Blade Design. *ASME Paper GT2006-90420*. 2006. DOI: 10.1115/GT2006-90420.
25. Holland J. H. Adaptation in natural and artificial systems. Ann Arbor: The University of Michigan Press, 1975. 208 p.
26. Rechenberg I. Evolutions strategie — Optimierung technischer Systeme nach Prinzipien der biologischen Evolution. Stuttgart: Frommann-Holzboog, 1973. 170 p.
27. Schwefel H.-P. Numerical optimization of computer models. Chichester: Wiley & Sons, 1981. 389 p.
28. Liu W., Chu W., Zhang H., Wang H. An optimization study of circumferential groove casing treatment in a high-speed axial flow compressor. *Aerospace*. 2024. Vol. 11. 541. DOI: 10.3390/aerospace11070541.
29. Reid L., Moore R. D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05. *NASA Technical*. 1980. 1659. 104 p.
30. Золотухин А. С., Маренина Л. Н., Дроздов А. А. [и др.]. Верификация математической модели трансзвуковой осевой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 61–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-61-70. EDN: CJEHRN.
31. Zolotukhin A. S., Marenina L. N., Drozdov A. A. [et al.]. Verifikatsiya matematicheskoy modeli tranzvukovoy osevoy kompressornoy stupeni. [Verification of the mathematical model of the transonic axial compressor stage]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 61–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-61-70. EDN: CJEHRN. (In Russ.).
32. Золотухин Антон Сергеевич, аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-

Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург; инженер-конструктор 3-й категории сектора расчетов отдела компрессоров СКБ ГТУ, АО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 7756-7369

ORCID: 0009-0009-3028-8512

ResearcherID: HNP-9948-2023

Адрес для переписки: zolotuhinant@yandex.ru

МАРЕНИНА Любовь Николаевна, кандидат технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 5842-1771

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Адрес для переписки: marenina_ln@mail.ru

ДРОЗДОВ Александр Александрович, доктор технических наук, профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6030-5685

AuthorID (РИНЦ): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Адрес для переписки: A_drozdi@mail.ru

ЯБЛОКОВ Алексей Михайлович, старший преподаватель Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 2695-2962

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ORCID: 0000-0001-7842-9614

ResearcherID: M-7787-2018

Адрес для переписки: yablokovaleksey@mail.ru

НИКИФОРОВ Александр Георгиевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механизации Смоленской государственной сельскохозяйственной академии, г. Смоленск.

SPIN-код: 9236-5572

AuthorID (РИНЦ): 812960

AuthorID (SCOPUS): 57199225782

Адрес для переписки: nikiforof@mail.ru

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

Статья поступила в редакцию 14.03.2025; одобрена после рецензирования 04.09.2025; принята к публикации 26.09.2025.

ZOLOTUKHIN Anton Sergeevich, Postgraduate of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Saint Petersburg; CFD Engineer of SKB GTU Compressor Department, JSC "Power Machines", Saint Petersburg.

SPIN-code: 7756-7369

ORCID: 0009-0009-3028-8512

ResearcherID: HNP-9948-2023

Correspondence address: zolotuhinant@yandex.ru

MARENINA Lyubov Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5842-1771

AuthorID (RSCI): 791131

ORCID: 0000-0001-9380-9754

AuthorID (SCOPUS): 57188961410

ResearcherID: C-6788-2017

Correspondence address: marenina_ln@mail.ru

DROZDOV Aleksandr Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6030-5685

AuthorID (RSCI): 314735

ORCID: 0000-0002-3808-7098

AuthorID (SCOPUS): 56649790100

ResearcherID: K-7937-2014

Correspondence address: A_drozdi@mail.ru

YABLOKOV Aleksey Mikhailovich, Senior Lecturer of the Higher School of Power Engineering, Institute of Power Engineering, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 2695-2962

ORCID: 0000-0001-7842-9614

AuthorID (SCOPUS): 57199231312

ResearcherID: M-7787-2018

Correspondence address: yablokovaleksey@mail.ru

NIKIFOROV Aleksandr Georgiyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Mechanization Department, Smolensk State Agricultural Academy, Smolensk.

SPIN-code: 9236-5572

AuthorID (RSCI): 812960

AuthorID (SCOPUS): 57199225782

Correspondence address: nikiforof@mail.ru

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

The article was submitted 14.03.2025; approved after reviewing 04.09.2025; accepted for publication 26.09.2025.

РАЗРАБОТКА МОДУЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ДЛЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

А. А. Стасеев^{1,2}, А. А. Жарковский¹

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

²ООО «НордЭнергоГрупп Информационные технологии»,
Россия, 195009, г. Санкт-Петербург, наб. Свддловская, 18, литера АР

В статье представлена архитектура программного обеспечения, предназначенного для оптимизации проточных частей ступеней центробежных насосов. Описывается принцип выбора геометрических параметров, влияющих на значения напора и коэффициента полезного действия ступени. Обосновывается выбор количества точек в матрице эксперимента. С помощью изложенного в статье функционала производится оптимизация проточной части ступени консольного центробежного насоса. На основе полученных оптимальных параметров выполняется автоматизированное моделирование 3D-модели проточной части и проводятся CFD расчеты в пакете Ansys CFX.

Ключевые слова: оптимизация, САПР, корреляция, латинский гиперкуб, автоматизация, Python, центробежный насос, спиральный отвод.

Для цитирования: Стасеев А. А., Жарковский А. А. Разработка модуля оптимизации для системы автоматизированного проектирования ступени центробежного насоса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 75–82. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-75-82. EDN: NPYDJJ.



© Стасеев А. А., Жарковский А. А., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DEVELOPMENT OF A MODULE OF DIRECT OPTIMIZATION METHODS FOR A TWO-DIMENSIONAL AUTOMATED DESIGN SYSTEM OF A CENTRIFUGAL PUMP STAGE

А. А. Staseyev^{1,2}, А. А. Zharkovskiy¹

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

²LLC "NordEnergoGroup Information Technologies",
Russia, Saint Petersburg, Sverdlovskaya Embankment, 18 AR, 195009

The paper describes the architecture of software designed to optimize the flow paths of centrifugal pump stages. The principle of selecting geometric parameters that affect the values of the head and efficiency of the stage is described. The number of points in the design of experiments is selected and a formula for the rating of the optimization calculation is proposed. Described functionality is used to perform optimization of the flow path of a stage of console centrifugal pump stage with a speed coefficient equal to 93 Based on the obtained geometric parameters, automated modeling of 3D models of the flow path is performed, which is used to perform CFD calculations in the Ansys CFX package.

Keywords: direct optimization, CAD, correlation, latin hypercube, automation, Python, centrifugal pump, spiral outlet.

For citation: Staseyev A. A., Zharkovskiy A. A. Development of a module of direct optimization methods for a two-dimensional automated design system of a centrifugal pump stage. *Omsk Scientific Bulletin*.



© Staseyev A. A., Zharkovskiy A. A., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

На данный момент оптимизация является одним из важных направлений в области насосостроения [1–7], позволяя модифицировать существующие проточные части, а также проектировать новые с высокими энергетическими качествами. Именно поэтому в рамках разработки программного обеспечения для системы автоматизирования проектирования центробежных насосов «САПР ЦН» была поставлена задача разработки модуля, позволяющего выполнять оптимизационные расчёты на базе 2D-методов расчета течения. Использование при оптимизации 2D-методов позволяет уменьшить затраты времени по сравнению с 3D-методами, которые используют для расчета течения пакеты вычислительной гидродинамики. Для оптимизации выбрана ступень консольного центробежного насоса с коэффициентом быстроходности $ns=93$. Параметры ступени приведены на рис. 1а, разрез ступени приведен на рис. 1б.

Полученный в рамках оптимизации с использованием 2D-методов расчета течения вариант проточной части (ПЧ), был затем рассчитан с использованием 3D-методов расчета течения в CFX для подтверждения значений напора и КПД ступени, рассчитанных в 2D-постановке.

1. Архитектура

Архитектура программного комплекса представлена на рис. 2. В качестве расчётного ядра используются расчётная платформа, разработанная в Высшей школе энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого [8–9].

Элементы расчётной цепочки были реализованы на основе legacy-кода на Fortran, поэтому разработанная архитектура является двухслойной; взаимо-

действие между слоями организовано с помощью интеграционной шины, расположенной между Fortran- и Python-слоями на рис. 2. Описание самих слоёв следующее:

1. Python-слой является интерактивным слоем, с помощью которого пользователь может взаимодействовать с Fortran-слоем и настраивать параметры оптимизационного расчёта. Предварительно с помощью данного слоя инициализируются все параметры расчёта по умолчанию, которые необходимы для расчёта, однако задаются пользователем, и в автоматическом режиме расчёта не могут быть получены. На основе полученной информации все генерируемые .bat-файлы для взаимодействия с Fortran-слоем будут содержать указанные параметры. Единственным исключением являются параметры, которые в дальнейшем будут включены в варьируемые параметры. После инициализации они будут перезаписаны в соответствии со значением, переданным из матрицы эксперимента оптимизационного расчёта. Стоит отметить, что параметры, добавленные в матрицу эксперимента, не всегда задаются в явном виде через .bat-файлы, именно поэтому в интеграционной шине также предусмотрен функционал по замене значений в .dat-файлах, получаемых после выполнения этапов расчёта. Комбинация функционала по замене как пользовательской, так и рассчитанной информации позволяет гибко настроить оптимизационную платформу.

2. Fortran-слой является расчётным ядром для выполнения оптимизации; вся информация, заданная пользователем в интерфейсе расчётной платформы через интеграционную шину, попадает в расчётную цепочку. Из-за необходимости ввода в командную строку некоторых параметров от пользователя при эксплуатации модулей расчётной цепочки в архитектуре появилась интеграционная шина.

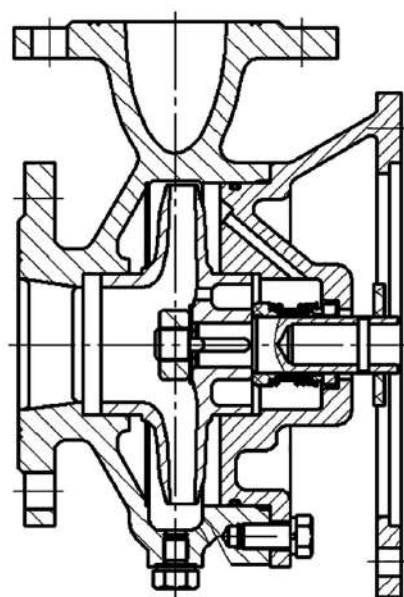


Рис. 1. Оптимизируемая ступень: а — техническое задание для ступени; б — разрез ступени
Fig. 1. Optimized stage: a — technical specifications for the stage; b — cross-section of the stage

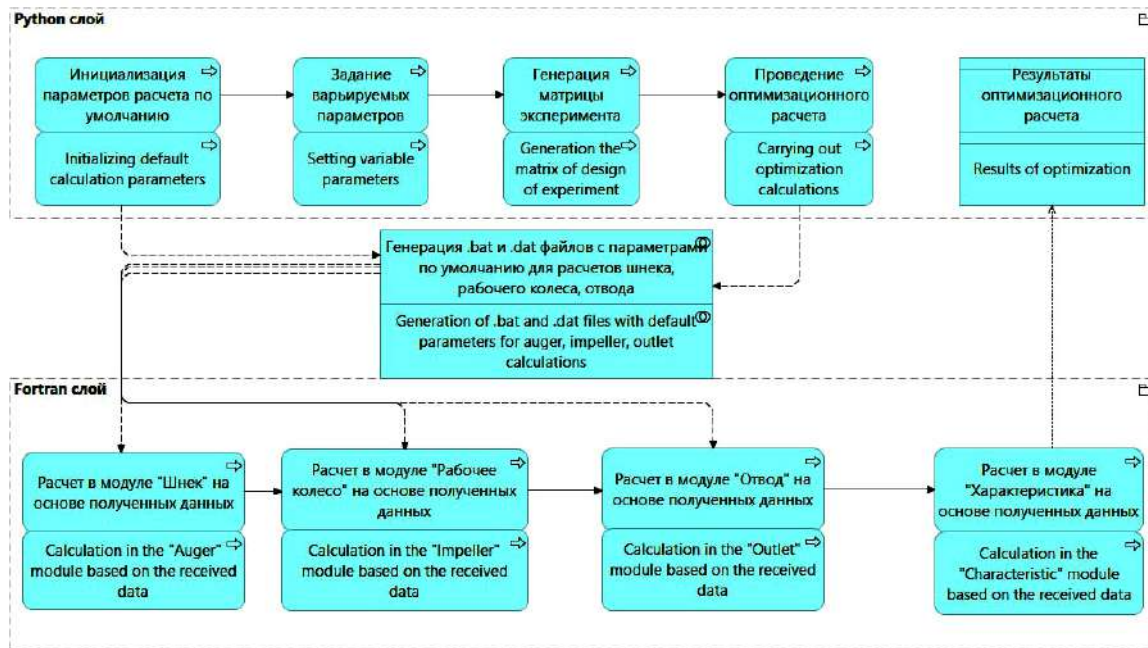


Рис. 2. Архитектура модуля оптимизации
Fig. 2. Architecture of optimization module

На основе взаимодействия слоев между собой алгоритм оптимизации можно описать следующим образом: пользователь инициализирует постоянные параметры расчёта в соответствии с теми, что использовались в первичном расчёте, далее выбирает экзогенные параметры и задаёт диапазоны их изменения. На основе этой информации в соответствии с выбранным типом генерации плана эксперимента создаётся матрица эксперимента. Каждая точка из оптимизационного плана по интеграционной шине передаётся в .bat- и .dat-файлы, после чего в автоматическом режиме производится расчёт. Результаты работы для каждого из рассчитанных вариантов возвращаются обратно из .dat-файла в интерфейс оптимизационной платформы, расположенной в Python-слое.

Очевидно, что при генерации матрицы эксперимента могут возникнуть геометрически невозможные комбинации параметров, именно поэтому в генератор .bat-файлов, расположенный в интеграционной шине для некоторых функций были предусмотрены сторожевые таймеры, которые позволяют прервать процесс расчёта точки эксперимента, которая попала в бесконечную петлю.

2. Генерация плана эксперимента

После описания архитектуры оптимизационной платформы рассмотрим функционал, который в неё заложен. В качестве метода генерации матриц экспериментов в оптимизационную платформу был заложен метод «Латинский гиперкуб», который широко используется в оптимизационных расчётах проточных частей центробежных насосов [4, 10–13].

Пример визуализации сгенерированной матрицы эксперимента представлен на рис. 3. В латинском гиперкубе нет ограничения по количеству точек. Следовательно, пользователю предоставлена возможность установить желаемое количество точек с помощью интерфейса оптимизационной платформы. Генерация плана эксперимента производится с помощью библиотеки Python pyDOE [14].

3. Принцип выбора значимых параметров

В качестве критерия оценки влияния параметров, выбранных в рамках создания матрицы экспериментов для выполнения оптимизационного расчёта, используется коэффициент корреляции. Однако перед тем как вычислить коэффициенты корреляции, все данные предварительно необходимо нормализовать из-за наличия разных диапазонов и размерностей экзогенных параметров. Могут встречаться следующие размерности — метры, миллиметры, градусы. Наличие различных единиц длины обусловлено особенностями legacy-кода, который используется в расчётных цепочках. Нормализация выполняется с помощью Z-оценки. Для каждого значения в отдельном столбце матрицы используется формула (1):

$$z = \frac{x_i - \mu}{\sigma}, \quad (1)$$

где z — стандартизированное значение; x_i — текущее значение экзогенного параметра; μ — среднее арифметическое всех значений экзогенного параметра в столбце матрицы эксперимента; σ — стандартное отклонение, вычисляется по формуле (2):

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (x_i - \mu)^2} \quad (2)$$

Для нормализации созданной матрицы эксперимента используется функционал библиотеки SciPy для Python [15].

На первом этапе разработки программного модуля использовался исключительно коэффициент корреляции Пирсона, вычисляемый по формуле (3), однако выбранные геометрические (экзогенные) параметры (диаметр рабочего колеса, ширина выхода из рабочего колеса и т. д.) могут иметь нелинейную связь с эндогенными параметрами (напор и КПД ступени). Именно поэтому была добавлена возможность переключения метода расчёта коэффициента корреляции между методикой Пирсона,

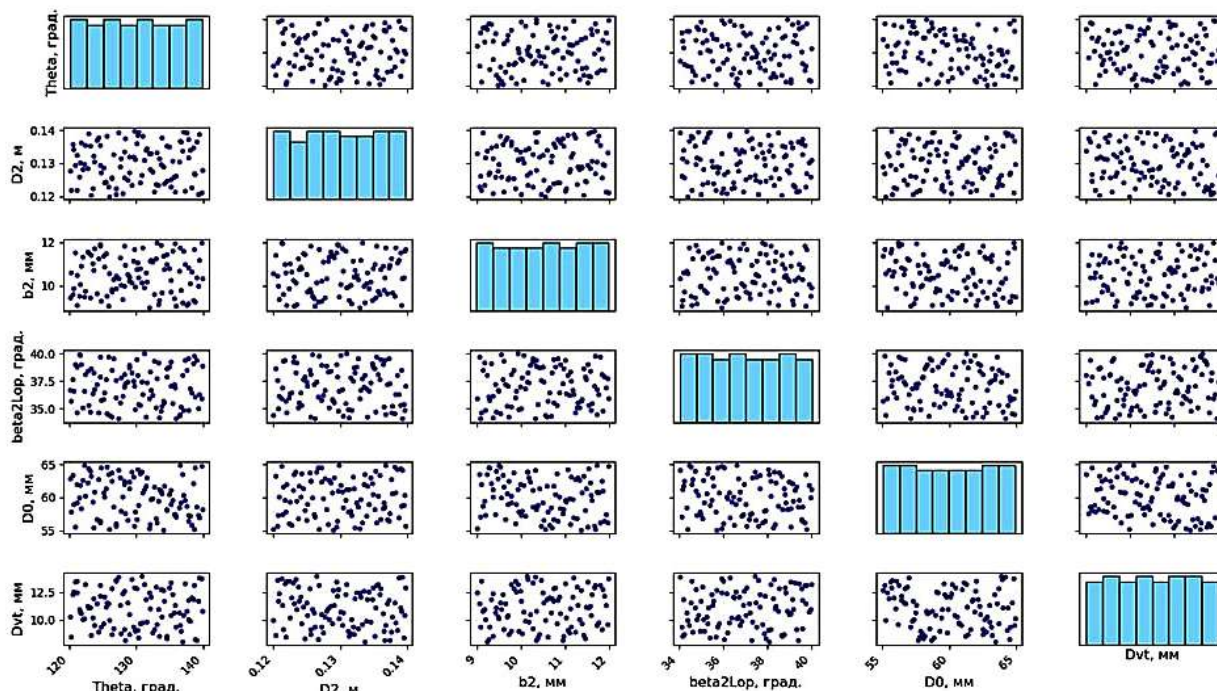


Рис. 3. Матрица эксперимента, сгенерированная с помощью Латинского гиперкуба
(Theta — угол охвата лопасти; D2 — диаметр рабочего колеса; b2 — ширина рабочего колеса на выходе;
beta2Lop — угол лопасти на выходе из рабочего колеса; Dvt — диаметр втулки)
Fig. 3. Latin Hypercube-designed experiment matrix
(Theta — blade wrap angle; D2 — diameter of impeller;
b2 — impeller exit width; beta2Lop — blade exit angle; Dvt — diameter of hub)

Кендалла и Спирмена, вычисляемых по формулам 3, 4 и 5 соответственно, для более точной оценки корреляции между экзогенными и эндогенными параметрами.

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}}, \quad (3)$$

где $\bar{x}$ — среднее арифметическое всех значений экзогенного параметра в столбце матрицы эксперимента; $\bar{y}$ — среднее арифметическое всех значений эндогенного параметра в столбце матрицы эксперимента; n — количество рассчитанных объектов в матрице эксперимента.

$$\tau = 1 - \frac{4}{n \cdot (n - 1)} R, \quad (4)$$

где n — количество точек в матрице эксперимента; R — число инверсий в рангах экзогенной переменной после сортировки по возрастанию эндогенного параметра.

$$\rho = 1 - \frac{6}{n \cdot (n^2 - 1)} \cdot \sum_{i=1}^n (R_i - S_i)^2, \quad (5)$$

где n — количество точек в матрице эксперимента; R_i — ранг наблюдения i -го эндогенного параметра после сортировки по возрастанию; S_i — ранг наблюдения i -го экзогенного параметра после сортировки по возрастанию. Коэффициенты корреляции считаются с помощью функции библиотеки Pandas [16].

Нужно отметить, что низкий коэффициент корреляции (меньше 0,2) свидетельствует о том, что

выбранные экзогенные параметры в матрице эксперимента сильно не коррелируют между собой и являются уникальными параметрами. Также низкая корреляция экзогенного параметра с эндогенными не всегда означает, что параметр никак не влияет на эндогенные параметры. Его влияние возможно в комбинации с другими переменными. Для учёта потенциально возможного влияния низко коррелирующих параметров было предложено считать значимыми переменные, у которых модуль среднего арифметического коэффициентов корреляции с эндогенными параметрами более 0,1.

4. Выбор количества точек в эксперименте

Следующим этапом оптимизационного расчёта является определение количества точек в матрице эксперимента, после которого эндогенные параметры не будут радикально изменяться. Из-за того что в реализованном функционале генерации плана по латинскому гиперкубу отсутствует фиксация генерации случайных чисел, каждый эксперимент, сгенерированный с одинаковым количеством точек, будет иметь разные матрицы экспериментов. Наличие возможности получить отрицательные объёмы при дискретизации расчётной области лучших кандидатов было принято оценивать решениями не отдельных лучших кандидатов в оптимизационном расчёте, а сразу всей подборки в рамках одного оптимизационного расчёта. Следовательно, появилась необходимость использовать безразмерную метрику для оценки результатов оптимизационных расчётов.

В рамках решения данной задачи была предложена формула (6), позволяющая рассчитать рейтинг проведенного оптимизационного расчёта:

$$R_{opt} = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\omega_H \cdot \left(1 - \frac{|H_i - H_{tz}|}{\max(|H - H_{tz}|)} \right) + \omega_{KPD} \cdot \left(\frac{\eta_i - \min(\eta)}{\max(\eta) - \min(\eta)} \right) \right)}{n}, \quad (6)$$

где n — количество точек в матрице эксперимента оптимизационного расчёта; ω_H — вес полученного напора ступени; ω_{KPD} — вес полученного КПД ступени; H_i — значение полученного напора ступени в i -той точке матрицы эксперимента; η_i — значение полученного КПД ступени в i -й точке матрицы эксперимента; H_{tz} — требуемое по техническому заданию значение напора ступени; $\max(|H - H_{tz}|)$ — максимальное отклонение напора в текущем оптимизационном расчёте от требуемого по техническому заданию; $\min(\eta)$ — минимальное значение КПД в текущем оптимизационном расчёте; $\max(\eta)$ — максимальное значение КПД в текущем оптимизационном расчёте.

Для поиска количества точек в оптимизационном расчёте, после которого рейтинг проводимого расчёта не изменится при увеличении количества точек, было проведено 15 расчётов с увеличением количества точек на 25 в каждом последующем эксперименте, начиная с 25-ти точек и заканчивая 375. Вес напора ступени был принят равным 0,5;

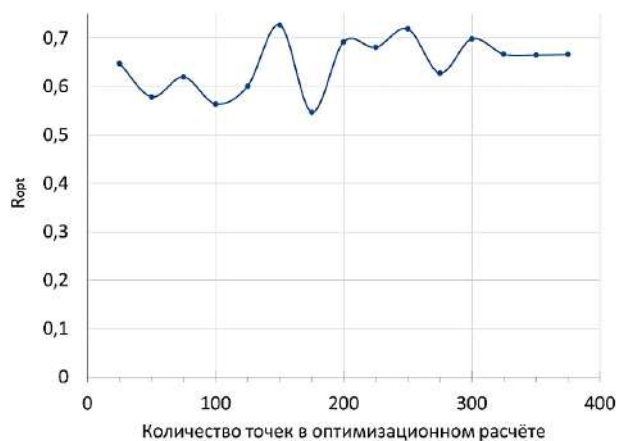


Рис. 4. Зависимость рейтинга оптимизационного расчёта от количества точек
Fig. 4. Relationship between the optimization run score and the sample size

для КПД — 0,5. Визуализация зависимости рейтинга оптимизационного расчёта от количества точек в нём приведена на рис. 4.

Исходя из полученного графика, можно сделать вывод, что после 325-й точки рейтинг оптимизационного расчёта стабилизируется, следовательно, достаточно проводить расчёт при 325-ти точках. Следовательно, если при увеличении количества точек

Таблица 1. Диапазон изменения экзогенных параметров
Table 1. Endogenous variable domain

Наименование параметра	Минимальное значение	Максимальное значение
Угол охвата лопасти (θ), град.	− 7,4 %	+ 7,4 %
Диаметр рабочего колеса ($D2$), м	− 7 %	+ 12,4 %
Ширина канала на выходе из рабочего колеса ($b2$), м	− 18,3 %	+ 42,9 %
Угол установки лопасти на выходе из рабочего колеса ($\beta_{2\text{лоп}}$), град.	− 10,5 %	+ 7,9 %
Диаметр входа в рабочее колесо ($D0$), м	− 3,5 %	+ 7 %
Диаметр втулки ($D\text{вт}$), мм	− 20 %	+ 40 %
$b3/b2$	− 38,7 %	+ 3,25 %
Коэффициент запаса улитки (Ks)	− 14,3 %	+ 4,8 %

Таблица 2. Коэффициенты корреляции
Table 2. Coefficients of correlation

Коэффициент корреляции Пирсона								
Параметр	θ	$D2$	$b2$	$\beta_{2\text{лоп}}$	$D0$	$D\text{вт}$	$b3/b2$	Ks
H	0,01	0,14	− 0,15	− 0,01	0,03	0,06	− 0,84	0,4
КПД	0,01	0,11	− 0,15	− 0,01	0,03	0,06	− 0,85	0,41
Коэффициент корреляции Спирмена								
H	0,01	0,18	− 0,17	0,02	− 0,04	0,06	− 0,86	0,36
КПД	0,01	0,12	− 0,16	0,02	− 0,04	0,06	− 0,87	0,37
Коэффициент корреляции Кендалла								
H	0,01	0,11	− 0,11	0,01	− 0,03	0,04	− 0,67	0,25
КПД	0,01	0,09	− 0,11	0,01	− 0,03	0,04	− 0,67	0,25
Среднее значение коэффициентов корреляции								
H	0,01	0,14	− 0,14	0,007	− 0,013	0,053	− 0,79	0,34
КПД	0,01	0,11	− 0,14	0,007	− 0,013	0,053	− 0,8	0,34

Таблица 3. Параметры выбранных точек
Table 3. Selected points parameters

	$D2$, м	$b2$, м	$b3/b2$	Ks
Кандидат №1	0,1383	0,00807	1,81	1,095
Кандидат №2	0,1334	0,00773	1,83	1,065
Кандидат №3	0,14	0,008	1,8	1,069
Кандидат №4	0,1296	0,0012	1,86	1,073

Таблица 4. Результаты расчёта оптимизированных вариантов проточной части
Table 4. Results of calculation of the optimized variant of the flow path

Параметр	Исходный вариант	2D-расчёт		3D-расчёт	
		Абсолютное значение	Превышение ТЗ	Абсолютное значение	Превышение ТЗ
		1 кандидат			
H, м	17,514	20,004	+ 0 %	20,312	+ 1,56 %
КПД, %	62,26	71,22	+ 8,96 %	70,44	+ 8,18 %
		2 кандидат			
H, м	17,514	20,266	+ 1,33 %	20,781	+ 3,91 %
КПД, %	62,26	71,27	+ 9,01 %	70,76	+ 8,5 %
		3 кандидат			
H, м	17,514	20,183	+ 0,92 %	20,478	+ 2,39 %
КПД, %	62,26	71,16	+ 8,9 %	70,33	+ 8,07 %
		4 кандидат			
H, м	17,514	20,02	+ 0,1 %	20,364	+ 1,82
КПД, %	62,26	70,32	+ 8,1 %	69,45	+ 7,12

в оптимизационном расчёте относительное изменение рейтинга не превышает одного процента, то увеличение количества точек не является целесообразным.

5. Результаты расчёта

Для выявления наиболее значимых геометрических параметров для рассматриваемой ступени заданы все доступные на данный момент экзогенные параметры, а именно: угол охвата лопасти, диаметр рабочего колеса, ширина канала на выходе из рабочего колеса, выходной угол лопасти, диаметр входа в рабочее колесо, диаметр втулки, отношение ширины безлопаточного диффузора к ширине канала на выходе из рабочего колеса (далее $b3/b2$) и коэффициент запаса улитки, позволяющий либо увеличить габариты спирального отвода, уменьшая потери напора в нем, либо уменьшать габариты, повышая потерю напора. Для создания матрицы эксперимента данного оптимизационного расчёта использовался латинский гиперкуб на 325 расчётных точек. Диапазоны изменения параметров относительно оригинальных значений приведены в табл. 1.

По результатам расчёта были получены коэффициенты корреляции, представленные в табл. 2.

Исходя из анализа данных, представленных в табл. 2, и учитывая вывод о том, что экзогенные параметры с коэффициентом корреляции выше 0,1 оказывают наибольшее влияние, были выделены следующие значимые параметры: коэффициент запаса улитки Ks , отношение ширины канала безлопаточного диффузора к ширине канала на выходе из рабочего колеса $b3/b2$, диаметр рабочего колеса и ширина канала на выходе из рабочего колеса.

