

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

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

Том 8, № 4

2024

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 8 № 4 2024

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 17.12.2024 г.
Дата выхода в свет 24.12.2024 г.

Формат 60x84 1/8
12,32 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1–100). Заказ 23
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 8 No. 4 2024

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 17.12.2024
Date of Publication 24.12.2024

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 12,32
Offset Paper

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

Circulation 500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1–100)
Order 23
Open Price

EDITORIAL STAFF

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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 Informational Technologies,
Mechanics and Optics, Saint Petersburg, Russia

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

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

Ю. А. Бурьян, Г. С. Русских. Об изменении кинетической энергии в гидравлическом инерционном преобразователе движения	5
В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. Н. Михайлова, А. Ю. Жилкин. Учет гидродинамических сил при определении силовых факторов, действующих на рабочие органы спирального компрессора	12
В. Е. Щерба, А. К. Кужбанов, М. И. Гильдебрандт, В. Ю. Куденцов, Н. С. Галдин, А. А. Гладенко. Оценка рациональных затрат энергии на диспергирование жидкости в поршневых компрессорах с двухфазным рабочим телом	21
В. Л. Юша. Анализ термодинамической эффективности теоретического многоступенчатого компрессора с комбинированным применением адиабатного, изотермического и субизотермического процессов сжатия	29
А. И. Низовский, С. В. Белькова, Л. О. Штриплинг. Материал на основе алюминия для использования в водородных картриджах системы питания водородных топливных элементов	39
М. С. Исаева, А. И. Петров, Е. П. Банин. Влияние режима работы центробежного насоса систем экстракорпоральной мембранной оксигенации на повреждение крови в нем	46
А. С. Корнеева, Н. Ю. Филькин. Исследование газодинамических процессов в проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором на базе инженерной методики расчета	54
Тарраф Мохаммад, В. В. Гаевский, Диб Мухаммад. Обзор результатов в применении гибридных транспортных систем с маховиком	63

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

А. В. Седельников, А. С. Танеева. Методика проектирования малого космического аппарата технологического назначения	73
С. Май, С. Бяо, Ц. Хуэй, П. Минцзин, Ч. Ао, Д. Чжаовэнь, Е. Чжифэн. Исследование деформации оборудования на основе высокоскоростной съемки с использованием виброплатформы	80
А. С. Серков, В. В. Деркач, С. В. Михайленко, Л. Б. Серкова. Экспериментальное исследование технологических упругих деформаций центральных отверстий шестерней	87

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ

А. В. Гулькин, А. А. Теплоухов, Н. А. Семенюк, А. П. Сазанков, А. Е. Карташова, Д. В. Скакун. Влияние объемной модификации наноразмерными частицами диоксида циркония на структуру и механические свойства композиционного материала на основе политетрафторэтилена	100
--	-----

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

Yu. A. Burian, G. S. Russkikh. On the variation of kinetic energy in a hydraulic inertial motion converter	5
V. A. Pronin, A. V. Kovanov, E. N. Mikhailova, A. Yu. Zhilkin. Consideration of hydrodynamic forces in determining the force factors acting operating elements of a scroll compressor	12
V. E. Scherba, A. K. Kuzhbanov, M. I. Gildebrandt, V. Yu. Kudentsov, N. S. Galdin, A. A. Gladenko. Evaluation of rational energy costs for liquid dispersion in piston compressors with a two-phase working fluid	21
V. L. Yusha. Analysis of the thermodynamic efficiency of a theoretical multi-stage compressor with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal compression processes	29
A. I. Nizovskii, S. V. Belkova, L. O. Shtripling. Aluminum-based material for use in hydrogen cartridges of the hydrogen fuel cell supply system	39
M. S. Isaeva, A. I. Petrov, Ye. P. Banin. Influence of the extracorporeal membrane oxygenation system centrifugal pump operation mode on blood damage	46
A. S. Korneeva, N. Yu. Filkin. Improving the efficiency of adsorption filters with a short diffuser by improving their flow part	54
Tarraf Mokhammad, V. V. Gayevskiy, Deeb Mukhammad. Overview of results in the application of flywheel hybrid transportation systems	63

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

A. V. Sedelnikov, A. S. Taneeva. Methodology of designing a small spacecraft for technological purposes	73
X. Mai, X. Biao, Q. Hui, P. Mingjing, Zh. Ao, D. Zhaowen, Y. Zhifeng. Study of equipment deformation based on high-speed photography using a vibrating platform	80
A. S. Serkov, V. V. Derkach, S. V. Mikhailenko, L. B. Serkova. Experimental research of technological elastic deformations of the central holes of gears	87

MATERIAL SCIENCE AND PROCESSING TECHNOLOGY

A. V. Gulkin, A. A. Teploukhov, N. A. Semenyuk, A. P. Sazankov, A. E. Kartashova, D. V. Skakun. Effect of volumetric modification with nanosized zirconium dioxide particles on structure and mechanical properties of composite material based on polytetrafluoroethylene	100
---	-----

ОБ ИЗМЕНЕНИИ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ИНЕРЦИОННОМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕ ДВИЖЕНИЯ

Ю. А. Бурьян, Г. С. Русских

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

В работе исследована динамика гидравлического инерционного преобразователя движения в неконсервативной системе. Часть инерционных трубок гидравлического инерционного преобразователя движения в поршне перекрывается синхронно с изменением направления скорости поршня. Поршень цилиндра принудительно приводится в поступательное колебательное движение сервоприводом, который вместе с цилиндром установлен на подвижной платформе. Показано, что относительное перемещение поршня в цилиндре в неконсервативной системе приводит к возрастанию кинетической энергии, что может привести к перемещению подвижной платформы как при отсутствии сил сопротивления, так и при малом сопротивлении, пропорциональном скорости платформы.

Ключевые слова: гидравлический инерционный преобразователь движения, привод, клапаны, механическая система, количество движения, теорема об изменении количества движения.

Введение

Создание устройств безопорного движения, несмотря на достаточно большое количество работ в этом направлении [1–11] и существующую критику, является нерешённой в настоящее время как в теоретическом, так и в практическом плане проблемой. Предлагаемый в данной работе подход для создания движителя, который может осуществлять абсолютное перемещение подвижной платформы только за счёт относительных перемещений элементов устройства при наличии внешнего источника энергии без потери рабочего тела представляет несомненный интерес с теоретической точки зрения.

Реализация такого устройства, например, на космическом аппарате позволит осуществлять его перемещение без расхода рабочего тела в отличие от применяемых различного типа реактивных двигателей.

Постановка задачи

Будем полагать, что на платформе с массой m_0 , абсолютное перемещение которой предполагается осуществить, располагается привод, обеспечивающий симметричные возвратно-поступательные перемещения инерционной массы m_1 (рис. 1).

Примем также, что идеализированный привод 3 обеспечивает под действием силы $F(t)$ прямолинейные симметричные колебания массы m_1 по заданному закону.

Для выяснения механики процесса движения системы масс m_0 и m_1 примем, что относительные скорости массы m_1 изменяются приводом, например, по закону, приведённому на рис. 2.

Примем также, что участки $0 - t_1$, $t_1 - t_{i+1}$ ($i = 1...5$) равны между собой.

Согласно теореме об изменении количества движения Q механической системы [12],

$$\frac{dQ}{dt} = \sum \bar{F}_i^e.$$

Действие внешней силы может быть представлено в виде изменения массы системы при равномерном движении.

Принимая, что при $t = 0$ $x_1 = \dot{x}_1 = x_0 = \dot{x}_0 = 0$ можно записать

$$Q = +m_0\dot{x}_0 + m_1(\dot{x}_1 + \dot{x}_0) = 0, \quad (1)$$

будем полагать, что масса m_1 изменяется синхронно с изменением направления скорости $\dot{x}_1$.

На участке движения массы m_1 с положительной скоростью величина коэффициента изменения массы $\dot{x}_0^+$ будет равна

$$\dot{x}_0^+ = -\frac{m_1}{m_0 + m_1},$$

а на участке с отрицательной скоростью масса m_1 будет изменена на большее значение m_2 и коэффициент изменения массы $\dot{x}_0^-$ будет иметь значение

$$\dot{x}_0^- = -\frac{m_2}{m_0 + m_2}.$$

График абсолютной скорости $\dot{x}_0$ при таком изменении массы m_1 представлен на рис. 3.

Из рис. 3 следует, что на каждом цикле колебаний массы m_1 при её изменении на m_2 при смене знака $\dot{x}_1$ возникает постоянная составляющая абсолютной скорости $\dot{x}_0$, равная

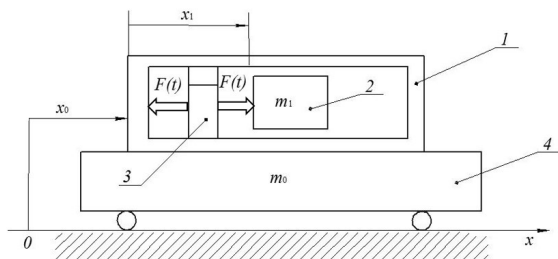


Рис. 1. Принципиальная схема расположения масс m_0 и m_1 :
1 — корпус; 2 — масса m_1 ; 3 — привод; 4 — масса m_0
(в массу m_0 входит масса корпуса 1 и привода 3)
Fig. 1. Schematic diagram of the m_0 and m_1 mass arrangement:
1 — corps; 2 — m_1 mass; 3 — drive; 4 — m_0 mass
(includes the mass of 1 corps and 3 drive)

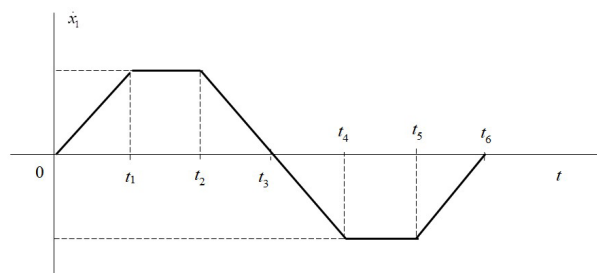


Рис. 2. График зависимости $\dot{x}_1(t)$ от t
Fig. 2. Dependency graph of $\dot{x}_1(t)$ from t

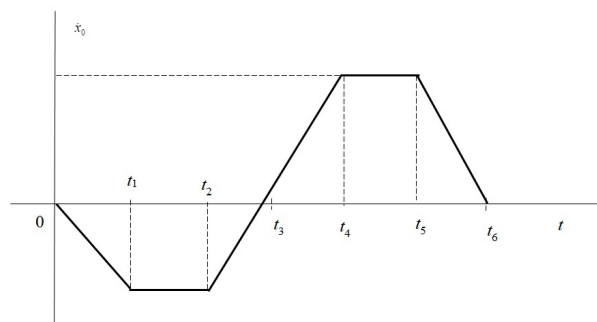


Рис. 3. График зависимости $\dot{x}_0(t)$ от t
Fig. 3. Dependency graph of $\dot{x}_0(t)$ from t

$$\Delta \dot{x}_0 = \frac{2}{3} \left[\frac{m_2}{m_0 + m_2} - \frac{m_1}{m_0 + m_1} \right] \dot{x}_1. \quad (2)$$

Таким образом, перемещение массы m_1 при отсутствии сил сопротивления будет происходить по координате x_0 постоянной скоростью $\Delta \dot{x}_0$, на которую накладываются гармонические колебания.

Теория

Устройство, изменяющее массу m_1 при изменении направления относительной скорости $\dot{x}_1$ может быть реализовано в гидравлическом инерционном преобразователе движения (ГИПД), [13] в котором часть инерционных трубок перекрывается клапанами по закону $\text{sign } \dot{x}_1$.

Принципиальная схема такого устройства показана на рис. 4.

Подвижная масса m_1 представляет собой поршень со штоком и с осевыми отверстиями (инер-

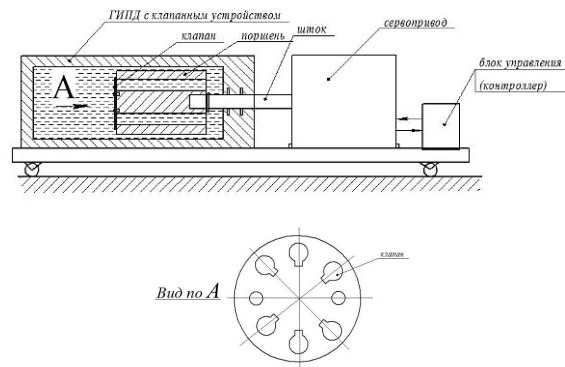


Рис. 4. Принципиальная схема
Fig. 4. Circuit diagram

ционными трубками). Сервопривод в соответствии с системой управления приводит поршень со штоком и жидкость в инерционных трубках в возвратно-поступательное движение. Жидкость в инерционных трубках будет иметь скорость много большую, чем скорость поршня, при этом приведённая масса, возникающая за счёт движения жидкости в инерционных трубках, будет на 2–3 порядка больше массы жидкости $m_{ж}$ в покое.

Инерционная составляющая в ГИПД может быть определена согласно уравнениям Лагранжа 2-го рода и выражению для кинетической энергии T подвижных тел в ГИПД [13].

Кинетическая энергия имеет вид:

$$T = \frac{m_{п} \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_{ж} \cdot \dot{x}_{ж}^2}{2}, \quad (3)$$

где $m_{п}$ — масса подвижной части; $\dot{x}_1$ — скорость поршня; $\dot{x}_{ж}$ — скорость жидкости в инерционных трубках.

Если учесть, что, вследствие неразрывности потока,

$$\dot{x}_{ж} = \frac{A - S \cdot n}{S \cdot n},$$

где A — площадь сечения поршня; S — площадь сечения инерционной трубки; n — количество инерционных трубок, то для T получим:

$$T = \left[\frac{m_{п}}{2} + \frac{m_{ж}}{2} \cdot \left(\frac{A - S \cdot n}{S \cdot n} \right)^2 \right] \cdot \dot{x}_1^2. \quad (4)$$

Инерционная составляющая в уравнениях Лагранжа 2-го рода определяется слагаемым:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = (m_{п} + m_{пр}) \cdot \ddot{x}_1, \quad (5)$$

где

$$m_{пр} = m_{ж} \cdot \left(\frac{A - S \cdot n}{S \cdot n} \right)^2. \quad (6)$$

Если для примера принять, что диаметр d и длина l инерционных трубок: $d = 10$ мм; $l = 100$ мм, диаметр поршня $D = 100$ мм, жидкость — вода, то при $n = 2$, $m_{пр} = 19,6$ кг.

При колебаниях поршня с инерционными трубками, длина которых много больше диаметра, в жидкости при ламинарном течении возникает со-

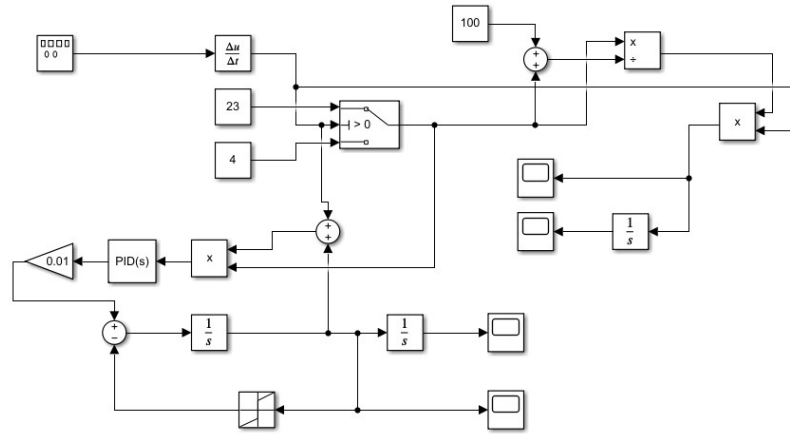


Рис. 5. Модель в программе Simulink
Fig. 5. Simulink model

противление b , пропорциональное скорости жидкости в трубке, или при приведении к скорости поршня сопротивление $b_{пр}$ будет иметь вид:

$$b_{пр} = \frac{8\mu \cdot l}{n} \left(\frac{A - S \cdot n}{S} \right)^2, \quad (7)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости жидкости.

Кроме того, при возвратно-поступательном движении поршня возникает сопротивление, пропорциональное квадрату скорости из-за внезапного сужения и расширения потока.

Согласно формуле Вейсбаха,

$$F_{сопр} = \frac{A - S}{2} \rho \xi \cdot \dot{x}_1^2, \quad (8)$$

где ρ — плотность жидкости;

$$\xi = \left(1 - \frac{S}{A - S} \right)^2 + 0,5 \left(1 - \frac{S}{A - S} \right).$$

$r = 5 \cdot 10^{-3}$ м, $l = 10^{-1}$ м, $n = 2$, $R_{порш} = 5 \cdot 10^{-2}$ м, $m_{пр} = 19,6$ кг, $b_{пр} = 25$ Нс/м; $b_1 = 5,75$ Нм²/с².

Когда открыты все клапаны, т.е. $n = 8$, $m_{пр}$, согласно выражению (6), будем иметь величину $m_{пр} = 1,23$ кг.

Необходимо отметить, что клапаны могут быть самодействующими, открывающимися и закрывающимися потоком жидкости, так, как и электромагнитными, управляемыми по закону $\text{sign } \dot{x}_1$. Первоначально будем полагать, что клапаны открываются и закрываются мгновенно.

Пусть сервопривод создаёт колебательное движение поршня по гармоническому закону $x_1 = x_1^0 \sin \omega t$ и $\dot{x}_1 = x_1^0 \omega \cos \omega t$ при этом m_1 является функцией от направления $\dot{x}_1$

$$m_1(\dot{x}_1) = \begin{cases} m_1^{\min} & \text{при } \dot{x}_1 > 0 \\ m_1^{\max} & \text{при } \dot{x}_1 < 0 \end{cases}.$$

Если при абсолютном перемещении x_0 имеется сопротивление $F_{сопр}$, то вместо выражения (1) можно записать

$$\frac{dQ_x}{dt} = F_{сопр}. \quad (9)$$

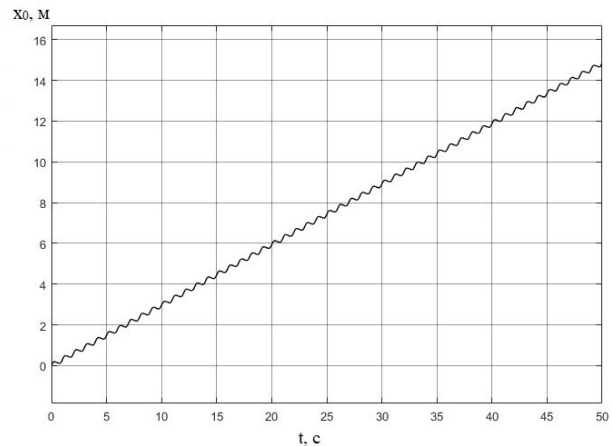


Рис. 6. Зависимость x_0 без учёта сил сопротивления
Fig. 6. Dependence graph of x_0 without considering the resistance forces

Будем полагать, что $F_{сопр} = \alpha \dot{x}_0$, где α — коэффициент вязкого трения.

Тогда выражение (3) примет вид:

$$\frac{d}{dt} [m_0 \dot{x}_0 + m_1(\dot{x}_1) \cdot (\dot{x}_1 + \dot{x}_0)] = -\alpha \dot{x}_0. \quad (10)$$

Уравнение (10) можно записать в виде:

$$\ddot{x}_0 + \frac{\alpha}{m_0} \dot{x}_0 = \frac{1}{m_0} \frac{d}{dt} [m_1(\dot{x}_1) \cdot (\dot{x}_1 + \dot{x}_0)] \quad (11)$$

Дифференциальное уравнение с переменными коэффициентами решалось численным методом в программе Matlab/Simulink.

Модель уравнения (1) в программе Simulink показана на рис. 5.

При моделировании было принято, что $m_0 = 100$ кг, $\omega = 2$ Гц, $x_0 = 2$ см, $\alpha = 0,1$ н с/м. Приведённая масса жидкости и масса поршня с штоком лежит в диапазоне

$$m_1^{\min} = 4 \text{ кг}; \quad m_1^{\max} = 23 \text{ кг}.$$

На рис. 6 приведена зависимость x_0 без учёта сил сопротивления.

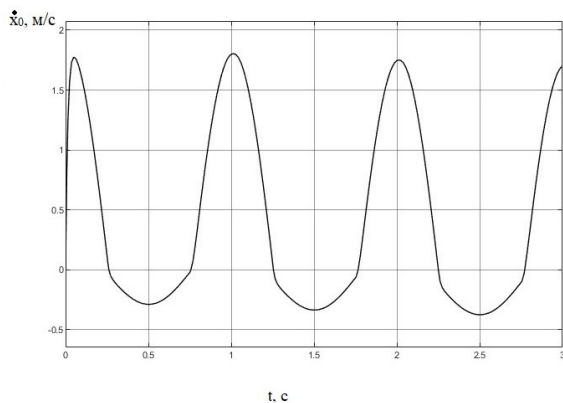


Рис. 7. Зависимость $\dot{x}_0(t)$
Fig. 7. Dependence graph of $\dot{x}_0(t)$

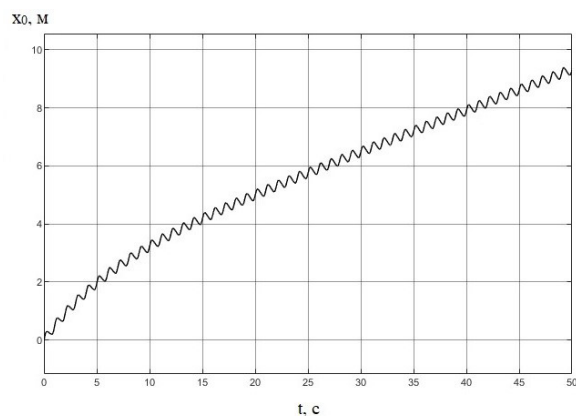


Рис. 8. Зависимость $x_0(t)$
Fig. 8. Dependence graph of $x_0(t)$

На рис. 7 и рис. 8 приведены зависимости $\dot{x}_0(t)$ и $x_0(t)$ при наличии сопротивления пропорционально $\dot{x}_0$ и сухого трения.

Заключение

Теоретическое исследование динамики системы 2-х тел массы m_1 и m_0 при придании телу m_{01} прямолинейных симметричных относительных колебаний по гармоническому закону с одновременным изменением величины массы m_1 по зависимости

$$m_1(\dot{x}_1) = \begin{cases} m_1^{\min} & \text{при } \dot{x}_1 > 0 \\ m_1^{\max} & \text{при } \dot{x}_1 < 0 \end{cases}$$

показало, что в этом случае в соответствии с теоремой об изменении количества движения механической системы тело с массой m_0 будет совершать абсолютное перемещение с постоянной скоростью, на которое накладываются малые движения с частотой относительных колебаний тела m_1 .

Устройство, реализованное на принципах, изложенных в настоящей работе и в [11], может быть использовано, например, в спутниках на высотах 200 км, для которых из-за слабого сопротивления воздуха требуется частая коррекция высоты.

Несмотря на существующую критику, способ безопорного движения рядом исследователей считается перспективным [14–16], учитывая, что в данном случае не происходит расхода рабочего тела, как при ракетном способе коррекции.

Показано также, что использование в качестве устройства, реализующего зависимость $m_1(\dot{x}_1)$, гидравлического инерционного преобразователя движения, обеспечивает абсолютное перемещение тела m_0 также при наличии сопротивления в виде вязкого трения.

Предложенная математическая модель соответствует закону сохранения энергии. Поступающая из внешнего источника энергия в предложенной системе преобразуется в кинетическую энергию движения центра масс. С целью подтверждения результатов моделирования предполагается создание и испытание действующего макета движителя на предлагаемом принципе.

Список источников

1. Савельев А. В. Особенности патентования изобретений в области безопорного и квазибезопорного движения // Журнал формирующих направлений науки. 2013. Т. 1, № 3. С. 72–88.
2. Толчин В. Н. Инерциод, силы инерции как источник движения. Пермь: Пермские книжное изд-во, 1977. 162 с.
3. Шипов Г. И. Механика ориентируемой точки и общий принцип инерции // Известия вузов. Физика. 1983. № 3. С. 74.
4. Шипов Г. И. Теория физического вакуума. Москва: Наука, 1997. 340 с.
5. Жуковичский Е. М. [и др.]. К теории инерциода // Ученые записки Пермского государственного университета. Пермь, 1971. С. 89–98.
6. Шипов Г. И., Сидоров А. Н. Теоретические и экспериментальные исследования реактивного движения без отбрасывания массы. URL: <https://trinitas.ru/rus/doc/0231/004a/02310000.pdf> (дата обращения: 12.03.2024).
7. Губарев А. Е. Динамика ориентируемой точки и инерция: моногр. Москва: Кирилица, 2003. С. 1–16. ISBN 5-88708-041-8. EDN: QJMCZF.
8. Жигалов В. А. Некоторые актуальные вопросы безопорного движения. URL: http://www.second-physics.ru/lib/articles/zhigalov_issues.pdf (дата обращения: 05.09.2023).
9. Астахов А. А. Безопорное поступательное движение. URL: <https://studylib.ru/doc/2211258/bezopornoe-postupatelnoe-dvizhenie-astahov> (дата обращения: 05.09.2023).
10. Иванько Ю. В., Балабай В. И. Основы опорного и безопорного движения. URL: <https://mob.skif.biz/index.php?name=Pages&op=page&pid=120> (дата обращения: 05.09.2023).
11. Пат. 2757427 Российская Федерация, МПК F03G 3/00, B62D 57/00C2. Способ перемещения транспортного средства и устройство для его осуществления / Бурьян Ю. А., Ситников Д. В., Силков М. В. № 2019144275; заявл. 27.12.2019; опубл. 15.10.2021, Бюл. № 29.
12. Бутенин Н. В., Лунц Я. Л., Меркин Д. Р. Курс теоретической механики. В 2 т. Москва: Наука, 1985. Т. 2. 496 с.
13. Гордеев В. А., Ерофеев В. И., Синёв А. В. [и др.]. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. Москва: Физматлит, 2004. 176 с.
14. Закатов М. М. К теории «инерциода» // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2011. № 3. С. 94–101. EDN: OHFVTN.
15. Копытов В. И. Новый способ создания движущей силы для перемещения и управления транспортным средством // Вестник науки Сибири. 2013. № 1 (7). С. 11–15. EDN: PVXRAD.
16. Безопорный движитель. URL: <https://patents.google.com/patent/WO2014158044A1/ru> (дата обращения: 01.12.2024).

БУРЬЯН Юрий Андреевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Ос-

новы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 8395-0034

ORCID: 0000-0003-3682-141X

AuthorID (SCOPUS): 57194827159

ResearcherID: E-2283-2014

РУССКИХ Григорий Серафимович, кандидат технических наук, заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 1057-2344

ORCID: 0000-0001-5495-6997

AuthorID (SCOPUS): 57191032330

ResearcherID: L-9913-2013

Для цитирования

Бурьян Ю. А., Русских Г. С. Об изменении кинетической энергии в гидравлическом инерционном преобразователе движения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 5 – 11. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-5-11.

Статья поступила в редакцию 05.11.2024 г.

© Ю. А. Бурьян, Г. С. Русских



ON THE VARIATION OF KINETIC ENERGY IN A HYDRAULIC INERTIAL MOTION CONVERTER

Yu. A. Burian, G. S. Russkikh

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

The research investigates the dynamics of a hydraulic inertial motion converter in a non-conservative system. The hydraulic inertial motion converter portion of the inertial tubes in the piston is overlapped synchronously with the change in direction of piston velocity. The cylinder piston is forced into progressive oscillating motion by a servo drive, which is mounted on a movable platform along with the cylinder.

The relative movement of the cylinder piston in a non-conservative system leads to an increase in kinetic energy, which could affect the motion of the moving platform, both in the absence of resistance forces and when the resistance is small and proportional to the platform velocity.

Keywords: hydraulic inertial motion converter, actuator, valves, mechanical system, momentum, momentum theorem.

References

1. Savelyev A. V. Osobennosti patentovaniya izobreteniy v oblasti bezopornogo i kvazibezopornogo dvizheniya [Peculiarities of patenting inventions in the field of unassisted and quasi-unassisted motion] // Zhurnal formiruyushchikhsya napravleniy nauki. *International Journal of Unconventional Science*. 2013. Vol. 1, no. 3. P. 72–88. (In Russ.).
2. Tolchin V. N. Inertsoid, sily inertsii kak istochnik dvizheniya [Inertsoid, forces of inertia as a source of motion]. Perm, 1977. 162 p. (In Russ.).
3. Shipov G. I. Mekhanika oriyentiruyemoy tochki i obshchiy printsip inertsii [Mechanics of an orientated point and the general principle of inertia] // Izvestiya vuzov. Fizika. *Izvestiya Vuzov. Physics*. 1983. No. 3. P. 74. (In Russ.).
4. Shipov G. I. Teoriya fizicheskogo vakuuma [Physical vacuum theory]. Moscow, 1997. 340 p. (In Russ.).
5. Zhukovitskiy E. M. [et al.]. K teorii inertsoida [To the theory of the inertoid] // Uchenyye zapiski permskogo gosudarstvennogo universiteta. *Scientific Notes of Perm State University*. 1971. P. 89–98. (In Russ.).
6. Shipov G. I., Sidorov A. N. Teoreticheskiye i eksperimental'nyye issledovaniya reaktivnogo dvizheniya bez otrasyvaniya massy [Theoretical and experimental research of reactive motion without mass recoil]. URL: <https://trinitas.ru/rus/doc/0231/004a/02310000.pdf> (accessed: 12.03.2024). (In Russ.).
7. Gubarev A. E. Dinamika oriyentiruyemoy tochki i inertsii [Dynamics of the orientated point and inertia]. Moscow, 2003. P. 1–16. ISBN 5-88708-041-8. EDN: QJMCZF. (In Russ.).
8. Zhigalov V. A. Nekotoryye aktual'nyye voprosy bezopornogo dvizheniya [Some current issues of unsupported motion]. URL: http://www.second-physics.ru/lib/articles/zhigalov_issues.pdf (accessed: 05.09.2023). (In Russ.).
9. Astakhov A. A. Bezopornoye postupatel'noye dvizheniye [Unsupported translatory motion]. URL: https://studylib.ru/doc/2211258/bezopornoe-postupatel._noe-dvizhenie.-astahov (accessed: 05.09.2023). (In Russ.).
10. Ivan'ko Yu. V., Balabay V. I. Osnovy opornogo i bezopornogo dvizheniya [Fundamentals of supported and unsupported motion]. URL: <https://mob.skif.biz/index.php?name=Pages&op=page&pid=120> (accessed: 05.09.2023). (In Russ.).
11. Patent 2757427 Russian Federation, IPC F03G 3/00, B62D 57/00S2. Sposob peremeshcheniya transportnogo sredstva i ustroystvo dlya yego osushchestvleniya [Method of vehicle movement and device for its implementation] / Buryan Yu. A., Sitnikov D. V., Silkov M. V. No. 2019144275. (In Russ.).
12. Butenin N. V., Lunts Ya. L., Merkin D. R. Kurs teoreticheskoy mekhaniki. V 2 t. [Theoretical Mechanics Course. In 2 Vol.]. Moscow, 1985. Vol. 2. 496 p. (In Russ.).
13. Gordeyev V. A., Yerofeyev V. I., Sinev A. V. [et al.]. Sistemy vibrozashchity s ispol'zovaniyem inertsionnosti i dissipatsii reologicheskikh sred [Vibration protection systems based on inertia and dissipation of rheological media]. Moscow, 2004. 176 p. (In Russ.).
14. Zakatov M. M. K teorii «inertsoida» [To the theory of «Inertoid»] // Nauchnyye i obrazovatel'nyye problemy grazhdanskoj zashchity. *Scientific & Educational Problems of the Civil Protection*. 2011. No. 3. P. 94–101. EDN: OHFVTN. (In Russ.).
15. Kopytov V. I. Novyy sposob sozdaniya dvizhushchey sily dlya peremeshcheniya i upravleniya transportnym sredstvom [A new way of generating motive power for moving and driving a vehicle] // Vestnik nauki Sibiri. *Journal of Wellbeing Technologies*. 2013. No. 1 (7). P. 11–15. EDN: PVXRAD. (In Russ.).
16. Bezopornyy dvizhitel' [Unsupported propulsion]. URL: <https://patents.google.com/patent/WO2014158044A1/ru> (accessed: 01.12.2024). (In Russ.).

BURIAN Yuriy Andreyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Fundamentals of Mechanics Theory and Automatic Control Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
SPIN-code: 8395-0034
ORCID: 0000-0003-3682-141X
AuthorID (SCOPUS): 57194827159
ResearcherID: E-2283-2014

RUSSKIKH Grigoriy Serafimovich, Candidate
of Technical Sciences, Head of Fundamentals of
Mechanics Theory and Automatic Control Department,
OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 1057-2344
ORCID: 0000-0001-5495-6997
AuthorID (SCOPUS): 57191032330
ResearcherID: L-9913-2013

For citation

Burian Yu. A., Russkikh G. S. On the variation of kinetic
energy in a hydraulic inertial motion converter // Omsk Scientific
Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024.
Vol. 8, no. 4. P. 5 – 11. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-5-11.

Received November 05, 2024.

© Yu. A. Burian, G. S. Russkikh



УЧЕТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РАБОЧИЕ ОРГАНЫ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. Н. Михайлова, А. Ю. Жилкин

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

Высокий спрос на машины спиральных типов обуславливает актуальность исследования и совершенствования характеристик спиральных компрессоров. Целью данного исследования является уточнение вероятности и степени влияния гидродинамических сил на рабочие органы спирального компрессора при движении подвижной спирали, а вместе с этим уточнение методики расчёта тангенциального зазора. В результате, с учётом подобия процессов в подшипниках скольжения, были исследованы силовые факторы с учётом гидродинамической силы и возможность применения теории гидродинамической теории смазки для её расчёта.

Ключевые слова: маслозаполненный спиральный компрессор, силовые факторы, радиальные газосилы, гидродинамические силы, методика расчёта, назначение зазоров.

Введение

Спиральный компрессор (СПК) с самого момента появления нашёл применение во многих областях деятельности человека. Однако основной нишей для СПК стала холодильная техника и системы климатизации, где широкое распространение получил маслозаполненный тип машин [1].

В герметичной конструкции спирального компрессора система смазки устроена таким образом, что масло из картера компрессора поступает ко всем парам трения. При этом часть масла смешивается с парами хладагента, образуя паромасляную смесь рабочего тела, которая поступает во всасывающую полость компрессора и далее в полость сжатия. Здесь масло служит для уплотнения зазоров, уменьшая работу сжатия, также с помощью масла происходит теплоотвод от нагретых частей компрессора, способствуя равномерному распределению температурного поля. Особенно сильно на характеристики СПК влияет взаимная растворимость масла и хладагента [2, 3].

Бесспорно, обладая рядом преимуществ, в СПК также присутствуют потери, присущие машинам объёмного принципа действия, характер и величина которых зависят, в том числе, от конструкции компрессора [4]. Исследования, проведённые в многочисленных работах, в частности [5–8], показывают, что основная доля объёмных и энергетических потерь в СПК происходит за счёт протечек рабочей среды в зазорах между спиральями из области высокого давления в область с более низким. Причём данные проведённого исследования в работе [5] (табл. 1) указывают на доминирование радиальных протечек, которые происходят между пером одной спирали и платформой другой спирали.

Как следует из табл. 1, соотношение радиальных протечек к тангенциальным примерно 75 % к 25 %.

Патентный анализ, например [9–11], и опыт производства СПК показывают многообразие вариантов уплотнения торцевых (радиальных) за-

зоров. А в работе [4] среди выводов указывается возможность сведения торцевого зазора в 0 мкм, со ссылкой на экспериментальные исследования с серийным образцом. Конечно, данный факт требует проверки хотя бы ввиду наличия тепловых деформаций спирали. Причём авторы полагают, что при аналогичной возможности уплотнить тангенциальные зазоры эффективный изэнтропный КПД увеличился бы на 10 %. Однако решение этой задачи как минимум будет зависеть от допусков на механическую обработку, прочности материала, ограничения на механическую обработку, градиента теплового расширения материала спиралей и иных факторов. Результаты работы [7] показали значимость величины потерь на входе в тангенциальный зазор между концевым участком и пером спирали.

В приведённых работах [5–8], как и в большинстве других, величина зазора при расчёте протечек задаётся его геометрическими размерами, учитывается эффективное сечение щели, иногда тепловая деформация спиралей, остальными факторами часто пренебрегают. Несмотря на то, что авторы указывают на хорошую корреляцию результатов с экспериментальными данными, в работе [12], где расчёт проводился в отношении радиальной щели, авторы указывают на возможные режимы работы компрессора, когда, например, фактор подвижности стенки щели может в достаточной мере скорректировать результат расчёта расхода рабочего вещества через щель.

В то же время в работах [6–7] доказывалось, что методика расчёта расхода рабочего вещества должна соотноситься с характером течения среды, причём говорится, что ламинарность или турбулентность будут зависеть от величины зазора и скорости вращения вала компрессора.

Принимая во внимание такие аспекты, как геометрия и динамика движения рабочих органов СПК и состав компримируемой среды, данная статья ставит целью уточнить вероятность и степень влияния гидродинамических сил на рабочие органы спи-

Таблица 1. Сравнительные данные протечек при разных значениях орбитального угла θ . Спираль Архимеда: $\varepsilon = 4,000$ мм, $r_0 = 3,185$ мм, $h = 20,000$ мм; зазор = 0,05 мм [5]Table 1. Comparative data on leaks at different values of the orbital angle θ . Archimedes' spiral: $\varepsilon = 4,000$ мм, $r_0 = 3,185$ мм, $h = 20,000$ мм; gap = 0,05 мм [5]

Орбитальный угол, град.	Радиальные протечки, кг/с		Тангенциальные протечки, кг/с	
	отток	приток	отток	приток
182,28	0	$67,926 \cdot 10^{-6}$	0	$23,737 \cdot 10^{-7}$
192,28	$11,128 \cdot 10^{-7}$	$65,039 \cdot 10^{-6}$	$25,703 \cdot 10^{-9}$	$22,887 \cdot 10^{-7}$
202,28	$22,240 \cdot 10^{-7}$	$65,344 \cdot 10^{-6}$	$51,880 \cdot 10^{-9}$	$23,797 \cdot 10^{-7}$
212,28	$33,478 \cdot 10^{-7}$	$67,445 \cdot 10^{-6}$	$78,691 \cdot 10^{-9}$	$24,697 \cdot 10^{-7}$
222,28	$45,783 \cdot 10^{-7}$	$69,399 \cdot 10^{-6}$	$10,612 \cdot 10^{-9}$	$25,001 \cdot 10^{-7}$

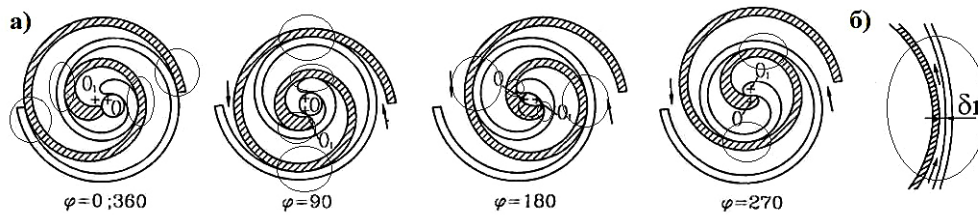


Рис. 1. Сопряжение спиралей в процессе сжатия СПК

— ПСП; — НСП а) процесс сжатия с шагом по углу поворота вала $\varphi = 90^\circ$, условные точки касания спиралей; б) тангенциальный зазор между ребрами спиралей

Fig. 1. Conjugation of scrolls during the compression process of the scroll compressor

— orbiting scroll; — fixed scroll

а) compression process with a step by the shaft rotation angle $\varphi = 90^\circ$, conditional points of contact of the scrolls; б) tangential gap between the scroll ribs

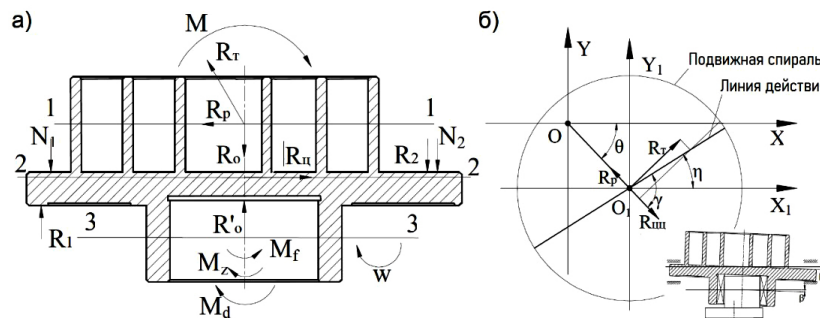


Рис. 2. Схема сил и моментов сил, действующих на подвижную спираль:

а) действие сил и их моментов на ПСП; б) линия действия суммарного опрокидывающего момента (силовая деформация) [11]

Fig. 2. Scheme of forces and moments of forces acting on the orbiting scroll:

а) action of forces and their moments on the orbiting scroll;

б) line of action of the total overturning moment (force deformation) [11]

рального компрессора при движении подвижной спирали, а вместе с этим уточнить методику расчёта тангенциального зазора.

Метод

Традиционно на практике применения СПК его конструкция имеет одну спираль, закреплённую неподвижно (НСП), а другая — совершает плоское орбитальное движение (ПСП). При этом одна спираль вставлена в другую, образуя серповидные полости, разделённые условной точкой касания спиралей, в которых протекает процесс компримирования, как показано на рис. 1.

Из рис. 2а видно, что на всём протяжении цикла сжатия имеются несколько полостей, давление в которых увеличивается от периферии к центру. А между ПСП и НСП присутствует технологиче-

ский тангенциальный зазор (рис. 2б), конструктивно образованный внешней стороной ребра одной спирали и внутренней стороной ребра другой спирали. Следует стремиться к минимизации зазоров для снижения протечек в рабочей части СПК. Следовательно, необходима информация о возможных деформациях спиральных элементов на рабочих режимах. Опуская конструктивные и технологические отклонения, которые неизбежны при изготовлении компрессоров, а также температурную деформацию, требующую отдельного исследования, рассмотрим силовые деформации спиральных элементов.

Силовые факторы

На рабочие органы спирального компрессора — спирали — действует сложная система сил, что обу-

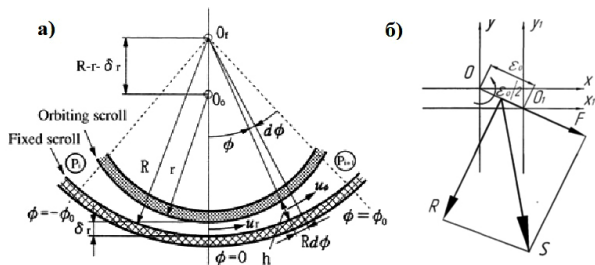


Рис. 3. К определению сил, действующих на спирали компрессора
Fig. 3. Scheme for determining the forces acting on the compressor scroll

словлено особенностями конструкции компрессора и геометрической формой спиралей [13–15].

Так как в случае с НСП она крепится жёстко и неподвижно к корпусу компрессора, то динамика сил определяется в отношении ПСП. По своей природе их можно подразделить на две основные группы: газовые силы и центробежные силы (рис. 2а). Создаваемые силами моменты будут иметь опрокидывающий эффект, показанный на рис. 2б, что постоянно может приводить к изменению геометрических размеров щелей, называемых силовыми деформациями [15, 16].

Газовые силы, возникающие в результате разности давлений между рабочими ячейками, а также картером компрессора, разделяются на радиальные ΣR_p и осевые ΣR_o , как показано на рис. 2. Первые направлены перпендикулярно оси вала компрессора, переменны по величине и направлению, вторые параллельны оси ведущего вала.

Центробежные силы ΣR_{ci} , вызванные кинематикой ПСП, направлены параллельно линии, соединяющей центр неподвижной спирали с центром эксцентрика, постоянны по величине и переменны по направлению.

Таким образом, согласно [15, 16], можно заключить, что воздействие осевых сил на торцевую поверхность ребра спирали могут оказывать влияние и на формирование радиального зазора, а суммарная составляющая будет равна:

$$\Sigma R_o = S_{яч}(P_i - P_{вс}) + L_{ij}\delta\left(\frac{P_i + P_{i-1}}{2} - P_{вс}\right) + L_{ij'}\delta(P_i + P_{вс}), \quad (1)$$

где $S_{яч}$ — площадь промежуточной ячейки; P — давление в i -й промежуточной ячейке; L_{ij} — длина j -го участка ребра при различном давлении по обе стороны ребра; $L_{ij'}$ — длина j' -го участка ребра при одинаковом давлении по обе стороны ребра.

Также очевидно, что на формирование тангенциального зазора будут влиять газовые радиальные силы, их равнодействующая согласно [13]:

$$\Sigma R_p = \sqrt{R_{p1}^2 + R_{p2}^2 + R_{p1}R_{p2}\cos(\gamma_1 - \gamma_2)}, \quad (2)$$

где γ_1 — угол наклона радиальной газовой силы в первой рабочей ячейке; γ_2 — угол наклона радиальной газовой силы во второй рабочей ячейке.

Угол наклона равнодействующей радиальной силы определяется из выражения:

$$\operatorname{tg} \gamma_p = \frac{R_{p1} \sin \gamma_1 + R_{p2} \sin \gamma_2}{R_{p1} \cos \gamma_1 + R_{p2} \cos \gamma_2}. \quad (3)$$

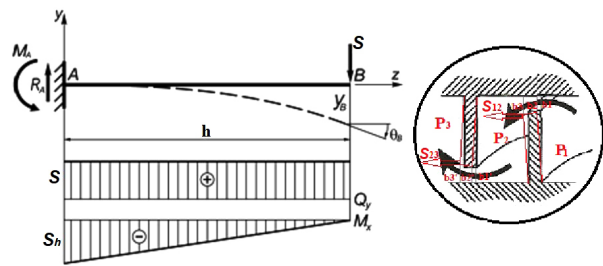


Рис. 4. К определению конфигурации радиального зазора при силовой деформации спирали
Fig. 4. Determination of the radial clearance configuration during force deformation of the scroll

Центробежная сила каждого из элементов определяется:

$$R_{ci} = m_i \cdot \varepsilon_0 \cdot \omega^2, \quad (4)$$

где ε_0 — эксцентриситет спирали, m_i — масса i -го элемента $m_i = \rho_i \cdot V_i$, где ρ_i — плотность материала i -го элемента, кг/м^3 ; V_i — объём i -го элемента, м^3 .

Суммарное действие газовых и центробежных сил

При исследовании влияния силовых факторов на формирование тангенциального зазора в работе [17] обращено внимание на особенность направления газовых и центробежных сил в спиральном компрессоре, показанных на рис. 3.

Таким образом, результирующая составляющая S от газовой силы и центробежной силы всегда стремится приблизить подвижную спираль к неподвижной. Эта особенность спирального компрессора может использоваться для обеспечения беззазорной обкатки спиралей.

Выделив условно малый участок спирали, можно рассмотреть его как консольно-защемлённую балку, на которую действует результирующая составляющая S , как показано на рис. 4. Описание подобного подхода к расчёту протечек в однороторном винтовом компрессоре можно найти в работе [18].