С помощью разработанной оптимизационной платформы были проведены 2D-оптимизационные

расчёты с использованием четырёх наиболее значимых параметров: $D2$, $b2$, $b3/b2$, Ks . Точки с более оптимальными значениями этих параметров приведены в табл. 3.

Далее для ПЧ ступеней с полученными оптимальными значениями параметров и с помощью встроенного функционала по автоматизированному созданию 3D-моделей элементов проточной части [8] были подготовлены данные для импорта геометрии в пакеты вычислительной гидродинамики (Ansys CFX).

Для рабочих колес были сгенерированы расчетные области межлопастного канала с помощью функционала DesignModeler. Структурированная расчетная сетка для межлопастных каналов была создана с помощью пакета Ansys TurboGrid. Для домена рабочего колеса среднее количество элементов сетки составило 290 тыс.

Создание неструктурированной расчетной сетки спиральных отводов производилось с помощью сеточного генератора Ansys ICEM. Среднее количество элементов для созданных сеток составило около 1,5 млн.

CFD расчеты проводились в пакете Ansys CFX. Расчеты выполнялись в стационарной постановке на расчетном расходе. В качестве модели турбулентности использовалась модель SST. На входе в расчетную область задавалась полная энергия, равная 1 атм, а на выходе — массовый расход, соответствующий расчетному ($0,00694 \text{ м}^3/\text{с}$). Количество итераций — 1500. Результаты 2D- и 3D-расчётов приведены в табл. 4. Относительные значения напора ступени для 2D- и 3D-расчётов вычислены относительно напора по техническому заданию (20 м). Гистограмма, отображающая разницу между 2D- и 3D-расчётами, приведена на рис. 5.

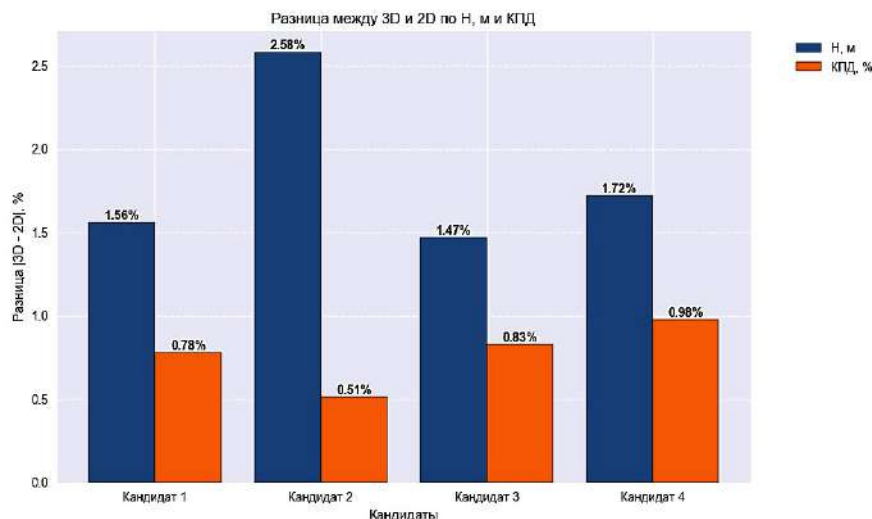


Рис. 5. Разница по превышению по ТЗ между 2D- и 3D-расчётами
Fig. 5. Difference in exceeding technical requirements between 2D- and 3D-calculations

Закключение и выводы

С использованием разработанного программного обеспечения:

1. КПД ступени в результате оптимизации повышен на 8 % при малом отклонении напора ступени относительно требований технического задания.

2. Результаты расчетов интегральных параметров с использованием 2D- и 3D-расчетов имеют малое расхождение: $\Delta H_{\text{среднее}} = 1,833 \%$, $\Delta \eta_{\text{среднее}} = 0,775 \%$.

3. Сокращено время оптимизационных расчётов по сравнению с классическими 3D-подходами. На расчёт одной точки в матрице эксперимента уходит в среднем 6 секунд на персональном компьютере с объемом оперативной памяти 16 ГБ и 8-ядерным процессором с частотой 3.2–4.4 ГГц.

4. Предложена формула расчета рейтинга оптимизационного расчета. Если относительное изменение рейтинга оптимизационного расчета не превышает одного процента при увеличении точек в матрице эксперимента — повышение количества точек не является целесообразным.

5. Предложено оценивать влияние входных (экзогенных) параметров на интегральные (эндогенные) параметры с помощью коэффициентов корреляции Пирсона, Спирмена и Кендалла. Считать значимыми экзогенные параметры, у которых модуль среднего арифметического коэффициента корреляции с эндогенными параметрами больше 0,1.

В дальнейшем планируется расширение функционала оптимизационной платформы путём использования поверхности отклика, метамоделей на основе нейросетей, генетического подхода и использования большего числа геометрических параметров ступени.

Список источников / References

1. Tian F., Yang C., Zhang E. [et al.]. Design Optimization of hydraulic machinery based on ISIGHT software: A review of methods and applications. *Water*. 2023. Vol. 15, no. 11. P. 1–15. DOI: 10.3390/w15112100.
2. Кляев А. С., Федоров А. С., Иванов Е. А., Жарковский А. А., Борщев И. О. Выбор типа отводящего устройства и оптимизация проточной части многоступенчатого центробежного насоса низкой быстроходности // Вестник Московского

государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2023. № 2 (145). С. 98–113. DOI: 10.18698/0236-3941-2023-2-98-113. EDN: TMONKW.

Klyuyev A. S., Fedorov A. S., Ivanov E. A., Zharkovskiy A. A., Borshchev I. O. Vybora tipa otvodyashchego ustroystva i optimizatsiya protochnoy chasti mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo nasosa nizkoy bystrokhodnosti [Selection of the diffuser type and optimization of the flow path part of a low speed multistage centrifugal pump]. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N. E. Baumana. Seriya «Mashinostroyeniye». Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2023. No. 2 (145). P. 98–113. DOI: 10.18698/0236-3941-2023-2-98-113. EDN: TMONKW. (In Russ.).

3. Волков А. В., Парыгин А. Г., Вихлянцев А. А., Дружинин А. А. К вопросу об оптимизации проточной части рабочих колёс центробежных насосов // Надежность и безопасность энергетики. 2018. Т. 11, № 4. С. 311–318. DOI: 10.24223/1999-5555-2018-11-4-311-318. EDN: YTOLBJ.

Volkov A. V., Parygin A. G., Vikhlyantsev A. A., Druzhinin A. A. K voprosu ob optimizatsii protochnoy chasti rabochikh kolès tsentrobezhnykh nasosov [On optimization of flow passages of impellers of centrifugal pumps]. *Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki. Safety and Reliability of Power Industry*. 2018. Vol. 11, no. 4. P. 311–318. DOI: 10.24223/1999-5555-2018-11-4-311-318. EDN: YTOLBJ. (In Russ.).

4. Wang W., Pei J., Yuan S. [et al.]. Application of different surrogate models on the optimization of centrifugal pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. Vol. 30. P. 567–574. DOI: 10.1007/s12206-016-0110-0.

5. Jaiswal A. K., Siddique M. H., Ranjan A. Surrogate-based design optimization of a centrifugal pump impeller. *Engineering Optimization*. 2022. Vol. 54, no. 8. P. 1395–1412. DOI: 10.1080/0305215X.2021.1932867.

6. Wu T. X., Wu D., Gao S. Y. [et al.]. Multi-objective optimization and loss analysis of multistage centrifugal pumps. *Energy*. 2023. Vol. 284. P. 1–13. DOI: 10.1016/j.energy.2023.128638.

7. Li H., Han Y., Shi W. [et al.]. Automatic optimization of centrifugal pump based on adaptive single-objective algorithm and computational fluid dynamics. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022. Vol. 16, no. 1. P. 2222–2242. DOI: 10.1080/19942060.2022.2143901.

8. Стасеев А. А., Жарковский А. А. Автоматизированное проектирование 3D-моделей элементов проточной части ступени шнеко-центробежного насоса // Известия МГТУ «МAMI». 2024. Т. 18, № 3. С. 212–221. DOI: 10.17816/2074-0530-632427. EDN: USRPXF.

Staseyev A. A., Zharkovskiy A. A. Avtomatizirovannoye proyektirovaniye 3D-modeley elementov protochnoy chasti stupeni shneko-tsentrobezhnogo nasosa [Automated design of the 3D models of the elements of the flow part of the stage of a screw-centrifugal pump]. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2024. Vol. 18, no. 3. P. 212–221. DOI: 10.17816/2074-0530-632427. EDN: USRPXF. (In Russ.).

9. Стасеев А. А., Жарковский А. А. Разработка системы автоматизированного проектирования спирального отвода центробежных насосов // Гидравлические и теплотехнические системы и агрегаты: материалы XXVIII Междунар. науч.-техн. конф. Москва: Мир науки, 2024. С. 233–239.

Staseyev A. A., Zharkovskiy A. A. Razrabotka sistemy avtomatizirovannogo proyektirovaniya spiral'nogo otvoda tsentrobeznykh nasosov [Development of an automated design system for a spiral outlet of centrifugal pumps]. *Gidravlicheskiye i teplotekhnicheskiye sistemy i agregaty. Hydraulic and Thermal Systems and Units*. Moscow, 2024. P. 233–239. (In Russ.).

10. Santner T. J., Williams B. J., Notz W. I. The design and analysis of computer experiments. Springer New York, 2018. 436 p. DOI: 10.1007/978-1-4939-8847-1.

11. Namazizadeh M., Gevari M. T., Mojaddam M., Vajdi M. Optimization of the splitter blade configuration and geometry of a centrifugal pump impeller using design of experiment. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2020. Vol. 13, no. 1. P. 89–101. DOI: 10.29252/jafm.13.01.29856.

12. Peng G., Ma L., Hong S. [et al.]. Optimization design and internal flow characteristics analysis based on Latin hypercube sampling method. *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2025. Vol. 50. P. 2715–2754. DOI: 10.1007/s13369-024-09229-6.

13. Arcentales X. A., Arcentales D. A., Montealegre W. Design of rotors in centrifugal pumps using the topology optimization method and parallel computing in the cloud. *Machines*. 2025. Vol. 13, no. 4. DOI: 10.3390/machines13040307.

14. The experimental design package for Python. URL: <https://pythonhosted.org/pyDOE/> (accessed: 01.05.2025).

15. SciPy StandardScaler. URL: <https://scikit-learn.org/stable/modules/generated/sklearn.preprocessing.StandardScaler.html> (accessed: 26.04.2025).

16. Pandas. API Reference. URL: <http://pandas.pydata.org/docs/reference/api/pandas.DataFrame.corr.html> (accessed: 29.04.2025).

СТАСЕЕВ Александр Александрович, аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург; младший разработчик отдела развития прикладного программного обеспечения ООО «НордЭнергоГрупп Информационные технологии», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 4777-3813

AuthorID (РИНЦ): 1178129

ORCID: 0000-0002-4851-804X

Адрес для переписки: greenalh@gmail.com

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3637-7853

AuthorID (РИНЦ): 320919

ORCID: 0000-0002-3044-8768

AuthorID (SCOPUS): 7004534701

ResearcherID: T-3278-2018

Адрес для переписки: azharkovsky@gmail.com

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

Статья поступила в редакцию 15.07.2025; одобрена после рецензирования 30.07.2025; принята к публикации 20.08.2025.

STASEYEV Aleksandr Aleksandrovich, Postgraduate of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg; Junior Developer of the Application Software Development Department, LLC "NordEnergogroup Information Technologies", Saint Petersburg.

SPIN-code: 4777-3813

AuthorID (RSCI): 1178129

ORCID: 0000-0002-4851-804X

Correspondence address: greenalh@gmail.com

ZHARKOVSKIY Aleksandr Arkadyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3637-7853

AuthorID (RSCI): 320919

ORCID: 0000-0002-3044-8768

AuthorID (SCOPUS): 7004534701

ResearcherID: T-3278-2018.

Correspondence address: azharkovsky@gmail.com

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

The article was submitted 15.07.2025; approved after reviewing 30.07.2025; accepted for publication 20.08.2025.

УДК/UDC 621.365.5:628.477

DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-83-91

EDN: WBRLVS

Научная статья / Original article

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИНДУКЦИОННОГО, МИКРОВОЛНОВОГО И ДВУХСТАДИЙНОГО ПИРОЛИЗА РАЗЛИЧНЫХ ПОЛИМЕРОВ

В. И. Трушляков, А. А. Петрук

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

Проведён сравнительный анализ существующих методов на основе пиролиза с использованием электромагнитных токов: индукционного, сверхвысокочастотного, а также совместного двухстадийного (индукционного и сверхвысокочастотного). Рассмотрена возможность создания энергетической независимости процесса пиролиза для каждого метода. Оценена эффективность каждого метода на основе введённых критериев эффективности: температурный режим, время реакции, выход жидкой, парогазовой и твёрдой фракций, энергозатраты, сложность контроля, универсальность и производительность. Все критерии приведены к безразмерной форме. В качестве базового критерия взяты соответствующие критерии индукционного нагрева.

Ключевые слова: пиролиз, индукционный, сверхвысокочастотный, двухстадийный, критерии, энергетическая независимость.

Для цитирования: Трушляков В. И., Петрук А. А. Сравнительный анализ методов индукционного, микроволнового и двухстадийного пиролиза различных полимеров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 83–91. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-83-91. EDN: WBRLVS.



© Трушляков В. И., Петрук А. А., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

COMPARATIVE ANALYSIS OF INDUCTION, MICROWAVE AND TWO-STAGE PYROLYSIS METHODS FOR VARIOUS POLYMERS

V. I. Trushlyakov, A. A. Petruk

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

The article presents a comparative analysis of existing methods based on pyrolysis using electromagnetic currents: induction, ultra-high frequency and two-stage combination (induction and ultra-high frequency). The authors consider the possibility of creating energy independence of the pyrolysis process for each method. Moreover, the effectiveness of each method is evaluated based on the introduced efficiency criteria: a temperature regime, reaction time, the output of liquid, combined-cycle and solid fractions, energy consumption, the complexity of control, versatility and productivity. All criteria are reduced to a dimensionless form. The corresponding criteria of induction heating are considered as the basic one.

Keywords: pyrolysis, induction, ultra-high frequency, two-stage, criteria, energy independence.

For citation: Trushlyakov V. I., Petruk A. A. Comparative analysis of induction, microwave and two-stage pyrolysis methods for various polymers. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 83–91. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-83-91. EDN: WBRLVS.



© Trushlyakov V. I., Petruk A. A., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

В настоящее время два варианта утилизации полимерных отходов, такие как захоронение и сжигание, являются наиболее распространенными решениями, что влечет за собой негативное влияние на окружающую среду [1]. Одним из экологичных способов утилизации полимерных отходов считается пиролиз как метод термического разложения полимеров в бескислородной среде, который позволяет получать продукты (газ, жидкость, твердый остаток) при минимальных выбросах [2–4]. Ключевым аспектом эффективности пиролиза является метод нагрева реактора. В последние годы активно исследуются методы электромагнитного нагрева: индукционный [5–9], микроволновый [10–13] и двухстадийный нагрев [14–17], включающий как индукционный, так и микроволновый методы.

В [5] описана экспериментальная установка на основе индукционного нагрева (ИН), применяемая для пиролиза пластиков. Для сравнения характеристик метода ИН рассмотрен метод пиролиза на основе использования реактора с кипящим слоем. По результатам сравнения было показано, что ИН дает больше твердого остатка, но меньший выход парогазовой фракции — 21,5 % против 31,9 %.

В [6] представлена ИН-установка с углеродным катализатором, позволяющая получить выход жидкой фазы до 89,3 %. В [7] приведены обобщения параметров ИН-пиролиза, включая диапазоны частот, температур и времени. В [8] рассмотрен пиролиз полиэтилена низкой плотности (ПНП), полиэтилена высокой плотности (ПЭВП) и полипропилена (ПП) с использованием катализатора оксида железа (Fe_3O_4). Показан выход газа до 28 % при температуре 650 °С. В [9] предложен энергоэффективный ИН-метод утилизации полиэтилена (ПЭ), обеспечивающий полное разложение полимеров в течение 10 минут и отличающийся от методов пиролиза, таких как реакторы с кипящим слоем и микроволновый пиролиз, где время реакции составляет 30–60 минут.

Для метода пиролиза на основе микроволнового нагрева (МВН) в [10] представлена установка с многорежимными резонаторами на 915 и 2,45 ГГц, мощностью 5 и 6 кВт соответственно, обеспечивающая пиролиз полимерных отходов с равномерным нагревом и степенью утилизации полимерных отходов массой 6 г до 98 % от 1 до 40 минут. В [11] описана установка МВН со шнековой подачей и слоем из SiC (карбида кремния), которая способствует газовому выходу до 74,7 % при мощности микроволнового излучения 9 кВт и температуре до 740 °С. В [12] проведено математическое и физическое моделирование нагрева 25 кг поликарбоната. Выявлено влияние геометрии камеры и волноводов на равномерность температурного поля. В [13] исследованы конструктивные параметры микроволновых реакторов и влияние отражающих элементов на эффективность и равномерность нагрева различных пластиков.

В [14–17] рассмотрены лабораторные стенды, реализующие методы на основе двухстадийного пиролиза (ИН и МВН), изначально разработанные для термообработки пищевых продуктов. Стенды включают индукционный модуль, обеспечивающий быстрый нагрев с помощью специального поглотителя из карбида кремния. Микроволновый модуль обеспечивает равномерный нагрев объема специального поглотителя. В [17] отдельно рассмотрены вопросы автоматизации такой системы: необходи-

мость синхронного управления двумя источниками нагрева с различными частотами и физическими принципами работы; обеспечение стабильного распределения температуры по объёму загрузки реактора за счёт многоточечного контроля; фазовая синхронизация микроволн для уменьшения зон локального перегрева.

Таким образом, возникает необходимость проведения сравнительного исследования существующих установок пиролиза на основе методов ИН, МВН и двухстадийного нагрева (ДСН), в том числе оценка возможности энергетической независимости процесса утилизации на основе каждого метода пиролиза.

Постановка задачи

1. Для решения поставленной цели исследования необходима разработка критериев для сравнения методов пиролиза, реализуемых различными установками по обеспечению температурных режимов реакторов, в том числе по производительности, типу утилизируемого сырья и т.д. В качестве базового варианта для сравнения используется вариант ИН. В дальнейшем для сравнения вариантов используются приведенные безразмерные критерии:

$$\dot{K}_j^i = \frac{K_j^i}{K_{ин}^i}, \quad (1)$$

где $K_{ин}^i$ — критерии базового варианта ИН; i — текущий номер критерия; j — вариант метода; K_j^i — сравниваемый критерий эффективности варианта МВН или ДСН; $\dot{K}_j^i$ — приведенный безразмерный критерий сравнения эффективности.

2. Исследование существующих методов пиролиза на основе ИН, МВН, ДСН с оценкой возможности энергетической независимости процесса.

3. Проведение сравнительного анализа в рамках разработанных критериев.

4. Обсуждение полученных результатов.

Критерии эффективности

Для сравнения методов пиролиза на основе ИН, МВН и ДСН предлагается девять критериев:

- температурный режим процесса в зоне реактора, K_T , °С;
- интервал времени нахождения утилизируемой смеси в зоне реактора, $K_{\Delta t}$, мин.;
- выход жидкой фракции пиролиза, $K_{ж}^i$, %;
- выход парогазовой смеси пиролиза, $K_{пгс}^i$, %;
- выход твердого остатка пиролиза, $K_{тв}^i$, %;
- энергоэффективность процесса пиролиза — затраты энергии на переработку единицы массы сырья с учётом энергетической ценности парогазовой смеси, K_j , МДж/кг;
- сложность установки, которая характеризуется количеством независимых контуров управления, датчиков и управляющих подсистем, необходимых для поддержания стабильного режима работы установки, K_c , шт.;
- универсальность, которая определяется количеством типов утилизируемого сырья, $K_{ун}^i$, шт.;
- производительность — перерабатываемая установкой масса сырья за единицу времени, $K_{пр}^i$, кг/ч.

Для приведения существующих экспериментальных установок к единому безразмерному виду при сравнительном анализе рассматривается базовый вариант — метод на основе ИН [9].

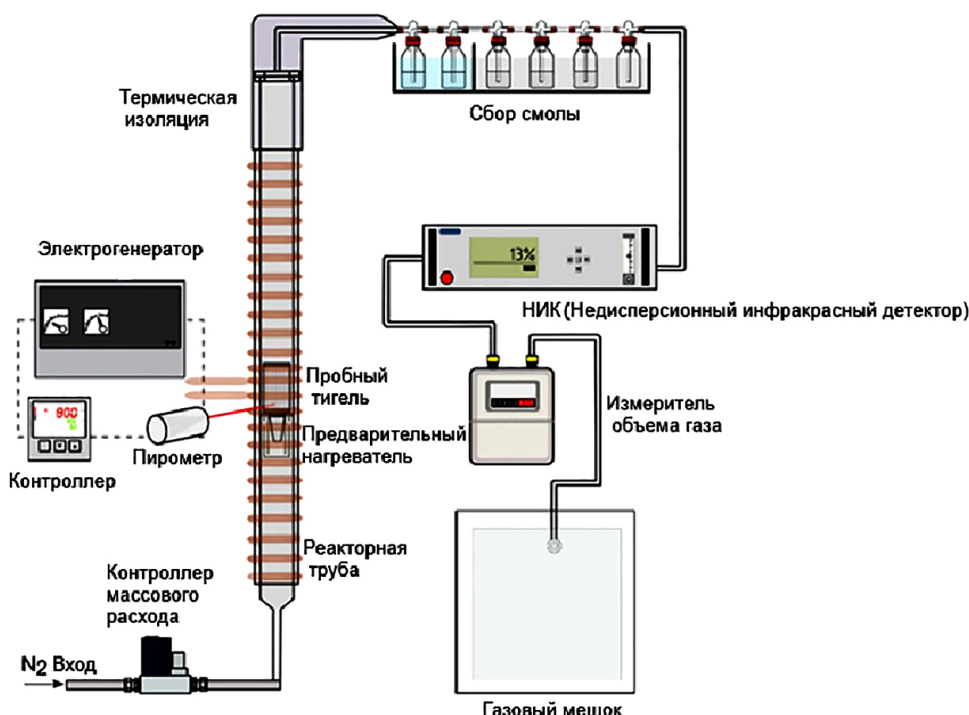


Рис. 1. Система индукционного нагрева
Fig. 1. Induction heating system

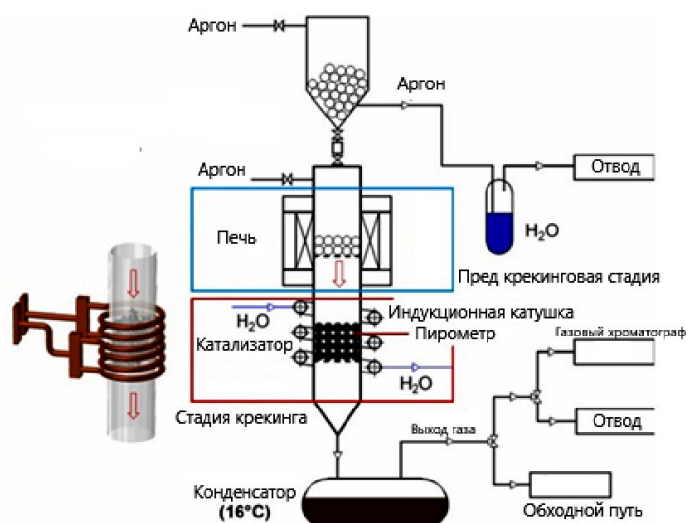


Рис. 2. Индукционный реактор с углеродным катализатором
Fig. 2. Induction reactor with a carbon catalyst

Установки на основе метода индукционного нагрева

Метод индукционного нагрева основан на создании вихревых токов в проводящем материале переменным магнитным полем. Вихревые токи вызывают нагрев за счет электрического сопротивления [6].

В [5] описана лабораторная установка с ИН (рис. 1), включающая реактор, систему сбора продуктов и аналитические модули.

В [6] описана индукционная установка с углеродным катализатором, обеспечивающая выход жидких углеводородов до 89,3 % при 470 °С. Схема установки приведена на рис. 2.

В [7] описан диапазон частот индукционного нагрева от 10 кГц до 2 МГц; температура процессов — 100–500 °С; время реакции — от 1

до 15 мин., мощность — от 500 Вт до 5 кВт. В качестве сырья использовались полимеры с ферромагнитными добавками (Fe_3O_4 , графит, Ni) — для повышения температуры и скорости протекания процесса за счет усиленного поглощения энергии индукционного поля. В [8] использовалась индукционная установка мощностью 1,2 кВт, достигавшая температуры 650 °С за 10 мин. Жидкая фаза составила 70–72 %; парогазовая — 25–28 %; твердая — 5–6 %. Сырьё — полиэтилен низкой плотности (ПНП); полиэтилен высокой плотности (ПЭВП) и полипропилен (ПП). В [9] рассмотрен ИН-пиролиз ПНП, ПЭВП и ПП. Температура процесса пиролиза составила 420 °С при продолжительности процесса до 10 мин. Выход жидкой фазы — 24–32 %; парогазовой — 61–70 %; твердой — 6–7 % в зависимости от катализатора (Fe_3O_4 , Ni, Pt).

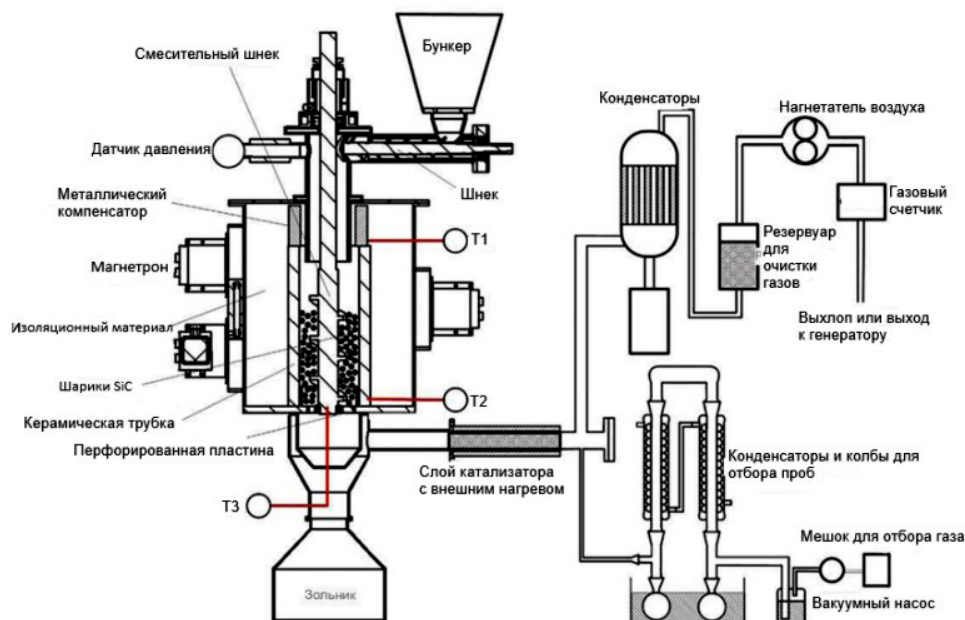


Рис. 3. Система непрерывного МВН-пиролиза
Fig. 3. Continuous microwave heating pyrolysis system

По результатам приведённого обзора работ можно сказать, что ИН позволяет точно контролировать температурные режимы, обладает высокой скоростью нагрева и эффективен при получении жидкой фракции продуктов пиролиза. Однако требует применения катализаторов, чувствительных к условиям эксплуатации.

ИН включает регулирование мощности индуктора и поддержание заданной температуры в реакторе, что реализуется через контур управления всем процессом. Контроль и поддержание температуры в реакторе обеспечиваются за счёт измерений встроенными термодатчиками, а при нагреве до 500–600 °С изменяются электрические свойства сырья, что может вызывать колебания мощности нагрева и температурного поля. При использовании ферромагнитных катализаторов или сырья с переменной проводимостью возникает необходимость в более точной регулировке частоты и мощности, что увеличивает требования к системе автоматизации.

Анализ энергетических затрат на пиролиз с использованием ИН, согласно данным [9], составляют ~11,6 МДж на 1 кг сырья: 8,6 МДж на основной нагрев и ~3,0 МДж на вспомогательные системы (охлаждение реактора, подогрев катализатора, измельчение утилизируемого сырья, приводы загрузки и систему управления). С учетом того, что при выходе продуктов на 1 кг сырья парогазовая фракция (32 %) с теплотворной способностью 46,5 МДж/кг производит ~14,9 МДж тепловой энергии. Жидкая фракция при оценке энергетической независимости не использовалась.

В качестве базового варианта для приведения введённых критериев к безразмерному виду принята установка пиролиза с ИН [9]. Такой выбор обусловлен следующими факторами:

- индукционный метод подробно описан в ряде публикаций, охватывающих как лабораторные, так и опытные установки;

- параметры процессов варьируются в среднем диапазоне по температуре, времени реакции, выходу фракций и энергоэффективности, что делает

метод репрезентативным для сравнения с другими методами;

- для ИН представлены количественные данные по всем девяти сравниваемым критериям, что позволяет использовать его в качестве эталонного.