Из рис. 4 видно, что под действием силы S спираль будет изгибаться, при этом плоский радиальный зазор с высотой h_1 превращается в расширяющийся зазор с высотой $h_2 - h_3$. А сам процесс истечения рабочего тела через него может носить дросселирующий характер.

Следует отметить, что анализ литературы не дал результата в поиске каких-либо методик расчёта протечекв СПК, учитывающих данный эффект.

Подобие процессов в зазорах: СПК и подшипника скольжения

Однако, учитывая конфигурацию тангенциальной щели, представленную на рис. 3а, используя теорию подобия, можно провести аналогию между течением среды в зазоре СПК и зазоре подшипника скольжения (рис. 5). Где в сужающемся зазоре, в соответствии с постулатами гидродинамической теории смазки, при работе подшипника развивается гидродинамическое давление [19].

Как видно из рис. 5, в подшипниках скольжения клиновидная форма зазора свойственна самой

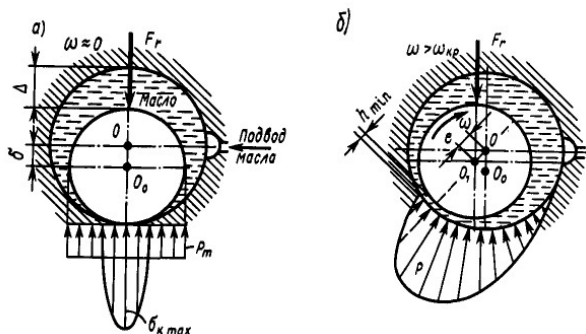


Рис. 5. К определению гидродинамической силы [19]
Fig. 5. To determine the hydrodynamic force [19]

конструкции подшипника. Она образуется за счет смещения центров цапфы вала и вкладыша. Аналогично и в СПК имеется эксцентриситет между сопряженными элементами и формой образуемой ими щели.

При неподвижном валу масло в подшипнике выдавлено из зоны контакта, как на рис. 5а. При вращении вала цапфа всплывает в масле и несколько смещается в сторону вращения по траектории, указанной на рис. 5б. С увеличением угловой скорости увеличивается толщина разделяющего масляного слоя, а центр цапфы сближается с центром вкладыша.

Относительное подобие наблюдается и в тангенциальной щели СПК, где наличие масла гарантировано составом рабочей смеси, которая постоянно течёт в щели под действием разности давлений на её краях. С увеличением орбитального движения перепад давления в щели может возрастать.

В подшипнике скольжения полного совпадения центров не может быть, так как при этом нарушается клиновидная форма зазора, как одно из условий режима жидкостного трения. Проецируя данный постулат на протекание процессов в тангенциальной щели СПК, можно гарантировать постоянную форму последнего, а значит, и наличие режима жидкостного трения.

Проведя аналогию, рассмотрим заново систему сил, действующих на рабочие органы спирального компрессора, представленную на рис. 6.

Как видно из рис. 6, конфигурация зазоров между ребрами спиралей в условных точках касания позволяет предположить возникновение гидродинамической силы в маслозаполненных вариантах СПК вследствие образования клинового зазора между двумя образующими рёбер спиралей.

Расчёт гидродинамической силы в тангенциальном зазоре СПК

Представим режим жидкостного трения для случая в зазорах СПК. Согласно базовым дифференциальным уравнениям гидродинамики вязкой жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу, основанных на законе Ньютона:

$$\tau = \frac{\mu dv}{dy}, \quad (5)$$

где τ — напряжение сдвига от внутреннего трения при сдвиге слоев жидкости; μ — коэффициент динамической вязкости; v — скорость течения.

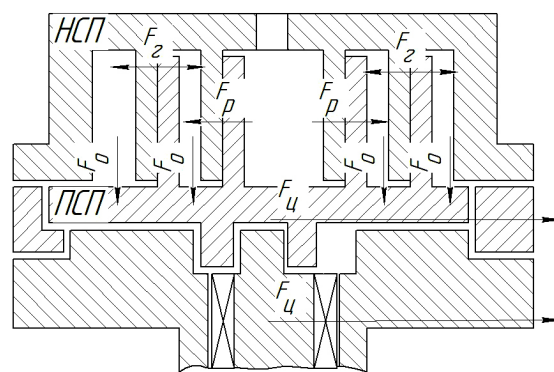


Рис. 6. Силы, действующие на рабочие органы СПК:
 F_p — результирующая радиальная газовая сила;
 F_o — осевая газовая сила; F_c — центробежная сила ПСП;
 F_r — гидродинамическая сила;
НСП — неподвижная спираль;
ПСП — подвижная спираль
Fig. 6. Forces acting on the working parts of a scroll compressor: F_p — resultant radial gas force;
 F_o — axial gas force; F_c — centrifugal force of the orbiting scroll; F_r — hydrodynamic force;
НСП — fixed scroll; ПСП — orbiting scroll

Уточним наличие обязательных условий для образования гидродинамической силы в тангенциальном зазоре СПК:

— зазор между скользящими поверхностями должен иметь клиновидную форму, что обеспечивается конструкцией и сопряжением рабочих органов компрессора;

— зазор постоянно должен быть заполнен маслом соответствующей вязкости; выполнение данного условия гарантируется выбором рабочего тела и условиями течения газодинамических процессов, когда щель, по сути, запирает масло и его течение наблюдается в зазоре;

— скорость относительного движения поверхностей, образующих зазор, должна быть достаточной для того, чтобы в масляном слое создалась подъемная сила. Данное условие зависит от скорости планетарного движения ПСП и будет связано расчётной частотой вращения вала компрессора или изменяемой частотой в компрессоре инверторного типа.

Тогда, опираясь на расчеты гидродинамической силы в подшипниках [19], в качестве начальной зависимости можем принять следующее уравнение:

$$F_p = \frac{\mu \omega}{\psi^2} l d C_F, \quad (6)$$

где ω — угловая скорость; ψ — относительный зазор в подшипнике; d — диаметр подшипника; l — длина подшипника; C_F — безразмерный коэффициент нагруженности.

Поскольку, в отличие от подшипников, движение ПСП носит орбитальный характер, то уравнение должно быть преобразовано в соответствующий вид. Переведем угловую скорость вала компрессора в линейную и учтем возможность подвижности обеих спиралей (при конструкции компрессора с подвижной и неподвижной спиралью следует одну из угловых скоростей принять за ноль):

$$v = (\omega_1 + \omega_2) \cdot e, \quad (7)$$

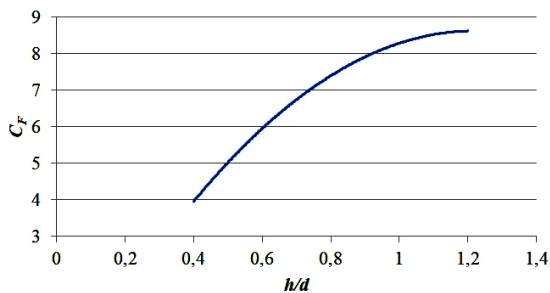


Рис. 7. К определению безразмерного коэффициента C_F для расчета гидродинамической силы
Fig. 7. To determine the dimensionless coefficient C_F for calculating the hydrodynamic force

где $\omega_{1,2}$ — угловые скорости вращения ведущих валов спиралей; e — абсолютный эксцентриситет.

Относительный зазор в подшипнике представляет собой отношение разности охватывающего и охватываемого диаметров и диаметра вкладыша. Учитывая это и принимая эвольвентную геометрию спиралей, аппроксимируем их части дугами окружностей. Это преобразование позволит нам при расчете для определенного положения спиралей и конфигурации клинового зазора вместо диаметров использовать радиусы спиралей в условных точках касания.

Длина подшипника применимо к спиральям заменится высотой ребра спирали h .

Безразмерный коэффициент нагруженности зависит от относительного эксцентриситета χ и относительной длины подшипника l/d [19]. χ — есть отношение абсолютного эксцентриситета разности охватывающего и охватываемого диаметров. В случае спирального компрессора положение спиралей в любой момент времени обуславливает постоянное значение относительного эксцентриситета, приближающегося к единице. Используя графическую зависимость, предложенную в работе [19], представим на рис. 7 график для определения C_F от относительной высоты спирали h/d .

Как видно из рис. 7, с превышением значения 1,2 относительной высоты, коэффициент C_F остается постоянным.

Таким образом, с учётом выше приведённых преобразований в качестве базового выражения для гидродинамической силы, возникающей в тангенциальном зазоре СПК при фиксированном положении ПСП, запишем уравнение:

$$F_p = \frac{2\mu\omega h r_2^3}{e(r_1 - r_2)^2} C_F. \quad (8)$$

Для расчета гидродинамической силы при любом произвольном угле поворота ведущего вала примем исходным наиболее удалённое положение конечных участков спиралей, указанное на рис. 8 (без учета профилирования).

Тогда радиус в условной точке касания для внешней образующей охватываемого радиуса определится, как:

$$r_2 = \left(\frac{\pi}{2} + \pi(n-1) \right) \cdot r_6 = \pi \cdot (r_6 + \delta) \cdot \left(n - \frac{1}{2} \right), \quad (9)$$

где n — номер условной точки касания спиралей от центра, симметричные точки касания имеют один номер (рис. 8).

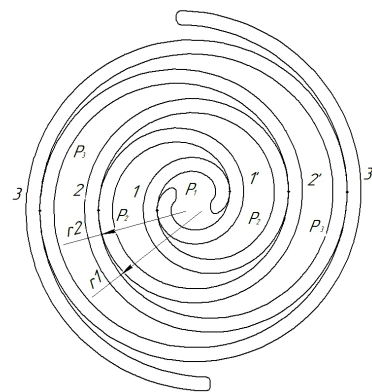


Рис. 8. К вопросу выполнения уточненной методики расчета СПК
Fig. 8. On the issue of developing a refined calculation method for a scroll compressor

Для образующей охватывающего радиуса:

$$r_1 = \pi \cdot n r_6. \quad (10)$$

Тогда знаменатель дроби:

$$\begin{aligned} & \left(\pi \cdot n \cdot r_6 - \pi \cdot (r_6 + \delta) \cdot \left(n - \frac{1}{2} \right) \right)^2 = \\ & = \left(\pi \left(n \cdot r_6 - n \cdot r_6 + \frac{r_6}{2} - \delta n + \frac{\delta}{2} \right) \right)^2 = \\ & = \left(\pi \left(\frac{r_6}{2} - \delta \left(n + \frac{1}{2} \right) \right) \right)^2. \end{aligned} \quad (11)$$

И гидродинамическая составляющая примет вид:

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{2\mu\omega h \pi^3 \cdot (r_6 + \delta)^3 \cdot \left(n - \frac{1}{2} \right)^3}{e \left(\pi \left(\frac{r_6}{2} - \delta \left(n + \frac{1}{2} \right) \right) \right)^2} C_F = \\ &= \frac{2\mu\omega h \pi \cdot (r_6 + \delta)^3 \cdot \left(n - \frac{1}{2} \right)^3}{e \left(\frac{r_6}{2} - \delta \left(n + \frac{1}{2} \right) \right)^2} C_F. \end{aligned} \quad (12)$$

Из схемы на рис. 6 видно, что гидродинамические силы будут оказывать влияние на суммарное значение радиальных сил, поскольку они, аналогично последним, нормально направлены к валу компрессора.

Для вычисления радиальной газовой силы рассмотрим серповидную ячейку, показанную на рис. 9. В отсеченной полости на спираль действует давление P . На каждый элементарный участок площадью dS перпендикулярно этому участку действует сила dF . Зная тип кривых, используемых для построения образующих ребер спиралей, ограничивающих исконную полость, можно составить уравнение спирали в параметрических координатах.

Используя зависимости для элементарного участка, получаем зависимости, которые интегрируем по рассматриваемой полости. Пределы интегрирования являются условными точками касания спиралей, отстоящими друг от друга на величину 2π [15].

Тогда абсолютную величину силы можно определить как [19]:

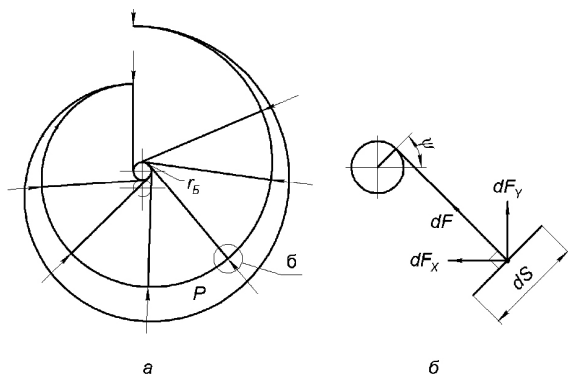


Рис. 9. К вычислению радиальной газовой силы [15]
Fig. 9. To calculate the radial gas force [15]

$$F_r = 2\pi r_b h P_n \quad (13)$$

где P_n — давление в полости; r_b — радиус базовой окружности; h — высота ребра спирали.

Таким образом, методика расчёта равнодействующей радиальной силы может быть уточнена за счёт действия гидродинамических сил для любой полости сжатия СПК. В пределах одной ячейки всегда будет иметься минимум одна условная точка касания, разделяющая её со смежной и образующая клиновидный зазор.

Гидродинамическая подъемная сила от наличия масла в зазоре будет расклинивать спирали, и если её действие для расчётной ячейки направлено на уменьшение влияния радиальной газовой и центробежной сил, то для смежной ячейки направление и действия будут противоположны.

Если допустить малость центробежной силы, радиальные газовые силы и гидродинамические силы, являясь векторными величинами, будут направлены под углом по отношению друг к другу. Поэтому результирующую обеих составляющих можно вычислить как векторную сумму:

$$F = \vec{F}_p + \vec{F}_r \quad (14)$$

или

$$F = \sqrt{\left(2\pi r_b h P_n\right)^2 + \left[\frac{2\mu \omega h \pi \cdot (r_b + \delta)^3 \cdot \left(n - \frac{1}{2}\right)^3}{e\left(\frac{r_b}{2} - \delta\left(n + \frac{1}{2}\right)\right)^2} C_F\right]^2} - 4 \cdot \frac{2\mu \omega h^2 \pi^2 C_F r_b P_n \cdot (r_b + \delta)^3 \cdot \left(n - \frac{1}{2}\right)^3}{e\left(\frac{r_b}{2} - \delta\left(n + \frac{1}{2}\right)\right)^2} \cdot \cos \gamma,$$

где γ — угол между равнодействующей радиальных газовых сил и гидродинамической силой.

Результаты и обсуждение

Согласно выполненному обзору исследований, методики расчёта протечек в спиральном компрессоре зависят от характера, турбулентности или ламинарности течения потока. Для чего анализируется влияние таких факторов, как перепад давления, величина зазора, частота вращения вала

компрессора. Среди них величина технологического зазора является одним из наиболее важных конструктивных параметров, закладываемых на стадии проектирования и зависящая от ряда параметров, среди которых долю влияния оказывают силовые факторы.

В отношении тангенциальной щели грамотный расчёт сил и моментов сил, действующих на перо спирали, может способствовать минимизации зазора и, как следствие, повышению эффективного изэнтропного КПД до 10 %.

В зазоре происходят протечки паромасляной смеси из ячейки высокого давления в ячейку с низким давлением, где преимущественно наблюдается течение масляной фракции, что, по сути, образует масляный клин, который запирает щель. Как показал выполненный анализ, процесс течения среды в тангенциальном зазоре СПК подобен течению масла в зазоре подшипника скольжения. Следовательно, с увеличением линейной скорости вала, согласно выражению (12), в тангенциальном зазоре СПК возникает гидродинамическая сила. Последовательность наших рассуждений позволяет предположить, что разнонаправленность гидродинамической силы газовой и центробежной силам будет оказывать сопротивление смыканию спиралей вопреки утверждению в работе [17]. Также из полученного нами выражения (12) видно, что данная сила зависит от геометрии спиралей, конструктивных параметров щели и термодинамики потока среды в щели. Если при определённых конструктивных соотношениях спирали коэффициент нагруженности становится постоянным согласно данным на диаграмме рис. 7, то изменение гидродинамической силы уже зависит только от характеристик масла, главным образом от его вязкости.

Полученное выражение (9) показывает возможность ведения последовательного расчёта в каждой замкнутой ячейке сжатия, которые удобно принять за контрольные объёмы. При таком подходе требуется оценка направления и величины действия гидродинамической силы в сравнении с газовой радиальной и центробежной силами для каждого контрольного объёма. Следует учесть тот факт, что результирующая составляющая от газовой силы и центробежной силы всегда стремится приблизить подвижную спираль к неподвижной.

Отметим, что при расчёте результирующей силы, действующей на перо спирали для компрессора с конкретными геометрическими размерами и при незначительном изменении вязкости масла, основным фактором, влияющим на центробежную и гидродинамическую составляющую сил, будет скорость вала компрессора. В случае гидродинамической составляющей можно говорить о некоторой критической скорости вала компрессора при превышении которой будет наблюдаться гидродинамический эффект.

Выводы

— Анализ подобия процессов в зазоре подшипника скольжения и тангенциальном зазоре СПК показал их схожесть при учёте конструктивных особенностей последнего;

— исследование течения паромасляной смеси в зазорах СПК с учётом подобия процессов в подшипниках скольжения даёт основание утверждать о наличии гидродинамической силы в тангенциальном зазоре компрессора и возможности при-

менения гидродинамической теории смазки для её расчёта;

— оценка параметров даёт возможность утверждать значимость линейной скорости вала компрессора на возникновение и величину гидродинамической силы. Следуя принципу расчёта подшипника скольжения, необходимо ввести понятие о линейной критической скорости в СПК, являющейся критерием оценки необходимости учёта гидродинамической силы в тангенциальном зазоре.

В заключение следует сказать о необходимости дальнейшего продолжения всесторонней оценки влияния гидродинамической силы на результирующую сил, что может явиться основой для следующей работы в рамках параметрического анализа и создания уточнённой методики расчёта силовых факторов при оценке оптимальной величины зазора.

Список источников

1. Кочетова Г. С., Сакун И. А. Состояние и направление развития спиральных компрессоров. Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988. 57 с.
2. Бурданов Н. Г., Канышев Г. А. Спиральные компрессоры для холодильных машин. Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1991. 31 с.
3. Бабкин Б. С., Выгодин В. А. Спиральные компрессоры в холодильных системах: моногр. Рязань: Узорочье, 2003. 379 с.
4. Lemort V. Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes: Thesis. Liège, 2008. 307 p.
5. Косачевский В. А. О производительности спирального компрессора // Вестник Международной академии холода. 2016. № 4. С. 40–46. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-4-40-46. EDN: XICBRX.
6. Pereira E. L. L., Braga V. M., Deschamps C. J. Data from the numerical analysis of radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Data in Brief. 2020. Vol. 29. P. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197.
7. Pereira E. L. L., Deschamps C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 110 (12). P. 239–247. DOI: 10.1016/j.jrefrig.2019.11.002.
8. Wang J., Liu T. Leakage model of axial clearance and test of scroll compressors // Journal of Shanghai Jiaotong University (Science). 2020. Vol. 25, no. 4. P. 531–537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6.
9. Пат. 2592153, Российская Федерация, МПК F04C 18/02 (2006.01). Спиральный компрессор / Нарахара К., Нисиде Й., Уекава Т. № 2015100891/06; заявл. 18.04.2013; опубл. 20.07.2016. Бюл. № 20.
10. Bush Ch. Scroll compressor for generating oil-free compressed air. US patent 2024/0102470 A1; filed December 17th, 2021; published July 13th, 2023.
11. Sekiya S., Kakuda M., Koda T. [et al.]. Scroll compressor with an orbiting scroll and two fixed scrolls and ring and tpeals. US patent 2008/O193313 A1; filed January 30th, 2006; published August 23rd, 2007.
12. Михайлова Е. Н., Кованов А. В., Цветков В. А., Калашникова Е. А. Методика расчёта протечек в маслозаполненном спиральном компрессоре с учётом подвижности стенок щели // Исследования и инновации в машиностроительном производстве: сб. ст. по материалам всерос. науч.-практ. конф. (Махачкала, 21–22 октября 2022 г.). Махачкала: Тип. Формат, 2022. С. 73–77. ISBN 978-5-907484-88-7.
13. Фоменко М. В. Разработка методики расчета и исследование спирального холодильного компрессора: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1994. 160 с.

14. Minikaev A., Yerezhep D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 826 (1). 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022.

15. Райков А. А., Бронштейн М. Д., Бурмистров А. В., Саликеев С. И. Радиальные и осевые газовые силы в безмасляных спиральных вакуумных насосах // Вестник Казанского технологического университета. 2014. Т. 17, № 2. С. 267–270. EDN: RWUOQF.

16. Паранин Ю. А., Хисамеев И. Г. Математическая модель рабочего процесса спирального компрессора сухого сжатия с учетом теплообмена и упругой деформации спиралей // Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 5. С. 16–23. EDN: OFEMGN.

17. Ибрагимов Е. Р. Повышение эффективности спирального компрессора сухого сжатия: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2009. 134 с.

18. Пронин В. А., Кузнецов Ю. А., Жигновская Д. В., Кованов А. В. Определение силовых факторов, действующих в рабочей полости винтового однороторного компрессора с окружным профилем зуба отсекаателя // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 10-й Междунар. науч.-техн. конф., Омск, 26–29 февраля 2020 года / редкол.: В. А. Лихолобов [и др.]. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2020. С. 94–95. EDN: OGOWHU.

19. Иванов М. А., Финогенов В. А. Детали машин. 12-е изд. испр. Москва: Высш. шк., 2008. 408 с.

20. Чернавский С. А. Подшипники скольжения. Москва: Гос. науч.-техн. Изд-во машиностроительной лит., 1963. 244 с.

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

SPIN-код: 3737-3495

AuthorID (РИНЦ): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Адрес для переписки: maior.pronin@mail.ru

КОВАНОВ Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Адрес для переписки: avkovanov@itmo.ru

МИХАЙЛОВА Екатерина Николаевна, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: mikhaylova_en@mail.ru

ЖИЛКИН Антон Юрьевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: zhilkin_ai@itmo.ru

Для цитирования

Пронин В. А., Кованов А. В., Михайлова Е. Н., Жилкин А. Ю. Учет гидродинамических сил при определении силовых факторов, действующих на рабочие органы спирального компрессора // Омский научный вестник. Сер. Авиац. ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 12–20. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-12-20.

Статья поступила в редакцию 04.08.2024 г.

© В. А. Пронин, А. В. Кованов, Е. Н. Михайлова, А. Ю. Жилкин

CONSIDERATION OF HYDRODYNAMIC FORCES IN DETERMINING THE FORCE FACTORS ACTING OPERATING ELEMENTS OF A SCROLL COMPRESSOR

V. A. Pronin, A. V. Kovanov, E. N. Mikhailova, A. Yu. Zhilkin

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

Increasing the efficiency of compressor equipment is an important task, the solution of which contributes to the rational use of economic resources and improvement of the environmental situation. In this regard, the task of improving the characteristics of oil-filled scroll compressors is relevant. The purpose of this study is to clarify the degree of influence of hydrodynamic forces on the working elements of a scroll compressor during the movement of a movable scroll. When the tangential gap is filled with oil and the spiral moves during operation, we can talk about the influence of the hydrodynamic lifting force, on the basis of which the operating principle of hydrodynamic plain bearings is implemented. As a result, the hydrodynamic forces in the tangential gap of a scroll compressor and the possibilities of applying the theory of hydrodynamic lubrication for its calculation are investigated.

Keywords: oil-filled scroll compressor, force factors, radial gas forces, hydrodynamic forces, calculation method, gap assignment.