Установки на основе метода микроволнового нагрева

Микроволновый нагрев основан на взаимодействии микроволн с полярными молекулами или диэлектрическими свойствами сырья, вызывающем их колебания и выделение тепла [12].

В [10] представлена микроволновая установка с многорежимным резонатором (915 МГц и 2,45 ГГц) и общей мощностью 700 Вт, предназначенная для пиролиза полимерных отходов. Проведены расчёты и эксперименты по распределению электромагнитного и температурного полей, показано улучшение однородности нагрева, а степень утилизации сырья составила до ~98 %, что демонстрирует эффективность многочастотного нагрева по сравнению с одночастотными системами.

Наиболее полно описана система утилизации полимерных отходов с помощью МВН в [11], в которой реализована шнековая подача сырья до 10 кг. При мощности магнетрона 9 кВт выход жидких продуктов составил 47,4 %, 24 %; газовых — 40,5 %, 74,7 %; твердый остаток — 12,1 %, 1,3 % при температурах процесса 500 °С и 740 °С соответственно в течение 60 мин. Система обеспечивает высокую энергоэффективность и глубину пиролиза. Схема установки приведена на рис. 3.

В работе [13] проанализировано влияние конструктивных параметров микроволнового реактора на равномерность нагрева утилизируемого сырья, включая высоту полости, расположение волноводов и применение отражателей различной формы. Показано, что оптимизация геометрии камеры, в том числе установка сферических или конических отражателей и двойных волноводов, позволяет повысить коэффициент поглощения мощности до 53 % и снизить неравномерность температурного поля более чем на 20 %. На эффективность нагрева су-

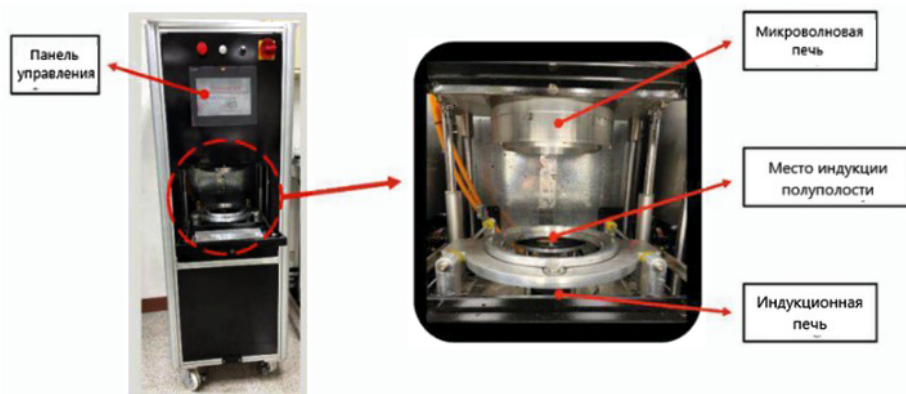


Рис. 4. Фотографии реактора двухстадийного нагрева (ИН и МВН)
Fig. 4. Photos of the two-stage heating reactor (IN and MVN)



Рис. 5. Схема реактора двухстадийного нагрева (ИН и МВН):

- 1 — блок микроволнового нагрева; 2 — волновод;
 - 3 — корпус полусферы микроволнового резонатора;
 - 4 — крышка полусферы микроволнового резонатора;
 - 5 — проводящая полусфера; 5-1 — верхняя крышка проводящей полусферы;
 - 5-2 — герметичный СРЕТ-контейнер; 5-3 — корпус проводящей полусферы;
 - 6 — поворотный стол; 7 — шестерни; 8 — вращающий двигатель;
 - 9 — блок индукционного нагрева; 10 — контроллер мощности индукционного нагрева
- Fig. 5. Reactor of two-stage heating (induction and microwave):
- 1 — microwave heating unit; 2 — waveguide; 3 — housing of the hemisphere of the microwave resonator; 4 — lid of the hemisphere of the microwave resonator; 5 — conductive hemisphere;
 - 5-1 — upper lid of the conductive hemisphere; 5-2 — sealed CPET container;
 - 5-3 — housing of the conductive hemisphere; 6 — rotary table; 7 — gears; 8 — rotating motor;
 - 9 — induction heating unit; 10 — induction heating power controller

щественно влияют такие параметры, как мощность и частота микроволн, используемый катализатор, температура и время процесса, а также диэлектрические свойства утилизируемого сырья.

Использование микроволнового реактора сопровождается специальными поглотителями, так как утилизируемое сырье имеет выраженные диэлектрические свойства. Сложность контроля микроволновых систем отличается наименьшей эксплуатационной сложностью среди рассматриваемых методов. Современные системы работают на фиксированной частоте (2,45 ГГц), а управление ограничивается регулировкой выходной мощности магнетрона. Благодаря объёмному характеру нагрева и высокой воспроизводимости температурного поля достаточно одного-двух измерительных контуров.

Анализ энергетических затрат на процесс пиролиза с помощью МВН показал, что для переработки 1 кг ПНП с помощью системы [11] требуется 6 МДж электроэнергии. 1,9 МДж электроэнергии для магнетронов и 4,1 МДж электроэнергии для других частей (включая систему подогрева слоя катализатора, водяной охладитель и электродвигатели для движущихся частей, измельчение сырья) необходимы для непрерывной переработки 1 кг гранул ПНП. В ходе процесса было получено 21,7 МДж газа. Теплотворная способность продуктов сопоставима с традиционным топливом, достигая 46,5 МДж/кг для газовых продуктов. Из газового продукта можно произвести ~6,1 МДж электроэнергии, что достаточно для обеспечения потребности в электроэнергии ~6,0 МДж и соот-

Таблица 1. Сравнительный анализ критериев эффективности методов пиролиза
Table 1. Comparative analysis of the effectiveness criteria of pyrolysis methods

№	Критерий	Обозначение	ИН	ИН: приведенное	МВН: значение	МВН: приведенное	ДСН: значение	ДСН: приведенное
1	Температурный режим, °С	K_T	420 °С	1,00	740 °С	1,76	900 °С	2,14
2	Время реакции, мин.	$K_{\Delta t}$	10 мин.	1,00	~60 мин.	6	90 мин.	9
3	Выход жидкой фракции, %	$K_{ж}$	61 – 70 %	1,00	до 47,4 %	0,68	0 %	0,0
4	Выход парогазовой фракции, %	$K_{пгс}$	24 – 32 %	1,00	до 74,7 %	2,33	95 %	2,97
5	Выход твёрдого остатка, %	$K_{т}$	6 – 7 %	1,00	до 5 %	0,71	5 %	0,71
6	Энерго-эффективность, МДж	K_{ϵ}	~14,9	1,00	~6,0	0,4	20,6	1,38
7	Сложность контроля, шт.	K_c	1,00	1,00	0,5	0,5	3	3
8	Универсальность, шт.	$K_{ун}$	Полиэтилен высокой плотности (ПЭВП), полиэтилен низкой плотности (ПНП), полистирол (ПС)	1,00	Полиэтилен высокой плотности (ПЭВП), полиэтилен низкой плотности (ПНП), полистирол (ПС)	1,0	Полистирол (ПС), полипропилен (ПП), полиэтилен (ПЭ)	1,0
9	Производительность, кг/ч	$K_{пр}$	~1,5 – 2 кг/ч	1,00	~10 кг/ч	5	~10 кг/ч	5

ветствует энергетической независимости системы. Жидкая фракция при оценке энергетической независимости не использовалась.

Для количественного сравнения методов пиролиза используется приведение к безразмерному виду критериев.

На основе проведённого обзора следует, что МВН обладает определённой универсальностью, что соответствует приведённым критериям, за счёт объемного и равномерного распределения температуры, сокращения времени выхода на рабочую температуру и повышения выхода газообразных продуктов.

Установки на основе метода двухстадийного нагрева

Двухстадийный пиролиз сочетает контактный индукционный нагрев и объёмный микроволновый. Такая схема позволяет быстро достичь высоких температур в заданных зонах с помощью локального нагрева методом индукционного пиролиза и равномерно распределить тепловой поток в реакционном объёме с помощью метода микроволнового пиролиза.

В [14 – 17] описаны лабораторные установки, включающие два источника тепла: индукционный модуль (60 Гц, до 1,8 кВт), направленный на локальный нагрев карбида кремния (SiC) и микроволновый (2,45 ГГц, до 1,3 кВт), для равномерного объемного нагрева. Такая архитектура обеспечивает нагрев до 130 °С за 80 с. и применялась в условиях до 120 °С. Все рассмотренные работы относятся к системам низкотемпературного нагрева и ориентированы на пищевую промышленность. Таким образом, отсутствуют данные о поведении подобных систем в температурном диапазоне, ха-

рактерном для пиролиза пластиковых отходов (600 – 700 °С).

Фотографии реактора двухстадийного нагрева (ИН и МВН) приведены на рис. 4. Схема реактора двухстадийного нагрева (ИН и МВН) приведена на рис. 5.

Анализ энергетических затрат на процесс пиролиза с помощью ДСН показал, что при последовательном использовании двух этапов нагрева достигается практически полная утилизация углеводородов в газообразное топливо. Расчёты выполнены на основе экспериментальных данных из работ [9, 11].

Суммарные затраты электроэнергии на переработку 1 кг полимерного сырья в комбинированной установке составляют около 20,6 МДж, включая ~8,6 МДж на индукционный нагрев сырья; ~7,0 МДж на микроволновый нагрев жидкой фракции; ~5,0 МДж на вспомогательные системы.

На выходе после индукционного процесса пиролиза формируется ~70 % жидкой, ~25 % парогазовой фракции и ~5 % твёрдой фазы. Микроволновый пиролиз позволяет довести поступающую жидкую фракцию в парогазовую смесь с выходом до 95 %, что эквивалентно ~44,2 МДж газа, что делает метод ДСН энергетически независимым.

Обсуждение полученных результатов

Значения критериев эффективности для каждого метода приведены в табл. 1.

Результаты сравнения методов пиролиза ИН, МВН и ДСН по разработанным критериям приведены на рис. 6 – 8 соответственно.

Сравнительный анализ показал, что каждый из трёх методов пиролиза — ИН, МВН, ДСН — обладает как преимуществами, так и ограничениями,

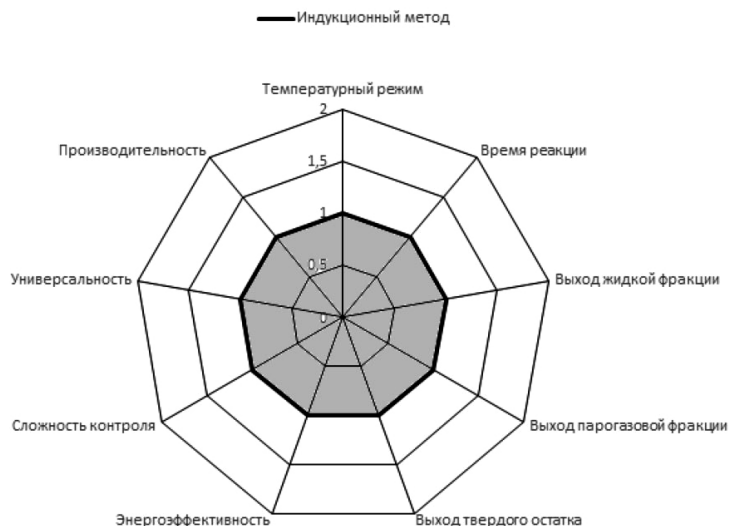


Рис. 6. Индукционный метод пиролиза пластмасс по критериям эффективности

Fig. 6. Induction method of plastic pyrolysis according to efficiency criteria

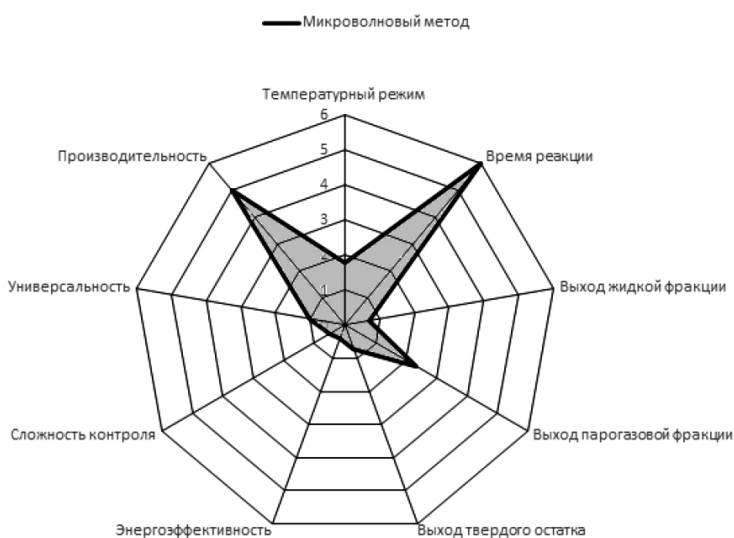


Рис. 7. Микроволновый метод пиролиза пластмасс по критериям эффективности

Fig. 7. Microwave method of plastic pyrolysis according to efficiency criteria

определяющими их применимость в различных условиях.

ИН обеспечивает точный контроль температурных режимов и высокую скорость нагрева, что делает его эффективным для получения жидкой фракции. Выход жидких продуктов достигает 70 %, при этом парогазовая фракция составляет около 32 %. Оценки энергетических затрат на утилизацию 1 кг пластикового сырья составляют 11,6 МДж, из которых 8,6 МДж приходится на сам нагрев, а около 3 МДж — на вспомогательные системы. Энергетический потенциал парогазовой фракции полностью компенсирует затраты, делая процесс потенциально энергетически независимым. Тем не менее применение катализаторов усложняет эксплуатацию и требует точной настройки частоты и мощности индукционного поля.

Микроволновый нагрев демонстрирует максимальную универсальность, обеспечивая равно-

мерное распределение температуры и высокую гибкость в зависимости от свойств сырья. Газовый выход при этом достигает до 74,7 %, а энергозатраты на переработку 1 кг ПНП составляют около 6 МДж, включая работу магнетронов и систем охлаждения. При использовании газа в составе замкнутого энергетического цикла процесс также становится энергетически независимым.

Управление микроволновым процессом требует минимального количества контуров контроля, что делает его простым в эксплуатации и масштабируемым решением.

Наиболее перспективной, с точки зрения утилизации и энергетической независимости системы, является метод на основе ДСН. Несмотря на высокую суммарную энергоёмкость процесса (около 20,6 МДж на 1 кг сырья), достигается почти полная конверсия утилизируемого сырья в газ — до 95 %, а твердая фракция составляет 5 %. Объем гене-

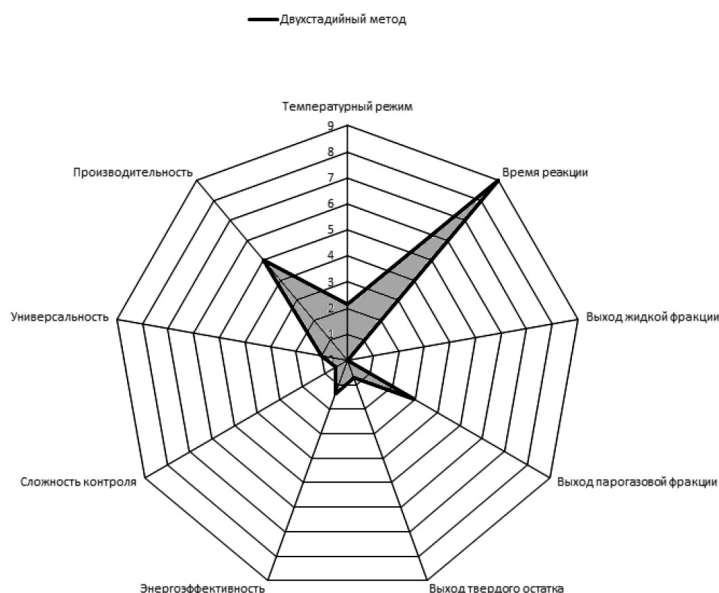


Рис. 8. Двухстадийный метод пиролиза пластмасс по критериям эффективности

Fig. 8. Two-stage method of plastic pyrolysis according to efficiency criteria

пируемой парогазовой продукции позволяет получить до 44,2 МДж потенциальной энергии, что делает установку потенциально энергетически независимой.

Выводы

1. Проведён сравнительный анализ трёх методов пиролиза, использующих электромагнитные нагревы: индукционный, микроволновый и двухстадийный. В качестве базового варианта для приведения критериев к безразмерной форме была рассмотрена индукционная установка [9].

2. Введены безразмерные критерии эффективности: температурный режим, производительность, выход продуктов пиролиза, длительность реакций, энергозатраты, сложность реализации и универсальность утилизируемого сырья.

3. Показана возможность реализации энергетической независимости каждого варианта пиролиза.

Список источников / References

1. Julian A., García-Jiménez [et al.]. Advances in the circularity of end-of-life fibre-reinforced polymers by microwave intensification. *Chemical Engineering and Processing — Process Intensification*. 2022. Vol. 178. P. 109015. DOI: 10.1016/j.cep.2022.109015.
2. Giorgini L., Benelli T., Brancolini G. Recycling of carbon fiber reinforced composites waste. *Current Opinion in Green and Sustainable Chemistry*. 2020. Vol. 26. P. 100368. DOI: 10.1016/j.cogsc.2020.100368.
3. Karuppannan Gopalraj S., Kärki T. A review on the recycling of waste carbon: fibre recovery, properties and life-cycle analysis. *SN Applied Sciences*. 2020. Vol. 2. P. 433. DOI: 10.1007/s42452-020-2195-4.
4. Hu X., Ma D., Zhang G. [et al.]. Microwave-assisted pyrolysis of waste plastics for their resource reuse. *Carbon Resources Conversion*. 2023. Vol. 6. P. 215–228. DOI: 10.1016/j.crcon.2023.03.002.
5. Sabogal O., Valin S., Thiery S. [et al.]. Design and thermal characterization of an induction-heated reactor for pyrolysis of solid waste. *Chemical Engineering Research and Design*. 2021. Vol. 173. P. 206–214. DOI: 10.1016/j.cherd.2021.07.018.

6. Cuong Duong-Viet, Lai Truong-Phuoc, Lam Nguyen-Dinh [et al.]. Magnetic induction assisted pyrolysis of plastic waste to liquid hydrocarbons on carbon catalyst. *Materials Today Catalysis*. 2023. Vol. 3. P. 100028. DOI: 10.1016/j.mtcata.2023.

7. Mariani A., Malucelli G. Insights into induction heating processes for polymeric materials. *Energies*. 2023. Vol. 16. P. 4535. DOI: 10.3390/en16114535.

8. Whajah B., Moura N., Blanchard J. [et al.]. Catalytic depolymerization of waste polyolefins by induction heating. *Industrial and Engineering Chemistry Research*. 2021. Vol. 60. P. 15141–15150. DOI: 10.1021/acs.iecr.1c02674.

9. Syie Luing W., Armenise S., Nyakuma B. [et al.]. Catalytic pyrolysis of plastics over maghemite-impregnated mesocellular foam using induction heating. *Chemical Engineering Transactions*. 2022. Vol. 97. P. 25–30. DOI: 10.3303/CET2297005.

10. Frisa-Rubio A., González-Niño C., Royo P. [et al.]. Chemical recycling of plastics assisted by microwave multi-frequency heating. *Cleaner Engineering and Technology*. 2021. Vol. 5. P. 100297. DOI: 10.1016/j.clet.2021.100297.

11. Zhou N., Dai L., Lyu Y. [et al.]. Catalytic pyrolysis of plastic wastes in a continuous microwave assisted pyrolysis system. *Chemical Engineering Journal*. 2021. Vol. 418. P. 129412. DOI: 10.1016/j.cej.2021.129412.

12. Betancourth Mendoza J. D. Evaluation of manufacturing processes, materials, and energy efficiency in the Italian Eyewear Industry. Universitat Politècnica de Catalunya, 2024. 50 p.

13. Jeon S., Kim J., Yang D. Design of large-scale microwave cavity for uniform and efficient plastic heating. *Polymers*. 2022. Vol. 14, Issue 3. P. 541. DOI: 10.3390/polym14030541.

14. Lee Y. C., Hwang C. C., Tsai Y. H. [et al.]. Development and pasteurization of in-packaged ready-to-eat rice products prepared with novel microwave-assisted induction heating (MAIH) technology. *Applied Food Research*. 2025. Vol. 5, Issue 1. P. 100697. DOI: 10.1016/j.afres.2025.100697.

15. Lee Y. C., Hwang C. C., Huang Y. T. Application of novel microwave-assisted induction heating technology for extending the shelf life of ready-to-eat rice through microbial, physical, and chemical quality preservation. *Innovative Food Science and Emerging Technologies*. 2024. Vol. 93. P. 103640. DOI: 10.1016/j.ifset.2024.103640.

16. Lee Y. C., Tsai Y. H., Hwang C. C. [et al.]. Evaluating the effect of an emerging microwave-assisted induction heating on the quality and shelf life of pre-packaged Pacific white shrimp

Litopenaeus vannamei stored at 4 °C in Taiwan. *Food Control*. 2022. Vol. 133. P. 108509. DOI: 10.1016/j.foodcont.2021.108509.

17. Tsai Y. H., Hwang C. C., Lin C. S. [et al.]. Comparison of microwave-assisted induction heating system (MAIH) and individual heating methods on the quality of pre-packaged white shrimp. *Innovative Food Science and Emerging Technologies*. 2021. Vol. 73. P. 102787. DOI: 10.1016/j.ifset.2021.102787.

ТРУШЛЯКОВ Валерий Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 2910-2159

ORCID: 0000-0001-6171-5438

AuthorID (SCOPUS): 56454317700

ResearcherID: D-7270-2015

Адрес для переписки: vatrushlyakov@yandex.ru

ПЕТРУК Антон Андреевич, аспирант кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 2452-8140

ORCID: 0009-0009-9709-1247

Адрес для переписки: apetruk1800@gmail.com

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

Статья поступила в редакцию 15.02.2025; одобрена после рецензирования 13.08.2025; принята к публикации 10.09.2025.

TRUSHLYAKOV Valery Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 2910-2159

ORCID: 0000-0001-6171-5438

AuthorID (SCOPUS): 56454317700

ResearcherID: D-7270-2015

Correspondence address: vatrushlyakov@yandex.ru

PETRUK Anton Andreevich, Postgraduate of the Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2452-8140

ORCID: 0009-0009-9709-1247

Correspondence address: apetruk1800@gmail.com

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

The article was submitted 15.02.2025; approved after reviewing 13.08.2025; accepted for publication 10.09.2025.

ИССЛЕДОВАНИЯ МОЩНОСТИ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ПОТЕРЬ В ТОРОИДАЛЬНОМ РЕЗОНАТОРЕ ПРОТОТИПА ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

И. С. Вавилов, К. И. Жариков, П. С. Ячменев,
И. А. Кузьменко, И. В. Володьков

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

Авторы представляют прототип ускорительного микродвигателя для малого космического аппарата с максимальным энергопотреблением 5 Вт. Показана конструкция и описаны основные конструктивные элементы. Более того, в работе представлены вакуумные калориметрические исследования мощности высокочастотных потерь в объеме тороидального резонатора при различных рабочих телах: воздух, гелий, углекислый газ, азот, аргон и пары воды. Благодаря совместному с калориметрическими исследованиями замеру основных частот автогенератора были получены электрические ёмкости колебательного контура. При энергопотреблении прототипа 4–4,8 Вт расчётные величины ускоряющих переменных напряжений составили 199,65–287,9 В для различных газов. Расчётные мощности высокочастотных потерь составили 0,088–0,183 Вт, что составляет не более 4 % от общей потребляемой мощности.

Ключевые слова: мощность высокочастотных потерь, плазма, малый космический аппарат, азот, аргон, ускоряющее напряжение, термopара, электрическая ёмкость.

Для цитирования: Вавилов И. С., Жариков К. И., Ячменев П. С., Кузьменко И. А., Володьков И. В. Исследования мощности высокочастотных потерь в тороидальном резонаторе прототипа высокочастотного ионного двигателя // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 92–100. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-92-100. EDN: TUYNLK.



© Вавилов И. С., Жариков К. И., Ячменев П. С.,
Кузьменко И. А., Володьков И. В., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

STUDIES OF THE POWER OF HIGH-FREQUENCY LOSSES IN THE TOROIDAL RESONATOR OF A PROTOTYPE OF THE HIGH-FREQUENCY ION THRUSTER

I. S. Vavilov, K. I. Zharikov, P. S. Yachmenev, I. A. Kuzmenko, I. V. Volod'kov

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

The authors present a prototype of an accelerator micro thruster for a small spacecraft with a maximum power consumption of 5 W. The design is demonstrated and the main structural elements are described. Moreover, the paper also presents vacuum calorimetric studies of the power of high-frequency losses in the volume of a toroidal resonator for various working fields: air, helium, carbon dioxide, nitrogen, argon and water vapor. Due to the joint measurement of the main frequencies of the oscillator with calorimetric studies, the electrical capacitances of the oscillating circuit are obtained. With prototype 4–4.8 power consumption the calculated values of accelerating alternating voltages are 199.65–287.9 V for various gases. The measured power of high-frequency losses is 0.088–0.183 W, which is no more than 4 % of the total power consumption.

Keywords: power of high-frequency losses, plasma, small spacecraft, nitrogen, argon, accelerating voltage, thermocouple, electrical capacity.

For citation: Vavilov I. S., Zharikov K. I., Yachmenev P. S., Kuzmenko I. A., Volod'kov I. V. Studies of the power of high-frequency losses in the toroidal resonator of a prototype of the high-frequency ion



© Vavilov I. S., Zharikov K. I., Yachmenev P. S.,
Kuzmenko I. A., Volod'kov I. V., 2025.

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

Введение

В рамках проекта, поддержанного Российским научным фондом, авторами был получен экспериментальный прототип ускорительного микро-двигателя с магнитным кольцом (УМД МК) [1]. Максимальное энергопотребление экспериментального прототипа составляло 6 Вт. Прототип УМД МК является прототипом квазинейтрального двигателя [2, 3] с высокочастотным (ВЧ) генератором плазмы. Ускорение плазмы производится в переменном электрическом поле ёмкостных элементов резонатора. Квазинейтральные (безэлектродные) плазменные двигатели — это малоразвитая область электроракетных двигателей, которые имеют одно важное преимущество относительно классических ионных и стационарных плазменных двигателей — отсутствие в конструкции нейтрализатора. Катод-нейтрализатор — хрупкий элемент, который чувствителен к чистоте рабочего тела. Нейтрализатор увеличивает массу конструкции, энергопотребление и снижает надёжность системы. По принципу ускорения плазмы квазинейтральные двигатели могут быть тепловыми, с магнитным соплом и переменным ускоряющим полем. Данные принципы не противоречат друг другу, поэтому обычно сочетаются в конструкции.

Для квазинейтральных двигателей с большим энергопотреблением характерно преобладание тепловой компоненты тяги над электростатической (электродинамической) или магнитной компонентами. Широко представлена информация о проекте VASIMR (Variable Specific Impulse Magnetoplasma Rocket) — электромагнитный ускоритель с изменяемым удельным импульсом [4–6], в котором разрабатывается реактивный плазменный двигатель с нагревом ионов путём электронно-циклотронного резонанса и ускорением плазмы в магнитном сопле. К двигателям с магнитным соплом относятся геликонный плазменный двигатель (Helicon Plasma Thruster, HPT) и плазменный двигатель на основе электронно-циклотронного резонанса (Electron Cyclotron Resonance, ECR) [7, 8].

3D-модель экспериментального прототипа УМД МК представлена на рис. 1.

Экспериментальный прототип УМД МК можно условно разделить на несколько систем:

- система подачи нейтрального газа в рабочую полость прототипа;
- плазмогенератор (кольцевая магнитная ячейка) — система производства рабочего тела (плазмы);
- источник высокочастотного излучения (ВЧ-автогенератор);
- система ускорения рабочего тела;
- система охлаждения ВЧ-автогенератора;
- система защиты от утечек электромагнитной энергии (фильтр низких частот — ФНЧ и защитная сетка);
- система электропитания — цифровой блок питания (система за пределами корпуса прототипа).

На рис. 2 представлен разнесённый вид прототипа. Схема изображена без внешнего резонатора (без цилиндрической оболочки). Прототип представляет собой цилиндрический объект высотой 110 мм и диаметром 90 мм.

В прототипе УМД МК реализована кольцевая магнитная ячейка по двухэлектродной схеме с последовательным расположением магнитов (схема N-S по кольцу). Ячейка состоит из двух корпусных элементов, изготовленных из АБС-пластика методом аддитивных технологий и двенадцати дисковых магнитов диаметром 12 мм и толщиной 5 мм. Каждые 6 магнитов связаны гальванической связью между собой и составляют электрод ёмкостного зазора. В плазмогенирующий комплекс входит двухпроводной резонатор на пластиковом держателе. Резонатор устанавливается между платой ВЧ-автогенератора и кольцевой магнитной ячейкой. Наличие данного промежуточного резонатора обеспечивает возбуждение автоколебаний. Промежуточный двухпроводной резонатор — это два проводника, намотанные в плоскую спираль. С одной стороны эти проводники припаиваются к затвору и истоку СВЧ-транзистора, с другой стороны — к электродам кольцевой магнитной ячейки.