References

1. Kochetova G. S., Sakun I. A. Sostoyaniye i napravleniye razvitiya spiral'nykh kompressorov [Status and development direction of scroll compressors]. Moscow, 1988. 57 p. (In Russ).
2. Burdanov N. G., Kanyshv G. A. Spiral'nyye kompressory dlya kholodil'nykh mashin [Scroll compressors for refrigeration machines]. Moscow, 1991. 31 p. (In Russ).
3. Babkin B. S., Vygodin V. A. Spiral'nyye kompressory v kholodil'nykh sistemakh [Scroll compressors in refrigeration systems]. Ryazan, 2003. 379 p. (In Russ).
4. Lemort V. Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes: Thesis. Liège, 2008. 307 p. (In Engl.).
5. Kosachevskiy V. A. O proizvoditel'nosti spiral'nogo kompressora [About the performance of scroll compressor] // Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. No. 4. P. 40–46. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-4-40-46. EDN: XICBRX. (In Russ.).
6. Pereira E. L. L., Braga V. M., Deschamps C. J. Data from the numerical analysis of radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Data in Brief. 2020. Vol. 29. P. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197. (In Engl.).
7. Pereira E. L. L., Deschamps C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 110 (12). P. 239–247. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.002. (In Engl.).
8. Wang J., Liu T. Leakage model of axial clearance and test of scroll compressors // Journal of Shanghai Jiaotong University (Science). 2020. Vol. 25, no. 4. P. 531–537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6. (In Engl.).
9. Patent 2592153, Russian Federation, IPC F04C 18/02 (2006.01). Spiral'nyy kompressor [Scroll compressor] / Nagahara K., Nishide Y., Uekawa T. No. 2015100891/06. (In Russ).
10. Bush Ch. Scroll compressor for generating oil-free compressed air. US patent 2024/0102470 A1; filed December 17th, 2021; published July 13th, 2023. (In Engl.).
11. Sekiya S., Kakuda M., Koda T. [et al.]. Scroll compressor with an orbiting scroll and two fixed scrolls and ring and tpeals. US patent 2008/O193313 A1; filed January 30th, 2006; published August 23rd, 2007. (In Engl.).
12. Mikhaylova E. N., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A., Kalashnikova E. A. Metodika rascheta protechek v maslozapolnennom spiral'nom kompressore s uchedom podvizhnosti stenok shcheli [Methodology for calculating leaks in an oil-filled scroll compressor taking into account the mobility of the gap walls] // Issledovaniya i innovatsii v mashinostroitel'nom proizvodstve. *Research and Innovation in Engineering Production*. Makhachkala, 2022. P. 73–77. ISBN 978-5-907484-88-7. (In Russ).
13. Fomenko M. V. Razrabotka metodiki rascheta i issledovaniye spiral'nogo kholodil'nogo kompressora [Development of calculation methods and study of a spiral refrigeration compressor]. Saint Petersburg, 1994. 160 p. (In Russ).
14. Minikaev A., Yerezhep D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 826 (1). 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022. (In Engl.).
15. Raykov A. A., Bronshteyn M. D., Burmistrov A. V., Salikeyev S. I. Radial'nyye i osevyeye gazovyye sily v bezmaslyanykh spiral'nykh vakuumnykh nasosakh [Radial and axial gas forces in oil-free scroll vacuum pumps] // Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta. *Vestnik Kazanskogo Tekhnologicheskogo Universiteta*. 2014. Vol. 17, no. 2. P. 267–270. EDN: RWUOQF. (In Russ).
16. Paranin Yu. A., Khisameyev I. G. Matematicheskaya model' rabochego protsessa spiral'nogo kompressora sukhogo szhatiya s uchedom teploobmena i uprugoy deformatsii spiraley [Mathematical model of oil-free scroll compressor working process including heat exchange and elastic deformation of the scrolls] // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressor Technology and Pneumatics*. 2011. No. 5. P. 16–23. EDN: OFEMGN. (In Russ).
17. Ibragimov E. R. Povysheniye effektivnosti spiral'nogo kompressora sukhogo szhatiya [Increasing the efficiency of a dry-compression scroll compressor]. Kazan, 2009. 134 p. (In Russ).

18. Pronin V. A., Kuznetsov Yu. A., Zhignovskaya D. V., Kovanov A. V. Opredeleniye silovykh faktorov, deystvuyushchikh v rabochey polosti vintovogo odnorotornogo kompressora s okruzhnym profilem zuba otsekatelya [Determination of force factors acting in the working cavity of a screw single-rotor compressor with a circumferential profile of the cutter tooth] // *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Engineering and Technology of Petrochemical and Oil and Gas Production* / Ed. by V. A. Likholobov [et al.]. Omsk, 2020. P. 94–95. EDN: OGOWHU. (In Russ).

19. Ivanov M. A., Finogenov V. A. Detali mashin [Machine parts]. 12th ed., corrected. Moscow, 2008. 408 p. (In Russ).

20. Chernavskiy S. A. Podshipniki skol'zheniya [Plain bearings]. Moscow, 1963. 244 p. (In Russ).

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

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

KOVANOV Alexander Victorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Educational

Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Correspondence address: avkovanov@itmo.ru

MIKHAILOVA Ekaterina Nikolaevna, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: mikhaylova_en@mail.ru

ZHILKIN Anton Yuryevich, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, Saint Petersburg

Correspondence address: zhilkin_ai@itmo.ru

For citations

Pronin V. A., Kovanov A. V., Mikhailova E. N., Zhilkin A. Yu. Consideration of hydrodynamic forces in determining the force factors acting operating elements of a scroll compressor // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 12–20. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-12-20.

Received August 04, 2024.

© V. A. Pronin, A. V. Kovanov,

E. N. Mikhailova, A. Yu. Zhilkin

ОЦЕНКА РАЦИОНАЛЬНЫХ ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА ДИСПЕРГИРОВАНИЕ ЖИДКОСТИ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ С ДВУХФАЗНЫМ РАБОЧИМ ТЕЛОМ

В. Е. Щерба¹, А. К. Кузбанов¹, М. И. Гильдебрандт¹,
В. Ю. Куденцов¹, Н. С. Галдин², А. А. Гладенко¹

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

²Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет,
Россия, 644080, г. Омск, пр. Мира, 5

В работе рассмотрено условие эффективной работы поршневого компрессора при впрыске охлаждающей жидкости, которое заключается в том, что затраты на ее распыление и впрыск должны быть меньше, чем выигрыш в индикаторной работе, получаемый при интенсивном охлаждении газа и приближении процесса сжатия к изотермическому.

Максимальный относительный выигрыш в подводимой технической работе составляет не более 25 % при использовании системы впрыска охлаждающей жидкости. Следовательно, для получения энергетического эффекта от применения системы охлаждения затраты на ее организацию не должны превышать 10–15 %.

Наибольшее влияние на величину выигрыша энергии при организации впрыска жидкости оказывает средний радиус капель охлаждающей жидкости, затем — относительное количество впрыскиваемой жидкости.

Эффективность впрыска жидкости увеличивается с увеличением отношения давления нагнетания к давлению всасывания и с уменьшением числа оборотов коленчатого вала.

Ключевые слова: компрессор объемного действия, выигрыш в индикаторной работе, впрыск охлаждающей жидкости, давление нагнетания, число оборотов, относительное количество впрыскиваемой жидкости, средний радиус капли, теплообмен.

Введение

Компрессоры объемного действия широко распространены во многих областях промышленности, сельского хозяйства, нефтехимического комплекса, на транспорте и т. д. и являются одним из наиболее значимых потребителей энергии в стране. Вследствие этого задача повышения их эффективности является актуальной уже много лет и не потеряла свою значимость в настоящее время. Одним из основных путей повышения эффективности и экономичности работы компрессоров объемного действия является улучшение их охлаждения и в первую очередь приближение процесса сжатия к изотермическому [1, 2]. В настоящее время для отвода теплоты сжатия в компрессорах объемного действия используются три вида теплообмена: рекуперативный, регенеративный и смесительный теплообмен [3–5]. В работах [6] и [7] разработан методологический подход к оценке эффективности применения рекуперативного и смесительного теплообмена в поршневом компрессоре. В настоящее время проводится достаточно много работ по разработке поршневых компрессоров с регенеративным теплообменом. Поршневые компрессоры с регенеративным теплообменом являются, по сути дела, поршневыми гибридными энергетическими машинами, обеспечивающими сжатие и перемещение газа и капельной жидкости к потребителю при исполь-

зовании одной цилиндропоршневой группы [8–10]. В этом случае серьезным образом сокращаются массогабаритные размеры машины — практически в два раза. К недостаткам машин, использующих регенеративный и рекуперативный теплообмен, следует отнести в первую очередь ограниченную поверхность теплообмена. В компрессорах, использующих смесительный теплообмен, создается развитая поверхность теплообмена за счет распыления (диспергирования) жидкости в сжимаемый газ.

Работы по исследованию рабочих процессов в поршневых компрессорах с впрыском жидкости ведутся достаточно давно [11–13], однако их актуальность не потеряна и по настоящее время. Диспергирование жидкости в различных машинах объемного действия осуществляется разными путями:

— используются форсунки для распыления жидкости как чисто механически (однофазные), так и с использованием сжатого газа (двухфазные);

— диспергирование жидкости осуществляется механическим путем в рабочей полости машины как ротором (винтовые и водокольцевые компрессоры) [14, 15], так и поршнем (водородные компрессоры с жидкостным поршнем [16, 17], поршневые гибридные энергетические машины [18, 19]).

С увеличением количества впрыскиваемой жидкости и уменьшением размера капель охлаждающей жидкости увеличивается количество отво-

димой теплоты в процессе сжатия, что позволяет приблизить процесс сжатия к изотермическому и повысить индикаторный изотермический КПД. Но, с другой стороны, увеличиваются энергетические затраты на диспергирование охлаждающей жидкости, что может нивелировать выигрыш в работе сжатия от охлаждения.

Вследствие этого представляется целесообразным определить относительные предельные энергетические затраты на диспергирование жидкости в машинах объемного действия. Под предельными энергетическими затратами следует понимать: когда выигрыш в работе от охлаждения компримируемого газа будет больше или равен энергетическим затратам на диспергирование жидкости.

Теория

В настоящее время при моделировании рабочих процессов машин объемного действия, как с однофазным, так и с двухфазным рабочим телом, используются различные виды моделей: политропное приближение, модели с сосредоточенными параметрами (0-мерные модели) и модели с распределенными параметрами (двух- и трехмерные). Несмотря на то, что модели с распределенными параметрами потенциально являются более точными, их применение сдерживается значительным временем реализации и отсутствием значений эмпирических констант, необходимых для замыкания уравнений Рейнольдса в моделях турбулентности. Модели с сосредоточенными параметрами базируются на широком экспериментальном материале, который нарабатывался десятилетиями, имеет незначительное время реализации и результаты, полученные с их помощью, хорошо согласуются с результатами эксперимента [1–3]. Вследствие этого представляется целесообразным использовать модели с сосредоточенными параметрами.

Проведенный анализ теоретических и экспериментальных исследований по расчету рабочих процессов компрессоров объемного действия, компрессоров с двухфазным рабочим телом позволяет принять следующие допущения:

1. Фазовые переходы первого рода (испарение, конденсация) между фазами рабочего тела отсутствуют. Это допущение характерно для жидкости, которая реально используется в компрессорах объемного действия: вода, минеральное масло, ионная жидкость [3, 17].

2. Охлаждающая жидкость находится в рабочей полости в виде сферических капель, равномерно распределенных по объему.

3. Все капли охлаждающей жидкости имеют одинаковый размер.

4. Градиент изменения температуры внутри капли пренебрежимо мал.

5. Деформация капель под действием температуры и давления отсутствует.

6. Теплофизические свойства рабочего тела остаются постоянными в процессе сжатия.

7. Внешний теплообмен между компримируемым газом и поверхностями стенок рабочей камеры пренебрежимо мал.

8. Масса сжимаемого газа и охлаждающей жидкости в процессе сжатия остаются постоянными (утечки и приточки через неплотности рабочей камеры отсутствуют).

Последовательно рассмотрим процессы в газовой и жидкостной фазах рабочего тела.

Газовая фаза

В основу математических моделей с сосредоточенными параметрами положены: закон сохранения массы в виде первого закона термодинамики тела переменной массы, уравнение изменения объема рабочей полости, уравнение состояния и в общем случае уравнение динамики движения запорного органа самодействующего клапана.

Учитывая, что объектом рассмотрения является процесс сжатия, т. к. в нем подводится основная техническая работа, а также с учетом вышепринятых допущений система уравнений для моделирования рабочих процессов в газовой фазе запишется в виде:

$$\begin{cases} dU = dQ - p dV & (1) \\ V = V_m + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] - V_w, & (2) \\ p = (k - 1)U/V & (3) \\ T = pV/MR & (4) \end{cases}$$

где $U = C_v MT$ — полная внутренняя энергия; p , V , T и M — давление насоса, объем, температура и масса рабочей полости; V_w — объем впрыснутой жидкости; V_m — величина мертвого объема; $V_h = \frac{\pi d^2}{4} S_h$ — рабочий объем; d — диаметр поршня; S_h — полный ход поршня; λ_r — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; k — показатель адиабаты; C_v — удельная изохорная теплоемкость; φ — угол поворота коленчатого вала.

Элементарный внешний теплообмен, в соответствии с гипотезой Ньютона — Рихмана, может быть определен как:

$$dQ = \alpha F (T_w - T) dt. \quad (5)$$

Коэффициент теплообмена в общем случае является функцией числа Рейнольдса и числа Прандтля и определяется по уравнению Фресслинга [3]. С учетом принятых допущений последнее запишется в виде

$$Nu = 2. \quad (6)$$

Из уравнения (6) коэффициент теплообмена определится как

$$\alpha = \frac{\lambda}{r_k}, \quad (7)$$

где λ — коэффициент теплопроводности газа; r_k — средний радиус капли.

Величина поверхности теплообмена определится как

$$F = 4\pi r_k^2 N_k. \quad (8)$$

Количество капель охлаждающей жидкости можно определить как

$$N_k = \frac{G_w}{\left(\frac{4}{3} \pi r_k^3 \rho_w \right)}, \quad (9)$$

где $G_w = G_r d_{впр}$ — количество охлаждающей жидкости в рабочей камере; $d_{впр}$ — относительное количество впрыскиваемой жидкости $\left(d_{впр} = \frac{G_w}{G_r} \right)$; ρ_w — плотность охлаждающей жидкости; G_r — масса компримируемого газа.

Элементарное изменение объема рабочей камеры определится как

$$dV = V_p F_p d\tau, \quad (10)$$

где $V_p = \frac{Sh}{2} \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$ — скорость поршня;
 $F_p = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь поршня; ω — угловая скорость коленчатого вала.

Жидкостная фаза

При рассмотрении термодинамических процессов в жидкостной фазе примем, что давление в ней равно давлению в газовой фазе. Для определения температуры охлаждающей жидкости воспользуемся уравнением сохранения энергии, которое, с учетом принятых допущений, сводится к виду

$$dT_w = \frac{-dQ}{C_w G_w}, \quad (11)$$

где C_w — удельная массовая изохорная теплоемкость жидкости.

Таким образом, система уравнений (1), (2), (3), (11) описывает изменение термодинамических параметров двухфазного рабочего тела в процессе сжатия.

Несмотря на кажущуюся простоту, данная система аналитического решения не имеет. В работе [3] данная система преобразована в дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами. После преобразования исходной задачи Коши в краевую дифференциальную задачу, последняя была решена приближенным методом — методом Галеркина.

Принимая во внимание, что вычислительная схема Эйлера для этой системы весьма устойчива, гораздо более проще решать ее данным методом, что и было в дальнейшем реализовано.

Относительный выигрыш в технической работе, подводимой в процессе сжатия, можно определить как

$$\bar{A}_{сж} = \frac{\Delta A_{сж}}{A_{сж}} = \frac{A_{адсж} - A_{сж}}{A_{сж}}, \quad (12)$$

где $A_{сж} = \int_{p_{вс}}^{p_n} V dp$ — техническая работа, подводимая в процессе сжатия с двухфазным рабочим телом; $A_{адсж} = \frac{k}{k-1} MRT_{вс} \left[\left(\frac{p_n}{p_{вс}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$ — техническая работа, подводимая при адиабатическом сжатии; $p_{вс}$, $T_{вс}$ — давление и температура всасываемого газа; p_n — давление нагнетания.

Значение показателя политропы конечных параметров псж можно определить как

$$n_{сж} = \ln(p_n/p_{вс}) / \ln(V_n/V_{сж}), \quad (13)$$

где $V_{сж}$ — значение объема рабочей полости в конце процесса сжатия.

Зная значение показателя политропы псж, подводимую техническую работу в процессе сжатия с достаточной точностью, можно определить как

$$A_{сж} = \frac{n_{сж}}{n_{сж} - 1} MRT_{вс} \left[\left(\frac{p_n}{p_{вс}} \right)^{\frac{n_{сж}-1}{n_{сж}}} - 1 \right]. \quad (14)$$

Таким образом, для организации эффективной системы охлаждения необходимо чтобы затраты на ее организацию были меньше получаемого выигрыша в технической работе.

$$\bar{A}_{зат} < \bar{A}_{сж}.$$

Результаты и обсуждение

Проведенный анализ рабочих процессов компрессоров объемного действия с двухфазным рабочим телом позволил установить, что можно выделить четыре независимых параметра, оказывающих наибольшее влияние: давление нагнетания (p_n), число оборотов коленчатого вала ($n_{об}$), относительное количество впрыскиваемой жидкости, средний радиус капель охлаждающей жидкости (r_k). В качестве целевых функций целесообразно рассмотреть относительный выигрыш в технической работе, подводимой в процессе сжатия — $\bar{A}_{сж}$, и показатель политропы процесса сжатия.

В качестве объекта исследования рассмотрим поршневой компрессор, который имеет следующие основные конструктивные и эксплуатационные характеристики:

- диаметр поршня — 0,04 м;
- полный ход поршня — 0,045 м;
- отношение полного хода поршня к удвоенной длине шатуна — 0,2;
- величина относительного мертвого пространства — 0;
- давление всасывания — 0,1 МПа;
- температура всасываемого газа — 293 К;
- температура впрыскиваемой жидкости — 293 К.

Проведенный анализ существующей технической литературы и проведенных экспериментальных и теоретических исследований [1–3] позволил установить диапазоны изменения основных независимых параметров:

- давление нагнетания компримируемого газа — (0,3–1,0) МПа;
- число оборотов коленчатого вала — (500–1500) об/мин;
- относительное количество впрыскиваемой жидкости — (1–10) кг/кг;
- средний радиус капель охлаждающей жидкости — (10–100) мкм.

При планировании численного эксперимента воспользуемся классическим планом с дробными репликами. В качестве базовой точки возьмем точку со следующими независимыми параметрами: $p_n = 0,5$ МПа; $n_{об} = 1000$ об/мин; $d_{впр} = 5$ кг/кг; $r_k = 50$ мкм.

Проведем анализ влияния независимых переменных на выбранные целевые функции:

Давление нагнетания компримируемого газа

На рис. 1 представлены изменения относительного впрыска в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы от давления нагнетания. Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Выигрыш в подводимой технической работе увеличивается от 8,2 % при $p_n = 0,3$ МПа до 19,46 % при $p_n = 1,0$ МПа.

Необходимо отметить, что увеличение $\Delta A_{сж}/A_{сж}$ от p_n имеет характер, близкий к линейному.

2. В общем случае при увеличении p_n мы наблюдаем уменьшение величины $n_{сж}$, однако это уменьшение весьма мало.

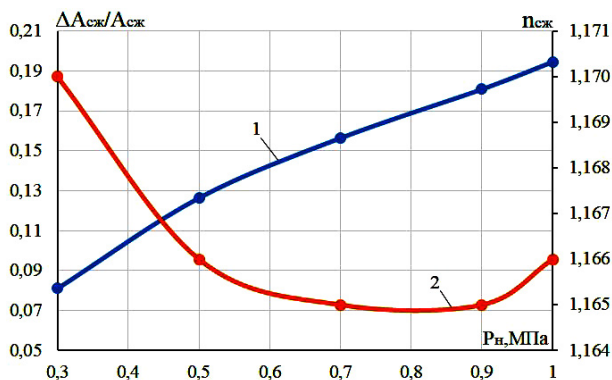


Рис. 1. Зависимости относительного выигрыша в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы процесса сжатия от давления нагнетания (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

Fig. 1. Dependences of the relative gain in the supplied technical work in the compression process and the polytropic index of the compression process on the injection pressure (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

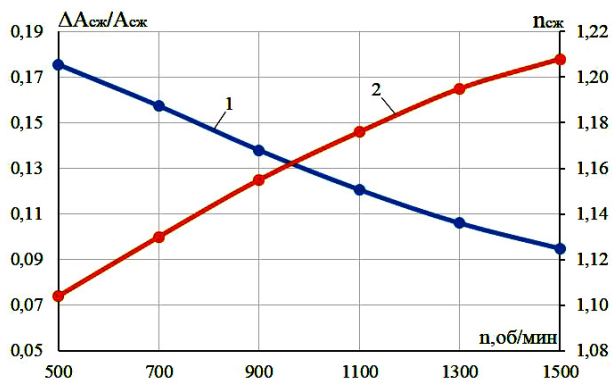


Рис. 2. Зависимости относительного выигрыша в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы процесса сжатия от числа оборотов коленчатого вала (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

Fig. 2. Dependences of the relative gain in the input technical work during the compression process and the polytropic index of the compression process on the number of revolutions of the crankshaft (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

3. Значение критерия значимости, определенно-го как $\Delta \bar{y}/\Delta \bar{x}$ для исследуемых целевых функций, равны: $K_{pa} = 0,793$; $K_{pn} = 0,0032$.

Анализируя полученные значения, можно сделать однозначный вывод, что влиянием значения p_n на величину $n_{сж}$ можно пренебречь.

Число оборотов коленчатого вала

С увеличением числа оборотов коленчатого вала происходит уменьшение времени процесса сжатия, что приводит к уменьшению количества отводимой теплоты и увеличению показателя политропы процесса сжатия (рис. 2). Увеличение показателя политропы процесса сжатия приводит к увеличению подводимой технической работы в процессе сжатия и уменьшению значения $\Delta A_{сж}/A_{сж}$. Зависимости функций $\Delta A_{сж}/A_{сж}$ и $n_{сж}$ от $n_{об}$ имеют характер, близкий к линейному. Проведенные расчеты позволили установить, что значения критериев значимости равны $K_{na} = 0,597$; $K_{nn} = 0,089$.

Относительное количество впрыскиваемой жидкости

С увеличением количества впрыскиваемой жидкости увеличивается поверхность теплообмена

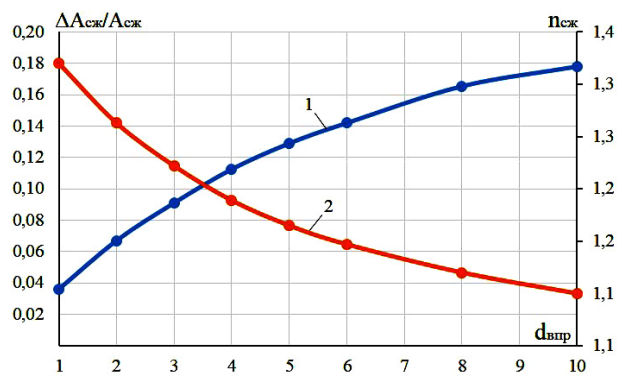


Рис. 3. Зависимости относительного выигрыша в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы процесса сжатия от относительного количества впрыскиваемой жидкости (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

Fig. 3. Dependences of the relative gain in the supplied technical work during the compression process and the polytropic index of the compression process on the relative amount of injected liquid (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

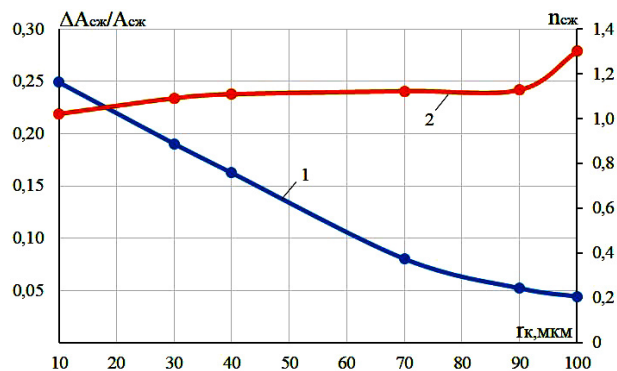


Рис. 4. Зависимости относительного выигрыша в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы процесса сжатия от среднего радиуса капель охлаждающей жидкости (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

Fig. 4. Dependences of the relative gain in the supplied technical work in the compression process and the polytropic index of the compression process on the average radius of the coolant droplets (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

между газом и каплями охлаждающей жидкости, что приводит к увеличению количества отводимой теплоты и уменьшению показателя политропы процесса сжатия (рис. 3). Уменьшение показателя политропы процесса сжатия приводит к увеличению $\Delta A_{сж}/A_{сж}$. Необходимо отметить, что зависимости $n_{сж} = f(d_{впр})$ и $\Delta A_{сж}/A_{сж} = f(d_{впр})$ имеют параболический характер. Значения критериев значимости составляют $K_{da} = 0,811$; $K_{dn} = 0,111$, что позволяет сделать вывод о весьма значимом влиянии $d_{впр}$ на целевые функции.