Система охлаждения транзистора, кроме своей основной роли, выполняет функцию гальванической развязки между стоком транзистора и резонатором прототипа. Ранее было выявлено явление

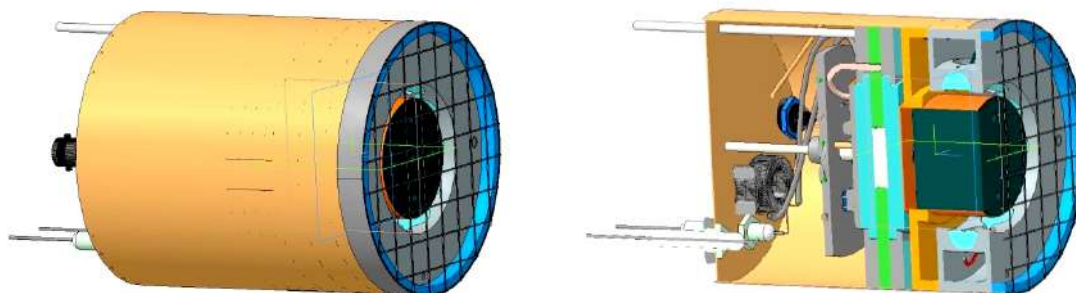


Рис. 1. 3D-модель прототипа УМД МК (без сечения и с продольным сечением)
Fig. 1. 3D-model of the prototype accelerator of the micro thruster with a magnetic ring
(without cross-section and with a longitudinal section)

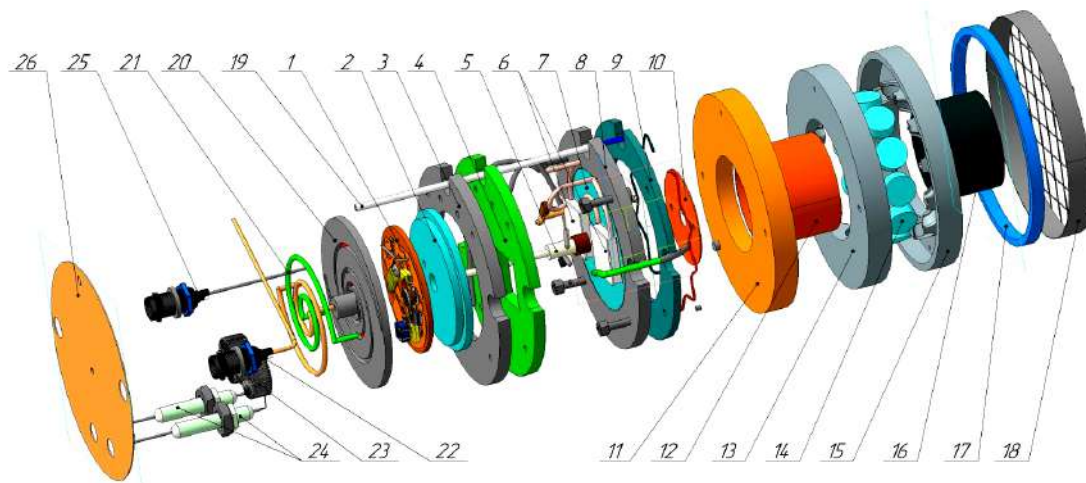


Рис. 2. Разнесённый вид конструкции прототипа УМД МК:

1 — кольцевая плата ВЧ-автогенератора; 2 — алюминиевый радиатор охлаждения транзистора ВЧ-автогенератора (диск, контактирует с холодной стороной элементов Пельтье); 3 — прижимное кольцо (выполнено аддитивными технологиями из АБС-пластика); 4 — держатель элементов Пельтье (выполнен аддитивными технологиями из АБС-пластика); 5 — металлическая опора, она же связь внешнего резонатора с внутренним сердечником; 6 — элементы Пельтье (два элемента размерами 20×20 мм); 7 — алюминиевый радиатор охлаждения транзистора ВЧ-автогенератора (диск, контактирует с горячей стороной элементов Пельтье); 8 — прижимное кольцо (выполнено аддитивными технологиями из АБС-пластика); 9 — кольцо-проставка (выполнено аддитивными технологиями из АБС-пластика); 10 — днище внутреннего сердечника (материал — медь); 11 — защитный корпус (не позволяет плазме проникать в полость внешнего резонатора); 12 — внутренний сердечник (материал — медь); 13 — первая часть корпуса плазмотрона (выполнен аддитивными технологиями из АБС-пластика); 14 — постоянные магниты (материал — N35, количество — 12 шт., размеры каждого диска — диаметр 12 мм, высота 5 мм); 15 — вторая часть корпуса плазмотрона (выполнен аддитивными технологиями из АБС-пластика); 16 — текстолитовая монтажная вставка (для установки различных торцевых крышек внутреннего сердечника); 17 — кольцо из АБС-пластика; 18 — защитная металлическая сетка; 19 — пластиковая трубка подвода нейтрального газа; 20 — диск со спиральной выемкой (выполнен аддитивными технологиями из АБС-пластика); 21 — двухпроводной спиральный резонатор; 22 — линия связи с BNC-разъёмом (для исследования амплитудно-частотных характеристик резонатора); 23 — катушка индуктивности ФНЧ; 24 — проходной конденсатор ФНЧ; 25 — штыревая антенна с BNC-разъёмом (для исследования спектра частот прототипа); 26 — торцевая крышка резонатора (материал — медь).

Fig. 2. Spaced view of the prototype accelerator of the micro thruster with a magnetic ring:

1 — ring board of the RF-autogenerator; 2 — aluminum radiator for cooling the transistor of the RF-autogenerator (disk, in contact with the cold side of the Peltier elements); 3 — pressure ring (made with additive technologies from ABS-plastic); 4 — holder of Peltier elements (made with additive technologies from ABS-plastic); 5 — metal support, it is also the connection of the external resonator with the inner core; 6 — Peltier elements (two elements measuring 20×20 mm); 7 — aluminum radiator cooling transistor RF-generator (disk, in contact with the hot side of the Peltier elements); 8 — pressure ring (made of additive technologies made of ABS-plastic); 9 — spacer ring (made of additive technologies made of ABS-plastic); 10 — bottom of the inner core (material — copper); 11 — protective housing (does not allow plasma to penetrate into the cavity of the external resonator); 12 — inner core (material — copper); 13 — the first part of the plasma generator body (made by additive technologies from ABS-plastic); 14 — permanent magnets (material — N35, quantity — 12 pieces, dimensions of each disk — diameter 12 mm, height 5 mm); 15 — second part of the plasma generator body (made of ABS-plastic with additive technologies); 16 — textolite mounting insert (for installing various end caps of the inner core); 17 — ABS-plastic ring; 18 — protective metal mesh; 19 — plastic neutral gas supply tube; 20 — disk with a spiral recess (made of ABS-plastic with additive technologies); 21 — a two-wire spiral resonator; 22 — a communication line with a BNC connector (for studying the amplitude-frequency characteristics of the resonator); 23 — a low-pass inductor; 24 — pass low — pass capacitor; 25 — pin antenna with BNC-connector (for studying the frequency spectrum of the prototype); 26 — end cap of the resonator (material — copper)

выхода из строя транзистора при непосредственном контакте его стока со стенкой резонатора. Возможно, это связано с большими величинами напряжений, возникающих при поглощении резонатором высокочастотного излучения. Для устранения этого эффекта потребовалось введение в конструкцию диэлектрической вставки (керамический элемент Пельтье) между транзистором и резонатором. Таким образом, холодная сторона элемента Пельтье подводится к стоку транзистора, а его горячая сторона — к металлической поверхности резонатора.

В прототипе УМД МК два элемента Пельтье (рис. 2) представлены размерами 20×20 мм. Элементы Пельтье соединены последовательно между собой, соединение элементов Пельтье с ВЧ-автогенератором также последовательное. Система охлаждения составляет узел из элементов Пельтье

в пластиковом держателе, алюминиевых дисков-радиаторов, пластиковых прижимных колец и днища внутреннего сердечника с самим сердечником. В алюминиевом диске выполнены резьбовые отверстия для установки транзистора платы автогенератора. В диске выполнены резьбовые отверстия для установки внутреннего сердечника. Между стоком транзистора, алюминиевыми дисками, элементами Пельтье и днищем внутреннего сердечника нанесена теплопроводящая паста. Все элементы системы охлаждения укладываются стопкой и стягиваются четырьмя болтами. Отбор тепла от транзистора осуществляется в сторону внутреннего сердечника. Охлаждение внутреннего сердечника осуществляется истекающим через отверстия между магнитами нейтральным газом. Соответственно, нагрев внешнего корпуса посредством охлаждения СВЧ-

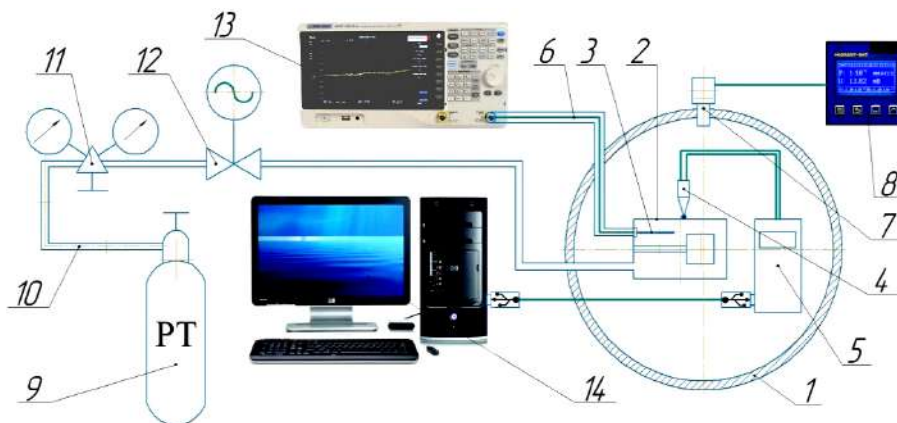


Рис. 3. Схема экспериментальной установки: 1 — вакуумная камера; 2 — резонатор экспериментального прототипа; 3 — штыревая антенна; 4 — термопара; 5 — многоканальный измеритель температуры; 6 — коаксиальная линия; 7 — преобразователь ПМТ-6-3М-1; 8 — вакуумметр; 9 — баллон с рабочим телом; 10 — газовая магистраль; 11 — газовый редуктор; 12 — электрический клапан; 13 — анализатор спектра частот; 14 — персональный компьютер

Fig. 3. Experimental setup scheme: 1 — vacuum chamber; 2 — resonator of an experimental prototype; 3 — pin antenna; 4 — thermocouple; 5 — multichannel temperature meter; 6 — coaxial line; 7 — PMT-6-3M-1 converter; 8 — vacuum gauge; 9 — cylinder with working fluid; 10 — gas main; 11 — gas reducer; 12 — electric valve; 13 — frequency spectrum analyzer; 14 — personal computer

транзистора не осуществляется. Также наличие диэлектрической (АБС-пластик) разрядной камеры позволяет устранить нагрев внешнего корпуса от оптического излучения. Таким образом, подобная схема охлаждения позволяет проводить калориметрические исследования мощности ВЧ-потерь в резонаторе при помощи обыкновенной термопары без риска фиксации нагрева корпуса от элементов Пельтье и оптического излучения разряда.

Принцип работы прототипа УМД МК представлен в ранних работах авторов, например, в [9]. Наиболее сложной задачей является определение величины ускоряющего переменного напряжения в прототипе. В прототипе отсутствуют ускоряющие электроды, которые являются неотъемлемым элементом классических электростатических ионных двигателей. Соответственно, приборное определение ускоряющего напряжения затруднено. Актуальной задачей является определение данной величины. Для определения мощности ВЧ-потерь в резонаторе прототипа был применён калориметрический метод.

Постановка задачи

Авторами был разработан и изготовлен прототип УМД МК (рис. 1, 2). Были проведены вакуумные калориметрические исследования с целью определения теплового эффекта на корпусе прототипа от рассеяния ВЧ-энергии в объёме резонатора.

Целью работы является определение величины ускоряющего переменного напряжения по мощности ВЧ-потерь при подаче в плазмогенератор различных типов рабочего газа.

Изначально данное исследование предполагалось проводить при помощи тепловизора и термовизуализационного экрана. Однако одновременное исследование нагрева резонатора при подаче ВЧ-излучения в прототип термопарой и тепловизором показало следующий недостаток тепловизионного способа: при длительном термографировании (испытания от 30 мин. и выше) делать термограммы следует после автокалибровки тепловизора. Авто-

калибровка производится раз в минуту, после чего показания температуры на экране тепловизора начинают неоправданно расти. После следующей калибровки значения температуры падают до нормальных и процесс начинается снова. График роста температуры, полученный после обработки термограмм, имеет характерный пилообразный профиль. Соответственно, было принято решение температуру корпуса определять термопарой (тип ТХА — термопара хромель-алюмель) и прибором МИТ-8, передающим его данные на персональный компьютер.

Экспериментальное исследование нагрева корпуса прототипа производилось для следующих веществ: воздух, азот, аргон, гелий, углекислый газ и пары воды. Также был проведён замер при включённом автогенераторе и отсутствием разряда. Температура фиксировалась термопарой ТХА и многоканальным измерителем температуры МИТ-8 с частотой один замер в 5 сек.

Схема экспериментальной установки представлена на рис. 3. Основные элементы экспериментальной установки — это вакуумная камера, прототип УМД МК, ёмкость с рабочим телом и магистраль подачи рабочего тела в плазмогенератор прототипа УМД МК. Газовыми элементами автоматики являются редуктор газового баллона и электрический пневматический клапан. Уровень вакуума в вакуумной камере определяется цифровым тепловым вакуумметром Мерадат-ВИТ16Т3 посредством преобразователя ПМТ-6-3М-1. Измеряемыми величинами в экспериментальном исследовании являлись частота электромагнитных колебаний в полости резонатора прототипа УМД МК и температура корпуса резонатора прототипа УМД МК. Частота определялась анализатором спектра АКИП-4205/1. Сигнал во входной канал анализатора спектра передавался по коаксиальной линии от штыревой антенны, установленной в корпусе тороидального резонатора. Температура корпуса резонатора определялась посредством термопары типа ТХА, закреплённой на корпусе резонатора методом пайки. Через многоканальный измеритель температуры сигнал

с термопары передавался на персональный компьютер.

Испытания проводились для нескольких видов рабочего тела на двух режимах работы прототипа УМД МК: режим «без разряда» (режим «БР»), при котором ВЧ-энергия подводится в полость резонатора без существования разряда в магнитном кольце, и режим «разряд» (режим «Р»), при котором существует поток плазмы из полости прототипа. Режим «БР» достигался повышением давления в вакуумной камере до значений 3000 Па. Опорным напряжением питания автогенератора прототипа УМД МК являлась величина 20 В.

Необходимость замера частоты электромагнитных волн в полости резонатора обусловлена влиянием генерируемой плазмы на основную частоту колебательной системы. По величине фактической частоты позволяет вычислить полную электрическую ёмкость колебательного контура прототипа УМД МК.

Теория

Величина ускоряющего напряжения зависит от мощности ВЧ-потерь в полости тороидального резонатора. Мощность ВЧ-потерь проявляет себя как тепловой эффект на корпусе резонатора при работе прототипа УМД МК. Связь мощности ВЧ-потерь и величины переменного ускоряющего напряжения представлена в виде формулы:

$$P_T = \frac{U_m^2}{2\rho \cdot Q}, \quad (1)$$

где U_m — амплитуда напряжения на зазоре, а $\rho = 1/\omega \cdot C_0$ — характеристическое сопротивление резонатора на круговой частоте $\omega = 2\pi \cdot \nu$; Q — добротность резонатора; ν — основная частота колебательного контура.

Отсюда величина напряжения равна

$$U_m = \sqrt{2\rho \cdot Q \cdot P_T}. \quad (2)$$

Для определения характеристического сопротивления резонатора на основной частоте необходимо определить электрическую ёмкость резонатора. Ёмкость, на которую нагружен резонатор, определяется как ёмкость плоского конденсатора, образованного круглыми крышками на внутреннем и внешнем цилиндрах и ёмкостью, образованной цилиндрическими поверхностями внешней стенки и внутреннего сердечника. В отличие от предыдущих конструкций в представленном прототипе отсутствует укорачивающая ёмкость. Ёмкость резонатора можно представить как ёмкости параллельно соединённых цилиндрических конденсаторов ($C_{1ц}$ и $C_{2ц}$) и ёмкости плоского конденсатора (C_n) (рис. 4).

Суммарная электрическая ёмкость резонатора (без учёта внутренних элементов конструкции прототипа и ёмкости плазмы) равна сумме:

$$C_0 = C_{1ц} + C_{2ц} + C_n. \quad (3)$$

Расписывая компоненты формулы (3), получим выражение:

$$C_0 = 2\pi \cdot \epsilon_0 \cdot \left(\frac{L-l}{\ln \frac{D}{d_c}} + \frac{l}{\ln \frac{D}{d}} \right) + \epsilon_0 \frac{\pi \cdot d^2}{4(L-l)}, \quad (4)$$

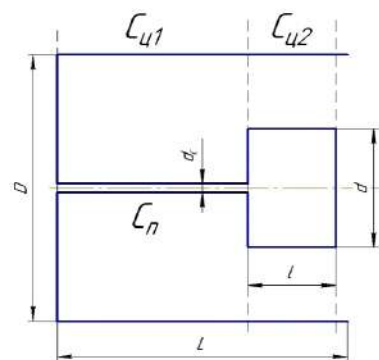


Рис. 4. Схема резонатора прототипа УМД МК

Fig. 4. Circuit resonator of the prototype accelerator of the micro thruster with a magnetic ring

где L — длина внешней цилиндрической оболочки резонатора; D — диаметр внешней цилиндрической оболочки резонатора; d — диаметр внутреннего медного сердечника; l — длина внутреннего медного сердечника; d_c — диаметр стержня-связи внутреннего сердечника с внешней оболочкой.

Таким образом, резонатор имеет нестандартную форму (не классический коаксиальный или тороидальный резонаторы). Для расчета добротности воспользуемся формулой соотношения объема и площади внутренней поверхности резонатора:

$$Q = \frac{2V_p}{\delta \cdot \mu_c \cdot S_p}, \quad (5)$$

где $V_p = \frac{\pi}{4} [D^2 \cdot L - d^2 \cdot l - d_c^2 \cdot (L-l)]$ —

внутренний объём резонатора;

$S_p = \pi \cdot \left[\frac{D^2}{4} + D \cdot L + d \cdot l + \frac{d^2}{2} + d_c \cdot (L-l) \right]$ — площадь внутренней поверхности резонатора;

$\delta = \frac{1}{\sqrt{\pi \cdot f_{зам} \cdot \sigma \cdot \mu_c \cdot \mu_0}}$ — глубина скин-слоя; $f_{зам}$ — частота электромагнитной волны в резонаторе; σ — электрическая проводимость материала стенок резонатора; μ_c — магнитная проницаемость материала стенок резонатора.

Формула (4) даёт ёмкость колебательного контура при условии пустотелости тороидального резонатора. Однако автогенератор, двухпроводной резонатор, плазма и ёмкостные свойства транзистора и элементов платы также являются частью общей ёмкости резонатора. Соответственно, данные компоненты меняют резонансную частоту системы. Нельзя рассматривать прототип УМД МК только как источник электромагнитного излучения и его потребитель.

Система автоколебательная, следовательно, существуют взаимные влияния потребителя и источника друг на друга. В пользу этого выступает явление изменения основной частоты колебаний при возникновении плазмы. При включении автогенератора в режиме «БР» величина основной частоты составляет 123,7 МГц.

С увеличением ёмкости колебательного контура снижается основная частота. Трансцендентное выражение для определения резонансной частоты контура прототипа УМД МК выглядит следующим образом [10]:

$$\frac{1}{2\pi \cdot \nu \cdot C_{\text{оп}}} = Z_{01} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{2\pi \cdot \nu \cdot l}{c}\right) + Z_{02} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{2\pi \cdot \nu \cdot (L-l)}{c}\right), \quad (6)$$

где $C_{\text{оп}} = C_o + C_k + C_{\text{пл}}$ — ёмкость резонатора с учётом ёмкости конструктивных элементов плазмотронатора (C_k) и плазмы ($C_{\text{пл}}$); $Z_{01} = 60 \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)$ — волновое сопротивление элемента резонатора как коаксиальной линии с внутренним медным сердечником; $Z_{02} = 60 \cdot \ln\left(\frac{D}{d_c}\right)$ — волновое сопротивление элемента резонатора как коаксиальной линии с металлическим стержнем; c — скорость света.

По величине частоты ν (из спектрограммы) работы автогенератора на режиме «БР» рассчитывается величина C_k . Измерив частоту на режиме «Р», можно определить $C_{\text{пл}}$.

Для нахождения величины ускоряющего напряжения по ВЧ-энергии, рассеянной в полости тороидального резонатора, необходимо определить текущую электрическую ёмкость колебательного контура.

Для режима «БР» формула (6) имеет следующий вид:

$$\frac{1}{2\pi \cdot \nu \cdot (C_o + C_k)} = Z_{01} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{2\pi \cdot \nu_{\text{БР}} \cdot l}{c}\right) + Z_{02} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{2\pi \cdot \nu_{\text{БР}} \cdot (L-l)}{c}\right), \quad (7)$$

где $\nu_{\text{БР}}$ — основная частота колебаний в резонаторе на режиме «БР». Отсюда определяется величина электрической ёмкости C_k .

Для режима «Р» формула (6) имеет вид

$$\frac{1}{2\pi \cdot \nu \cdot (C_o + C_k + C_{\text{пл}})} = Z_{01} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{2\pi \cdot \nu_p \cdot l}{c}\right) + Z_{02} \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{2\pi \cdot \nu_p \cdot (L-l)}{c}\right), \quad (8)$$

где ν_p — основная частота колебаний в резонаторе на режиме «Р». Отсюда определяется величина электрической ёмкости $C_{\text{пл}}$.

Результаты экспериментов

На рис. 5 представлена диаграмма изменения температуры корпуса после включения автогенератора. Масса корпуса резонатора — 112,07 г, материал корпуса — медь.

Зная массу резонатора, его материал и скорость нагрева, по уравнению теплопроводности можно определить величину тепловой мощности, соответственно, величину ВЧ-потерь в объёме резонатора.

В табл. 1 приведены измеренные значения фонового давления в вакуумной камере, полной электрической мощности прототипа УМД МК на режимах «Р» и «БР», тепловой мощности (мощность ВЧ-потерь) и доли мощности ВЧ-потерь в полной электрической мощности.

На режиме «БР» основная частота колебательного контура составляла 123,7 МГц, а на режиме «Р» — 118 МГц.

Расчёт колебательного контура по формулам (1)–(5) (без учёта дополнительных электрических ёмкостей внутренних элементов конструкции прототипа и генерируемой плазмы) даёт высокие значения ускоряющего напряжения. Результаты представлены в табл. 2.

Расчёт величин ёмкостей конструкции C_k и плазмы $C_{\text{пл}}$ по формулам (7) и (8) показал, что для прототипа УМД МК $C_k = 24$ пФ, а ёмкость плазмы зависит от вида газа, но находится в пределах 3 пФ.

Подставляя в формулу (1) величину $C_{\text{оп}}$ вместо величины C_o из формулы (3), получаем более скромные значения ускоряющего напряжения. Результаты представлены в табл. 3.

Обсуждение результатов

Калориметрические исследования показали, что нагрев корпуса резонатора УМД МК при работе на гелии и воздухе значительно менее интенсивен, чем на воде, аргоне, азоте и углекислом газе. В режиме «БР» нагрев корпуса также слабый, но и энергопотребление прототипа было незначительным. Из табл. 1 видно, что доля тепловой мощности в общей входящей мощности у аргона, воды, углекислого газа и азота выше, чем у воздуха и гелия. На режиме «БР» из-за отсутствия нагрузки энергопотребление прототипа составляет 1,8 Вт. При этом доля тепловой энергии в общей мощности составляет 3,17 %. Из табл. 1 и 2 следует, что вид рабочего тела оказывает влияние на режим рабо-

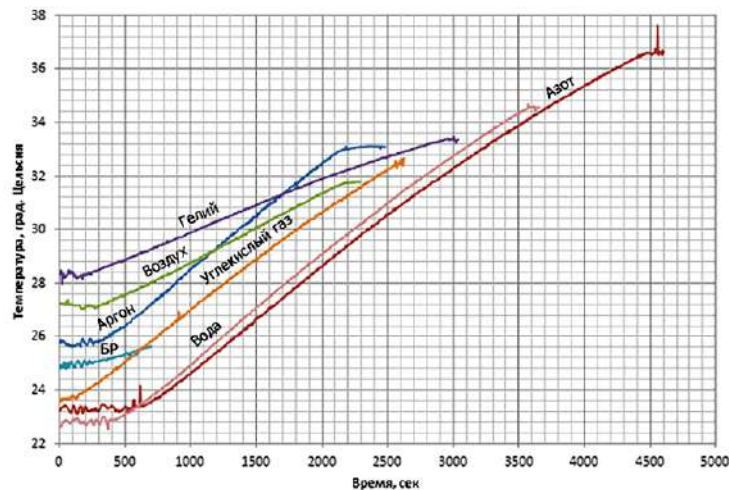


Рис. 5. Диаграмма нагрева поверхности резонатора
 Fig. 5. Diagram of the resonator surface heating

Таблица 1. Результаты тепловых испытаний корпуса прототипа УМД МК

Table 1. Thermal tests results of the body of the prototype accelerator of the micro thruster with a magnetic ring

Газ	Давление, Па	Напряжение, В	Ток, А	Входная мощность ($P_{\text{вх}}$), Вт	Тепловая мощность ($P_{\text{т}}$), Вт	$(P_{\text{т}} / P_{\text{вх}}) \cdot 100 \%$
Воздух	7	20	0,2	4	0,112	2,8
Гелий	9		0,2	4	0,088	2,2
Углекислый газ	6,8		0,22	4,4	0,168	3,81
Азот	7,5		0,24	4,8	0,161	3,35
Вода	7,2		0,22	4,4	0,168	3,81
Аргон	9		0,22	4,4	0,183	4,15
Режим «БР»	3000		0,09	1,8	0,057	3,17

Таблица 2. Результаты расчёта колебательного контура прототипа УМД МК

Table 2. Calculation results of the oscillatory circuit of the prototype accelerator of the micro thruster with a magnetic ring

Газ	Тепловая мощность ($P_{\text{т}}$), Вт	C_0 , пФ	ρ , Ом	ω , МГц	Q	U_m , В
Воздух	0,112	3,506	384,742	741,416	4955	653,446
Гелий	0,088					579,218
Углекислый газ	0,168					800,305
Азот	0,161					783,455
Вода	0,168					800,305
Аргон	0,183					835,27
Режим «БР»	0,057					466,164

Таблица 3. Результаты расчёта колебательного контура прототипа УМД МК

с учётом дополнительной электрической ёмкости

Table 3. Calculation results of the oscillatory circuit of the prototype accelerator of the micro thruster with a magnetic ring considering the additional electrical capacity

Газ	Тепловая мощность ($P_{\text{т}}$), Вт	C_0 , пФ	ρ , Ом	ω , МГц	Q	U_m , В
Воздух	0,112	29,506	45,712	741,416	4955	225,37
Гелий	0,088					199,65
Углекислый газ	0,168					275,85
Азот	0,161					270,05
Вода	0,168					275,85
Аргон	0,183					287,9
Режим «БР»	0,057					160,68

ты автогенератора. При одном и том же напряжении питания нагрузка в виде плазмы аргона, воды или углекислого газа более благоприятна, так как на этих газах увеличивается потребление тока ВЧ-автогенератором. При этом доля энергии, рассеиваемой резонатором, тоже увеличивается (до 4 %). Соответственно, увеличивается и уровень ускоряющего переменного напряжения в резонаторе.

Электрическая ёмкость внутренних конструктивных элементов прототипа УМД МК оказывает значительное влияние на величину ускоряющего напряжения. При условии пустотелости резонатора расчётная величина ускоряющего напряжения при испытаниях на аргоне составила 835,27 В, в обратном случае эта величина составила 287,9 В. Очевидным решением кажется вынос конструктивных элементов за пределы резонатора и освобождение резонаторной полости. Однако это ошибочная простота, так как режим работы прототипа автогенераторный, то все элементы конструкции (будь они снаружи резонатора или внутри него) являются частью единого колебательного контура. Также вынос палаты автогенератора за границу ре-

зонатора означает удлинение линии связи между магнитным кольцом и автогенератором. Соответственно, возникают вопросы согласованности линии связи и потери энергии в тракте. Магнитное кольцо является неотъемлемым атрибутом резонаторной полости, оно также обладает значительной ёмкостью.

Пары воды, азот и углекислый газ показали высокие значения мощности ВЧ-потерь и, соответственно, высокие значения ускоряющего напряжения. Однако в части молекулярной массы данные вещества проигрывают аргону. Ожидаемые тяговые характеристики этих веществ будут ниже, чем у аргона. Однако вода, как топливо для прототипа, имеет некоторые преимущества: низкое давление насыщенных паров в условиях вакуума, высокая плотность при нормальных условиях, доступность. При плазменном разложении воды образуются летучие компоненты. Применение углекислого газа нецелесообразно из-за наличия в продуктах плазменного разложения твёрдой фазы — углерода. Осаждение углерода приводит к загрязнению элементов плазмогенератора.

Выводы и заключение

В статье представлена часть большого экспериментального исследования прототипа УМД МК. Работа авторов направлена на решение проблемы определения выходных характеристик плазменных двигателей с ускорением плазмы переменным электрическим полем. Переход от постоянных ускоряющих напряжений к переменным напряжениям решает задачу нейтрализации ионной струи за счёт самонейтрализации. Однако применение переменных полей порождает ряд проблем, важнейшей из которых является определение величины ускоряющего напряжения. Калориметрический метод является одним из самых простых и надёжных методов определения мощности электромагнитного излучения. Конструкция прототипа УМД МК позволяет использовать его тороидальный резонатор как калориметр. По величине нагрева корпуса можно судить о величине ускоряющего напряжения. Следующей важной задачей является определение истинных электрических параметров колебательного контура. Для решения этой проблемы был применён частотный метод.

Калориметрический метод показал, что эффективность использования электрической энергии в прототипе УМД МК составляет не более 4 %.

Финансирование / Funding

Данные исследования проводятся в рамках финансовой поддержки Российского научного фонда (проект № 19-79-10038).

The research was carried out by the financial support of the Russian Science Foundation (Project no. 19-79-10038).

Список источников / References

1. Вавилов И. С., Ячменев П. С., Федянин В. В. [и др.]. Экспериментальные исследования прототипа ионного двигателя временеметодом // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2023. Т. 11, № 2. С. 30–36. DOI: 10.25206/2310-9793-2023-11-2-30-36. EDN: KfJUEQ.
2. Vavilov I. S., Yachmenev P. S., Fedyanin V. V. [et al.]. Eksperimental'nye issledovaniya prototipa ionnogo dvigatelya vremyametodom [Experimental study of ion thruster by time-of-flight method]. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. 2023. Vol. 11, no. 2. P. 30–36. DOI: 10.25206/2310-9793-2023-11-2-30-36. EDN: KfJUEQ. (In Russ.).
3. Jarrige J., Elias P. Q., Packan D. [et al.]. Characterization of a coaxial ECR plasma thruster. *44th AIAA Plasmadynamics and Lasers Conference*. 2013. P. 1–9. DOI: 10.2514/6.2013-2628.
4. Vialis T., Jarrige J., Aanesland A. [et al.]. Direct thrust measurement of an electron cyclotron resonance plasma thruster. *Journal of Propulsion and Power*. 2018. Vol. 34, no. 5. P. 1–11. DOI: 10.2514/6.2018-1370.
5. Charles C. Plasmas for spacecraft propulsion. *Journal of Physics D: Applied Physics*. 2009. Vol. 42, no. 16. P. 163001. DOI: 10.1088/0022-3727/42/16/163001.
6. Squire J., Olsen C., Cassidy L. [et al.]. Improved efficiency and throttling range of the VX-200 magnetoplasma thruster. *Journal of Propulsion and Power*. 2014. Vol. 30. P. 123–132. DOI: 10.2514/6.2014-1370.
7. Squire J., Carter M., Diaz F. [et al.]. VASIMR® spaceflight engine system mass study and scaling with power. *The 33rd International Electric Propulsion Conference*. USA, 2013.
8. Chen F. F. Physics of helicon discharges. *Physics of Plasmas — PHYS PLASMAS*. 1996. Vol. 3, no. 5. P. 1783–1793. DOI: 10.1063/1.871697.

8. Geller R. Electron cyclotron resonance ion sources and ECR plasmas. Routledge, 1996. 434 p. ISBN 9780203758663. DOI: 10.1201/9780203758663.

9. Вавилов И. С., Ячменев П. С., Федянин В. В. [и др.]. Определение мощности СВЧ/ВЧ-потерь в тороидальном резонаторе ускорительного ионного двигателя по его спектру частот // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2023. Т. 11, № 2. С. 21–29. DOI: 10.25206/2310-9793-2023-11-2-21-29. EDN: PTANKK.

Vavilov I. S., Yachmenev P. S., Fedyanin V. V. [et al.]. Opredeleniye moshchnosti SVCh/VCh-poter' v toroidal'nom rezonatore uskoritel'nogo ionnogo dvigatelya po ego spektru chastot [Determination of the power of the microwave/HF losses in the toroidal resonator of the accelerator ion thruster by its frequency spectrum]. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. 2023. Vol. 11, no. 2. P. 21–29. DOI: 10.25206/2310-9793-2023-11-2-21-29. EDN: PTANKK. (In Russ.).

10. Орлов С. И. Расчёт и конструирование коаксиальных резонаторов. Москва: Советское радио, 1970. 256 с.

Orlov S. I. Raschet i konstruirovaniye koaksial'nykh rezonatorov [Calculation and construction of coaxial resonators]. Moscow, 1970. 256 p. (In Russ.).

ВАВИЛОВ Игорь Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 3468-6744

AuthorID (РИНЦ): 518332

AuthorID (SCOPUS): 56610211900

ResearcherID: B-2634-2014

Адрес для переписки: vava-igg@mail.ru

ЖАРИКОВ Константин Игоревич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 9469-0544

ORCID: 0000-0002-4966-1788

AuthorID (SCOPUS): 57192074889

ResearcherID: E-9087-2014

ЯЧМЕНЕВ Павел Сергеевич, ассистент, аспирант кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 4744-0940

ORCID: 0000-0003-3483-4321

AuthorID (SCOPUS): 57193405041

ResearcherID: P-5381-2016

Адрес для переписки: yachmenev-pavel@mail.ru

КУЗЬМЕНКО Ирина Анатольевна, старший преподаватель кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 9128-3421

AuthorID (SCOPUS): 686832

Адрес для переписки: kia55@inbox.ru

ВОЛОДЬКОВ Илья Владиславович, магистрант группы РКМ-231 кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск

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

Статья поступила в редакцию 30.04.2025; одобрена после рецензирования 19.08.2025; принята к публикации 04.09.2025.

VAVILOV Igor Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 3468-6744

AuthorID (RCSI): 518332

AuthorID (SCOPUS): 56610211900

ResearcherID: B-2634-2014

Correspondence address: vava-igg@mail.ru

ZHARIKOV Konstantin Igorevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 9469-0544

ORCID: 0000-0002-4966-1788

AuthorID (SCOPUS): 57192074889

ResearcherID: E-9087-2014

YACHMENEV Pavel Sergeevich, Assistant, Postgraduate of the Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 4744-0940

ORCID: 0000-0003-3483-4321

AuthorID (SCOPUS): 57193405041

ResearcherID: P-5381-2016

Correspondence address: yachmenev-pavel@mail.ru
KUZMENKO Irina Anatolievna, Senior Lecturer of the Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 9128-3421

AuthorID (SCOPUS): 686832

Correspondence address: kia55@inbox.ru

VOLOD'KOV Ilya Vladislavovich, Master's Student of the PKM-231 group of the Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

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

The article was submitted 30.04.2025; approved after reviewing 19.08.2025; accepted for publication 04.09.2025.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ТОНКОСТЬ ОЧИСТКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ФИЛЬТРА ГИДРОСИСТЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

А. Б. Яковлев

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

Статья посвящена исследованию влияния параметров потока рабочей жидкости (расхода, давления, скорости) на тонкость очистки центробежного фильтра гидросистемы энергетической установки. На основе составленной математической модели разработана методика расчета и получены зависимости, характеризующие процесс очистки, а именно предельного размера частиц загрязнителя, осаждающихся в очистителе от давления на входе в фильтр, расхода рабочей жидкости, тангенциальной и радиальной составляющих скорости жидкости.

Ключевые слова: вихревая камера, частицы загрязнителя, тонкость фильтрации, тангенциальное сопло, тангенциальная составляющая скорости, радиальная составляющая скорости.

Для цитирования: Яковлев А. Б. Исследование влияния параметров потока рабочей жидкости на тонкость очистки центробежного фильтра гидросистемы энергетической установки // Омский научный вестник. Сер. Авиацонно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 101–106. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-101-106. EDN: PEGBPY.



© Яковлев А. Б., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE WORKING FLUID FLOW PARAMETERS ON THE FINENESS OF CLEANING THE CENTRIFUGAL FILTER OF THE HYDRAULIC SYSTEM OF A POWER PLANT

A. B. Yakovlev

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

The article considers the influence of the parameters of the working fluid flow (flow rate, pressure, velocity) on the fineness of cleaning the centrifugal filter of the hydraulic system of a power plant. Based on the compiled mathematical model, the author develops a calculation method and obtains the dependences characterizing the purification process, namely, the limiting size of the pollutant particles deposited in the cleaner from the pressure at the filter inlet, the flow rate of the working fluid, the tangential and radial components of the fluid velocity.

Keywords: vortex chamber, pollutant particles, filtration fineness, tangential nozzle, tangential velocity component, radial velocity component.

For citation: Yakovlev A. B. Investigation of the effect of the working fluid flow parameters on the fineness of cleaning the centrifugal filter of the hydraulic system of a power plant. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 101–106. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-101-106. EDN: PEGBPY.



© Yakovlev A. B., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

В настоящий момент в энергетических установках применяются различные рабочие жидкости, которые могут выступать в качестве рабочего тела в процессе преобразования энергии; охлаждающего компонента при выделении тепловой энергии; смазывающей среды для пар трения, удаляющей продукты износа и обеспечивающей необходимый срок эксплуатации установки; коррозионной защиты от окисления конструкционных материалов. Кроме перечисленного, рабочая жидкость может применяться для передачи управляющих сигналов в элементах гидроавтоматики и гасить действующие на установку ударные механические воздействия [1–3].

К рабочим жидкостям энергетических установок предъявляют ряд требований, из которых одним из важнейших является чистота, определяющая надежность и ресурс установок. Ее ненадлежащее качество может существенно увеличить износ элементов установок, снизить их срок эксплуатации или привести к частым неисправностям (отказам). Это, в свою очередь, может существенно увеличить затраты, связанные с эксплуатацией и ремонтом машин, вызвать простой оборудования или технологических процессов [2, 4].

Установлено, что наибольший абразивный износ пар трения вызывают твердые частицы размером, соизмеримым с величиной зазора этой пары [2, 5], а увеличение количества твердых частиц загрязнителя в полтора-два раза может уменьшить ресурс работы гидравлических устройств от четырех до восьми раз, приводя к простоям оборудования в 60–80 % случаев аварийных остановок [6, 7]. Требования к чистоте рабочей жидкости в настоящий момент устанавливаются для различных видов элементов гидросистем с использованием параметра «тонкость фильтрации» (наименьший размер частиц в мкм, задерживаемый фильтром, с определенной эффективностью) или с помощью класса чистоты, устанавливаемого, например, по ГОСТу 17216–2001 или ISO 4406 [1, 2, 4, 8].

Источниками твердых загрязнений рабочей жидкости могут выступать остатки производства, сборки и ремонта гидросистем; продукты износа элементов, узлов и механизмов установок; пыль и прочие вещества, попадающие в гидросистему из окружающей среды; продукты, возникающие в рабочей жидкости в процессе ее старения и деградации [1].

Основными методами удаления твердых частиц загрязнителя из рабочей жидкости являются [1]:

- механические (с помощью фильтрующих материалов);
- силовые (с использованием гравитационной, центробежной, магнитной и других сил).

Достаточно широкое распространение при очистке рабочей жидкости в энергетических установках вследствие обеспечения необходимого ресурса и производительности получили механические, гидродинамические (центробежные) фильтры и их комбинации. Для очистки больших объемов жидкости с минимальными потерями давления при относительной простоте конструкции, низкой потере давления, широком диапазоне производительности, эффективной самоочистке, невысокой стоимости конструкции и эксплуатации, безотказности работы и адаптивности применения на различных установках используют гидродинамические фильтры. Данные фильтры лучше удаляют неорга-

нический загрязнитель большей плотности, повышая тонкость фильтрации. Их можно использовать самостоятельно, а также еще более эффективно в комбинации с другими типами фильтров.

На сегодняшний день центробежные установки являются достаточно перспективными устройствами, также широко используемыми в других областях техники [9, 10]. Например, они применяются для очистки содержащихся в атмосферном воздухе твердых частиц, которые могут оказывать негативное влияние на работу систем наземного стартового комплекса ракет [11], авиационных поршневых и воздушно-реактивных двигателей, вспомогательных силовых установок и систем кондиционирования самолетов [12].

Постановка задачи

Критериями технической эффективности фильтра могут выступать [7, 13]:

- фильтрационные свойства (например, абсолютная тонкость фильтрации, т. е. минимальный размер в мкм частиц загрязнителя, задерживаемых с эффективностью 98,6 %, или коэффициент сепарации — отношение массового расхода частиц, удаляемых фильтровальным устройством, к массовому расходу частиц, поступающих на вход этого устройства);
- гидравлическое сопротивление фильтровального устройства, т. е. величина перепада давлений, требуемая для обеспечения необходимой производительности фильтра;
- ресурс или срок службы, т. е. суммарная наработка (календарная продолжительность) функционирования фильтроэлемента между его заменой, зависящая от секундного расхода протекающей через фильтр рабочей жидкости и максимально допустимого гидравлического сопротивления на нем.

В работах [7, 14] отмечены параметры, наиболее влияющие на процесс фильтрации: тангенциальная скорость или интенсивность закрутки потока; ско-

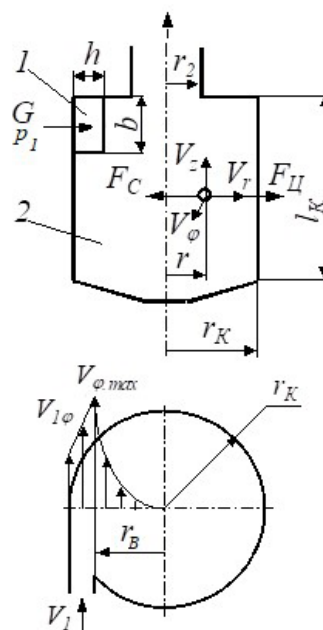


Рис. 1. Расчетная схема центробежного фильтра: 1 — сопло тангенциальное; 2 — вихревая камера

Fig. 1. Design scheme of the centrifugal filter: 1 — tangential nozzle; 2 — vortex chamber

рость потока жидкости (расход); плотность частиц загрязнителя.

Целью данной работы было исследование характеристик течения рабочей жидкости (давления на входе в центробежный фильтр, расхода, составляющих вектора скорости) на максимальный размер частиц загрязнителя, удаляемых центробежным фильтром.

Принципиальная схема центробежного фильтра описана в работе [15], расчетная схема представлена на рис. 1. Вход рабочей жидкости производится через тангенциальное прямоугольное сопло 1 прямоугольного сечения, расположенное в цилиндрической вихревой камере 2. Частицы загрязнителя отбрасываются центробежными силами к периферии вихревой камеры, опускаются по ее стенкам с последующим удалением. Выход очищенного потока жидкости осуществляется через осевой патрубок круглого сечения.

Основными геометрическими параметрами выбрана (рис. 1): r_k, l_k — радиус и длина вихревой камеры; r_2 — радиус выходного отверстия вихревой камеры; b, h — высота и ширина прямоугольного тангенциального входного сопла. Основные рабочие параметры: G, p_1 — массовый расход и давление рабочей жидкости на входе; V, V_ϕ, V_r, V_z — абсолютная скорость, тангенциальная, радиальная и осевая составляющие скорости жидкости (соответственно).

Теория

Модель центробежного фильтра построена на представлении процесса разделения частиц жидкости и загрязнителя, имеющего плотность большую, чем рабочая жидкость, за счет центробежной силы $F_{ц}$, преодолевающей силу сопротивления среды F_C (определяется по формуле Стокса [16]):

$$F_{ц} = (\rho_q - \rho_{ж}) \frac{\pi \cdot d^3}{6} \frac{V_\phi^2}{r};$$

$$F_C = 3\pi \cdot \mu \cdot d \cdot V_r,$$

где d и ρ_q — диаметр и плотность частицы загрязнителя; $\rho_{ж}$ — плотность рабочей жидкости; r — расстояние от продольной оси до частицы (текущий радиус); μ — динамическая вязкость рабочей жидкости.

Для установившегося движения частицы загрязнителя, осаждающейся на стенках вихревой камеры, можно выразить ее минимальный диаметр

$$d = \sqrt{\frac{18\mu V_r r}{(\rho_q - \rho_{ж}) V_\phi^2}}. \quad (1)$$

Принятые допущения — установившееся равномерное течение жидкости, тангенциальная и радиальная составляющие скорости частицы — равны соответствующим составляющим скорости жидкости.

Для определения по выражению (1) критического размера частиц загрязнителя, ниже которого осаждение на стенки не происходит, необходимо знать распределение тангенциальной и радиальной составляющих скорости жидкости, геометрические размеры вихревого очистителя. Распределение радиальной составляющей скорости по радиусу вихревой камеры очистителя можно определить, рассматривая уравнения установившегося осесимметричного течения вязкой жидкости [17].

Вихревое движение рабочей жидкости в фильтре (рис. 1) может быть разбито на две области, одна из них описывает изменение тангенциальной составляющей скорости уравнением $V_\phi/r = \text{const}$ (квазитвердый характер вращения), а другая — уравнением $V_\phi \cdot r = \text{const}$ (квазипотенциальное течение) [18, 19].

Радиус r_B , соответствующий максимальной тангенциальной составляющей скорости и являющийся границей областей, определяется из условия равенства давления рабочей жидкости на поверхности вихря при $r = r_B$ внешнему давлению на выходе из вихревой камеры (рис. 1). Таким образом, на границе r_B радиальная составляющая скорости $V_r = 0$. Квазипотенциальное вращение существует при $r > r_B$, при этом высоту тангенциального сопла h выбирают так, чтобы на всей его высоте течение жидкости было квазипотенциальным:

$$h = r_k - r_B \text{ или } r_B = r_k - h.$$

В итоге зависимость радиальной составляющей скорости рабочей жидкости от геометрических размеров центробежного фильтра и расположения частицы будет

$$V_r = \frac{G(r_B^2 - r^2)}{2\pi l_k r (\rho_q - \rho_{ж}) (r_k^2 - r_B^2)}. \quad (2)$$

Распределение тангенциальной скорости жидкости в области $0 \leq r \leq r_B$ (рис. 1) подчиняется параболическому закону квазитвердого вращения:

$$\frac{V_\phi}{V_{\phi, \max}} = \left(\frac{r}{r_B} \right)^2. \quad (3)$$

В области течения $r_B \leq r \leq r_k$ движение жидкости подчиняется уравнению квазипотенциального вращения:

$$\frac{V_\phi}{V_{\phi, \max}} = \frac{r_B}{r}. \quad (4)$$

Максимальное значение тангенциальной скорости жидкости в сопловом сечении в (3) и (4) определяется

$$V_{\phi, \max} = V_{1\phi} \left(\frac{h}{r_B} \right) / \ln \left(\frac{r_k}{r_B} \right), \quad (5)$$

где $V_{1\phi}$ — среднее значение тангенциальной скорости в сопловом сечении у стенки можно определить

$$V_{1\phi} = \sqrt{V_1^2 - V_{1z}^2}. \quad (6)$$

Здесь V_1, V_{1z} — абсолютная скорость и осевая составляющая скорости жидкости в сечении сопла, определяемые по следующим выражениям:

$$V_1 = \frac{G}{F_1 \Delta p}; \quad (7)$$

$$V_{1z} = \frac{G}{F_{1z} \Delta p}, \quad (8)$$

где F_1 — площадь тангенциального сопла на входе в центробежный фильтр, например, в соответствии с рис. 1 равна $F_1 = b \cdot h$; F_{1z} — площадь потока

жидкости за тангенциальным соплом нормальная осевой составляющей скорости, получаемая как $F_{1z} = \pi \cdot h(2r_k - h)$.

Для определения внутреннего радиуса камеры центробежного фильтра используем выражение

$$r_k = r_b \sqrt{\frac{k}{k-1} RT_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{2}{V_{1\phi}^2} + 1}, \quad (9)$$

где T_2 , p_2 — температура и давление рабочей жидкости на выходе.

Результаты экспериментов

На основании выражений (1) – (9) по известным геометрическим размерам центробежного фильтра может быть составлена методика расчета газодинамических параметров потока рабочей жидкости. Задаваясь основными геометрическими размерами, расходом и давлениями рабочей жидкости на входе и выходе центробежного фильтра, плотностью загрязнителя, можно определить минимальный диаметр d частиц загрязнителя, осаждающийся на стенках.

Вследствие отличия скорости частицы от скорости жидкости величина d будет несколько заниженной. Варьируя параметрами рабочей жидкости,

можно получить оптимальные геометрические размеры вихревой камеры и сопла фильтра, позволяющие добиться минимального значения d .

По результатам расчета центробежного фильтра с параметрами, указанными в табл. 1, был получен минимальный размер твердых частиц загрязнителя, осаждающихся на стенках вихревой камеры фильтра, равный 16 мкм, что соответствует тонкости фильтрации фильтра тонкой очистки.

Проведение расчетного однофакторного эксперимента на основе полученной методики позволило получить зависимости минимального диаметра d частиц, осаждающихся на стенке вихревой камеры, от следующих величин: давления на входе в камеру очистителя (рис. 2а); расхода рабочей жидкости (рис. 2б); радиальной V_r (рис. 2в) и тангенциальной V_ϕ (рис. 2г), составляющих скорости рабочей жидкости.

Обсуждение результатов

Как видно из рис. 2а и 2г, минимальный диаметр частиц, осаждающихся на стенках вихревой камеры фильтра (тонкость фильтрации), уменьшается с увеличением давления на входе и тангенциальной составляющей скорости рабочей жидкости. Это объясняется увеличением действия центробежной силы на частицы загрязнителя (интенсификацией процессов закрутки потока жидкости).

Таблица 1. Основные параметры центробежного фильтра
Table 1. Main parameters of the centrifugal filter

r_k , м	l_k , м	$\rho_{ж}$, кг/м ³	μ , Н·с/м ²	$\rho_{цп}$, кг/м ³	G , кг/с	p_1 , МПа
0,1	0,8	$1 \cdot 10^3$	0,022	$4 \cdot 10^3$	0,4	0,25

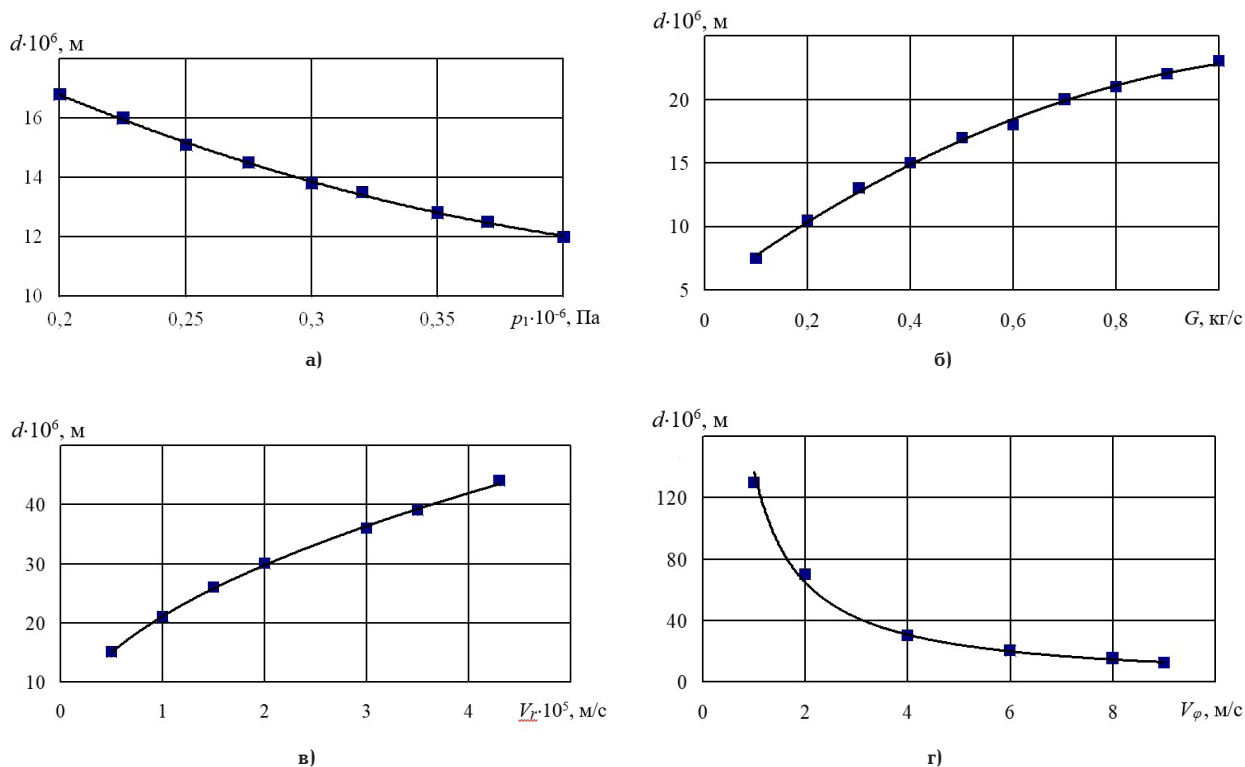


Рис. 2. Графики зависимостей минимального диаметра d осаждающихся частиц от величин:
а — давления на входе в камеру очистителя; б — расхода рабочей жидкости; в — радиальной составляющей скорости рабочей жидкости; г — тангенциальной составляющей скорости рабочей жидкости

Fig. 2. Graphs of the dependences of the minimum d diameter of the deposited particles by the following values: а — pressure at the inlet to the cleaner chamber; б — flow rate of the working fluid; в — radial component of the working fluid velocity; г — tangential component of the working fluid velocity

С увеличением расхода рабочей жидкости растет производительность центробежного фильтра, но при этом его эффективность (тонкость фильтрации) падает (рис. 2б). При этом возрастает и перепад давления жидкости на фильтре, т. е. увеличивается его гидравлическое сопротивление.

Выводы и заключение

Разработанная математическая модель и составленная методика расчета минимального диаметра частиц загрязнителя, осаждающихся на стенке вихревой камеры центробежного фильтра, позволяют определить оптимальные параметры для повышения тонкости фильтрации рабочей жидкости. Дальнейшее совершенствование модели может идти в сторону увеличения значимых для процесса очистки параметров.

Список источников / References

1. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. [и др.]. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник. Москва: Издательский дом «Альянс», 2010. 423 с. ISBN 978-5-903034-88-8.
2. Bashata T. M., Rudnev S. S., Nekrasov B. B. [et al.]. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, 2010. 423 p. ISBN 978-5-903034-88-8. (In Russ.).
3. Бударова О. П., Болдырев А. В. Рабочие среды гидравлических и пневматических систем: учебник / под ред. И. Х. Исрафилова. Казань, 2019. 254 с. ISBN 978-5-00130-181-3.
4. Budarova O. P., Boldyrev A. V. *Rabochiye sredy gidravlicheskiykh i pnevmaticheskikh sistem* [Working conditions of hydraulic and pneumatic systems]. Ed. by I. H. Israfilov. Kazan, 2019. 254 p. ISBN 978-5-00130-181-3. (In Russ.).
5. Галдин Н. С. Основы гидравлики и гидропривода: учеб. пособие. Омск: СибАДИ, 2006. 144 с. ISBN 5-93204-305-9. EDN: QMEZYN.
6. Galdin N. S. *Osnovy gidravliki i gidroprivoda* [Fundamentals of hydraulics and hydraulic drive]. Omsk, 2006. 144 p. ISBN 5-93204-305-9. EDN: QMEZYN. (In Russ.).
7. Плеханов Н. Г., Федоров В. С. Обоснование эффективности применения центрифуг для очистки гидравлических масел // Системы. Методы. Технологии. 2024. № 4 (64). С. 15–21. DOI: 10.18324/2077-5415-2024-4-15-21. EDN: DQSYKF.
8. Plekhanov N. G., Fedorov V. S. *Obosnovaniye effektivnosti primeneniya tsentrifug dlya ochistki gidravlicheskiykh masel* [Justification of the effectiveness of the use of centrifuges for cleaning hydraulic oils]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii. Systems. Methods. Technologies*. 2024. No. 4 (64). P. 15–21. DOI: 10.18324/2077-5415-2024-4-15-21. EDN: DQSYKF. (In Russ.).
9. Зубкова С. Ю., Романов Р. А. Современные методы анализа масел и смазочных материалов // Химическая техника. 2018. № 9. С. 22–24. EDN: PJGWLL.
10. Zubkova S. Yu., Romanov R. A. *Sovremennyye metody analiza masel i smazochnykh materialov* [Modern methods for the oils and lubricants analysis]. *Khimicheskaya tekhnika. Chemical Engineering*. 2018. No. 9. P. 22–24. EDN: PJGWLL. (In Russ.).
11. Финкельштейн З. Л. Гидродинамическая очистка жидкостей в промышленности // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2004. № 4. С. 235–237. EDN: INTNPB.
12. Finkel'shteyn Z. L. *Gidrodinamicheskaya ochistka zhidkostey v promyshlennosti* [Hydrodynamic purification of liquids in industry]. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. Mining Information and Analytical Bulletin*. 2004. No. 4. P. 235–237. EDN: INTNPB. (In Russ.).
13. Литвинский Г. Г. Прямоточные центробежные гидродинамические фильтры с эжекционной рециркуляцией шлама // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института. 2022. № 28 (71). С. 121–135. EDN: JPGJVX.
14. Litvinsky G. G. *Pryamotochnyye tsentrobezhnyye gidrodinamicheskiye fil'try s ezheksionnoy retsirkulyatsiyey shlama* [Direct-flow centrifugal hydrodynamic filters with ejection sludge recirculation]. *Sbornik Nauchnykh Trudov Donbasskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Institute*. 2022. No. 28 (71). P. 121–135. EDN: JPGJVX. (In Russ.).
15. Барышев В. И. Классификация, контроль и нормирование промышленной чистоты рабочих жидкостей и масел // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2005. № 1 (41). С. 149–161. EDN: KYSTNP.
16. Baryshev V. I. *Klassifikatsiya, kontrol' i normirovaniye promyshlennoy chistoty rabochikh zhidkostey i masel* [Classification, control and rationing of industrial purity of working fluids and oils]. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroyeniye. Bulletin of SUSU. Series "Mechanical Engineering Industry"*. 2005. No. 1 (41). P. 149–161. EDN: KYSTNP. (In Russ.).
17. Пиралишвили Ш. А., Гурьянов А. И., Веретенников С. В. [и др.]. Вихревые технологии в авиации и энергетике // Новые технологии, материалы и оборудование российской авиакосмической отрасли: Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием, Казань, 08–10 августа 2018 г. Т. 1. Казань: Казанский государственный технический университет им. А. Н. Туполева, 2018. С. 276–282. ISBN 978-5-7579-2321-5. EDN: YNBHYT.
18. Piralishvili Sh., Guryanov A., Veretennikov S. [et al.]. *Vikhrevyye tekhnologii v aviatsii i energetike* [Vortex technologies in aviation and energetics]. *Novyye tekhnologii, materialy i oborudovaniye rossiyskoy aviakosmicheskoy otrasli. New Technologies, Materials and Equipment of the Russian Aerospace Industry*. Kazan, 2018. Vol. 1. P. 276–282. EDN: YNBHYT. (In Russ.).
19. Яковлев А. Б. Закрученные потоки в промышленности // Омский научный вестник. 1999. № 6. С. 51–53. EDN: NSZPHS.
20. Yakovlev A. B. *Zakruchennyye potoki v promyshlennosti* [Swirling flows in industry]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 1999. No. 6. P. 51–53. EDN: NSZPHS. (In Russ.).
21. Яковлев А. Б. Разработка вихревых аппаратов осушки сжатого воздуха для систем наземного стартового комплекса // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 2. С. 111–116. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-111-116. EDN: KJXNUY.
22. Yakovlev A. B. *Razrabotka vikhrevykh apparatov osushki szhatogo vozdukha dlya sistem nazemnogo startovogo kompleksa* [Development of vortex compressed air drying devices for ground launch complex systems]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatсионно-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 111–116. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-111-116. EDN: KJXNUY. (In Russ.).
23. Вологодский Н. В., Проневич А. В., Яковлев А. Б. Экспериментальное исследование циклонных фильтров пневматической системы автоматического управления газотурбинного двигателя для увеличения степени очистки // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 101–109. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-101-109. EDN: YRZAUK.
24. Vologodskiy N. V., Pronevich A. V., Yakovlev A. B. *Eksperimental'noye issledovaniye tsiklonnykh fil'trov pnevmaticheskoy sistemy avtomaticheskogo upravleniya gazoturbinnogo dvigatelya dlya uvelicheniya stepeni ochistki* [Experimental study of cyclone filters of pneumatic automatic control system of gas turbine engine for increasing degree of purification]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatсионно-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation Rocket and Power Engineering*. 2020.