Средний радиус капель охлаждающей жидкости

Средний радиус капли оказывает, в общем случае, даже более значимое влияние, чем количество впрыскиваемой жидкости, т. к. значение

$$\alpha F = \frac{3\lambda G_w}{\rho_w r_k^2} \quad (15)$$

В приведенном выражении произведение коэффициента теплообмена на величину теплообменной поверхности значение G_w находится в пер-

вой степени, а значение величины r_k — во второй. Из приведенного выражения видно, что с уменьшением среднего радиуса капли количество отводимой теплоты увеличивается и процесс сжатия приближается к изотермическому (рис. 4). Так, при $r_k = 10$ мкм значение политропы $n_{сж}$ равно $n_{сж} = 1,022$. Наиболее значимое увеличение $n_{сж}$ начинается после $r_k = 70$ мкм, и видим, что при $r_k = 100$ мкм значение $n_{сж} = 1,302$.

Величина относительного выигрыша в работе процесса сжатия достигает почти 25 % при $r_k = 10$ мкм, затем наблюдается почти линейное падение с увеличением r_k до 70 мкм, а затем явно нелинейное. При $r_k = 100$ мкм величина $\Delta A_{сж}/A_{сж}$ уже незначительна и составляет 4,42 %.

Значения критериев значимости составляют $K_{pa} = 0,85$; $K_m = 0,102$, что полностью подтверждает сделанные ранее утверждения.

Основные выводы

1. Максимальный относительный выигрыш в подводимой технической работе составляет не более 25 % при использовании системы впрыска охлаждающей жидкости. Следовательно, для получения энергетического эффекта от применения системы охлаждения затраты на ее организацию не должны превышать 10–15 %.

2. Наибольшее влияние на величину выигрыша энергии при организации впрыска жидкости оказывает средний радиус капель охлаждающей жидкости, затем — относительное количество впрыскиваемой жидкости.

3. Эффективность впрыска жидкости увеличивается с увеличением отношения давления нагнетания к давлению всасывания и с уменьшением числа оборотов коленчатого вала.

4. С точки зрения значимости влияния на выигрыш в технической работе отношение $p_n/p_{вс}$ оказывает более значимое влияние, чем $n_{об}$.

Список источников

1. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд. Москва: Колос, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
2. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Поршневые компрессоры // под общ. ред. Б. С. Фотина. Ленинград: Машиностроение, 1987. 372 с.
3. Щерба В. Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия. 2-е изд., доп. Москва: Юрайт, 2019. 323 с.
4. Shcherba V. E., Khait A., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A. Numerical Analysis of Unsteady Heat Transfer in the Chamber in the Piston Hybrid Compressor with Regenerative Heat Exchange // *Machines*. 2023. Vol. 11 (3). P. 363. DOI: 10.3390/machines11030363.
5. Shcherba V. E., Khodoreva E. V., Dorofeev E. A. Methodology for Preliminary Assessment of Design Parameters of Suction Valve and Discharge Valve of a Piston Hybrid Energy Machine of Volumetric Action with Regenerative Heat Exchange // *Russian Engineering Research*. 2024. Vol. 44, no. 5. P. 639–646. DOI: 10.3103/S1068798X24700758.
6. Shcherba V. E., Grigoriev A. V., Zaloznov I. P., Ovsyannikov A. Yu. Assessing the efficiency of various cooling methods for reciprocating compressors // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 57, no. 9–10. P. 756–764. DOI: 10.1007/s10556-022-01003-5.
7. Shcherba V. E., Shalai V. V., Grigoryev A. V., Pavlyuchenko E. A., Ovsyannikov A. Yu. General approach for estimating the

energy efficiency of cooling in positive displacement compressors // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57, no. 7–8. P. 567–575. DOI: 10.1007/s10556-021-00977-y. EDN: CMOZRA.

8. Пат. 2763099 Российская Федерация, МПК F04B 39/06 (2006.01), F04B 49/02 (2006.01). Способ работы системы жидкостного охлаждения машины объемного действия и устройство для его осуществления / Щерба В. Е., Болашнянский А. П., Азябин З. В., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С. № 2021107058; заявл. 18.03.2021; опублик. 27.12.2021. Бюл. № 36.

9. Khait A., Shcherba V., Nosov E. Numerical and experimental investigation of the hybrid piston compressor using the novel multi-time-scale OpenFOAM®-based model // *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 249 (5). 123448. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123448.

10. Щерба В. Е. Методика оценки времени работы в компрессорном режиме поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с регенеративным теплообменом // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2022. № 10 (751). С. 96–102. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-10-96-102. EDN: DISNZR.

11. Пластинин П. И., Щерба В. Е. Рабочие процессы объемных компрессоров со впрыском жидкости. Москва: ВИНТИ, 1996. 153 с.

12. Воропай П. И. Эффективный способ охлаждения воздуха в поршневых компрессорах // *Промышленная энергетика*. 1963. № 12. С. 24–29.

13. Слободянюк Л. И., Гогин Ю. Н. Охлаждение компрессора впрыском воды в цилиндр // *Известия вузов. Энергетика*. 1961. № 9. С. 62–66.

14. Сакун И. А. Винтовые компрессоры. Ленинград: Машиностроение, 1970. 400 с.

15. Хлумский В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы / пер. с чешского А. А. Трохина. Москва: Машиностроение, 1971. 128 с.

16. Jin Y., Guo Y., Zhang S. [et al.]. Study on the dynamic characteristics of the free piston in the ionic liquid compressor for hydrogen refueling stations by the fluid-structure interaction modeling // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2023. Vol. 48 (2). P. 25410–25422. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2023.03.202.

17. Zhou H., Dong P., Zhao S. [et al.]. Interrupted plate porous media design for ionic liquid-type liquid piston hydrogen compressor and analysis of the effect on compression efficiency // *Journal of Energy Storage*. 2022. Vol. 51 (17). 104410. DOI: 10.1016/j.est.2022.104410.

18. Shcherba V. E., Shalay V. V., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A., Tegzhanov A. S. Development and Research of Crosshead-Free Piston Hybrid Power Machine // *Machines*. 2021. Vol. 9, no. 32. P. 1–38. DOI: 10.3390/machines9020032.

19. Shcherba V. E., Tegzhanov A.-Kh. S. Mathematical model of working processes of a positive displacement piston hybrid power machine with a gas cap and two suction valves // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 58, no. 5–6. P. 388–397. DOI: 10.1007/s10556-022-01104-1.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 6637-4059

ORCID: 0000-0002-5262-008X

AuthorID (SCOPUS): 7006190048

ResearcherID: D-5093-2014

Адрес для переписки: scherba_v_e@list.ru

КУЖБАНОВ Акан Каербаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5843-8008



ORCID: 0000-0003-0565-2254

ResearcherID: p-2641-2015

Адрес для переписки: akan05@rambler.ru

ГИЛЬДЕБРАНДТ Маргарита Ивановна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 8369-6750

AuthorID (SCOPUS): 57201776013

Адрес для переписки: rita.kononova.94@mail.ru

КУДЕНЦОВ Владимир Юрьевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 3688-4590

ORCID: 0000-0002-4521-2379

AuthorID (SCOPUS): 55318654800

ResearcherID: E-6640-2014

Адрес для переписки: kvu_om@mail.ru

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

SPIN-код: 5739-0183

ORCID: 0000-0001-8945-1542

AuthorID (SCOPUS): 6602305514

Адрес для переписки: galdin_ns@sibadi.org

ГЛАДЕНКО Алексей Анатольевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5725-1730

ORCID: 0000-0002-2484-8685

AuthorID (SCOPUS): 57190854254

ResearcherID: B-4257-2017

Адрес для переписки: gladenko1961@yandex.ru

Для цитирования

Щерба В. Е., Кужбанов А. К., Гильдебрандт М. И., Куденцов В. Ю., Галдин Н. С., Гладенко А. А. Оценка рациональных затрат энергии на диспергирование жидкости в поршневых компрессорах с двухфазным рабочим телом // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 21–28. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-21-28.

Статья поступила в редакцию 25.10.2024 г.

© В. Е. Щерба, А. К. Кужбанов, М. И. Гильдебрандт,
В. Ю. Куденцов, Н. С. Галдин, А. А. Гладенко

EVALUATION OF RATIONAL ENERGY COSTS FOR LIQUID DISPERSION IN PISTON COMPRESSORS WITH A TWO-PHASE WORKING FLUID

V. E. Scherba¹, A. K. Kuzhbanov¹, M. I. Gildebrandt¹,
V. Yu. Kudentsov¹, N. S. Galdin², A. A. Gladenko¹

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

²Siberian State Automobile and Highway University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 5, 644080

The paper considers the condition of efficient operation of a piston compressor with coolant injection, which consists in the fact that the costs of its spraying and injection should be less than the gain in indicator work obtained with intensive gas cooling and the compression process approaching isothermal.

The maximum relative gain in the supplied technical work is no more than 25 % when using a coolant injection system. Therefore, to obtain an energy effect from using a cooling system, the costs of organizing it should not exceed (10–15) %.

The greatest influence on the amount of energy gain when organizing liquid injection is exerted by the average radius of coolant droplets, then by the relative amount of injected liquid.

The efficiency of liquid injection increases with an increase in the ratio of the discharge pressure to the suction pressure and with a decrease in the number of crankshaft revolutions.

Keywords: positive displacement compressor, gain in indicator work, coolant injection, injection pressure, number of revolutions, relative amount of injected liquid, average droplet radius, heat exchange.

References

1. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428. (In Russ.).
2. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutskiy I. K., Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory [Piston compressors] // Ed. by B. S. Fotina. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
3. Scherba V. E. Teoriya, raschet i konstruirovaniye porshnevnykh kompressorov ob'yemnogo deystviya [Theory, calculation and design of piston compressors of volumetric action]. 2nd ed., supplement. Moscow, 2019. 323 p. (In Russ.).
4. Shcherba V. E., Khait A., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A. Numerical Analysis of Unsteady Heat Transfer in the Chamber in the Piston Hybrid Compressor with Regenerative Heat Exchange // *Machines*. 2023. Vol. 11 (3). P. 363. DOI: 10.3390/machines11030363. (In Engl.).
5. Shcherba V. E., Khodoreva E. V., Dorofeev E. A. Methodology for Preliminary Assessment of Design Parameters of Suction Valve and Discharge Valve of a Piston Hybrid Energy Machine of Volumetric Action with Regenerative Heat Exchange // *Russian Engineering Research*. 2024. Vol. 44, no. 5. P. 639–646. DOI: 10.3103/S1068798X24700758. (In Engl.).
6. Shcherba V. E., Grigoriev A. V., Zaloznov I. P., Ovsyannikov A. Yu. Assessing the efficiency of various cooling methods for reciprocating compressors // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 57, no. 9–10. P. 756–764. DOI: 10.1007/s10556-022-01003-5. (In Engl.).
7. Shcherba V. E., Shalai V. V., Grigoryev A. V., Pavlyuchenko E. A., Ovsyannikov A. Yu. General approach for estimating the energy efficiency of cooling in positive displacement compressors // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57,

no. 7–8. P. 567–575. DOI: 10.1007/s10556-021-00977-y. EDN: CMOZRA. (In Engl.).

8. Patent 2111900 Russian Federation, IPC F04V 39/06 (2006.01), F04V 49/02 (2006.01). Sposob raboty sistemy zhidkostnogo okhlazhdeniya mashiny ob'yemnogo deystviya i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya [Method for operation of the liquid cooling system of the positive displacement machine and the device for its implementation] / Scherba V. E., Bolshtyanskiy A. P., Azyabin Z. V., Nosov E. Yu., Tegzhanov A. S. No. 2021107058. (In Russ.).

9. Khait A., Shcherba V., Nosov E. Numerical and experimental investigation of the hybrid piston compressor using the novel multi-time-scale OpenFOAM®-based model // *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 249 (5). 123448. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123448. (In Engl.).

10. Scherba V. E. Metodika otsenki vremeni raboty v kompressorom rezhime porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob'yemnogo deystviya s regenerativnym teploobmenom [Method for estimating the operating time in the compressor mode of a reciprocating hybrid power machine with regenerative heat exchange] // *Izvestiya vysshihkh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2022. No. 10 (751). P. 96–102. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-10-96-102. EDN: DISNZR. (In Russ.).

11. Plastinin P. I., Scherba V. E. Rabochiye protsessy ob'yemnykh kompressorov so vpryskom zhidkosti [Operating processes of liquid injection positive displacement compressors]. Moscow, 1996. 153 p. (In Russ.).

12. Voropay P. I. Effektivnyy sposob okhlazhdeniya vozdukh v porshnevnykh kompressorakh [Efficient method of air cooling in reciprocating compressors] // *Promyshlennaya energetika. Promyshlennaya Energetika*. 1963. No. 12. P. 24–29. (In Russ.).

13. Slobodyanyuk L. I., Gogin Yu. N. Okhlazhdeniye kompressora vpryskom vody v tsilindr [Cooling of the compressor by water injection into the cylinder] // *Izvestiya vuzov. Energetika. Izvestiya Vuzov. Energetika*. 1961. No. 9. P. 62–66. (In Russ.).

14. Sakun I. A. Vintovyye kompressory [Screw compressors]. Leningrad, 1970. 400 p. (In Russ.).

15. Khlumskiy V. Rotatsionnyye kompressory i vakuum-nasosy [Rotary compressors and vacuum pumps] / trans. from Czech A. A. Trokhina. Moscow, 1971. 128 p. (In Russ.).

16. Jin Y., Guo Y., Zhang S. [et al.]. Study on the dynamic characteristics of the free piston in the ionic liquid compressor for hydrogen refueling stations by the fluid-structure interaction modeling // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2023. Vol. 48 (2). P. 25410–25422. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2023.03.202. (In Engl.).

17. Zhou H., Dong P., Zhao S. [et al.]. Interrupted plate porous media design for ionic liquid-type liquid piston hydrogen compressor and analysis of the effect on compression efficiency // *Journal of Energy Storage*. 2022. Vol. 51 (17). 104410. DOI: 10.1016/j.est.2022.104410. (In Engl.).

18. Shcherba V. E., Shalay V. V., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A., Tegzhanov A. S. Development and Research of Crosshead-Free Piston Hybrid Power Machine // *Machines*. 2021. Vol. 9, no. 32. P. 1–38. DOI: 10.3390/machines9020032. (In Engl.).

19. Shcherba V. E., Tegzhanov A.-Kh. S. Mathematical model of working processes of a positive displacement piston hybrid power machine with a gas cap and two suction valves // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 58, no. 5–6. P. 388–397. DOI: 10.1007/s10556-022-01104-1. (In Engl.).

SCHERBA Viktor Evgenyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Hydromechanics and Machines Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 6637-4059

ORCID: 0000-0002-5262-008X

AuthorID (SCOPUS): 7006190048

ResearcherID: D-5093-2014

Correspondence address: scherba_v_e@list.ru

KUZHBANOV Akan Kayerbayevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Machines Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 5843-8008

ORCID: 0000-0003-0565-2254

ResearcherID: p-2641-2015

Correspondence address: akan05@rambler.ru

GILDEBRANDT Margarita Ivanovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 8369-6750

AuthorID (SCOPUS): 57201776013

Correspondence address: rita.kononova.94@mail.ru

KUDENTSOV Vladimir Yuryevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 3688-4590

ORCID: 0000-0002-4521-2379

AuthorID (SCOPUS): 55318654800

ResearcherID: E-6640-2014

Correspondence address: kvu_om@mail.ru

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

SPIN-code: 5739-0183

ORCID: 0000-0001-8945-1542

AuthorID (SCOPUS): 6602305514

Correspondence address: galdin_ns@sibadi.org

GLADENKO Aleksey Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 5725-1730

ORCID: 0000-0002-2484-8685

AuthorID (SCOPUS): 57190854254

ResearcherID: B-4257-2017

Correspondence address: gladenko1961@yandex.ru

For citations

Scherba V. E., Kuzhbanov A. K., Gildebrandt M. I., Kudentsov V. Yu., Galdin N. S., Gladenko A. A. Evaluation of rational energy costs for liquid dispersion in piston compressors with a two-phase working fluid // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 21–28. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-21-28.

Received October 25, 2024.

© V. E. Scherba, A. K. Kuzhbanov,

M. I. Gildebrandt, V. Yu. Kudentsov,

N. S. Galdin, A. A. Gladenko

АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА С КОМБИНИРОВАННЫМ ПРИМЕНЕНИЕМ АДИАБАТНОГО, ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО И СУБИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ

В. Л. Юша

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

Представлен термодинамический анализ процессов сжатия при интенсивном отводе тепла в предположении о возможности его реализации при показателе политропы, меньшем единицы. Предложена терминологическая классификация политропных процессов, в том числе рассмотрено понятие о субизотермическом процессе. Разработана методика определения показателя политропы субизотермического процесса при теоретическом комбинированном многоступенчатом сжатии, а также методики сравнительной оценки энергоэффективности различных вариантов теоретического комбинированного многоступенчатого сжатия и тепловой нагрузки на теплообменное оборудование. Выполнен сравнительный термодинамический анализ различных вариантов теоретического многоступенчатого сжатия при комбинированном применении адиабатных, изотермических и субизотермических ступеней. Полученные результаты позволяют предполагать, что теоретически, с точки зрения термодинамических критериев эффективности, комбинированное многоступенчатое сжатие предпочтительнее в сравнении с многоступенчатым адиабатным сжатием. Перспективы практического применения субизотермических ступеней в составе многоступенчатых компрессорных установок определяются возможностями их конструктивной реализации.

Ключевые слова: классификация политропных процессов, субизотермическое сжатие, теоретический комбинированный многоступенчатый компрессор, дожимной поршневой тихоходный длинноходовой компрессор, энергоэффективность, тепловая нагрузка на теплообменное оборудование.

Введение

Компрессорные установки (КУ) среднего и высокого давления широко применяются как в стационарных технологических системах, так и в составе мобильных и передвижных компрессорных станций (МКС) или на транспортных объектах [1–7]. В силу ряда причин такие КУ комплектуются многоступенчатыми компрессорами [8–13]. Как правило, это многоступенчатые поршневые компрессоры, однако для повышения компактности КУ в качестве ступеней низкого давления могут применяться винтовые компрессоры [1, 3, 4, 6, 7]. Повышенные требования к компактности МКУ и транспортных КУ приводят к необходимости применения форсированных рабочих режимов, характеризующихся повышенным отношением давления нагнетания к давлению всасывания в одной поршневой ступени, которое в этом случае может превышать 3,5, а в некоторых случаях достигать 5 [12]. При этом в силу габаритных ограничений теплообменные аппараты (ТА) могут оказаться недоразмеренными, что при эксплуатации в полевых условиях и при повышенной атмосферной температуре неизбежно приводит к существенному недоохлаждению газа [8–13]. Такие жёсткие температурные условия снижают энергоэффективность и производительность КУ, её надёжность и безопасность [7, 14, 15].

Решение этой проблемы при помощи контактного охлаждения сжимаемого газа путём подачи жидкости в проточную часть ступени реализуется лишь на ступенях низкого давления при использовании винтовых или других типов роторных компрессоров [6, 7, 13]. Следовательно, представляет интерес технология повышения давления газа в одной малорасходной тихоходной поршневой ступени (ДЛТПК) до средних и высоких значений, позволяющая реализовать квазиизотермический процесс сжатия за счёт высокой продолжительности рабочего цикла и интенсивного внешнего охлаждения цилиндра [16–18]; достигнутые на сегодняшний день основные результаты по этому направлению обобщены в [15].

Очевидные проблемы, связанные с обеспечением требуемого температурного режима МКС и транспортных КУ среднего и высокого давления, и уникальные возможности интенсивного охлаждения газа в ДЛТПК определяют актуальность решения задач, связанных с применением ДЛТПК в составе многоступенчатых компрессоров среднего и высокого давления. В связи с этим предметом рассмотрения этой статьи является анализ термодинамической эффективности теоретического многоступенчатого компрессора (ТМК) (соответствует терминологии, принятой в [11]) с комбинированным применением адиабатных процессов сжатия

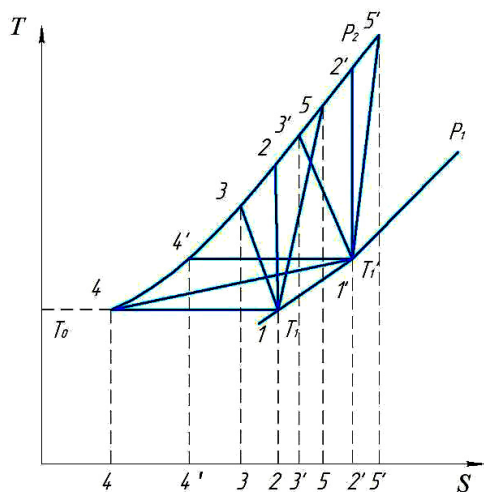


Рис. 1. К вопросу о классификации идеальных политропных процессов сжатия: адиабатные 1-2 и 1'-2' ($n = k$); политропные 1-3 и 1'-3' ($1 < n < k$); изотермические 1-4 и 1'-4' ($n = 1$); трансadiaбатные 1-5 и 1'-5' ($\infty > n > k$); субизотермический 1'-4' ($0 < n < 1$)
Fig. 1. On the issue of classification of ideal polytropic compression processes: adiabatic 1-2 and 1'-2' ($n = k$); polytropic 1-3 and 1'-3' ($1 < n < k$); isothermal 1-4 and 1'-4' ($n = 1$); transadiabatic 1-5 and 1'-5' ($\infty > n > k$); subisothermal 1'-4' ($0 < n < 1$)

и процессов сжатия с интенсивным внешним теплоотводом.

Теоретическое обоснование возможности и целесообразности реализации субизотермического процесса сжатия

При рассмотрении процессов идеального газа принято использовать так называемый показатель политропы n , который в общем случае может изменяться от 0 до ∞ , причём если $n \rightarrow 0$, то процесс стремится к изобарному; если $n \rightarrow \infty$, то процесс стремится к изохорному; при $n = 1$ процесс является изотермическим, при $n = k$ процесс является изэнтропным (адиабатным), а при $n \neq 1$ и $n \neq k$ процесс является политропным [19–21], в соответствии с чем в теории компрессоров широко применяются эти термины и понятия (рис. 1): адиабатный процесс 1–2 ($n = k$), изотермический процесс 1–4 ($n = 1$), политропные процессы 1–3 ($1 < n < k$) и 1–5 ($n > k$). При этом подразумевается, что температура начала процесса сжатия T_1 равна температуре окружающей (и, соответственно, охлаждающей) среды T_0 .