Vol. 4, no. 3. P. 101–109. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-101-109. EDN: YRZAUK. (In Russ.).

13. Колмаков Е. А., Кондрашов П. М., Зеньков И. В. Обзор конструкций фильтров в составе погружных электроцентробежных насосов при добыче нефти // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2016. № 1 (113). С. 150–157. EDN: YJUWBD.

Kolmakov E. A., Kondrashov P. M., Zen'kov I. V. Obzor konstruktsey fil'trov v sostave pogruzhnykh elektrosentrobezhnykh nasosov pri dobyche nefi [Review of filter designs used in oil production by means of electric submersible pumps]. Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. *Bulletin of the Kuzbass State Technical University*. 2016. No. 1 (113). P. 150–157. EDN: YJUWBD. (In Russ.).

14. Девисилов В. А., Шарай Е. Ю., Агалакова Н. А. Изучение гидравлических характеристик течения жидкости в гидродинамическом фильтре с тангенциальной закруткой потока // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2013. № 2 (24). С. 32–37. EDN: REUXQJ.

Devisilov V. A., Sharay E. Yu., Agalakova N. A. Izucheniye gidravlicheskiy kharakteristik techeniya zhidkosti v gidrodinamicheskom fil'tre s tangentsial'noy zakrutkoy potoka [Investigation of the hydraulic characteristics of fluid flow in hydrodynamic filter with tangential flow swirling]. Vektor nauki Tol'yatinskogo gosudarstvennogo universiteta. *Science Vector of Togliatti State University*. 2013. No. 2 (24). P. 32–37. EDN: REUXQJ. (In Russ.).

15. Яковлев А. Б. Влияние геометрических параметров центробежного фильтра на тонкость его очистки // Динамика систем, механизмов и машин. 2002. № 2. С. 43–45. EDN: VVNNNAV.

Yakovlev A. B. Vliyaniye geometricheskikh parametrov tsentrobezhnogo fil'tra na tonkost' ego ochestki [Influence of geometric parameters of a centrifugal filter on the fineness of its purification]. Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. *Dynamics of systems, mechanisms and machines*. 2002. No. 2. P. 43–45. EDN: VVNNNAV. (In Russ.).

16. Смульский И. И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах. Новосибирск, 1992. 301 с. ISBN 5-02-030300-3. EDN: PUHZYX.

Smulskiy I. I. Aerodinamika i protsessy v vikhrevykh kamerakh [Aerodynamics and processes in vortex chambers]. Novosibirsk, 1992. 301 p. ISBN 5-02-030300-3. EDN: PUHZYX. (In Russ.).

17. Кузнецов В. И., Макаров В. В. Физическая и математическая модели рабочего процесса вихревой трубы: монография. Омск, 2018. 232 с. ISBN 978-5-8149-2671-5. EDN: EWJCVP.

Kuznetsov V. I., Makarov V. V. Fizicheskaya i matematicheskaya modeli rabochego protsessa vikhrevoy truby [Physical and mathematical models of the vortex tube workflow]. Omsk, 2018. 232 p. ISBN 978-5-8149-2671-5. EDN: EWJCVP. (In Russ.).

18. Митрофанова О. В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2010. 288 с. ISBN 978-5-9221-1223-9. EDN: MUWSRZ.

Mitrofanova O. V. Gidrodinamika i teploobmen zakruchennykh potokov v kanalah yaderno-energeticheskikh ustanovok [Hydrodynamics and heat exchange of swirling flows in channels of nuclear power plants]. Moscow, 2010. 288 p. ISBN 978-5-9221-1223-9. EDN: MUWSRZ. (In Russ.).

19. Vasilevsky M., Zyatikov P., Shishmina L. [et al.] Particles separation in a cyclone device cone. *EPJ Web of Conferences*. Vol. 82. Tomsk, 2015. P. 01049. DOI: 10.1051/epjconf/20158201049. EDN: UENNXL.

ЯКОВЛЕВ Алексей Борисович, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 8194-5800

AuthorID (РИНЦ): 488687

ORCID: 0000-0002-1987-2138

AuthorID (SCOPUS): 56503089200

ResearcherID: E-7451-2014

Адрес для переписки: yakovlev@omgtu.ru

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

Статья поступила в редакцию 18.07.2025; одобрена после рецензирования 08.08.2025; принята к публикации 18.08.2025.

YAKOVLEV Aleksey Borisovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 8194-5800

AuthorID (RSCI): 488687

ORCID: 0000-0002-1987-2138

AuthorID (SCOPUS): 56503089200

ResearcherID: E-7451-2014

Correspondence address: yakovlev@omgtu.ru

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

The article was submitted 18.07.2025; approved after reviewing 08.08.2025; accepted for publication 18.08.2025.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА НА ВЫХОДЕ ИЗ ГОРЕЛОК ДВУХЗОННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

А. В. Бакланов

АО «Казанское моторостроительное производственное объединение»,
Россия, 420036, г. Казань, ул. Дементьева, 1

В работе представлены результаты экспериментального определения коэффициента избытка воздуха на выходе из горелок опытной двухзонной камеры сгорания газотурбинной установки НК-16СТ. Описаны конструктивные особенности камеры сгорания, представлено стендовое оборудование, на котором проводилось испытание горелок и камеры сгорания. Разработана методология испытаний горелок и камеры сгорания по определению их пропускной способности и сформирован алгоритм последовательности выполнения экспериментальных работ. Представлены результаты измерений экологических характеристик при осуществлении регулирования расхода топлива по зонам камеры сгорания.

Ключевые слова: двухзонная камера сгорания, газотурбинный двигатель, горелка, испытание, концентрации выбросов вредных веществ, оксиды азота, оксид углерода, коэффициент избытка воздуха.

Для цитирования: Бакланов А. В. Экспериментальное определение коэффициента избытка воздуха на выходе из горелок двухзонной камеры сгорания // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 107–113. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-107-113. EDN: WIOCKU.



© Бакланов А. В., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE EXCESS AIR COEFFICIENT AT THE OUTLET OF THE BURNERS OF A TWO-ZONE COMBUSTION CHAMBER

A. V. Baklanov

JSC "Kazan Motor-Building Production Association", Russia, Kazan, Dementyeva St., 1, 420036

The paper presents the results of computational and experimental determination of the excess air coefficient at the outlet of the burners of the experimental two-zone combustion chamber of the NK-16ST engine. The design features of the combustion chamber are described. The author demonstrates the bench equipment on which the burners and the combustion chamber are tested. The methodology of testing burners and combustion chambers to determine their throughput are described. Moreover, the author forms an algorithm for the sequence of computational and experimental work. As a result, the measurements of environmental characteristics during fuel consumption control in the combustion chamber zones are presented.

Keywords: two-zone combustion chamber, gas turbine engine, burner, test, concentrations of harmful substances emissions, nitrogen oxides, carbon monoxide, excess air coefficient.

For citation: Baklanov A. V. Experimental determination of the excess air coefficient at the outlet of the burners of a two-zone combustion chamber. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 107–113. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-107-113. EDN: WIOCKU.



© Baklanov A. V., 2025.

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

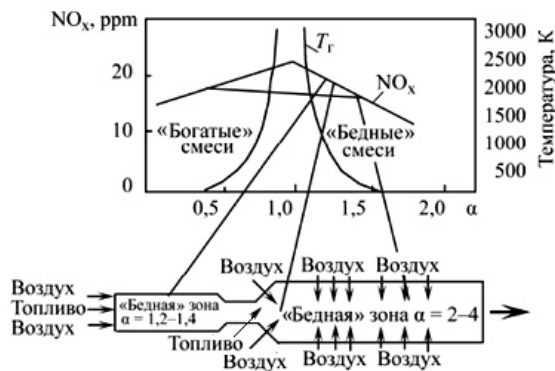


Рис. 1. Схема реализации «бедно-бедного» горения
Fig. 1. Implementation scheme of the "lean to lean" combustion

Введение

В настоящее время в практике двигателестроения широко используются цифровые двойники двигателей и их отдельных элементов, таких как камера сгорания. С помощью указанных двойников моделируются особенности рабочего процесса с дальнейшей экспериментальной проверкой, например, определяется коэффициент избытка воздуха в зоне горения. Выполнение экспериментальной работы служит базой для верификации и является актуальной.

Анализ современных способов снижения уровня выбросов токсичных веществ, а также опыт российских и европейских фирм приводят к выводу, что одними из эффективных методов снижения таких выбросов является концепция, основанная на «бедно-бедном» горении [1].

Данная концепция предусматривает низкотемпературное сжигание в двух стадиях. Топливо в воздухе сначала воспламеняется и сгорает в отдельной дежурной зоне, в которой происходит раздельная подача воздуха и топлива, что обеспечивает диффузионное горение. Далее в основной зоне происходит сжигание остальной топливно-воздушной смеси. Благодаря предварительному сгоранию полное дожигание обедненной смеси достигается при более низкой температуре в основной зоне камеры сгорания (рис. 1).

В дежурной зоне температура горения снижается вследствие организации «бедного» диффузионного горения при $\alpha = 1,2-1,4$ выше стехиометрического. Указанный тип факела характеризуется устойчивым горением и уменьшением выбросов NO_x , возникающих в результате термических процессов. Дополнительное снижение образования NO_x достигается за счет использования еще более обедненной смеси в основной зоне горения.

Однако реализация «бедно-бедного» горения зависит от скорости смешения и транспортирования продуктов горения из одной зоны в другую. Процесс горения по этой схеме осуществляется в трех последовательных стадиях:

- 1) формируется «бедное» диффузионное горение при $\alpha = 1,2-1,4$;
- 2) происходит смешение продуктов сгорания топлива, вышедших из дежурной зоны с обедненной топливно-воздушной смесью;
- 3) обеспечивается «бедное» сжигание в основной зоне ($\alpha = 2,0-4,0$) [2].

Данная концепция может быть усложнена введением возможности регулирования расхода топлива в основную зону.

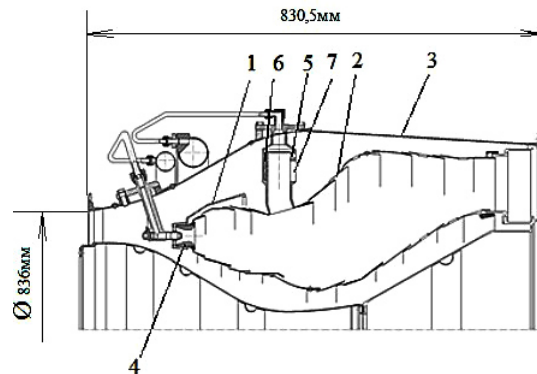


Рис. 2. Двухзонная камера сгорания
Fig. 2. Two-zone combustion chamber

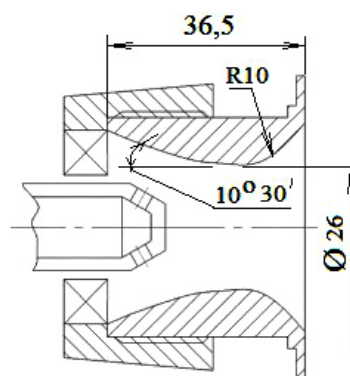


Рис. 3. Продольный разрез горелки дежурной зоны
Fig. 3. Longitudinal section of the standby zone burner

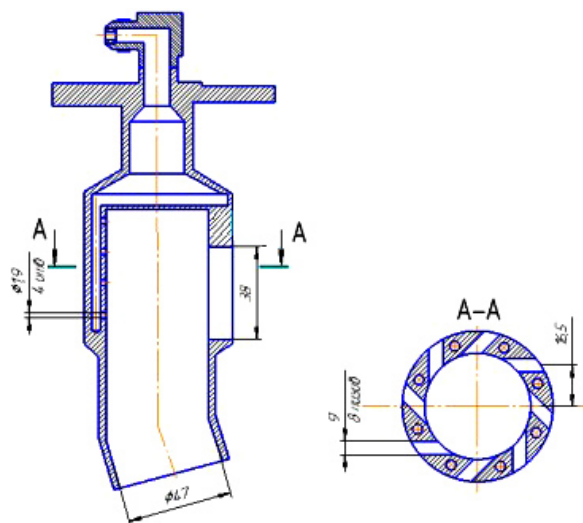


Рис. 4. Продольный разрез горелки основной зоны
Fig. 4. Longitudinal section of the main zone burner

Основная часть

В рамках указанной концепции для газотурбинной установки НК-16СТ разработана двухзонная камера сгорания с последовательным расположением дежурной и основной зон горения [3].

На входе в камеру сгорания для номинального режима работы газотурбинной установки НК-16СТ обеспечены следующие параметры: $P_k^* = 895\,000$ Па — давление воздуха; $T_k^* = 596$ К —

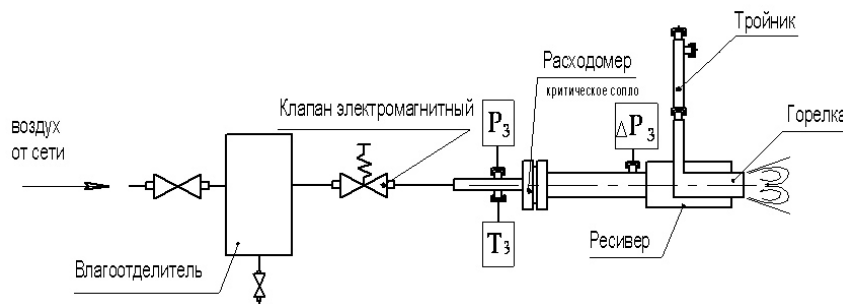


Рис. 5. Стенд определения пропускной способности горелок
Fig. 5. Burner capacity detection stand

температура воздуха; КС $\alpha_s = 5$ — суммарный коэффициент избытка воздуха; $G_B = 98$ кг/с — расход воздуха; $G_T = 4\,250$ кг/ч — расход топлива.

Конструкция разработанной камеры сгорания (рис. 2) включает перфорированный обтекатель (1), который служит не только для крепления жаровой трубы (2) к корпусу камеры (3), но и для амортизации благодаря использованию специальных демпфирующих элементов. Горелки дежурной зоны (4) равномерно распределены по окружности во фронтальном устройстве камеры. Горелка предварительного смешения (5) содержит корпус (6), на котором нанесены тангенциальные воздушные отверстия (7).

Корпус камеры содержит 42 горелки, расположенные в шахматном порядке, сопла которых входят в соответствующие отверстия в наружной стенке жаровой трубы. Конфигурация жаровой трубы в зоне расположения горелок предварительного смешения обеспечивает сужение проходного сечения на 40 % относительно площади миделевого сечения основной зоны [4, 5].

Горелки дежурной зоны (рис. 3) размещены во фронтальном устройстве по окружности. Их количество составляет 32 шт. Они содержат завихритель с девятью лопатками, установленными под углом $\varphi = 40^\circ$, и сопло, имеющее сужение до диаметра $d = 26$ мм и дальнейшим раскрытием на выходе с углом 30° . В конструкции камеры сгорания использована форсунка серийной камеры сгорания газотурбинной установки НК-16СТ. Форсунка имеет четыре топливных отверстия диаметром 2 мм, расположенных под углом 45° к оси.

Рассмотрим конструктивные особенности горелки основной зоны (рис. 4).

Горелка содержит 8 тангенциальных пазов длиной $L = 38$ мм, а диаметр сопла составляет 47 мм. Топливо распределяется вдоль каждого паза при помощи четырех отверстий диаметром 1,29 мм.

Расчетно-экспериментальная часть

Исследования по измерению пропускной способности горелок проводились на действующей стендовой установке АО «Казанское моторостроительное производственное объединение» (АО «КМПО»). Принципиальная схема установки приведена на рис. 5 [6].

Воздушный поток от компрессора направляется во влагоотделитель через электромагнитный клапан, используемый для управления расходом воздуха, поступающего к горелке. Система измерения расхода основана на использовании критического сопла, перед которым измеряется давление и температура воздушного потока. Также непосредственно перед горелкой измеряется перепад давления.

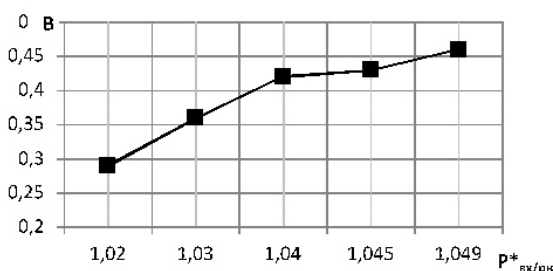


Рис. 6. Пропускная способность горелки дежурной зоны
Fig. 6. Burner capacity of the standby zone

Для рассмотренных выше горелок выполнено определение пропускной способности воздуха $B = f(\pi)$.

После обработки данных пропускная способность отражена в виде характеристики [7]:

$$B = \frac{G_B \sqrt{T_B}}{P_B}; \quad \pi = \frac{P_B}{P_H}, \quad (1)$$

где G_B , T_B , P_B , P_H — весовой расход воздуха; температура воздуха; полное давление на входе в горелку; барометрическое давление. Определение B проводилось при различных перепадах давления.

На рис. 6 видно, что пропускная способность B находится в пределах 0,3–0,46. Пропускная способность растет с увеличением перепада давления на горелке, что также продемонстрировано на рис. 7. Пропускная способность B лежит в пределах 1,5–2,3, что в пять раз выше, чем у горелки дежурной зоны.

Пропускная способность камеры сгорания определяется на действующем стенде АО «КМПО» (рис. 8). Стенд содержит источник сжатого воздуха, обеспечивающий его подачу к камере сгорания. Измерительная система включает в себя расходомерную часть с трубой Вентури для измерения расхода воздуха; термопару хромель-алюмель для контроля температуры воздуха.

Полученные параметры регистрируются соответствующими приборами.

В ходе стендовых испытаний определяются параметры, характеризующие работу камеры сгорания, такие как приведенная скорость потока на входе и перепад давления на стенках жаровой трубы. Измерения проводятся при различных значениях расхода воздуха.

Для оценки потерь полного давления в камере сгорания и градиента давления на жаровой трубе осуществляют продувку камеры при разных режи-

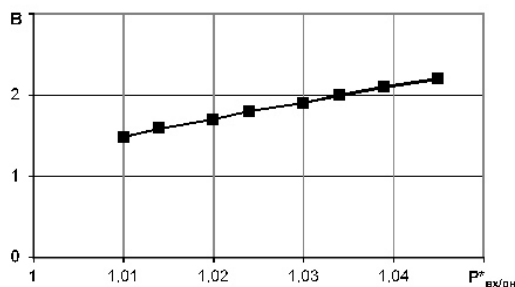


Рис. 7. Пропускная способность горелки основной зоны
Fig. 7. Burner capacity of the main zone

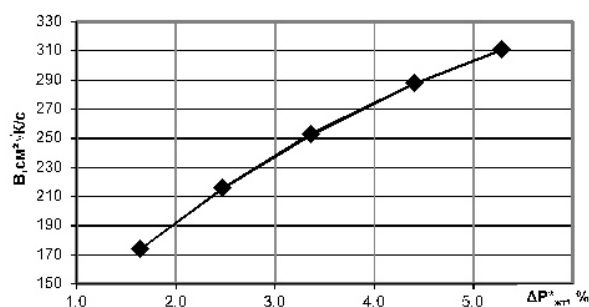


Рис. 10. Пропускная способность камеры сгорания
Fig. 10. Burner capacity of the combustion chamber

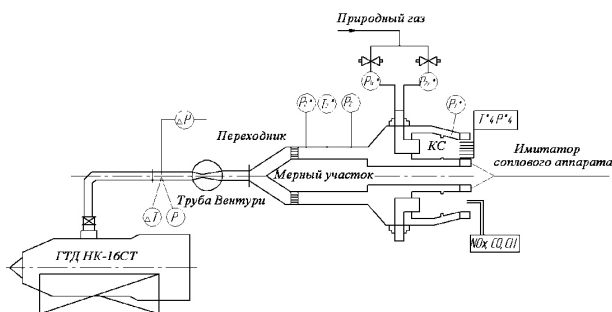


Рис. 8. Схема стенда испытаний камер сгорания
Fig. 8. Diagram of the combustion chamber test bench

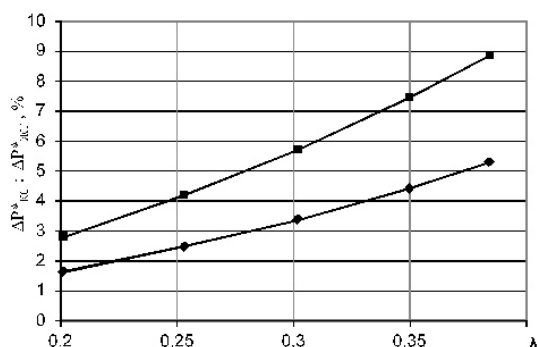


Рис. 9. Потери давления: ♦ — на стенке жаровой трубы, $\Delta P^*_{\text{ЖТ}}$, %; ■ — в камере сгорания, $\Delta P^*_{\text{КС}}$, %
Fig. 9. Pressure loss: ♦ — on the fire tubes frame, $\Delta P^*_{\text{ЖТ}}$, %; ■ — in the combustion chamber, $\Delta P^*_{\text{КС}}$, %

мах, характеризующихся изменением приведенной скорости потока воздуха на входе λ_2 .

Во время проведения испытаний производятся измерения полного давления воздуха на входе в камеру P_2^* ; в зазоре между кожухами и корпусами камеры; в районе карманов подачи охлаждающего воздуха $P_{\text{нар}}^*$ и $P_{\text{вн}}^*$ (с наружной и внутренней стороны соответственно); на выходе из камеры P_4^* .

Потери полного давления в камере сгорания определяются по формуле

$$\Delta P^*_{\text{КС}} = (P_2^* - P_4^*) / P_2^*, (\%). \quad (2)$$

Потери полного давления в жаровой трубе:

$$\Delta P^*_{\text{ЖТ}} = \left(\frac{P_{\text{нар}}^* + P_{\text{вн}}^*}{2} - P_4^* \right) / P_2^*, (\%). \quad (3)$$

Определяются значения суммарных потерь $\Delta P^*_{\text{КС}}$ и перепада на стенке жаровой трубы $\Delta P^*_{\text{ЖТ}}$ исследуемой камеры сгорания [8].

По результатам продувки построены зависимости $\Delta P^*_{\text{КС}}$ и $\Delta P^*_{\text{ЖТ}}$ при различных значениях λ_2 (рис. 9).

Видно, что с увеличением приведенной скорости увеличивается перепад на стенке жаровой трубы, а также растут потери в камере сгорания. Для двигателя НК-16СТ на номинальном режиме работы приведенная скорость λ_2 составляет 0,28. При этом значении — $\Delta P^*_{\text{ЖТ}} = 3\%$, $\Delta P^*_{\text{КС}} = 5\%$ [9].

Для определения коэффициента избытка воздуха на выходе из горелок соответствующей зоны необходимо знать пропускную способность камеры сгорания при λ_2 , соответствующей работе двигателя [10].

Для этого строится зависимость пропускной способности камеры сгорания от перепада на стенке жаровой трубы (рис. 10).

Зная, что перепад давления на стенке жаровой трубы при $\lambda_2 = 0,28$ составляет 3 %, находим пропускную способность камеры сгорания, которая составляет

$$B_{\text{КС}} = 240 \frac{\text{см}^2 \cdot \sqrt{K}}{c}.$$

Коэффициент избытка воздуха за горелками дежурной зоны определяется произведением пропускной способности одной горелки дежурной зоны на количество горелок во фронтальном устройстве камеры сгорания:

$$B_{\phi} = n \cdot B, \quad (4)$$

где n — количество горелок дежурной зоны во фронтальном устройстве (32 шт. для рассматриваемой камеры сгорания); B — пропускная способность горелки дежурной зоны при перепадах $P_{\text{вх}}^* / P_{\text{н}}^* = 1,03$ составляет 0,37 (рис. 6).

Доля воздуха, поступившая в зону горения, определяется с помощью отношения пропускной способности фронтального устройства к пропускной способности камеры сгорания, для заданного перепада давлений $P_{\text{вх}}^* / P_{\text{н}}^* = 1,03$ [11]:

$$K = (B_{\phi} / B_{\text{КС}}), \quad (5)$$

где B_{ϕ} — пропускная способность фронтального устройства; $B_{\text{КС}}$ — пропускная способность камеры сгорания.

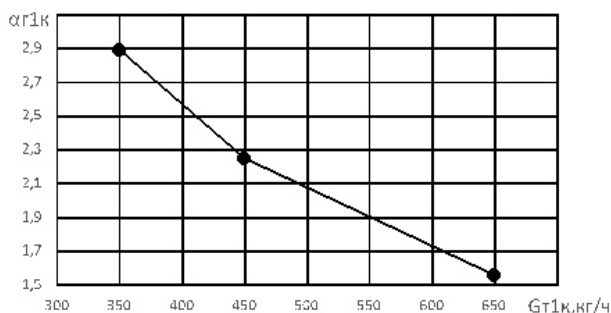


Рис. 11. Изменение $\alpha_{Г1к}$ в зависимости от расхода топлива в дежурной зоне
Fig. 11. Changing of $\alpha_{Г1к}$ depending on fuel consumption in the standby area

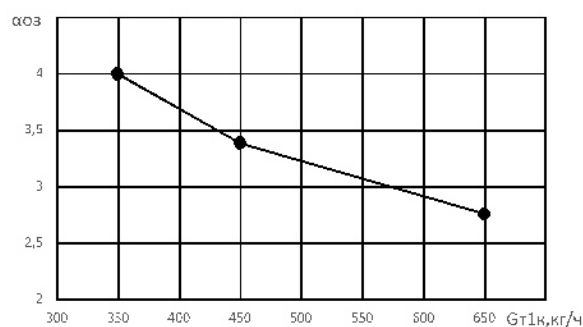


Рис. 13. Изменение $\alpha_{ОЗ}$ в зависимости от расхода топлива в дежурную зону
Fig. 13. Changing of $\alpha_{ОЗ}$ depending on fuel consumption in the standby zone

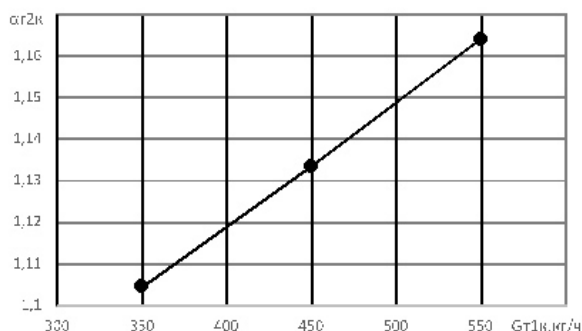


Рис. 12. Изменение $\alpha_{Г2к}$ в зависимости от расхода топлива в дежурную зону
Fig. 12. Changing of $\alpha_{Г2к}$ depending on fuel consumption in the standby zone

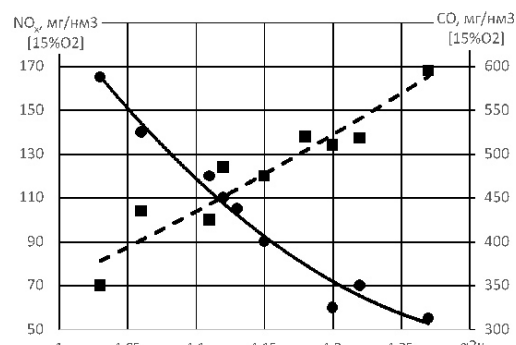


Рис. 14. Изменение концентраций NO_x и CO в зависимости от $\alpha_{Г2к}$ в дежурной зоне: ■ — CO; ● — NO_x
Fig. 14. Changing of NO_x and CO concentrations depending on $\alpha_{Г2к}$ in the duty area: ■ — CO; ● — NO_x

Коэффициент избытка воздуха в зоне горения определяется по формуле:

$$\alpha_{гор} = \frac{G_{вкс} \cdot K}{(L_0 \cdot G_r)}, \quad (6)$$

где $G_{вкс}$ — расход воздуха на входе в камеру сгорания; G_r — расход топлива в горелке рассматриваемой зоны; L_0 — стехиометрический коэффициент для рассматриваемого топлива.