Однако в силу указанных выше причин или в связи с особенностями эксплуатационных режимов технологических систем, в состав которых входят компрессоры, температура начала процесса сжатия T_1' может существенно превышать температуру T_0 (рис. 1). Соответственно, адиабатное, изотермическое и политропное сжатие будет представлено процессами 1'–2', 1'–4', 1'–3' и 1'–5'. При этом, с учётом вновь открывшихся возможностей сжатия с интенсивным охлаждением газа в рабочей камере ДАТПК [14–18], представляется возможным предположить, что при температуре начала процесса сжатия существенно выше температуры охлаждающей среды возможна реализация процесса повышения давления с одновременным снижением температуры сжимаемого газа 1'–4 (рис. 1), то есть возможна реализация процесса сжатия при $n < 1$.

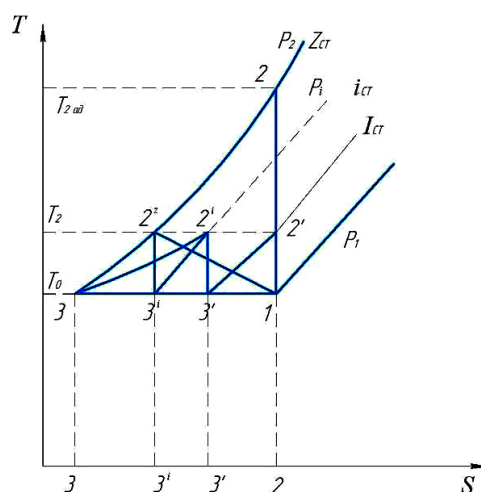


Рис. 2. К вопросу о реализации комбинированного теоретического многоступенчатого сжатия
Fig. 2. On the issue of implementing combined theoretical multi-staged compression

В этой связи для проведения дальнейшего анализа в рамках данной статьи представляется необходимым уточнить терминологическую классификацию политропных процессов (по аналогии, например, с терминологией, принятой в холодильной технике для субкритических и транскритических циклов [22–25]) следующим образом: трансadiaбатные (трансизэнтропные) политропные процессы (при $k < n < \infty$), политропные процессы (при $1 < n < k$), субизотермические политропные процессы (при $0 < n < 1$).

Рассмотрим варианты реализации ТМК с комбинированным применением адиабатных, изотермических и субизотермических процессов (рис. 2).

При давлении всасывания P_1 и низком давлении нагнетания P_2 может быть реализован одноступенчатый адиабатный процесс сжатия 1–2, при котором величина температуры нагнетания T_{2ag} не превышает допустимых значений. Однако при средних и высоких давлениях нагнетания P_2 известные требования по обеспечению безопасной величины температуры нагнетания при одноступенчатом адиабатном сжатии выполнить невозможно [15].

В некоторых случаях требования по температуре нагнетания могут быть реализованы в одной ступени при изотермическом процессе сжатия 1–3 ($n = 1$, $T_2 = T_3 = T_1$) или при политропном процессе сжатия 1–2' ($1 < n < k$, $T_2' = T_2 < T_{2ag}$). То есть при интенсивном охлаждении ступени. Поскольку винтовые и ротационные компрессорные ступени применяются главным образом при низких давлениях нагнетания, то при высоких давлениях этот вариант возможен лишь при применении ДАТПК. Однако этот тип поршневых компрессоров целесообразно применять лишь при малых производительностях [15].

В связи с вышеизложенным в подавляющем большинстве практически значимых случаев сжатие газа до средних и высоких давлений в одной ступени невозможно или нецелесообразно. И для этих целей, как отмечено выше, применяются многоступенчатые компрессоры с адиабатными или политропными ступенями сжатия [8–13].

При этом уместно отметить, что при повышении давления от ступени к ступени их описанный объём уменьшается, что позволяет рассмотреть во-

прос об актуальности частичной замены нескольких адиабатных ступеней сжатия на одну ступень ДАТПК.

Предположим, что в базовой схеме адиабатного ТМК сжатие осуществляется в Z поршневых ступенях, в каждой из которых одинаковые температуры всасывания и нагнетания, а также отношение давления нагнетания к давлению всасывания (схематизация по [8–13]). Рассмотрим некоторые альтернативные варианты комбинированной схемы ТМК (рис. 2).

Первый вариант: после сжатия в i -й адиабатной ступени газ полностью охлаждается (процесс $2^i - 3^i$) и затем в изотермической ступени сжимается до конечного давления (процесс $3^i - 3$). При этом с первой по i -ю ступени применяются X адиабатных ступеней, а после той ступени — одна изотермическая, заменяющая $(Z-X)$ последующих за i -й адиабатных ступеней.

Второй вариант: после сжатия в i -й адиабатной ступени газ не охлаждается, а сжимается в субизотермической ступени до конечного давления (процесс $2^i - 3$). По аналогии с первым вариантом здесь с первой по i -ю ступени применяются X адиабатных ступеней, а после i -й ступени — одна субизотермическая, заменяющая $(Z-X)$ последующих за i -й адиабатных ступеней. При этом варианте полностью исключается процесс межступенчатого охлаждения $2^i - 3^i$, то есть в конструктивной схеме после ступени 2^i ТА полностью отсутствует.

Поскольку в рассматриваемой задаче возможны различные варианты величин Z и X , представляет интерес анализ эффективности применения адиабатных, изотермических и субизотермических процессов в комбинированном ТМК при различном соотношении Z и X .

Для проведения сравнительного термодинамического анализа упомянутых выше вариантов комбинированного ТМК необходима методика определения показателя политропы субизотермического процесса сжатия в одной ступени ($0 < n < 1$), рассмотренная ниже.

Для ТМК с Z адиабатными ступенями в соответствии с [8–11] справедливы следующие соотношения:

$$\varepsilon_i = \varepsilon^{1/Z}, \quad (1)$$

$$\varepsilon_i = (T_H/T_{bc})^{k/(k-1)}, \quad (2)$$

тогда

$$\varepsilon^{1/Z} = (T_H/T_{bc})^{k/(k-1)}, \quad (3)$$

откуда следует, что

$$\varepsilon = (T_H/T_{bc})^{Zk/(k-1)} \quad (4)$$

или, согласно рис. 2, где $T_{hi} = T_2$ и $T_{bci} = T_1$

$$\varepsilon = (T_2/T_1)^{Zk/(k-1)}. \quad (5)$$

Для комбинированного ТМК применительно к субизотермической ступени (рис. 2) представляются корректными следующие соотношения:

$$\varepsilon^* = \varepsilon_i^{(Z-X)} = \varepsilon^{(Z-X)/Z}, \quad (6)$$

$$\varepsilon^* = (T_H/T_{bc})^{n/(n-1)}. \quad (7)$$

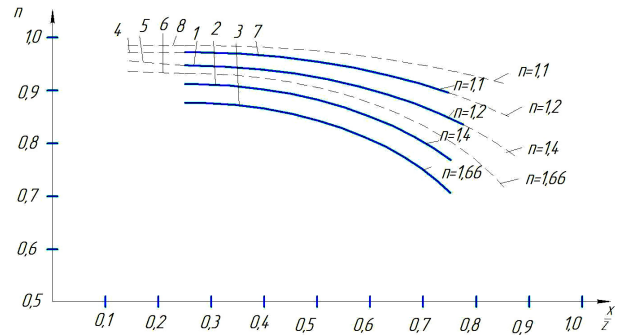


Рис. 3. Влияние соотношения X/Z и показателя адиабаты k на величину показателя политропы сжатия $n = n_{пр}$ в субизотермической ступени комбинированного ТМК: 1 — $Z = 4$, $k = 1,2$; 2 — $Z = 4$, $k = 1,4$; 3 — $Z = 4$, $k = 1,66$; 4 — $Z = 7$, $k = 1,2$; 5 — $Z = 7$, $k = 1,4$; 6 — $Z = 7$, $k = 1,66$; 7 — $Z = 4$, $k = 1,1$; 8 — $Z = 7$, $k = 1,1$

Fig. 3. Influence of the X/Z ratio and the adiabatic index k on the value of the compression polytropic index $n = n_{пр}$ in the subisothermal stage of the combined TPC: 1 — $Z = 4$, $k = 1,2$; 2 — $Z = 4$, $k = 1,4$; 3 — $Z = 4$, $k = 1,66$; 4 — $Z = 7$, $k = 1,2$; 5 — $Z = 7$, $k = 1,4$; 6 — $Z = 7$, $k = 1,66$; 7 — $Z = 4$, $k = 1,1$; 8 — $Z = 7$, $k = 1,1$

Тогда

$$\varepsilon^{(Z-X)/Z} = (T_H/T_{bc})^{n/(n-1)}, \quad (8)$$

откуда

$$\varepsilon = (T_H/T_{bc})^{Zn/[(Z-X)(n-1)]}. \quad (9)$$

В рассматриваемом случае субизотермического сжатия (рис. 1, 2) $T_H = T_1$ и $T_{bc} = T_2$, тогда выражение (9) может быть представлено в следующем виде:

$$\varepsilon = (T_1/T_2)^{Zn/[(Z-X)(n-1)]}. \quad (10)$$

Приравнивая правые части выражений (5) и (10), получаем, что

$$(T_2/T_1)^{Zk/(k-1)} = (T_1/T_2)^{Zn/[(Z-X)(n-1)]} \quad (11)$$

или

$$(T_2/T_1)^{Zk/(k-1)} = (T_2/T_1)^{Zn/[(Z-X)(n-1)]}. \quad (12)$$

Тогда

$$Zk/(k-1) = Zn/[(Z-X)(n-1)]. \quad (13)$$

Откуда получаем выражение для определения показателя политропы субизотермического процесса сжатия применительно к рассматриваемому ТМК, при котором в одной ступени при сжатии газа после X адиабатных ступеней обеспечивается снижение его температуры до температуры всасывания в первую ступень КУ:

$$n = \{1 + (k - 1)/[k(Z-X)]\}^{-1}. \quad (14)$$

Легко видеть, что при фиксированном X и при $Z \rightarrow \infty$: $n \rightarrow 1$, то есть процесс стремится к изотермическому; а при $X/Z \rightarrow 1$: $n \rightarrow 0$, то есть процесс стремится к изобарному (рис. 3). Это соответствует известным положениям термодинамики [19–21], но не позволяет делать каких-либо выводов о целесообразности реализации рассматриваемой технологии в компрессорной технике.

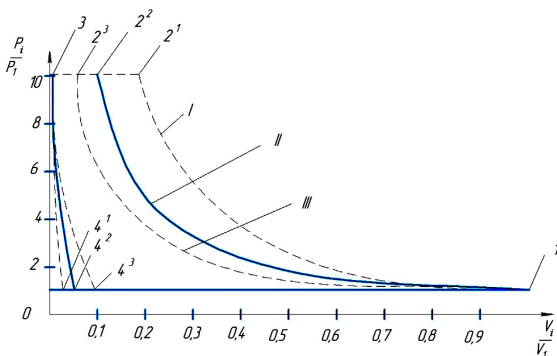


Рис. 4. Схематизированные индикаторные диаграммы при адиабатном (I), изотермическом (II) и субизотермическом (III) процессах сжатия
Fig. 4. Schematic indicator diagrams for adiabatic (I), isothermal (II) and subisothermal (III) compression processes

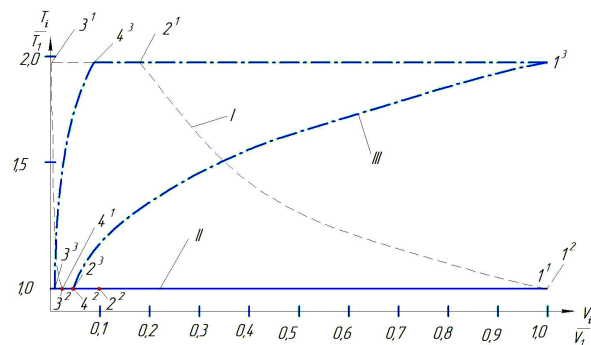


Рис. 5. Схематизированные температурные диаграммы при адиабатном (I), изотермическом (II) и субизотермическом (III) процессах сжатия
Fig. 5. Schematic temperature diagrams for adiabatic (I), isothermal (II) and subisothermal (III) compression processes

Для определения работы идеальной субизотермической ступени воспользуемся известным выражением для идеальной политропной ступени [11]:

$$L_{пол} = n(n-1) - 1(P_n V_n - P_{вс} V_{вс}) = n(n-1)^{-1} m R (T_n - T_{вс}). \quad (15)$$

Как было показано выше, при $T_n = T_1$ и $T_{вс} = T_2$ справедливо соотношение (10). Из него следует, что:

$$\varepsilon^{(Z-X)(n-1/(Zn))} = T_1/T_2, \quad (16)$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{(Z-X)(n-1/(Zn))}. \quad (17)$$

Тогда

$$L_{пол} = n(n-1)^{-1} m R T_1 (1 - \varepsilon^{(Z-X)(n-1/(Zn))}) \quad (18)$$

или

$$L_{пол} = n(1-n)^{-1} m R T_1 (\varepsilon^{(Z-X)(n-1/(Zn))} - 1). \quad (19)$$

Полученное соотношение позволяет выполнять расчёты при $0 < n < 1$.

Кроме общих особенностей субизотермических процессов, в том числе при реализации комбинированных ТМК (рис. 1, рис. 2), нельзя не отметить и особенности рабочих циклов тихоходных поршневых компрессорных ступеней с интенсивным внешним охлаждением (преимущественно ДАТПК), в которых происходит субизотермический процесс сжатия (рис. 4, рис. 5).

Анализ индикаторных диаграмм (рис. 4) показывает, что при условии равенства показателей политропы процессов сжатия и обратного расширения (в первом приближении принимаем в качестве допущения) изменение рабочего цикла соответствует общим закономерностям для схематизированных индикаторных диаграмм поршневых компрессорных ступеней: при уменьшении n индикаторная работа и действительная производительность уменьшаются [8–11]. На приведённых индикаторных диаграммах это иллюстрируется соотношением площадей $1-2^1-3-4^1-1 > 1-2^2-3-4^2-1 > 1-2^3-3-4^3-1$, пропорциональных индикаторной работе, и отрезков на оси абсцисс $1-4^1 > 1-4^2 > 1-4^3$, пропорциональных действительной производительности.

При этом температурные диаграммы существенно изменяются (рис. 5). Если при адиабатном и изо-

термическом процессах эти диаграммы вполне соответствуют известным представлениям (диаграмма $1^1-2^1-3^1-4^1-1$ при адиабатном процессе сжатия и выродившаяся в прямую линию диаграмма $1^2-2^2-3^2-4^2-1$ при изотермическом процессе сжатия), то при субизотермическом процессе сжатия температурная диаграмма становится близкой к зеркальной по отношению к диаграмме при адиабатном сжатии (диаграмма $1^3-2^3-3^3-4^3-1^3$). Соответственно, при увеличении давления в процессе сжатия 1^3-2^3 температура газа снижается, а в процессе обратного расширения 3^3-4^3 — повышается. По-видимому, такие особенности рабочего цикла поршневой компрессорной ступени могут оказывать влияние на её рабочие процессы и интегральные характеристики, однако на базе представленной в данной статье идеальной модели проведение такого анализа не представляется возможным.

Методика расчёта

Применительно к рассматриваемым вариантам реализации ТМК (рис. 2) и в соответствии с поставленной выше задачей необходимы расчётные методики для оценки энергоэффективности ТМК и тепловой нагрузки на его теплообменное оборудование.

Сравнительный анализ энергоэффективности этих вариантов может быть выполнен по следующей методике. При температуре всасывания в компрессор $T_1 = T_0$ и давлениях всасывания и нагнетания P_1 и P_2 (рис. 2) удельная работа идеального одноступенчатого и ТМК с одинаковыми ступенями при адиабатном, политропном и изотермическом процессах определяется по известным соотношениям [8–11]:

$$L_{ag1} = k(k-1)^{-1} m R T_1 (\varepsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (20)$$

$$L_{agZ} = Zk(k-1)^{-1} m R T_1 (\varepsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1), \quad (21)$$

$$L_{пол1} = n(n-1)^{-1} m R T_1 (\varepsilon^{(n-1)/n} - 1), \quad (22)$$

$$L_{полZ} = Zn(n-1)^{-1} m R T_1 (\varepsilon^{(n-1)/(Zn)} - 1), \quad (23)$$

$$L_{uz} = m R T_1 \ln \varepsilon = Z m R T_1 \ln \varepsilon^{1/Z}. \quad (24)$$

С учётом этого, а также используя полученное выражение (19) для определения удельной работы при субизотермическом процессе сжатия, запишем выражения для определения суммарной удельной

работы для комбинированного ТМК при замене $(Z-X)$ адиабатных ступеней либо на изотермическую, либо на субизотермическую ступень:

$$L_{к-из} = Xk(k-1)^{-1}mRT_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (Z-X)mRT_1\ln\epsilon^{1/Z}, \quad (25)$$

$$L_{к-пол} = Xk(k-1)^{-1}mRT_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + n(1-n)^{-1}mRT_1(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1). \quad (26)$$

Анализ вариантов замены адиабатных ступеней на политропную $(1 < n < k)$ или трансadiaбатную $(k < n < \infty)$ подробно представлен в [8], в связи с чем результаты их сравнительного анализа с приведёнными выше вариантами очевидны и дальнейшее их рассмотрение в данной статье нецелесообразно.

Величину относительной удельной мощности для каждого из рассматриваемых вариантов, приняв за базовый, одноступенчатое адиабатное сжатие можно определить следующим образом:

$$N_{agZ} = L_{agZ}/L_{ag1}; \quad N_{из} = L_{из}/L_{ag1}; \quad N_{к-из} = L_{к-из}/L_{ag1}; \quad N_{к-пол} = L_{к-пол}/L_{ag1}. \quad (27)$$

При этом из выражений (20) – (26) соотношений следует, что

$$N_{agZ} = Z(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1)/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (28)$$

$$N_{из} = (k-1)\ln\epsilon/[(\epsilon^{(k-1)/k} - 1) \cdot k], \quad (29)$$

$$N_{к-из} = [X(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-1)(Z-X)\ln\epsilon^{1/(Zk)}]/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (30)$$

$$N_{к-пол} = [X(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-1)k^{-1}n \times (1-n)^{-1}(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1)]/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1). \quad (31)$$

В ряде случаев кроме энергоэффективности КС имеет значение масса и габаритные размеры теплообменных аппаратов, входящих в состав её конструкции. Поскольку масса и размеры ТА пропорциональны их тепловой нагрузке Q [7, 26–28], представляется целесообразным провести сравнительный анализ величины Q при реализации рассмотренных выше вариантов ТМК. Для этого можно применить представленную ниже методику.

Рассмотрим такой режим работы, при котором в межступенчатых и в конечном ТА сжатый газ охлаждается полностью (рис. 2). Очевидно, что для полного охлаждения газа, сжатого в идеальном одноступенчатом адиабатном компрессоре, в ТА необходимо отвести тепловую нагрузку, определяемую следующим выражением [11, 13, 27, 28]:

$$Q = m \cdot C_p \cdot (T_H - T_{BC}). \quad (32)$$

Тогда, применительно к рассматриваемым идеальному одноступенчатому и ТМК при адиабатном сжатии, можно записать:

$$Q_{ag1} = mC_p T_1(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (33)$$

$$Q_{agZ} = ZmC_p T_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1). \quad (34)$$

При изотермическом сжатии тепловая нагрузка ТА равна работе идеальной изотермической ступени [8, 11, 19–21]:

$$Q_{из} = mRT_1\ln\epsilon. \quad (35)$$

Соответственно, тепловые нагрузки на ТА комбинированного ТМК с применением изотермической и субизотермической ступени (рис. 2) могут быть определены следующим образом:

$$Q_{к-из} = Xmc_p T_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (Z-X)mRT_1\ln\epsilon^{1/Z}, \quad (36)$$

$$Q_{к-пол} = (X-1)mc_p T_1(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-n)(k-1)^{-1} \times n(1-n)^{-1}mRT_1(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1). \quad (37)$$

Или, с учётом того, что для идеального газа справедливо соотношение $R/C_p = (k-1)/k$ [19, 21]:

$$Q_{к-из} = mc_p T_1 [X(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (Z-X)(k-1)\ln\epsilon^{1/(Zk)}], \quad (38)$$

$$Q_{к-пол} = mc_p T_1 [(X-1)(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-n) \cdot k^{-1}n(1-n)^{-1}(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1)]. \quad (39)$$

С учётом полученных выражений величину относительной тепловой нагрузки на ТА для каждого из рассматриваемых вариантов, приняв за базовый тепловую нагрузку на ТА при одноступенчатом адиабатном сжатии, можно представить в следующем виде:

$$W_{agZ} = Q_{agZ}/Q_{ag1}; \quad W_{из} = Q_{из}/Q_{ag1}; \quad W_{к-из} = Q_{к-из}/Q_{ag1}; \quad W_{к-пол} = Q_{к-пол}/Q_{ag1}. \quad (40)$$

Тогда с учётом соотношений (33)–(39) можно записать:

$$W_{agZ} = Z(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1)/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (41)$$

$$W_{из} = \ln\epsilon^{(k-1)/k}/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (42)$$

$$W_{к-из} = [X(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (Z-X)(k-1)\ln\epsilon^{1/(Zk)}]/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1), \quad (43)$$

$$W_{к-пол} = [(X-1)(\epsilon^{(k-1)/(Zk)} - 1) + (k-n)k^{-1}n(1-n)^{-1}(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1)]/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1). \quad (44)$$

При этом легко заметить, что:

$$W_{agZ} = N_{agZ}, \quad (45)$$

$$W_{из} = N_{из}, \quad (46)$$

$$W_{к-из} = XN_{agZ}/Z + (Z-X)N_{из}/Z, \quad (47)$$

$$W_{к-пол} = (X-1)N_{agZ}/Z + (k-n)k^{-1}n(1-n)^{-1}(\epsilon^{(Z-X)(1-n)/(Zn)} - 1)/(\epsilon^{(k-1)/k} - 1). \quad (48)$$

Результаты расчёта и их анализ

В общем случае, исходя из условия обеспечения безопасного температурного режима КУ [29,

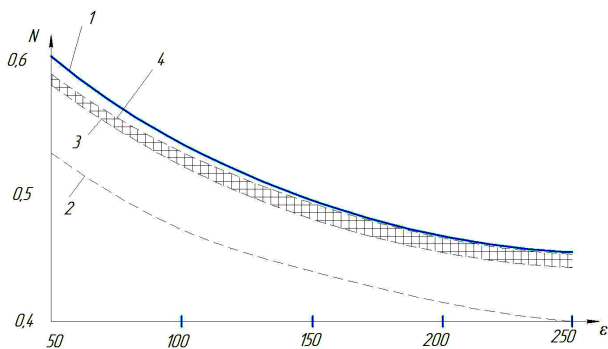


Рис. 6. Влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания на относительную энергоэффективность адиабатного ТМК (1), идеального изотермического компрессора (2), комбинированного ТМК с изотермической (3) и субизотермической (4) ступенями
Fig. 6. Influence of the ratio of discharge pressure to suction pressure on the relative energy efficiency of an adiabatic TPC (1), an ideal isothermal compressor (2), a combined TPC with isothermal (3) and subisothermal (4) stages

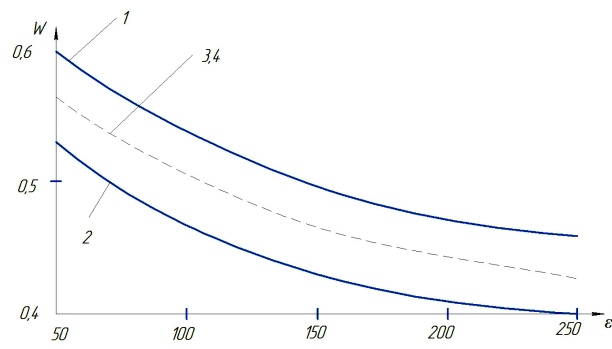


Рис. 7. Влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания на относительную тепловую нагрузку теплообменного оборудования адиабатного ТМК (1), идеального изотермического компрессора (2), комбинированного ТМК с изотермической (3) и субизотермической (4) ступенями
Fig. 7. Influence of the ratio of discharge pressure to suction pressure on the relative heat load of the heat exchange equipment of an adiabatic TPC (1), an ideal isothermal compressor (2), a combined TPC with isothermal (3) and subisothermal (4) stages

30], показатель политропы субизотермического процесса сжатия $n_{np} < n < 1$, где n_{np} определяется из выражения (14). Соответственно, при проведении расчётов целесообразно рассмотреть два граничных режима: $n = 1$ и $n = n_{np}$, предполагая возможность обобщения полученных результатов с учётом диапазона полученных результатов.