По аналогичному принципу определяется коэффициент избытка воздуха в основной зоне горения [12].

Сформулируем алгоритм последовательности выполнения экспериментального определения коэффициента избытка воздуха на выходе из горелок камеры сгорания:

1. Определить пропускную способность горелки на различных перепадах давления.
2. Выявить перепад на стенках жаровой трубы при различных приведенных скоростях на входе в камеру сгорания.
3. Определить пропускную способность камеры сгорания при различных перепадах давления на жаровой трубе.
4. Зная приведенную скорость, с которой воздух поступает в камеру сгорания на максимальном режиме работы двигателя, вычислить перепад давления на стенках жаровой трубы при данной скорости.
5. На заданном перепаде давления установить пропускную способность камеры сгорания.

6. Рассчитать пропускную способность фронтального устройства и горелок основной и дежурной зоны.

7. Определить коэффициент избытка воздуха на основной и дежурной зонах.

Учитывая, что в процессе работы камеры сгорания в составе двигателя выполняется регулирование расхода топлива по зонам и последовательная подача топлива в дежурные горелки составляет 350, 500 и 650 кг/ч, выполним расчет коэффициента избытка на выходе из горелок основной и дежурной зоны камеры сгорания [13–16].

По полученным данным (рис. 11) видно, что при увеличении подачи топлива в горелки дежурной зоны коэффициент избытка воздуха в них уменьшается, смесь становится «богаче», и коэффициент избытка воздуха лежит в пределах $\alpha_{Г1} = 2,9–1,8$. Для достижения коэффициента избытка воздуха в горелках дежурной зоны до значения $\alpha_{Г1} = 1,5$ необходимо увеличить подачу топлива до 650 кг/ч.

На рис. 12 видно, что коэффициент избытка воздуха на выходе из горелок основной зоны растет при увеличении подачи топлива в горелки дежурной зоны, так как происходит перераспределение топлива.

Если принять, что в основную зону камеры сгорания поступило уже все топливо и весь воздух, участвующие в процессе горения, то коэффициент избытка воздуха в основной зоне камеры сгорания $\alpha_{ОЗ}$ можно представить как сумму коэффициентов избытка воздуха $\alpha_{Г1к} + \alpha_{Г2к}$, выходящих из горелок. Исходя из этого, в исследовании была получена зависимость изменения коэффициента избытка

воздуха от расхода топлива (рис. 13). Таким образом, при выполнении регулирования расхода топлива коэффициент избытка воздуха в основной зоне α_{02} находится в пределах от 4 до 2,7.

Рассмотрим данные концентрации токсичных веществ, полученные при испытании газотурбинной установки во время регулирования расхода топлива по зонам камеры сгорания.

Согласно графику на рис. 14, регулирование расхода топлива по зонам двухзонной камеры сгорания позволяет менять уровни концентрации выбросов токсичных веществ, таких как NO_x и CO . Пересечение этих графиков наблюдается при $\alpha_{02k} = 1,12$, при котором $\text{NO}_x = 110 \text{ мг/м}^3$, а $\text{CO} = 450 \text{ мг/м}^3$. В выбросах токсичных веществ наблюдается завышенное значение концентрации CO по сравнению с требованиями отраслевого стандарта [17]. Выбросы NO_x достигают значения до 50 мг/м^3 , при $\alpha_{02k} = 1,27$, что относится к уровню малоэмиссионных камер сгорания.

По результатам выполненной работы можно заключить, что разработанный экспериментальный способ определения коэффициента избытка воздуха на выходе из горелок камеры сгорания позволяет сформировать программу подачи топлива в автоматизированной системе управления камеры сгорания. В процессе выполненной работы определены оптимальные коэффициенты избытка воздуха в зонах камеры сгорания, при выдерживании которых можно обеспечивать минимальные выбросы вредных загрязняющих веществ на всех режимах работы газотурбинной установки.

Выводы

Разработан экспериментальный способ определения коэффициента избытка воздуха на выходе из горелок камеры сгорания с последовательным расположением зон.

Такой способ может быть полезен при написании программы регулирования расхода топлива по зонам камеры сгорания для обеспечения минимизации выбросов вредных веществ в выхлопных газах газотурбинной установки.

Данный способ может быть использован при изменении приведенной скорости на входе в камеру сгорания вследствие форсирования параметров компрессора, а также при выполнении доводочных работ по совершенствованию процессов в камере сгорания.

Список источников / References

1. Lefebvre A. H., Ballal D. R. Gas turbine combustion: alternative fuels and emissions. 3rd ed. CRC Press, 2010. 537 p. DOI: 10.1201/9781420086058.
2. Постников А. М. Снижение оксидов азота в выхлопных газах ГТУ. Самара: ЧИЦ РАН, 2002. 286 с.
3. Постников А. М. Snizheniye oksidov azota v vykhlopnykh gazakh GTU [Reduction of nitrogen oxides in the exhaust gases of the GTD]. Samara, 2002. 286 p. (In Russ.).
4. Гриценко Е. А. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. Самара: ЧИЦ РАН, 2004. 266 с. ISBN 5-93424-139-7. EDN: QMINEB.
5. Гриценко Е. А. Konvertirovaniye aviatsionnykh GTD v gazoturbinnyye ustanovki nazemnogo primeneniya [Conversion of aviation GTE to ground-based gas turbine devices]. Samara, 2004. 266 p. ISBN 5-93424-139-7. EDN: QMINEB. (In Russ.).
6. Бантиков Д. Ю., Гречников О. В., Роголев В. В., Цыбизов Ю. И. Пути совершенствования горелок двухзонных камер сгорания // Вестник Самарского государственного

аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). 2014. № 5-2 (47). С. 88–94. EDN: UGCLPZ.

Bantikov D. Yu., Grechnikov O. V., Rogalev V. V., Tsybizov Yu. I. Puti sovershenstvovaniya gorelok dvukhzonnykh kamer sgoraniya [Ways of improving burners of two-staged combustion chambers]. Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S. P. Koroleva (natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta). Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering. 2014. No. 5-2 (47). P. 88–94. EDN: UGCLPZ. (In Russ.).

5. Гречишников О. В., Остапец И. И., Росляков А. Д., Цыбизов Ю. И. Гомогенные горелки двухзонных камер сгорания // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). 2013. № 3-1 (41). С. 65–72. EDN: RYADWD.

Grechishnikov O. V., Ostapets I. I., Roslyakov A. D., Tsybizov Yu. I. Gomogenyye gorelki dvukhzonnykh kamer sgoraniya [Homogeneous burners of two-staged combustion chambers]. Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S. P. Koroleva (natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta). Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering. 2013. No. 3-1 (41). P. 65–72. EDN: RYADWD. (In Russ.).

6. Маркушин А. Н., Бакланов А. В. Испытательные стенды для исследования процессов и доводки низкоэмиссионных камер сгорания ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). 2013. № 3-1 (41). С. 131–138. EDN: RYAEAJ.

Markushin A. N., Baklanov A. V. Ispytatel'nyye stendy dlya issledovaniya protsessov i dovodki nizkoemissionnykh kamer sgoraniya GTD [Test benches for researching the processes and operational development of low emission gas turbine engine combustion chambers]. Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S. P. Koroleva (natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta). Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering. 2013. No. 3-1 (41). P. 131–138. EDN: RYAEAJ. (In Russ.).

7. Ланский А. М., Лукачев С. В., Матвеев С. Г. [и др.]. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД. Самара: ЧИЦ РАН, 2009. 335 с. ISBN 978-5-93424-461-4. EDN: QNWJQN.

Lanskiy A. M., Lukachev S. V., Matveyev S. G. [et al.]. Rabochiy protsess kamer sgoraniya malorazmernykh GTD [Operational process of combustion chambers of small-sized GTE]. Samara, 2009. 335 p. ISBN 978-5-93424-461-4. EDN: QNWJQN. (In Russ.).

8. Гриценко Е. А., Данильченко В. П., Лукачев С. В. [и др.]. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. Самара: ЧИЦ РАН, 2002. 527 с.

Gritsenko E. A., Danil'chenko V. P., Lukachev S. V. [et al.]. Nekotoryye voprosy proyektirovaniya aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley [Some design issues of the aircraft gas turbine engines]. Samara, 2002. 527 p. (In Russ.).

9. Бакланов А. В., Маркушин А. Н. Особенности проектирования и доводки LPP-камеры сгорания // Вестник Казанского государственного технического университета им. А. Н. Туполева. 2017. Т. 73, № 2. С. 56–61. EDN: ZHUXLN.

Baklanov A. V., Markushin A. N. Osobennosti proyektirovaniya i dovodki LPP-kamery sgoraniya [Design features and refinement of the LPP-combustion chamber]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. A. N. Tupoleva. Bulletin of KSTU. 2017. Vol. 73, no. 2. P. 56–61. EDN: ZHUXLN. (In Russ.).

10. Данильченко В. П., Лукачев С. В., Ковылов Ю. Л. [и др.]. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. Самара: ЧИЦ РАН, 2008. 620 с. ISBN 978-5-93424-357-0. EDN: QNVLRB.

Danil'chenko V. P., Lukachev S. V., Kovylov Yu. L. [et al.]. Proyektirovaniye aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley

[Design of the aircraft gas turbine engines]. Samara, 2008. 620 p. ISBN 978-5-93424-357-0. EDN: QNVLRB. (In Russ.).

11. Маркушин А. Н., Бакланов А. В. Результаты испытаний закоксованных форсунок камер сгорания семейства НК промывкой смесью керосина с техническим моющим средством // Труды МАИ. 2018. № 99. EDN: UPSSHQ.

Markushin A. N., Baklanov A. V. Rezul'taty ispytaniy zakoksovannykh forsunok kamer sgoraniya semeystva NK promyvkooy smes'yu kerosina s tekhnicheskim moyushchim sredstvom [Test results of washing-out of coked atomizers of NK family combustion chambers by mixture of kerosene with technical detergent]. *Trudy MAI*. 2018. No. 99. EDN: UPSSHQ. (In Russ.).

12. Halder M., Dash S., Som S. Initiation of air core in a simplex nozzle and the effects of operating and geometrical parameters on its shape and size. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2002. Vol. 26. P. 871–878. DOI: 10.1016/S0894-1777(02)00153-X.

13. Sadiki A., Repp S., Schneider C. [et al.]. Numerical and experimental investigations of confined swirling combustor flows. *Progress in Computational Fluid Dynamics*. 2003. Vol. 3, no. 2-4. P. 78–88. DOI: 10.1504/PCFD.2003.003778.

14. Gokulakrishnan P., Fuller C. C., Klassen M. S. [et al.]. Experiments and modeling of propane combustion with vitiation. *Combustion and Flame*. 2014. Vol. 161, no. 8. P. 2038–2053. DOI: 10.1016/j.combustflame.2014.01.024.

15. Kiesewetter F., Konle M., Sattelmayer T. Analysis of combustion induced vortex breakdown driven flashback in a premix burner with cylindrical mixing zone. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2007. Vol. 129. P. 929–36. DOI: 129. 10.1115/1.2747259.

16. Lieuwen T. C., Yang, V. Combustion instabilities in gas turbine engines: Operational experience, fundamental mechanisms, and modeling (Progress in astronautics and aeronautics). *American Institute of Aeronautics and Astronautics*. 2005. 657 p.

17. ГОСТ 28775–90. Агрегаты газоперекачивающие с газотурбинным приводом. Общие технические условия. Введ. 01–01–1992. Москва: Стандартинформ, 2005. 12 с.

GOST 28775–90. Agregaty gazoperekachivayushchiye s gazoturbinnym privodom. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya [Gas

pumping units driven with gas turbine. General specifications]. Moscow, 2005. 12 p. (In Russ.).

БАКЛАНОВ Андрей Владимирович, кандидат технических наук, заместитель главного конструктора, АО «Казанское моторостроительное производственное объединение», г. Казань.

SPIN-код: 7426-5434

AuthorID (РИНЦ): 847413

ORCID: 0009-0000-5045-3815

Адрес для переписки: andreybaklanov@bk.ru

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

Статья поступила в редакцию 28.04.2025; одобрена после рецензирования 18.09.2025; принята к публикации 02.10.2025.

BAKLANOV Andrey Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Deputy Chief Designer, JSC "Kazan Motor-Building Production Association", Kazan.

SPIN-code: 7426-5434

AuthorID (RSCI): 847413

ORCID: 0009-0000-5045-3815

Correspondence address: andreybaklanov@bk.ru

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

The article was submitted 28.04.2025; approved after reviewing 18.09.2025; accepted for publication 02.10.2025.



УДК / UDC 67.02:531.44

DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-114-122

EDN: UUSEYF

Научная статья / Original article

ВЛИЯНИЕ МОДУЛИРОВАННОГО УЛЬТРАЗВУКА НА ФОРМИРОВАНИЕ СТРУКТУРЫ, МЕХАНИЧЕСКИХ И ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИТА НА ОСНОВЕ ПОЛИТЕТРАФТОРЭТИЛЕНА И МНОГОСТЕННЫХ УГЛЕРОДНЫХ НАНОТРУБОК

Д. А. Негров¹, В. Ю. Путинцев¹, С. В. Шилько²,
Е. В. Князев¹, А. И. Глотов¹, Д. А. Вебер¹

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

² Институт механики металлополимерных систем
имени В. А. Белого Национальной академии наук Беларуси,
Беларусь, 246050, г. Гомель, ул. Кирова, 32А

В работе проведено комплексное исследование структуры, механических и триботехнических свойств полимерных композиционных материалов на основе политетрафторэтилена (фторопласт-4), наполненного многостенными углеродными нанотрубками. Проведены испытания механических и триботехнических свойств и исследована надмолекулярная структура. Установлены закономерности изменения комплекса функциональных характеристик полимерных композиционных материалов в зависимости от концентрации наполнителя и режима технологического процесса изготовления. Предложен и реализован метод холодного прессования с ультразвуковым воздействием при его низкочастотной амплитудной модуляции. Метод обеспечивает интенсификацию деагрегации частиц наполнителя, повышение однородности их распределения и усиление межфазного взаимодействия. Это приводит к более эффективной передаче контактной нагрузки между компонентами полимерного композиционного материала и повышению долговечности трибосопряжения в результате снижения абразивного износа. В частности, применение ультразвукового прессования изучаемого полимерного композиционного материала при содержании 1,5 масс. % нанотрубок обеспечивает повышение предела прочности при растяжении на 10 %, модуля упругости — на 16 % и снижение скорости массового износа на — 15 % по сравнению с традиционной технологией прессования. Полученные результаты свидетельствуют о корреляции параметров режима прессования, структуры и механико-триботехнических свойств, что позволяет получить антифрикционные композиты с повышенной прочностью и износостойкостью.

Ключевые слова: политетрафторэтилен, многостенные углеродные нанотрубки, поверхность трения, абразивное изнашивание, сухое трение, ультразвук, модуляция.

Для цитирования: Негров Д. А., Путинцев В. Ю., Шилько С. В., Князев Е. В., Глотов А. И., Вебер Д. А. Влияние модулированного ультразвука на формирование структуры, механических и триботехнических свойств композита на основе политетрафторэтилена и многостенных углеродных нанотрубок // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 114–122. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-114-122. EDN: UUSEYF.



© Негров Д. А., Путинцев В. Ю., Шилько С. В.,
Князев Е. В., Глотов А. И., Вебер Д. А., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

INFLUENCE OF THE MODULATED ULTRASOUND ON THE STRUCTURE, MECHANICAL AND TRIBOTECHNICAL PROPERTIES OF POLYTETRAFLUOROETHYLENE COMPOSITE AND MULTI-LAYERED CARBON NANOTUBES

D. A. Negrov¹, V. Yu. Putintsev¹, S. V. Shil'ko²,
E. V. Knyazev¹, A. I. Glotov¹, D. A. Veber¹

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

²V. A. Belyi Metal-Polymer Research Institute
of National Academy of Sciences of Belarus,
Belarus, Gomel, Kirova St., 32 A, 246050

The article presents a comprehensive study of the structure, mechanical, and tribotechnical properties of polymer composite materials based on polytetrafluoroethylene (fluoroplastic-4) filled with multi-walled carbon nanotubes. The mechanical and tribotechnical properties are tested, and the supramolecular structure are investigated. The authors establish the patterns of changes in the complex of functional characteristics of polymer composite materials, depending on the filler concentration and the manufacturing process. A method of cold pressing with ultrasonic exposure and low-frequency amplitude modulation is proposed and implemented. The method provides intensification of the filler particles deaggregation, increasing the homogeneity of their distribution and strengthening the interfacial interaction. Moreover, the method leads to more efficient transfer of the contact load between the polymer composite material components and increase the durability of the tribosystem as a result of reducing the abrasive wear. In particular, the use of ultrasonic pressing, studied by polymer composite material at a content of 1.5 wt. % of nanotubes, the use of ultrasonic pressing provides an increase in the tensile strength by 10 %, the modulus of elasticity by 16 % and a decrease in the mass wear rate by 15 % compared to the traditional pressing technology. The results indicate the correlation of the pressing mode parameters, structure and mechanical- tribotechnical properties, which allow obtaining antifriction composites with increased strength and wear resistance.

Keywords: polytetrafluoroethylene, multiwalled carbon nanotubes, friction surface, abrasive wear, dry friction, ultrasound, modulation.

For citation: Negrov D. A., Putintsev V. Yu., Shil'ko S. V., Knyazev E. V., Glotov A. I., Veber D. A. Influence of the modulated ultrasound on the structure, mechanical and tribotechnical properties of polytetrafluoroethylene composite and multi-layered carbon nanotubes. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 114–122. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-114-122. EDN: UUSEYF.



© Negrov D. A., Putintsev V. Yu., Shil'ko S. V.,
Knyazev E. V., Glotov A. I., Veber D. A., 2025.

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

Введение

С момента первого наблюдения углеродных нанотрубок в конце XX в. интерес научного сообщества к этим наноструктурным материалам неуклонно растет. Развитие технологий производства углеродных нанотрубок позволило получить их многочисленные модификации с различной структурой и свойствами. Сегодня наибольший интерес представляют многостенные углеродные нанотрубки (МУНТ). При диаметре от 1 до 20 нм и длине порядка микрона они обладают уникальным сочетанием высоких значений предела механической прочности, значительного модуля упругости, химической и термической стабильностью, а также энерго- и теплопроводности, что сделало МУНТ объектом интенсивных фундаментальных и прикладных исследований в различных областях [1–3]. В настоящее время наблюдается тенденция ежегодного увеличения производства нанотрубок в промыш-

ленных масштабах, обусловленная перспективностью их широкого применения в полупроводниках, хранения водорода, источников излучения, в том числе в качестве наполнителя полимерных композиционных материалов (ПКМ) [4–6].

Среди множества промышленно изготавливаемых композитов материалы на основе политетрафторэтилена (ПТФЭ) наиболее часто применяются для изготовления деталей узлов трения, включая подшипники скольжения, вакуумные уплотнения, направляющие скольжения и др. Эффект самосмазывания с низким и стабильным коэффициентом трения наряду с химической инертностью позволяет применять политетрафторэтилен в машиностроении и нефтехимической промышленности при трении в несмазываемых узлах трения [7–8]. Вместе с тем из-за относительно низкой теплопроводности указанного полимера имеет место быть значительное повышение температуры в контакте, что сопро-

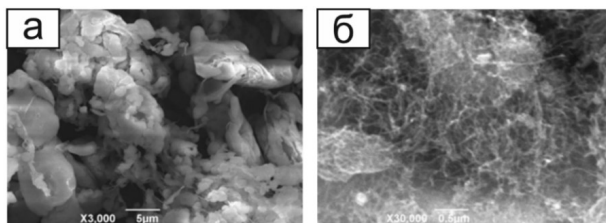


Рис. 1. Изображения компонентов, полученные сканирующей электронной микроскопией:
а — тонкомолотый суспензионный порошок ПТФЭ;
б — многостенные углеродные нанотрубки
Fig. 1. Images of components obtained by scanning electron microscopy: a — finely ground PTFE suspension powder; b — multi-walled carbon nanotubes

вождается заметным ростом коэффициента трения, интенсивности изнашивания и уменьшением долговечности узла трения. Добавление в ПТФЭ высокопроводящих углеродных материалов в виде графита и кокса является известным способом повышения теплопроводности, упрочнения и снижения интенсивности изнашивания базового ПТФЭ [9–14]. Поскольку МУНТ обладают высокой повышенной теплопроводностью наряду с механической, ожидается, что они значительно улучшат свойства композитов на основе ПТФЭ. В различных исследованиях было доказано, что наноразмерные наполнители по эффективности соответствуют или превосходят микроразмерные наполнители в снижении скорости износа на 3–4 порядка при значительно меньшей доле наполнения [14–16].

Наиболее распространённым технологическим способом промышленного получения композиционных материалов на основе ПТФЭ является холодное прессование порошковой заготовки с последующим термическим воздействием, как правило спеканием и контролируемым медленным охлаждением [17–18]. В процессе прессования полимерные частицы подвергаются пластической деформации и уплотнению, благодаря чему пористость объема композиционной смеси снижается. Повышение эффективности процесса прессования может быть достигнуто применением ультразвукового (УЗ) воздействия с одновременно наложенной низкочастотной амплитудной модуляцией [18–20]. Воздействие на частицы знакопеременных нагрузок с ультразвуковой частотой снижает трение между частицами прессуемой смеси и позволяет повысить однородность и плотность получаемого материала, способствуя улучшению его механических и антифрикционных свойств полимерных композитов [21].

Цель исследования — определить влияние концентрации углеродного наноразмерного наполнителя, вводимого в ПТФЭ-матрицу в условиях ультразвукового прессования с модуляцией, на эксплуатационные характеристики получаемых композиционных материалов.

Основная часть

Объект исследования — уплотнительные кольца поршневых компрессоров. В качестве основного материала для изготовления образцов был взят двухкомпонентный композит на основе тонкомолотого суспензионного порошка ПТФЭ марки RX015 со средней дисперсностью частиц до 20 мкм (рис. 1а), модифицированный многостенными углеродными нанотрубками (МУНТ) диаметром частиц до 30 нм, длиной до 20 мкм, марки МУНТ-2 (рис. 1б).

Таблица 1. Состав композиционного материала на основе ПТФЭ

Table 1. Composition and content of PTFE-based components

Композиция	Концентрация компонентов, масс. %	
	ПТФЭ	МУНТ
ПТФЭ	100	0
ПТФЭ 0,5	99,5	0,5
ПТФЭ 1	99	1
ПТФЭ 1,5	98,5	1,5
ПТФЭ 2	98	2
ПТФЭ 2,5	97,5	2,5

Для получения композитов частицы ПТФЭ подвергались предварительной дегидратации в вакуумном сушильном шкафу при температуре 150 °С в течение 240 мин., что позволило удалить остаточную влагу, существенно влияющую на качество и эффективность последующей модификации многостенными углеродными нанотрубками.

Для достижения в композиционном материале оптимального размера ПТФЭ было проведено измельчение материала в ножевой мельнице марки DM-6 в течение 120 с с частотой вращения до 400 с⁻¹, что обеспечило достижение необходимой дисперсности частиц ПТФЭ. Кроме того, в процессе измельчения полимер и наполнитель перемешивались, образуя однородную смесь.

Прессование композитных материалов осуществлялось на специализированной установке, включающей гидравлический пресс модели ГМС-50, обладающий максимальной рабочей нагрузкой в 500 кН. Данная установка была интегрирована с ультразвуковым генератором УЗГ-6, создающим УЗ колебания до 23 кГц с возможностью их амплитудной модуляции.

Прессование образцов происходило при стандартной комнатной температуре, при этом применялось статическое давление в 80 МПа на протяжении одной минуты. В рамках данного научного исследования были реализованы два экспериментальных подхода, каждый из которых имел технологические особенности. Первый режим прессования, обозначенный как «Без УЗ», характеризовался полным отсутствием внешнего энергетического воздействия, и использовался для изучения свойств образцов, полученных традиционным методом прессования. Второй режим прессования, обозначенный как УЗ + 100, включал в себя ультразвуковые колебания с частотой 17 кГц, которые были наложены с низкочастотной модуляцией, имеющей частоту 0,1 кГц, что позволило исследовать влияние усовершенствованного режима на структурные изменения в материале.

Для исследования были приготовлены образцы шести составов, различающихся содержанием наполнителя (табл. 1).

Спекание композиционных образцов осуществлялось посредством постепенного нагрева до температуры 360 °С и с контролируемой скоростью 2 °С/мин. При достижении требуемого температурного режима осуществлялась выдержка, продолжительность которой рассчитывалась исходя из соотношения 9 мин. на каждый миллиметр максимального поперечного сечения образца. Далее, в технологии изготовления был проведен контро-

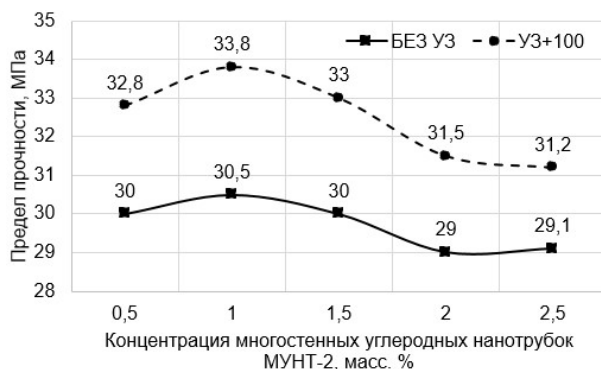


Рис. 2. Зависимость предела прочности от концентрации МУНТ и режима прессования
Fig. 2. Dependence of the tensile strength on the concentration of the CNT and the pressing mode

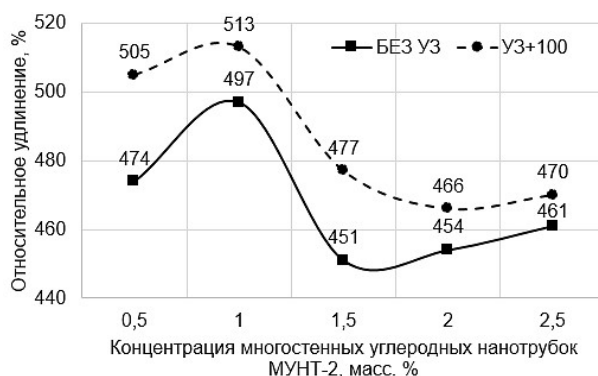


Рис. 3. Зависимость относительного удлинения от концентрации МУНТ и режима прессования
Fig. 3. Dependence of the relative elongation on the concentration of the CNT and the pressing mode

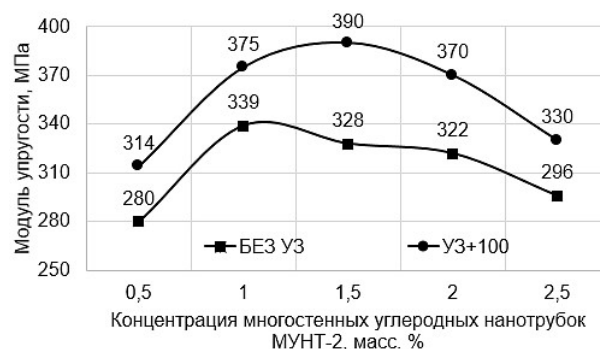


Рис. 4. Зависимость модуля упругости от концентрации МУНТ и режима прессования
Fig. 4. Dependence of the elastic modulus on the concentration of the CNT and the pressing mode

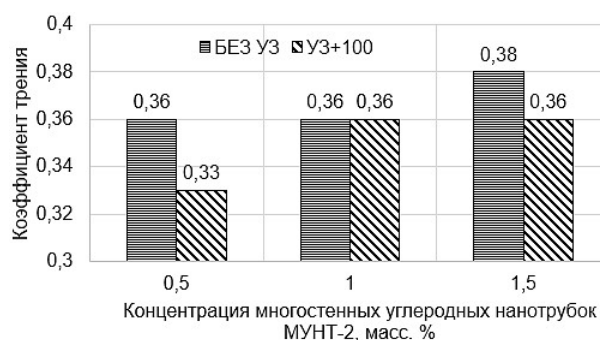


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения от концентрации МУНТ и режима прессования
Fig. 5. Dependence of the friction coefficient on the concentration of the CNT and the pressing mode

лируемый процесс охлаждения температуры материала до 327°C, осуществляемый с постоянной скоростью 0,5°C в минуту. При достижении указанного температурного порога был инициирован этап медленного охлаждения, который продолжался до тех пор, пока материал не охладился до комнатной температуры.

Исследование морфологии и надмолекулярной структуры полимерных композиционных материалов осуществлялось методом анализа поверхности скола. Образцы подготавливались режимом низкотемпературного хрупкого излома, проводимого при температуре жидкого азота. Комплексный морфологический анализ образцов был осуществлен с применением сканирующего электронного микроскопа (СЭМ) модели JEOL JCM-5700. Рельеф поверхности трения образцов был исследован на оптическом микроскопе SIAMS-MT45.

Модуль упругости E , МПа и предел прочности σ , МПа при растяжении, а также относительное удлинение при разрыве δ , % определялись на образцах в виде лопаток при комнатной температуре на машине для механических испытаний Zwick Roell BT2 в соответствии с рекомендациями ГОСТ 11262—2017 и ГОСТ 25.601—80. Скорость деформирования составляла 100 мм/мин.

Определение триботехнических характеристик (J — интенсивность массового изнашивания, г/ч; f — коэффициент трения) проводилось на машине трения УМТ-2168 при нормальной нагрузке 471 Н,

линейной скорости скольжения 0,75 м/с и продолжительности испытания 180 мин.

Для определения оптимального состава ПКМ испытывались серии образцов с различным содержанием наполнителя, изготовленные при использовании двух вышеперечисленных режимов прессования. На рис. 2 приведены зависимости предела прочности от концентрации углеродных нанотрубок и режимов прессования.

По результатам экспериментальных исследований установлено, что максимальная величина предела прочности при растяжении, достигающая ~34 МПа, была зафиксирована для образцов, содержащих 1 масс. % углеродных нанотрубок, подвергнутых прессованию с использованием ультразвуковых колебаний и низкочастотной модуляции. Данное значение на 10 % выше, чем аналогичные показатели, характерные для образцов, изготовленных с применением традиционной методики холодного прессования.

Зависимость относительного удлинения ПКМ от концентрации наполнителя имеет четко выраженный максимум при 1 масс. %. В частности, режим УЗ+100 позволил повысить относительное удлинение на 3 % по сравнению с традиционным прессованием без ультразвукового воздействия (рис. 3). Явная тенденция к росту относительного удлинения после минимума при 1,5 масс. % предположительно обусловлена комплексным воздействием нанотрубок на морфологическую и физико-механическую структуру ПТФЭ. Введение углеродных нанотрубок (УНТ) в полимерную матрицу может

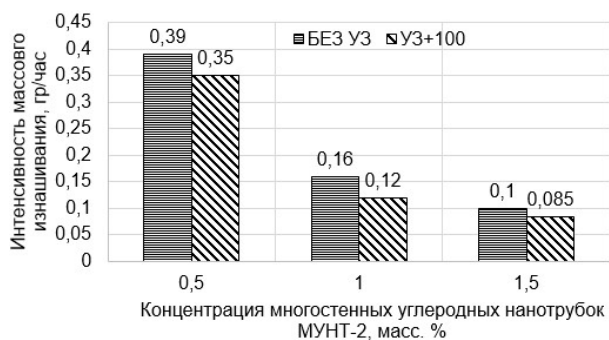


Рис. 6. Зависимость интенсивности массового изнашивания от концентрации МУНТ и режима прессования
Fig. 6. Dependence of the mass wear intensity on the concentration of the CNT and the pressing mode

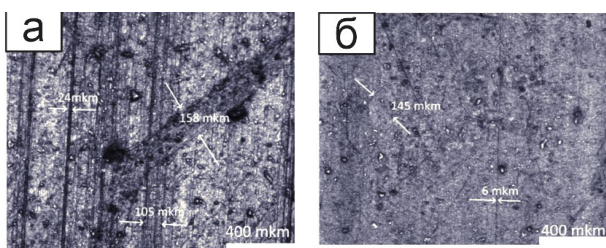


Рис. 7. Оптические микроскопические изображения поверхности трения образцов композитов на основе ПТФЭ с УНТ в концентрации 1,5 масс. %:
а — режим холодного прессования;
б — режим УЗ+100 прессования
Fig. 7. Optical microscopic images of the friction surface based on PTFE with the CNT at a mass fraction of 1.5 %:
а — cold pressing mode; б — US+100 pressing mode

служить эффективными центрами кристаллизации, способствуя формированию более упорядоченных кристаллических фаз в объеме ПТФЭ. Исследование данного явления находится на начальной стадии и требует более глубокого анализа.

Максимальное значение модуля упругости ПКМ, равное ~390 МПа, соответствует концентрации углеродных нанотрубок 1,5 масс. % и режиму прессования УЗ+100 (рис. 4). Это на 18 % больше модуля упругости ПТФЭ композита, полученного прессованием по традиционной технологии.

Полученные результаты учитывались при проведении трибоиспытаний, для которых были взяты композиты, содержащие 0,5, 1 и 1,5 масс. % углеродных нанотрубок и имеющие лучшие деформационно-прочностные характеристики.

Из рис. 5 видно, что коэффициент трения изучаемых ПТФЭ композитов при изменении концентрации нанотрубок в вышеуказанных пределах варьируется в узком диапазоне 0,33...0,38. Композитные материалы, содержащие 1,5 масс. % МУНТ (рис. 6), по сравнению с традиционными методами прессования, применение ультразвукового прессования с модуляцией позволяет снизить интенсивность изнашивания на 15 %.

Для определения причин снижения массового изнашивания была выполнена оптическая микроскопия поверхности трения композитов с концентрацией наполнителя 1,5 масс. %, полученных при различных технологических режимах (рис. 7). Изображения поверхностей трения материалов указывают на различные механизмы изнашивания:

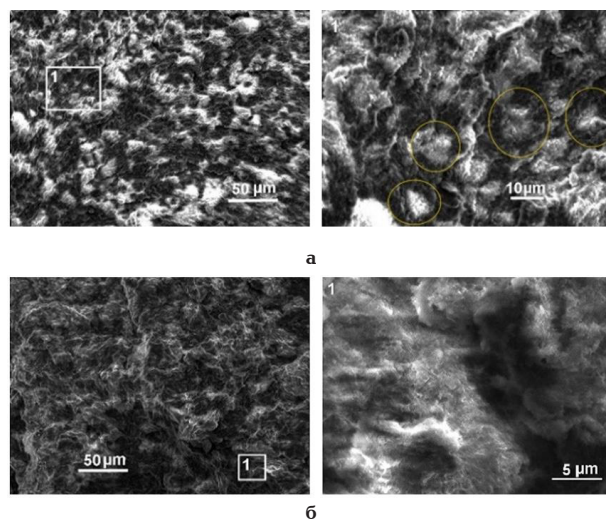


Рис. 8. Микрофотографии разрушения образцов полимерных композитов на основе ПТФЭ, наполненного УНТ 1,5 масс. %: а — традиционный режим холодного прессования; б — режим прессования УЗ+100
Fig. 8. Micrographs of the destruction of polymer composites samples based on PTFE filled with the CNT at a mass fraction of 1.5 %: а — traditional cold pressing mode; б — US+100 pressing mode

на поверхности трения ПКМ, где присутствует множество ориентированных царапин с четкими границами и толщиной от 25 до 150 мкм (рис. 7а). Это свидетельствует об интенсивном абразивном износе поверхности трения, что, вероятно, обусловлено недостаточной связью наполнителя с полимерной матрицей и отделением фрагментов композитной структуры, приводящему к интенсификации изнашивания.

На поверхности трения композитного материала, полученного прессованием при воздействии модулированного ультразвука, следы абразивного износа становятся менее заметными. Толщина наблюдаемых царапин не превышает 6–10 мкм. В то же время на поверхности трения наблюдаются участки, соответствующие адгезионному износу поверхности (рис. 7б). В целом, режим УЗ+100 приводит к увеличению взаимодействия частиц наполнителя с полимерной матрицей, уменьшению роли абразивного механизма и, соответственно, интенсивности изнашивания изучаемого ПКМ.

На рис. 8 представлены СЭМ-изображения, полученные с помощью сканирующей электронной микроскопии излома композита при различных режимах прессования. СЭМ-изображение структуры излома образца ПКМ с содержанием УНТ 1,5 масс. %, сформированного по стандартной технологии холодного прессования, показано на рис. 8а. На изображении излома видно множество больших ярких областей размером примерно от 10...50 мкм. Яркость этих областей может быть объяснена высоким электрическим сопротивлением частиц ПТФЭ. Промежуточное пространство между областями яркости обладает лучшей проводимостью, что может быть объяснено повышенной концентрацией распределения УНТ в этих областях. УНТ, полученные традиционным методом холодного прессования, имеют неоднородную структуру, содержащую области с различным распределением наполнителя.

В случае использования технологического режима с амплитудной модуляцией ультразвука во время прессования (рис. 8б) не были обнаруже-

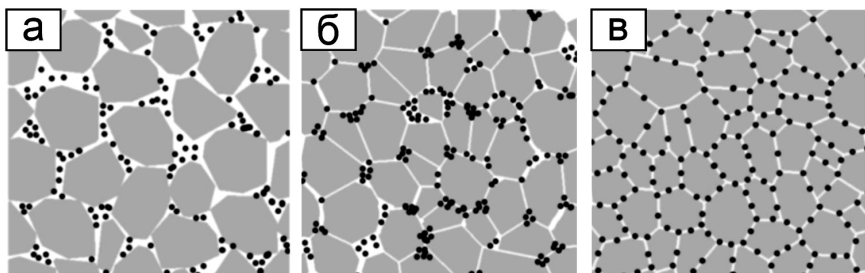


Рис. 9. Схема распределения частиц ПТФЭ и наполнителей в процессе прессования: а — частицы ПТФЭ (серые зерна) и частицы наполнителя (черные точки) перед прессованием; б — частицы ПТФЭ (серые зерна) и частицы наполнителя (черные точки) после холодного прессования; в — частицы ПТФЭ (серые зерна) и частицы наполнителя (черные точки) после прессования в режиме УЗ+100.

Fig. 9. Distribution of PTFE and filler particles during the pressing process:
а — PTFE particles (gray grains) and filler particles (black dots) before pressing;
б — PTFE particles (gray grains) and filler particles (black dots) after cold pressing;
в — PTFE particles (gray grains) and filler particles (black dots) after pressing at the US+100 mode

ны области, которые могут быть связаны с частицами ПТФЭ. Наполнители были равномерно распределены по объему композита.

Полученные результаты свидетельствуют об улучшении механических и антифрикционных свойств политетрафторэтилена при его наполнении многостенными углеродными нанотрубками, что обусловлено известным эффектом упрочнения [22, 23]. Режимы дополнительного энергетического воздействия, используемые в процессе прессования, значительно способствуют повышению эксплуатационных свойств композитов на основе ПТФЭ. В случае ПТФЭ, спрессованного без наполнителя режимом и без УЗ прессования, при загрузке частицы ПТФЭ сближаются, что сопровождается увеличением плотности порошка и уменьшением объема.

Однако при взаимодействии частиц друг с другом на их границах возникают силы трения, что препятствует уплотнению частиц порошка. Это может привести к образованию микропустот в структуре после процедуры прессования [23]. При дополнительном ультразвуковом воздействии во время прессования частицы ПТФЭ передают колебательное движение, что уменьшает трение на границах частиц и способствует образованию более плотной структуры после прессования.

В случае полимерных композитов на основе ПТФЭ и наполнителей полученные результаты можно интерпретировать с точки зрения процессов, происходящих при заполнении формы во время приложения дополнительной энергии (рис. 9). Перед процессом прессования форма заполняется порошком, состоящим из смеси частиц ПТФЭ и наполнителя. В то же время между частицами ПТФЭ остается большое пространство, в котором скапливаются частицы наполнителя.

В процессе холодного прессования прикладывается значительное давление, частицы порошка смыкаются, пространство между ними уменьшается, и агломераты наполнителя втискиваются между частицами ПТФЭ (рис. 9б). После спекания образуется неоднородная структура, состоящая из больших участков без наполнителя. Под воздействием вибрации пуансона форма частиц порошка также колеблется. При этом частицы перемещаются, встряхиваются и укладываются в стопку. Частицы наполнителя распределяются и вклиниваются вдоль границ между крупными частицами (рис. 9в), что

способствует уплотнению и увеличивает количество контактов между частицами. При воздействии низкочастотных вибраций внешнее трение полимера относительно вибрирующей поверхности уменьшается. В процессе вибрационного формования порошкообразный полимер получает периодические импульсы, которые вызывают случайные колебания, приводящие к уплотнению отдельных частиц, что впоследствии, в процессе спекания, способствует появлению однородной непористой массы с высокой структурной прочностью и тем самым повышает износостойкость композитов.

Описанная модель хорошо коррелирует с экспериментальными данными. Изображения поверхностей трения, полученные методом оптической микроскопии, показывают, что размер царапин уменьшается при абразивном износе при применении технологических режимов прессования УЗ+100. Более того, СЭМ-изображения сколов композитов показывают, что количество и размер частиц ПТФЭ в структуре композита уменьшаются. Это положительно влияет на износостойкость композитов при трении.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что введение дополнительных вибрационных воздействий в технологические режимы прессования положительно сказывается на взаимодействии частиц наполнителя с матрицей и последующими структурно-фазовыми превращениями, происходящими в процессе спекания.

Заключение

По результатам проведенных исследований получены следующие выводы:

1. Установлено рациональное содержание многостенных углеродных нанотрубок в политетрафторэтилене на уровне 1,5 масс. %, при котором достигается оптимальный баланс механических и триботехнических характеристик композиционного материала.

2. Применение режима ультразвукового прессования с наложенной низкочастотной амплитудной модуляцией (УЗ+100) при формовании ПТФЭ-композитов, содержащих 1,5 масс. % многостенных углеродных нанотрубок, обеспечивает прирост предела прочности при растяжении на 10%, увеличение модуля упругости на 16 % и снижение интенсивности массового изнашивания на 15 % по сравнению с традиционной технологией изготовления.

3. Применение технологического режима УЗ+100 способствует деагрегации частиц наполнителя и повышению равномерности распределения, а также измельчению и более плотной укладке частиц полимерной матрицы. Наблюдается усиление межфазного сцепления на границе ПТФЭ-УНТ, что повышает эффективность передачи нагрузки в приповерхностных слоях композита.

Финансирование / Funding

Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации, проект № FSGF-2024-0003.

The study was financially supported by the Ministry of Education and Science of the Russian Federation, Project No. FSGF-2024-0003.

Список источников / References

1. Shoukat R., Khan M. I. Carbon nanotubes: a review on properties, synthesis methods and applications in micro and nanotechnology. *Microsystem Technologies*. 2021. Vol. 27, no. 12. P. 4183–4192. DOI: 10.1007/s00542-021-05211-6.
2. Anzar N., Hasan R., Tyagi M., Narang J. Carbon nanotube — a review on synthesis, properties and plethora of applications in the field of biomedical science. *Sensors International*. 2020. Vol. 1. P. 100003. DOI: 10.1016/j.sintl.2020.100003.
3. Томишко М. М., Демичева О. В., Алексеев А. М. [и др.]. Многослойные углеродные нанотрубки и их применение // Российский химический журнал. 2008. Т. 52, № 5. С. 39–42. EDN: JWDTRT.
4. Tomishko M. M., Demicheva O. V., Alekseev A. M. [et al.] Multisloynnye uglerodnnye nanotrubki i ikh primeneniye [Multiwall carbon nanotubes and their applications]. *Rossiyskiy Khimicheskiy Zhurnal*. 2008. Vol. 52, no. 5. P. 39–42. EDN: JWDTRT. (In Russ.).
4. Zhang X., Lu W., Zhou G., Li Q. Understanding the mechanical and conductive properties of carbon nanotube fibers for smart electronics. *Advanced Materials*. 2020. Vol. 32, no. 5. P. 1902028. DOI: 10.1002/adma.201902028.
5. Gupta N., Gupta S. M., Sharma S. K. Carbon nanotubes: synthesis, properties and engineering applications. *Carbon Letters*. 2019. Vol. 29, no. 5. P. 419–447. DOI: 10.1007/s42823-019-00068-2.
6. Бадамшина Э. Р., Гафурова М. П., Эстрин Я. И. Модифицирование углеродных нанотрубок и синтез полимерных композитов с их участием // Успехи химии. 2010. Т. 79, № 11. С. 1027–1064. EDN: MVWYTB.
7. Badamshina E. R., Gafurova M. P., Estrin Ya. I. Modifitsirovaniye uglerodnnykh nanotrubok i sintez polimernykh kompozitov s ikh uchastiem [Modification of carbon nanotubes and synthesis of polymeric composites involving the nanotubes]. *Uspekhi Khimii*. 2010. Vol. 79, no. 11. P. 1027–1064. EDN: MVWYTB. (In Russ.).
7. Истомин Н. П., Семенов А. П. Антифрикционные свойства композиционных материалов на основе фторполимеров. Москва: Наука, 1981. 146 с.
8. Istomin N. P., Semenov A. P. Antifriktsionnyye svoystva kompozitsionnykh materialov na osnove ftorpolimerov [Antifriction properties of composite materials based on fluoropolymers]. Moscow, 1981. 146 p. (In Russ.).
8. Адаменко Н. А., Большасов Е. Н., Бузник В. В. [и др.]. Фторполимерные материалы. Томск: Изд-во НТЛ, 2017. 596 с. ISBN 978-5-89503-596-2.
9. Adamenko N. A., Bolbasov E. N., Buznik V. V. [et al.] Ftorpolimernyye materialy [Fluoropolymer materials]. Tomsk, 2017. 596 p. ISBN 978-5-89503-596-2. (In Russ.).
9. Alam K. I., Dorazio A., Burris D. L. Polymers tribology exposed: eliminating transfer film effects to clarify ultralow wear of PTFE. *Tribology Letters*. 2020. Vol. 68 (2). P. 1–13. DOI: 10.1007/s11249-020-01306-9.
10. Conte M., Fernandez B., Igartua A. Effect of surface temperature on tribological behavior of PTFE composites. *Proceedings of the Surface Effects and Contact Mechanics X*. 2011. Vol. 71. P. 219–230. DOI: 10.2495/SECM110191.
11. Сученинов П. А., Адаменко Н. А., Сергеев Д. В. Разработка и исследование композиционных материалов для уплотнений воздушных поршневых компрессоров // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2009. № 11. С. 66–69. EDN: KYAJXX.
12. Sucheninov P. A., Adamenko N. A., Sergeev D. V. Razrabotka i issledovanie kompozitsionnykh materialov dlya uplotneniy vozdushnykh porshnevykh kompressorov [Development and research of composite materials for seals of air piston compressors]. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Izvestia VSTU*. 2009. No. 11. P. 66–69. EDN: KYAJXX. (In Russ.).
12. Гракович П. Н., Шелестова В. А., Данченко С. Г., Жандаров С. Ф. [и др.]. Проблемы применения композиционных материалов «Флувис» и «Суперфлувис» в компрессоростроении // Технические газы. 2013. № 3. С. 69–72. EDN: RSRNUJ.
13. Grakovich P. N., Shelestova V. A., Danchenko S. G., Zhandarov S. F. [et al.] Problemy primeneniya kompozitsionnykh materialov "Fluvis" i "Superfluvis" v kompressorostroenii [The problems of application of composite materials Fluvis and Superfluvis in the compressor engineering]. *Tekhnicheskie Gazy*. 2013. No. 3. P. 69–72. EDN: RSRNUJ. (In Russ.).
13. Охлопкова А. А., Петрова П. Н., Гоголева О. В., Парникова А. Г. Разработка технологических приемов управления свойствами композитов на основе политетрафторэтилена, содержащих наномодификаторы // Вопросы материаловедения. 2013. № 1 (73). С. 136–145. EDN: PZELHH.
14. Okhlopkova A. A., Petrova P. N., Gogoleva O. V., Parnikova A. G. Razrabotka tekhnologicheskikh priemov upravleniya svoystvami kompozitov na osnove politetrafluoretilena, soderzhashchikh nanomodifikatory [Development of technological methods of controlling of composites' properties based on polytetrafluoroethylene, containing nanomodifiers]. *Voprosy Materialovedeniya*. 2013. No. 1 (73). P. 136–145. EDN: PZELHH. (In Russ.).
14. Панин С. В., Корниенко Л. А., Нгуен Суан Т. [и др.]. Механические и триботехнические характеристики нано- и микрокомпозитов на основе полимер-полимерной матрицы СВМПЭ-ПТФЭ // Трение и износ. 2015. № 6. С. 652–660. EDN: VINNSB.
15. Panin S. V., Korniyenko L. A., Nguyen Suan T. [et al.] Mekhanicheskiye i tribotekhnicheskiye kharakteristiki nano- i mikrokompozitov na osnove polimer-polimernoy matritsy SVMPE-PTFE [Mechanical and tribological characteristics of nano- and microcomposites with UHMWPE-PTFE polymer-polymer matrix]. *Treniye i iznos. Journal of Friction and Wear*. 2015. No. 6. P. 652–660. EDN: VINNSB. (In Russ.).
15. Машков Ю. К., Байбарацкая М. Ю., Кургузова О. А. Влияние условий эксплуатации на износостойкость нанокомпозитов на основе политетрафторэтилена // Наука и военная безопасность. 2021. № 2 (25). С. 78–83. EDN: VSKEYS.
16. Mashkov Yu. K., Baybaratskaya M. Yu., Kurguzova O. A. Vliyaniye usloviy ekspluatatsii na iznosostoykost' nanokompozitov na osnove politetrafluoretilena [Influence of operating conditions on the wear resistance of nanocomposites based on polytetrafluoroethylene]. *Nauka i Voenennaya Bezopasnost'*. 2021. No. 2 (25). P. 78–83. EDN: VSKEYS. (In Russ.).
16. Song J., Lei H., Zhao G. Improved mechanical and tribological properties of polytetrafluoroethylene reinforced by carbon nanotubes. A molecular dynamics study. *Computational Materials Science*. 2019. Vol. 168. P. 131–136. DOI: 10.1016/j.commatsci.2019.05.058.

17. Пат. 2546161 C2 Российская Федерация, МПК С 08 J 5/00, В 29 С 43/56, В 29 С 69/00. Способ изготовления изделий из полимерных композиционных материалов на основе политетрафторэтилена и устройство для изготовления изделий / Машков Ю. К., Кропотин О. В., Егорова В. А., Кургузова О. А. № 2013125074/05; заявл. 29.05.2013; опубл. 10.04.2015, Бюл. № 10.

Patent 2546161 C2 Russian Federation, IPC C 08 J 5/00, B 29 C 43/56, B 29 C 69/00. Sposob izgotovleniya izdeliy iz polimernykh kompozitsionnykh materialov na osnove politetrafluoretilena i ustroystvo dlya izgotovleniya izdeliy [Method to manufacture items from polymer composite materials based on polytetrafluoroethylene and device for manufacturing of items] / Mashkov Yu. K., Kropotin O. V., Egorova V. A., Kurguzova O. A. No. 2013125074/05. (In Russ.).

18. Kornopol'tsev N. V., Rogov V. E., Lenskaya E. V., Kornopol'tsev V. N. Development of materials and coatings based on polytetrafluoroethylene. *Chemistry for Sustainable Development*. 2004. Vol. 12, no. 6. P. 681–686. EDN: HRUJUL.

19. Негров Д. А., Путинцев В. Ю., Готов А. И. Влияние усовершенствованной технологии прессования на структурообразование политетрафторэтилена // Ползуновский вестник. 2024. № 1. С. 240–244. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2024.01.031. EDN: JCAATM.

Negrov D. A., Putintsev V. Yu., Glotov A. I. Vliyaniye usovershenstvovannoy tekhnologii pressovaniya na strukturoobrazovaniye politetrafluoretilena [Impact of improved technology pressing on structure formation polytetrafluoroethylene]. *Polzunovskiy Vestnik*. 2024. No. 1. P. 240–244. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2024.01.031. EDN: JCAATM. (In Russ.).

20. Qu H., Wen Z., Qu J., Song B. Study on effects of ultrasonic vibration on sliding friction properties of PTFE composites phosphor bronze under vacuum. *Vacuum*. 2019. Vol. 164. P. 1–6. DOI: 10.1016/j.vacuum.2019.02.022.

21. Негров Д. А., Путинцев В. Ю. Влияние низкочастотной модуляции на механические свойства и триботехнические характеристики полимерных композиционных материалов // Ползуновский вестник. 2021. № 4. С. 140–145. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2021.04.018. EDN: TOAMEW.

Negrov D. A., Putintsev V. Yu. Vliyaniye nizkochastotnoy modulyatsii na mekhanicheskiye svoystva i tribotekhnicheskiye kharakteristiki polimernykh kompozitsionnykh materialov [Influence of low-frequency modulation on mechanical properties and tribotechnical characteristics of polymer composite materials]. *Polzunovskiy Vestnik*. 2021. No. 4. P. 140–145. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2021.04.018. EDN: TOAMEW. (In Russ.).

22. Katiyar J. K., Sinha S. K., Kumar A. Effects of carbon fillers on the tribological and mechanical properties of an epoxy-based polymer (SU-8). *Tribology-Materials, Surfaces & Interfaces*. 2016. Vol. 10, no. 1. P. 33–44. DOI: 10.1080/17515831.2015.1126689.

23. Makowiec M. E., Blanchet T. A. Improved wear resistance of nanotube-and other carbon-filled PTFE composites. *Wear*. 2017. Vol. 374, no. 6. P. 77–85. DOI: 10.1016/j.wear.2016.12.027.

НЕГРОВ Дмитрий Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Материаловедение и технологии материалов» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 684462

ORCID: 0000-0002-5713-5470

AuthorID (SCOPUS): 54959361600

ResearcherID: D-8411-2019

Адрес для переписки: negrov_d_a@mail.ru

ПУТИНЦЕВ Виталий Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Материаловедение и технологии материалов» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 827297

ORCID: 0000-0002-2003-0819

AuthorID (SCOPUS): 57203584921

ResearcherID: Z-1795-2019

Адрес для переписки: putintsev_vit@mail.ru

ШИЛЬКО Сергей Викторович, кандидат технических наук, заведующий лабораторией «Механика композитов и биополимеров» Института механики металлополимерных систем имени В. А. Белого Национальной академии наук Беларуси, г. Гомель, Беларусь.

AuthorID (РИНЦ): 481434

ORCID: 0000-0002-9567-2808

AuthorID (SCOPUS): 6602552174

ResearcherID: AIA-6998-2022

Адрес для переписки: shilko_mpri@mail.ru

КНЯЗЕВ Егор Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Материаловедение и технологии материалов» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 666119

ORCID: 0000-0001-6450-5364

AuthorID (SCOPUS): 55657278600

ResearcherID: AAU-4486-2020

Адрес для переписки: knyazevyegor@mail.ru

ГЛОТОВ Алексей Игоревич, аспирант кафедры «Материаловедение и технологии материалов» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 1189428

ORCID: 0009-0005-4722-1278

ResearcherID: JZT-6618-2024

Адрес для переписки: aiglотов@omgtu.ru

ВЕБЕР Денис Александрович, аспирант кафедры «Материаловедение и технологии материалов» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 112315

ResearcherID: OHT-1810-2025

Адрес для переписки: den.veber.19@bk.ru

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

Статья поступила в редакцию 15.08.2025; одобрена после рецензирования 25.09.2025; принята к публикации 15.10.2025.

NEGROV Dmitriy Anatolyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Materials Science and Materials Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

AuthorID (RSCI): 684462

ORCID: 0000-0002-5713-5470

AuthorID (SCOPUS): 54959361600

ResearcherID: D-8411-2019

Correspondence address: negrov_d_a@mail.ru

PUTINTSEV Vitaliy Yuryevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Materials Science and Materials Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 827297

ORCID: 0000-0002-2003-0819

AuthorID (SCOPUS): 57203584921

ResearcherID: Z-1795-2019

Correspondence address: putintsev_vit@mail.ru

SHIL'KO Sergey Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Head of the Mechanics of Composites and Biopolymers Laboratory, V. A. Belyi Metal-Polymer Research Institute of National Academy of Sciences of Belarus, Gomel, Belarus.

AuthorID (RSCI): 481434

ORCID: 0000-0002-9567-2808

AuthorID (SCOPUS): 6602552174

ResearcherID: AIA-6998-2022

Correspondence address: shilko_mpri@mail.ru

KNYAZEV Egor Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Materials Science and Materials Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 666119

ORCID: 0000-0001-6450-5364

AuthorID (SCOPUS): 55657278600

ResearcherID: AAU-4486-2020

Correspondence address: knyazevyegor@mail.ru

GLOTOV Aleksey Igorevich, Postgraduate of the Materials Science and Materials Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 1189428

ORCID: 0009-0005-4722-1278

ResearcherID: JZT-6618-2024

Correspondence address: aiglotov@omgtu.ru

VEBER Denis Aleksandrovich, Postgraduate of the Materials Science and Materials Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 112315

ResearcherID: OHT-1810-2025

Correspondence address: den.veber.19@bk.ru

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

The article was submitted 15.08.2025; approved after reviewing 25.09.2025; accepted for publication 15.10.2025.

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК
Серия Aviационно-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