На рис. 6 представлены результаты расчётов относительной удельной мощности при замене одноступенчатого адиабатного сжатия на многоступенчатое адиабатное (кривая 1), на изотермическое сжатие (кривая 2), на комбинированное многоступенчатое сжатие при замене части ступеней на одну изотермическую (кривая 3) и на комбинированное многоступенчатое сжатие при замене части ступеней на одну субизотермическую (кривая 4). Представленные результаты показывают, что энергоэффективность комбинированного ТМК ожидаемо хуже, чем у изотермического, но лучше, чем у адиабатного ТМК. Причём применение изотермической ступени в комбинированном ТМК обеспечивает лучший результат по сравнению с субизотермической. Как было отмечено выше, применительно к реальным объектам одноступенчатое изотермическое сжатие в большинстве случаев ограничивается требованиями по габаритным размерам оборудования. В связи с этим можно ожидать, что при реализации интенсивного охлаждения ступени и обеспечении величины $n_{np} < n < 1$ применение субизотермической ступени в комбинированном ТМК с точки зрения энергоэффективности целесообразно в широком диапазоне рабочих давлений, так как прогнозная величина относительной удельной мощности находится между кривыми 3 и 4, то есть ниже относительной удельной мощности адиабатного ТМК на 2...3 % (кривая 1). Кроме того, при замене части адиабатных ступеней на одну субизотермическую снизятся потери мощности на проталкивание рабочего газа через межступенчатые коммуникации и клапаны, что является дополнительным преимуществом такого варианта.

Важно отметить, что при замене части адиабатных ступеней на одну субизотермическую могут быть улучшены и габаритные размеры КУ. Подробный сравнительный анализ массы и габаритных размеров серийных многоступенчатых поршневых компрессоров с аналогичными характеристиками

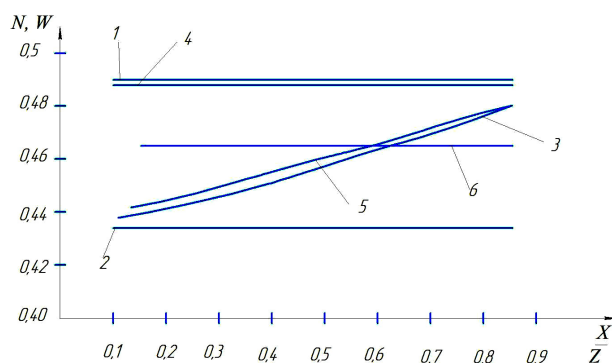


Рис. 8. Влияние соотношения X/Z при $k = 1,4$ на относительную энергоэффективность адиабатного ТМК (1), идеального изотермического компрессора (2), комбинированного ТМК с изотермической (3) и субизотермической (4) ступенями и на относительную тепловую нагрузку теплообменного оборудования адиабатного ТМК (1), идеального изотермического компрессора (2), комбинированного ТМК с изотермической (5) и субизотермической (6) ступенями
Fig. 8. Influence of the X/Z ratio at $k = 1,4$ on the relative energy efficiency of an adiabatic TPC (1), an ideal isothermal compressor (2), a combined TPC with isothermal (3) and subisothermal (4) stages and on the relative heat load of the heat exchange equipment of an adiabatic TPC (1), an ideal isothermal compressor (2), a combined TPC with isothermal (5) and subisothermal (6) stages

ДЛТМК подробно представлен в [15] и наглядно доказывает преимущество последних. Что касается массы и габаритных размеров межступенчатых и концевых ТА, входящих в состав рассматриваемых КУ, то результаты, представленные на рис. 7, показывают заметное преимущество комбинированных ТМК (кривые 3, 4) перед адиабатными ТМК (кривая 1) с точки зрения величины тепловой нагрузки на ТА и, соответственно, с точки зрения величины массы и габаритных размеров последних. Из приведённых результатов видно, что для рассмотренного варианта воздушного компрессора при $Z = 6$ и $X = 3$ тепловые нагрузки на ТА при применении изотермической и субизотермической ступеней практически совпадают, при этом они во всём рас-

Таблица 1. Условные обозначения и индексы
Table 1. Symbols and indexes

Обозначение	Наименование	Единица измерения
Условные обозначения		
КУ	Компрессорные установки	
МКС	Мобильные и передвижные компрессорные станции	
ТА	Теплообменные аппараты	
ДЛТПК	Длинноходовая тихоходная поршневая компрессорная ступень	
ТМК	Теоретический многоступенчатый компрессор	
Z	Общее количество ступеней в адиабатном ТМК	
X	Количество адиабатных ступеней в комбинированном ТМК	
ε	Отношения давления нагнетания к давлению всасывания	
L	Индикаторная работа	Дж
N	Относительная индикаторная мощность	—
Q	Тепловая нагрузка ТА	Дж
W	Относительная тепловая нагрузка ТА	—
k	Показатель адиабаты	
n	Показатель политропы	
T	Температура	К
m	Масса	кг
R	Газовая постоянная	(Дж·кг)/К
P	Давление	Па
C_p	Удельная изобарная теплоёмкость	Дж/(кг·К)
Индексы		
ag	Адиабатный	
agl	Адиабатный одноступенчатый	
agZ	Адиабатный многоступенчатый	
i	Одна из ступеней ТМК	
n	Нагнетание	
vc	Всасывание	
$пол$	Политропный	
$полZ$	Политропный многоступенчатый	
$из$	Изотермический	
$к-из$	Комбинированный ТМК с изотермической ступенью	
$к-пол$	Комбинированный ТМК с субизотермической ступенью	
$пр$	Предельное значение показателя политропы субизотермического процесса сжатия в составе рассматриваемого варианта ТМК	

смотренном диапазоне рабочих давлений примерно на 6 % ниже, чем при применении в многоступенчатой схеме одних лишь адиабатных ступеней.

Результаты, представленные на рис. 8, показывают, что энергоэффективность комбинированных ТМК и тепловая нагрузка на ТА существенно зависят от соотношения общего количества ступеней Z в базовой схеме адиабатного ТМК и количества адиабатных ступеней сжатия X в рассматриваемом комбинированном ТМК. С учётом анализа предыдущих результатов (рис. 6, 7) можно отметить, что в случае применения изотермического сжатия относительные энергозатраты и тепловая нагрузка на ТА заметно снижаются при уменьшении величины X/Z (кривые 3, 5); это снижение может достигать 10 % по сравнению с адиабатным ТМК. В случае применения субизотермического сжатия энергоэффективности комбинированных и адиабатных ТМК соизмеримы (кривые 1, 4), а тепловая нагрузка на ТА при субизотермическом сжатии ниже и практически не зависит от соотношения X/Z (кривая 6). Соответственно, реализация субизотермического сжатия при $n_{пр} < n < 1$ предпочтительна при минимальном соотношении X/Z , которое, применительно к реальным объектам, будет определяться в том числе величиной производительности КУ по условиям всасывания первой ступени.

Выводы и заключение

Таким образом, в результате выполнения теоретического анализа ТМК основными результатами настоящей статьи являются следующие. Рассмотрены процессы сжатия при интенсивном отводе тепла в предположении о возможности его реализации при показателе политропы, меньшем единицы, и предложена терминологическая классификация идеальных политропных процессов, в том числе введён термин «субизотермический» процесс сжатия. Предложена методика определения показателя политропы субизотермического процесса при комбинированном теоретическом многоступенчатом сжатии, а также методики сравнительной оценки энергоэффективности различных вариантов ТМК и тепловой нагрузки на их теплообменное оборудование. Выполнен сравнительный термодинамический анализ различных вариантов ТМК при комбинированном применении адиабатных, изотермических и субизотермических ступеней. Полученные результаты позволяют предполагать, что с точки зрения термодинамических критериев эффективности в случае невозможности применения изотермических ступеней комбинированные ТМК предпочтительнее в сравнении с адиабатными ТМК.

В то же время целесообразность и возможность практической реализации комбинированного многоступенчатого сжатия с применением субизотермических ступеней будет определяться другими технико-экономическими критериями и возможностями их конструктивной реализации [15, 31].

Список источников

- Агурин А. П. Передвижные компрессорные станции. Москва: Высшая школа, 1979. 168 с.
- Петров Л. А., Антонов О. В. Опыт эксплуатации компрессорной азотной станции при освоении нефтяных скважин // Компрессорная техника и пневматика. 2004. № 4. С. 8.
- Передвижные и переносные компрессорные станции для получения азота // Техномир. 2006. № 4. С. 42–43.
- Пластинин П. И. Передвижные компрессорные станции // Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение. Москва: 1977. Т. 1. 103 с.

5. Дмитриев В. Т. Обоснование и выбор энергосберегающих параметров функционирования шахтных компрессорных установок: дис. ... д-ра техн. наук. Екатеринбург, 2006. 227 с.
6. Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухсторонние винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование. Казань: Фэн, 2000. 638 с.
7. Юша В. А. Создание и совершенствование ступеней компрессоров объемного действия для автономных мобильных установок: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2008. 434 с.
8. Захаренко С. Е., Анисимов С. А., Дмитриевский В. А. [и др.]. Поршневые компрессоры / под ред. С. Е. Захаренко. Москва-Ленинград: Машгиз, 1961. 455 с.
9. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.
10. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластилин П. И. Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б. С. Фотина. Ленинград: Машиностроение, 1987. 372 с.
11. Пластилин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. Москва: КолосС, 2006. 456 с.
12. Пластилин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. Москва: КолосС, 2008. 711 с.
13. Берман Я. А., Маньковский О. Н., Мандр Ю. Н., Рафалович А. П. Системы охлаждения компрессорных установок. Ленинград: Машиностроение, 1984. 228 с.
14. Юша В. А. 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.
15. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшумных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2024. 325 с.
16. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng. 2015.07.333.
17. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Y. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53 (7-8). P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.
18. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L., Gromov A. Yu., Sazhin B. S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 52. P. 597–601.
19. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p.
20. Кириллин В. А., Сычёв В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 407 с.
21. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика. Москва: Мир, 1977. 518 с.
22. Богданов С. Н., Бучко Н. А., Гуйго Э. И. Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен. Москва: Агропромиздат, 1986. 320 с.
23. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскрипционных циклов диоксида углерода // Инженерный журнал:

наука и инновации. 2017. Вып. 3. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YNEUPJ.

24. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY.

25. World Guide to Transcritical CO₂ Refrigeration. Part 1. URL: <https://ingenium-company.ru/upload/world-guide-to-transcritical-co2-refrigeration-part-1.pdf> (дата обращения: 11.05.2024).

26. Юша В. А. Системы охлаждения и газораспределения объемных компрессоров: моногр. Новосибирск: Наука, 2006. 236 с. ISBN 5-02-023169-X.

27. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. Москва: Машиностроение, 1989. 366 с.

28. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. [и др.]. Теплообменные аппараты холодильных установок. Ленинград: Машиностроение, 1973. 328 с.

29. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности. «Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: приказ Ростехнадзора от 15.12.2020 г. URL: <https://hna34.ru/federalnye-normy-i-pravila-v-oblasti-promyshlennoj-bezopasnosti/246-prikaz-rostekhnadzora-15-12-2020-533.html> (дата обращения: 15.05.2024).

30. ГОСТ Р 54802 — 2011 (ИСО 13631:2002). Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые газовые агрегатированные. Технические требования (утв. приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 13 декабря 2011 г. № 1166-ст). Введ. 01.06.2013. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200098739> (дата обращения: 15.05.2024).

31. Busarov S. S., Yusha V. L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages // Chemical and Petroleum Engineering. 2021. Vol. 57 (3). P. 576–582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x.

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

Для цитирования

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

Статья поступила в редакцию 12.09.2024 г.

© В. А. Юша

ANALYSIS OF THE THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF A THEORETICAL MULTI-STAGE COMPRESSOR WITH THE COMBINED USE OF ADIABATIC, ISOTHERMAL AND SUBISOTHERMAL COMPRESSION PROCESSES

V. L. Yusha

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

A thermodynamic analysis of compression processes with intensive heat removal is presented under the assumption that it can be realized with a polytropic index less than 1. A terminological classification of polytropic processes is proposed, including the concept of a subisothermal process. A method has been developed for determining the polytropic index of a subisothermal process under theoretical combined multi-stage compression, as well as methods for comparative assessment of the energy efficiency of various options for theoretical combined multi-stage compression and the thermal load on heat exchange equipment. A comparative thermodynamic analysis of various options for theoretical multi-stage compression with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal stages has been performed. The results obtained suggest that, theoretically, from the point of view of thermodynamic efficiency criteria, combined multistage compression is preferable to multistage adiabatic compression. The prospects for the practical use of subisothermal stages as part of multi-stage compressor units are determined by the possibilities of their constructive implementation.

Keywords: classification of polytropic processes, subisothermal compression, theoretical combined multistage compressor, booster piston low-speed long stroke compressor, energy efficiency, thermal load on heat exchange equipment.

References

1. Agurin A. P. *Peredvizhnyye kompressornyye stantsii* [Mobile compressor stations]. Moscow, 1979. 168 p. (In Russ.).
2. Petrov L. A., Antonov O. V. Opyt ekspluatatsii kompressornoy azotnoy stantsii pri osvoyenii neftyanykh skvazhin [Experience of operating a nitrogen compressor station during oil well development] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2004. No. 4. P. 8. (In Russ.).
3. *Peredvizhnyye i perenosnyye kompressornyye stantsii dlya polucheniya azota* [Mobile and portable compressor stations for nitrogen production] // *Tekhnomic. Technomic*. 2006. No. 4. P. 42–43. (In Russ.).
4. Plastinin P. I. *Peredvizhnyye kompressornyye stantsii* [Mobile compressor stations] // *Nasosostroyeniye i kompressorostroyeniye. Kholodil'noye mashinostroyeniye. Nasosostroyeniye i Kompressorostroyeniye. Kholodil'noye Mashinostroyeniye*. 1977. Vol. 1. 103 p. (In Russ.).
5. Dmitriyev V. T. Obosnovaniye i vybor energosberegayushchikh parametrov funktsionirovaniya shakhtnykh kompressornykh ustanovok [Rationale and choice of energy saving parameters for operation of mine compressor units]. Ekaterinburg, 2006. 227 p. (In Russ.).
6. Khisameyev I. G., Maksimov V. A. *Dvukhrotornyye vintovyye i pryamozubyye kompressory: teoriya, raschet i proyektirovaniye* [Twin-rotor screw and spur screw compressors: theory, calculation and design]. Kazan, 2000. 638 p. (In Russ.).
7. Yusha V. L. Sozdaniye i sovershenstvovaniye stupeney kompressorov ob'yemnogo deystviya dlya avtonomnykh mobil'nykh ustanovok [Creation and improvement of volumetric compressor stages for autonomous mobile units]. Omsk, 2008. 434 p. (In Russ.).
8. Zakharenko S. E., Anisimov S. A., Dmitrevskiy V. A. [et al.]. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors] / ed. by S. E. Zakharenko. Moscow-Leningrad, 1961. 455 p. (In Russ.).
9. Frenkel M. I. *Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruksii i osnovy proyektirovaniya* [Piston compressors. Theory, structures and design fundamentals]. 3rd ed., revised and supplemented. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
10. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutskiy I. K., Plastinin P. I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors] / by ed. B. S. Fotina. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
11. Plastinin P. I. *Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet* [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. (In Russ.).
12. Plastinin P. I. *Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruksii* [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Fundamentals of design. Structures]. 3rd ed. Moscow, 2008. 711 p. (In Russ.).
13. Berman Ya. A., Mankovskiy O. N., Marr Yu. N., Rafalovich A. P. *Sistemy okhlazhdeniya kompressornykh ustanovok* [Compressor cooling systems]. Leningrad, 1984. 228 p. (In Russ.).
14. Yusha V. L. Nauchno-tekhnologicheskiye predposylki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevnykh 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. Aviatzionno-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. (In Russ.).
15. Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevnykh kompressorov srednego i

vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-flow low-speed long stroke stages]. Omsk, 2024. 325 p. (In Russ.).

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

17. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Y. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 53 (7-8). P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2. (In Engl.).

18. Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Yusha V. L., Gromov A. Yu., Sazhin B. S. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. Vol. 52. P. 597–601. (In Engl.).

19. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p. (In Engl.).

20. Kirillin V. A., Sychev V. V., Sheyndlin A. E. Tekhnicheskaya termodinamika. [Technical thermodynamics]. Moscow, 1983. 407 p. (In Russ.).

21. Ber G. D. Tekhnicheskaya termodinamika [Technical thermodynamics]. Moscow, 1977. 518 p. (In Russ.).

22. Bogdanov S. N., Buchko N. A., Guygo E. I. Teoreticheskiye osnovy khladotekhniki. Teploassoobmen [Theoretical foundations of refrigeration engineering. Heat and mass transfer]. Moscow, 1986. 320 p. (In Russ.).

23. Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Entropiyno-statisticheskiy analiz nizkotemperaturnykh transkriticheskikh tsiklov dioksida ugleroda [Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles] // *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. Engineering Journal: Science and Innovation*. 2017. Issue 3. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YHEUPJ. (In Russ.).

24. Khrekin A. S., Baranov I. V. Sravnitel'nyy analiz effektivnosti tsiklov kholodil'nykh mashin [Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles] // *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 1. P. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY. (In Russ.).

25. World Guide to Transcritical CO₂ Refrigeration. Part 1. URL: <https://ingenium-company.ru/upload/world-guide-to-transcritical-co2-refrigeration-part-1.pdf> (accessed: 11.05.2024). (In Engl.).

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

27. Bazhan P. I., Kanevets G. E., Seliverstov V. M. Spravochnik po teploobmennym apparatam [Handbook for heat exchangers]. Moscow, 1989. 366 p. (In Russ.).

28. Danilova G. N., Bogdanov S. N., Ivanov O. P. [et al.]. Teploobmennyye apparaty kholodil'nykh ustanovok [Heat exchangers in refrigeration plants]. Leningrad, 1973. 328 p. (In Russ.).

29. Federal'nyye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti. «Obshchiye pravila vzryvobezopasnosti dlya vzryvopozharoopasnykh khimicheskikh, neftekhimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv. Federal'nyye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti»: prikaz Rostekhnadzora ot 15.12.2020 g. [Federal norms and rules in the field of industrial safety. 'General rules of explosion safety for explosion and fire hazardous chemical, petrochemical and oil refining industries. Federal norms and rules in the field of industrial safety': order of Rostekhnadzor dated 15.12.2020]. URL: <https://hna34.ru/federalnye-normy-i-pravila-v-oblasti-promyshlennoj-bezopasnosti/246-prikaz-rostekhnadzora-15-12-2020-533.html> (accessed: 15.05.2024). (In Russ.).

30. GOST R 54802 — 2011 (ISO 13631:2002). Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Kompresory porshnevyye gazovyye agregirovannyye. Tekhnicheskiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Packaged reciprocating gas compressors. Technical requirements]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200098739> (accessed: 15.05.2024). (In Russ.).

31. Busarov S. S., Yusha V. L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57 (3). P. 576–582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x. (In Engl.).

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

For citations

Yusha V. L. Analysis of the thermodynamic efficiency of a theoretical multi-stage compressor with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal compression processes // *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.

Received September 12, 2024.

© V. L. Yusha

МАТЕРИАЛ НА ОСНОВЕ АЛЮМИНИЯ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ВОДОРОДНЫХ КАРТРИДЖАХ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

А. И. Низовский¹, С. В. Белькова², Л. О. Штриплинг²

¹Федеральный исследовательский центр «Институт катализа
им. Г. К. Борескова СО РАН»,
Россия, 630090, г. Новосибирск, пр. Ак. Лаврентьева, 5

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

Разработаны материалы для водородных картриджей, использующих в качестве источника водорода реакцию активированных массивных коммерческих алюминиевых сплавов с водой. В качестве исходных алюминиевых материалов может быть использован широкий ряд промышленных алюминиевых сплавов, в том числе вторичный алюминий, а также компактированная стружка. Показано, что активированные продукты стабильны в течение продолжительного времени при хранении в сухих условиях. Длительное воздействие паров воды приводит к потере реакционной способности.

Ключевые слова: автономный источник питания, алюминий, реакция алюминиевых сплавов с водой, эффект выделения водорода, водородные картриджи, топливные элементы.

Введение

Развитие инфраструктуры добычи и транспортировки углеводородов требует оснащения строящихся и действующих объектов системами контроля технологических параметров, системами наблюдения и охраны. Учитывая удаленность таких объектов, автономность их эксплуатации, возникает необходимость оснащения их автономными источниками питания небольшой мощности. Важным аспектом развития индустрии туризма является оснащение туристических групп, а также подразделений поиска и спасения надежными и компактными устройствами связи. Генераторы на углеводородном топливе имеют большие габариты и вес, что существенно усложняет их использование в условиях удаленности от баз. Аккумуляторы имеют принципиальный недостаток — необходимость периодической зарядки. Химические источники тока — батареи имеют ограниченный ресурс работы, а при их использовании в составе автономных охраняемых систем частая замена является демаскирующим фактором. Использование солнечных батарей также ограничено зависимостью от погодных условий и их большими габаритами. Таким образом, проблема создания компактных автономных источников энергообеспечения является весьма актуальной.

Теоретическая часть

Одним из решений описанной проблемы является использование источника энергии на базе топливных элементов мощностью ≤ 100 Вт. Такие источники могут быть весьма компактны и иметь размер ~ 1 дм³. Одним из типов топливных элементов является водородный топливный элемент, в котором происходит электрохимическое окисление водорода. Окислителем при этом является атмосферный кислород, продуктом окисления — чистая

вода, без включений каких-либо тяжелых металлов или органических соединений.

Важнейшим аспектом создания такого электрического устройства является разработка источника водорода, соответствующего требуемым рабочим параметрам топливного элемента. В данной работе предлагается получение водорода на месте в момент использования в требуемом количестве с помощью реакции окисления алюминия водой. Известной хорошо отработанной технологией получения водорода для наполнения метеорологических шаров-зондов является использование компактных химических реакторов, в которых реагируют высококонцентрированный раствор щелочи и алюминиевый порошок [1].

Алюминиевые сплавы разнообразных марок широко используются в различных областях машиностроения, в том числе в авиакосмической технике, судостроении, ядерной энергетике, где к ним предъявляются повышенные требования по прочности, стойкости к коррозии. Тем не менее с помощью специальных активаторов можно добиться резкого повышения их реакционной способности по отношению к воде [2–17].

Ниже приведена реакция взаимодействия алюминия с водой при нейтральном pH при комнатной температуре и атмосферном давлении, в которой выделяется чистый водород, не требующий дополнительной очистки при его использовании в топливном элементе:



Выход реакции составляет в количестве 1,24 л/г. Чистота получаемого водорода в данной реакции принципиально важна для функционирования водородного топливного элемента. Водород, получаемый из углеводородного сырья, требует специальной очистки перед его использованием.

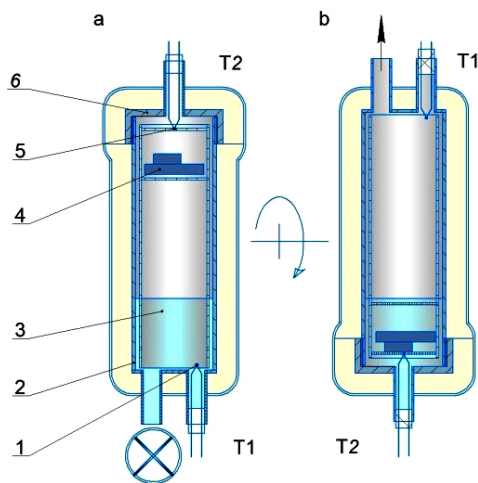


Рис. 1. Конструкция реактора для тестирования активности образцов. Реактор в положении для подготовки эксперимента (a); реактор в рабочем положении (b).

- 1 — термопара, измеряющая стартовую температуру воды; 2 — корпус реактора с теплоизоляцией; 3 — вода для реакции; 4 — тестируемый образец активированного алюминиевого сплава; 5 — термопара, измеряющая температуру реакционной среды; 6 — крышка реактора с теплоизоляцией
- Fig. 1. Reactor design for testing the activity of samples: reactor in the experimental preparation position (a); reactor in operating position (b):
- 1 — thermocouple measuring the starting temperature of the water; 2 — reactor vessel with thermal insulation; 3 — water for reaction; 4 — test sample of activated aluminum alloy; 5 — thermocouple measuring the temperature of the reaction medium; 6 — reactor cover with thermal insulation

Необходимо отметить, что такой источник водорода не требует для запуска какой-либо дополнительной электрической энергии. В случае отсутствия воды в жидком виде в зимних условиях можно использовать растопленный снег или лед.

Целью данной работы было изучение возможности создания материалов на основе конструктивных алюминиевых сплавов, позволяющих получать чистый водород в реакции с водой для его последующего использования в системе питания водородных топливных элементов.

Экспериментальная часть

Активирование образцов производилось путем обработки их поверхности жидким эвтектическим сплавом Ga-In (76 %–24 %, $T_{пл.} = 15,9^\circ\text{C}$). В качестве исходных материалов для активирования использовались промышленные конструкционные сплавы следующих марок (ГОСТ 4784–97): Д1Т, Д16Т, АМг6 и алюминий первичный А0 (ГОСТ 11069–2001). Для приготовления эвтектического сплава Ga-In использовался галлий Гл-0 (ГОСТ 12797–77*) и индий Ин00 (ГОСТ 10297–94).

Эксперименты по определению эффективности выделения водорода при взаимодействии активированных образцов с водой проводили с использованием специально разработанной установки [18].

Необходимо отметить, что реакция сильно эндотермична, измерение количества выделяемого водорода в единицу времени в данном случае является сложной задачей, поскольку меняется температура

газа, его влажность, что существенно усложняет методику. В данной работе было найдено простое и эффективное решение, которое не требовало учета параметров выделяемого водорода. В эксперименте каждые 2 секунды на цифровых весах VIBRA CJ-8200 ER измерялась масса воды, вытесненной из специальной емкости выделяющимся в процессе реакции водородом. При этом влажность водорода и его температура во время всех экспериментов становилась одинаковой, т.к. водород вытеснял воду, имеющую комнатную температуру из емкости большого объема. Растворение водорода в воде незначительно. Температура газовой среды и жидкой фазы в реакторе с помощью хромель-алюмелевых термопар также измерялась в автоматическом режиме. Объем реактора из нержавеющей стали составлял $\sim 100\text{ см}^3$, его внешняя поверхность была покрыта теплоизоляционным материалом. Конструкция реактора показана на рис. 1.

При тестировании образцов количество дистиллированной воды бралось с пятикратным избытком относительно стехиометрии реакции. Старт реакции обеспечивался переворотом реактора на 180° вокруг его горизонтальной оси, начальная температура воды была 25°C .

Результаты и обсуждение

Основная масса исследователей для получения водорода использует в качестве реагента порошкообразный алюминий. Существует мнение, что высокие скорости выделения водорода возможны только для реакции с высокодисперсным алюминием при высоких параметрах pH [19]. В настоящей работе показано, что можно получать достаточно высокие скорости выделения водорода и в случае взаимодействия массивного активированного материала с водой в нейтральной среде. Так, для некоторых образцов, как это будет показано ниже, скорость выделения водорода составила более $300\text{ мл}/(\text{г} \cdot \text{мин})$.

Реакция активированного продукта с водой сопровождается значительным тепловыделением. Первой стадией процесса при контакте образцов с водой является разрушение материала с резким увеличением реагирующей поверхности, образуются мелкие фрагменты, которые интенсивно взаимодействуют с водой. Выделение водорода происходит скачкообразно с быстрым затуханием. На рис. 2 приведены данные, характеризующие реакцию взаимодействия активированного материала А0. Литой алюминий марки А0 — материал с широким распределением размеров зерен. Как видно из кривых на рис. 2, реакцию следует разделить на 3 стадии: первая — взаимодействие с водой, сопровождающееся разрушением материала на мелкие фрагменты. Количество выделяемого водорода при этом растет относительно медленно (кривая 2), соответственно, температура газовой фазы в реакторе также меняется незначительно (кривая 3) по сравнению с температурой жидкой фазы (кривая 1). Затем происходит скачкообразный рост температуры с одновременным интенсивным выделением водорода в результате взаимодействия мелких частиц алюминия с водой. В данном случае сложно определить скорость процесса, т.к. реакция носит локальный характер, в межзеренных границах резко повышается температура, давление и pH, резко изменяется температура всего объема реакционной среды. Более корректно следует использовать для оценки количества выделяемого водорода в еди-

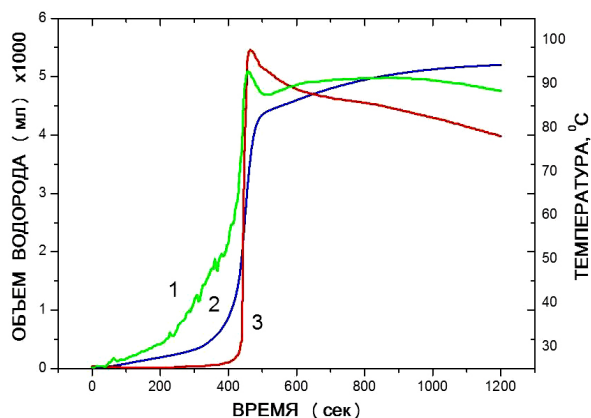


Рис. 2. Зависимости температуры в реакторе и количества выделенного водорода от времени: 1 — температура реакционной среды (активированный материал + вода); 2 — зависимость выделения водорода от времени в реакции с водой активированного материала на основе первичного алюминия А0; 3 — температура газовой фазы
Fig. 2. Dependences of the temperature in the reactor and the amount of hydrogen released on time: 1 — temperature of the reaction medium (activated material + water); 2 — dependence of hydrogen release on time in reaction with water of activated material based on primary aluminum A0; 3 — temperature of the gas phase



Рис. 3. Фотографии чайных ложек из алюминиевого сплава: 1 — исходной; 2 — после стандартной процедуры активирования Ga-In эвтектикой
Fig. 3. Photos of aluminum alloy teaspoons: 1 — the original; 2 — after the standard Ga-In activation procedure by eutectic

ницу времени термин «эффективность выделения водорода» для разных исходных материалов и при варьировании условий активирования.

Ранее было показано [20, 21], что физической основой наблюдаемого эффекта резкого роста реакционной способности в результате обработки алюминия Ga-In эвтектикой является эффект Ребиндера, связанный с зернограничной диффузией [22]. Как уже отмечалось выше, в работе использовались различные промышленные алюминиевые сплавы. Была проведена серия экспериментов по активирующей обработке готовых промышленных изделий из алюминиевых сплавов. В качестве примера приведем активирование обычной алюминиевой чайной ложки. На рис. 3 показаны фотографии ложек исходной и после стандартной процедуры активирования Ga-In эвтектикой. На рис. 4 приведена зависимость количества выделяемого водорода реакции с водой активированной ложки, реакция прошла полностью, в продуктах реакции частиц металлического алюминия не обнаружено. Обрыв кривой при достижении времени экс-

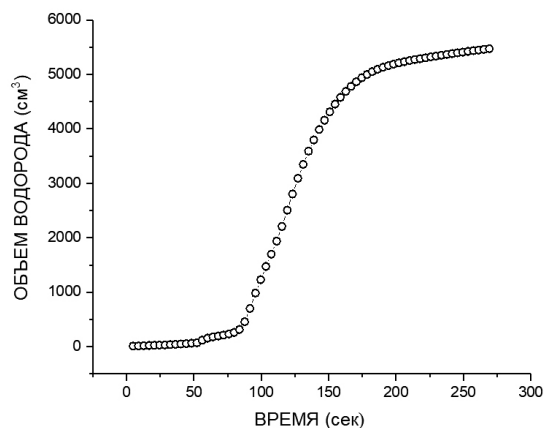


Рис. 4. Зависимость объема выделенного водорода от времени в реакции взаимодействия активированного образца (чайной ложки) с водой при стартовой температуре 20 °C
Fig. 4. Dependence of the volume of hydrogen released on the reaction time of the activated sample (teaspoon) with water at a starting temperature of 20 °C

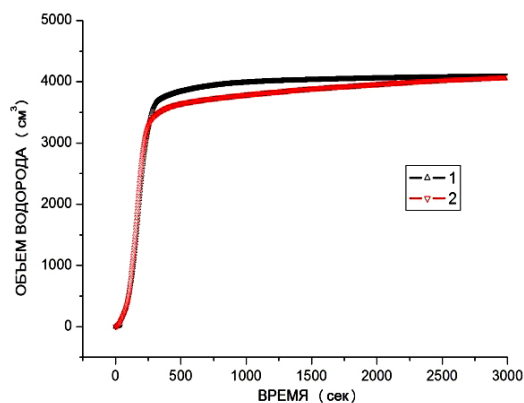


Рис. 5. Зависимости объема выделенного водорода от времени: 1 — свежеприготовленный; 2 — после хранения в течение 6 месяцев
Fig. 5. Time dependence of the volume of hydrogen released: 1 — freshly prepared; 2 — after storage for 6 months

перимента 270 сек. связан с особенностями экспериментальной установки. Как выше отмечалось, в эксперименте измерялся вес воды, вытесненной водородом. Обычно масса образцов составляла не более 20 граммов, емкость с водой вмещает 5 литров. В данном случае масса образца была существенно больше, и объема воды в емкости не хватило для контроля всего объема водорода. Необходимо отметить, что целью эксперимента не являлось детальное изучение особенностей взаимодействия данного активированного образца с водой. Важно было оценить активность образца. Как видно, ход кривой выделения водорода на рис. 4 подобен кривой на рис. 2. Таким образом, предлагаемая методика получения водорода для питания водородных топливных элементов в полевых условиях с использованием каких-либо изделий из промышленных алюминиевых сплавов вполне конкурентоспособна.

Естественно, что при исследовании любого продукта, предполагающего его дальнейшее коммерческое использование, возникает вопрос о стабильности его характеристик при хранении и выявлении



Рис. 6. Внешний вид активированного материала D16T, хранившегося в атмосферных условиях
Fig. 6. Appearance of the activated material D16T, stored in atmospheric conditions



Рис. 7. Фотография чайной ложки из алюминиевого сплава, прошедшей активирующую обработку после хранения 6 месяцев в атмосферных условиях
Fig. 7. Photo of a teaspoon made of aluminum alloy that has undergone activating treatment after storage for 6 months in atmospheric conditions

факторов, дестабилизирующих его потребительские свойства. На рис. 5 приведены данные тестирования активированного материала на основе конструкционного сплава D16T. Из приведенных кривых видно, что начальные стадии реакции как свежеприготовленного образца, так и после его хранения, существенно не отличаются. Они оба активно взаимодействуют с водой при стартовой температуре 25 °C. У кривой, соответствующей образцу после длительного хранения, при выходе реакции в финальную стадию наблюдается относительное снижение выделения водорода, тем не менее при больших временах взаимодействия (~ 3000 сек.) количество выделенного водорода становится одинаковым для обоих образцов. Важно отметить, что образец в данном случае хранился в металлической емкости с силикагелем. Минимизирование количества влаги является очень важным условием сохранения высокой активности образцов, т.к. они реагируют не только с жидкой водой, но и с ее парами. При хранении в открытой емкости в атмосферных условиях за аналогичное время активированные образцы разрушались, теряли активность, но металлическое состояние алюминия сохранялось. На рис. 6

показан внешний вид образцов, хранившихся в открытой чашке Петри при комнатных условиях. Особенностью проявления деградации является наблюдение выделения эвтектики Ga-In при их механическом разрушении при хранении. Вначале наблюдалось набухание образцов и растрескивание, затем полное разрушение с выделением капель эвтектики, как это отчетливо видно на приведенной фотографии. Важно отметить, что выделявшаяся эвтектика может быть многократно использована с помощью несложной методики очистки. Часть эвтектики в результате реакции теряется, т.к. галлий встраивается в решетку с образованием смешанных гидроксидов AlGaO_x . Индий не окисляется водой при данных параметрах реакции и возвращается в исходном металлическом состоянии.

Похожие результаты для активированного материала, полученного из алюминиевой ложки. Как уже отмечалось, эффект Ребиндера связан с зернограничной диффузией. На рис. 7. показана деградация ложки, подвергшейся активирующей обработке, в результате хранения в течение 6 месяцев в обычных атмосферных условиях. На фотографии отчетливо видно расслоение материала по межзеренным границам в результате воздействия паров воды из-за образования гидроксидов алюминия, имеющих существенно больший мольный объем, чем у металлического алюминия. Данная фотография хорошо иллюстрирует механизм взаимодействия активированного алюминия с водой. Точно так же, как и в случае паров воды, вода проникает по границам зерен с образованием водорода, который под большим давлением разрывает металл по границам зерен.

Как видно из кривой на рис. 4, в начале реакции наблюдается небольшой индукционный период, связанный с проникновением воды по границам зерен, затем небольшое увеличение скорости, связанное с разрушением материала, сопровождающееся увеличением площади реагирующей поверхности, наконец резкое увеличение скорости выделяемого водорода с выходом за небольшое время на плато.

Вывод

На основании полученных данных можно сделать вывод о пригодности продукта на основе активированного алюминия в качестве материала для автономных источников питания на базе водородных топливных элементов, использующих в качестве источника водорода реакцию металлов водой.

В качестве исходных алюминиевых материалов для получения водорода может быть использован широкий ряд промышленных алюминиевых сплавов, в том числе вторичный алюминий.

Показано, что активированные продукты стабильны в течение продолжительного времени при хранении в условиях, ограничивающих контакт с парами воды. Длительное воздействие паров воды приводит к потере реакционной способности.

Список источников

1. Belitskus D. Reaction of aluminum with sodium hydroxide solution as a source of hydrogen // Journal of the Electrochemical Society. 1970. Vol. 117, no. 8. P. 1097–1099. DOI: 10.1149/1.2407730.
2. Шейндлин А. Е., Жук А. З. Концепция алюмоводородной энергетики // Российский химический журнал. 2006. Т. 1, № 6. С. 105–108. EDN: HZYVX.

3. Шейндлин А. Е., Жук А. З. Алюмоводородная энергетика: принципы и технологии // Вестник Российской академии наук. 2010. Т. 80, № 2. С. 143–148. EDN: LOKEXR.
4. Srivastava A., Meshram A. On trending technologies of aluminium dross recycling: A review // *Process Safety and Environmental Protection*. 2023. Vol. 171. P. 38–54 DOI: 10.1016/j.psep.2023.01.010.
5. Deng Z-Y., Ferreira J. M. F., Sakka Y. Hydrogen-generation materials for portable applications // *Journal of the American Ceramic Society*. 2008. Vol. 91, no. 12. P. 3825–3834. DOI: 10.1111/j.1551-2916.2008.02800.
6. Razavi-Tousi S. S., Szpunar J. A. Effect of addition of water-soluble salts on the hydrogen generation of aluminum in reaction with hot water // *Journal of Alloys and Compounds*. 2016. Vol. 679. P. 364–374. DOI: 10.1016/j.jallcom.2016.04.038.
7. Ching-Yuan Ho. Hydrolytic reaction of waste aluminum foils for high efficiency of hydrogen generation // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. Vol. 42, no. 31. P. 19622–19628. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2017.06.104.
8. Kaur P., Verma. G. A critical assessment of aluminum-water reaction for on-site hydrogen-powered applications // *Materials Today Energy*. 2024. Vol. 40. 2024101508 DOI: 10.1016/j.mtener.2024.101508.
9. Deng-Hui X., Yu-Ping Q., Ping W. Rapid hydrogen generation from the reaction of aluminum/activated charcoal composite with alkaline solution // *Journal of Alloys and Compounds*. 2023. Vol. 947. 169611. DOI: 10.1016/j.jallcom.2023.169611.
10. Trowell K. A., Goroshin S., Frost D. L., Bergthorson J. M. The use of supercritical water for the catalyst-free oxidation of coarse aluminum for hydrogen production // *Sust. Energy Fuels*. 2020. Vol. 4, no. 11. P. 5628–5635. DOI: 10.1039/d0se00996b.
11. Kravchenko O. V., Semenenko K. N., Bulychev B. M., Kalmykov K. B. Activation of aluminum metal and its reaction with water // *Journal of Alloys and Compounds*. 2005. Vol. 397. P. 58–62. DOI: 10.1016/j.jallcom.2004.11.065.
12. Parmuzina A. V., Kravchenko O. V. Activation of aluminium metal to evolve hydrogen from water // *Int. J. Hydrogen Energy*. 2008. Vol. 33. P. 3073–3076. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2008.02.025.
13. Huang X., Gao T., Pan X. [et al.]. A review: Feasibility of hydrogen generation from the reaction between aluminum and water for fuel cell applications // *Journal of Power Sources*. 2013. Vol. 229. P. 133–140. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2012.12.016.
14. Dawood F., Anda M., Shafiullah G. M. Hydrogen production for energy: An overview // *Int. J. Hydrogen Energy*. 2020. Vol. 45. P. 3847–3869. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2019.12.059.
15. Liang G.-qiang, Liu Y., Cheni P.-fei [et al.]. Hydrogen production via hydrolysis of Aleutectic GaInSn composites // *Trans. Nonferrous Met. Soc. China*. 2023. Vol. 33. P. 2751–2760. DOI: 10.1016/S1003-6326(23)66295-8.
16. Zhu L., Zou M., Zhang X. [et al.]. Enhanced hydrogen generation performance of Al-Rich alloys by a melting-mechanical crushing-ball milling method // *Materials*. 2021. Vol. 14. 7889. DOI: 10.3390/ma14247889.
17. Wang H., Chang Y., Dong Sh. [et al.]. Investigation on hydrogen production using multicomponent aluminum alloys at mild conditions and its mechanism // *Int. J. Hydrogen Energy*. 2013. Vol. 38, no. 3. P. 1236–1243. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2012.11.034.
18. Nizovskii A. I., Kulikov A. V., Trenikhin M. V., Bukhtiyarov V. I. Material for compact hydrogen cartridges based on commercial aluminium alloys activated by Ga–In eutectics // *Catalysis for Sustainable Energy*. 2017. Vol. 4. P. 62–66. DOI: 10.1515/cse-2017-0010.
19. Zhuk A. Z., Shkolnikov E. I., Borodina T. I. [et al.]. Aluminium — water hydrogen generator for domestic and mobile application // *Applied Energy*. 2023. Vol. 334. 120693. DOI: 10.1016/j.apenergy.2023.120693.
20. Тренихин М. В., Бубнов А. В., Козлов А. Г., Низовский А. И., Дуплякин В. К. Проникновение компонентов индий-галлиевого сплава в алюминий // *Журнал физической химии*. 2006. Т. 80, № 7. С. 1262–1267. EDN: HUZPYN.
21. Тренихин М. В., Бубнов А. В., Низовский А. И., Дуплякин В. К. Взаимодействие эвтектики системы In–Ga с алюминием и его сплавами // *Неорганические материалы*. 2006. Т. 42, № 3. С. 298–303. EDN: HSWENP.
22. Rehbindler P. A., Shchukin E. D. Surface phenomena in solids during deformation and fracture processes // *Progress in Surface Science*. 1972. Vol. 3, no. 2. P. 97–104. DOI: 10.1016/0079-6816(72)90011-1.
- НИЗОВСКИЙ Александр Иванович**, кандидат химических наук, доцент (Россия), старший научный сотрудник Федерального исследовательского центра «Институт катализа им. Г. К. Борескова СО РАН», г. Новосибирск.
SPIN-код: 9234-3580
AuthorID (РИНЦ): 142637
AuthorID (SCOPUS): 9337056300
Адрес для переписки: alexniz@inbox.ru
- БЕЛЬКОВА Софья Валентиновна**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Промышленная экология и безопасность» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.
SPIN-код: 3650-6466
AuthorID (РИНЦ): 762141
AuthorID (SCOPUS): 57190973082
AuthorID (SCOPUS): 57203587299
Адрес для переписки: sofya_belkova@mail.ru
- ШТРИПЛИНГ Лев Оттович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Промышленная экология и безопасность» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 9285-8565
AuthorID (РИНЦ): 157285
ORCID: 0000-0002-2622-9108
AuthorID (SCOPUS): 56504001800
Адрес для переписки: losht59@mail.ru

Для цитирования

Низовский А. И., Белькова С. В., Штриплинг Л. О. Материал на основе алюминия для использования в водородных картриджах системы питания водородных топливных элементов // *Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 4. С. 39–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-39-45.

Статья поступила в редакцию 25.07.2024 г.
© А. И. Низовский, С. В. Белькова, Л. О. Штриплинг



ALUMINUM-BASED MATERIAL FOR USE IN HYDROGEN CARTRIDGES OF THE HYDROGEN FUEL CELL SUPPLY SYSTEM

A. I. Nizovskii¹, S. V. Belkova², L. O. Shtripling²

¹Federal Research Center «Boreskov Institute of Catalysis SB RAS»,
Russia, Novosibirsk, Ac. Lavrentieva Ave., 5, 630090

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

Materials have been developed for hydrogen cartridges using the reaction of activated massive commercial aluminum alloys with water as a hydrogen source. A wide range of industrial aluminum alloys, including secondary aluminum, as well as compacted chips, can be used as starting aluminum materials. It has been shown that activated products are stable for a long time when stored in dry conditions. Prolonged exposure to water vapor leads to loss of reactivity.

Keywords: stand-alone power supply, aluminum, reaction of aluminum alloys with water, the effect of hydrogen release, hydrogen cartridges, fuel cells.

References

1. Belitskus D. Reaction of aluminum with sodium hydroxide solution as a source of hydrogen // *Journal of the Electrochemical Society*. 1970. Vol. 117, no. 8. P. 1097–1099. DOI: 10.1149/1.2407730. (In Engl.).
2. Sheyndlin A. E., Zhuk A. Z. Kontseptsiya alyumovodorodnoy energetiki [The concept of Alum-hydrogenated energy] // *Rossiyskiy khimicheskiy zhurnal. Rossiyskiy khimicheskiy zhurnal*. 2006. Vol. L, no. 6. P. 105–108. EDN: HZYYVX. (In Russ.).
3. Sheyndlin A. E., Zhuk A. Z. Alyumovodorodnaya energetika: printsipy i tekhnologii [Aluminumhydrogen energy: principles and technologies] // *Vestnik Rossiyskoy akademii nauk. Vestnik Rossijskoj akademii nauk*. 2010. Vol. 80, no. 2. P. 143–148. EDN: LOKEXR. (In Russ.).
4. Srivastava A., Meshram A. On trending technologies of aluminium dross recycling: A review // *Process Safety and Environmental Protection*. 2023. Vol. 171. P. 38–54. DOI: 10.1016/j.psep.2023.01.010. (In Engl.).
5. Deng Z.-Y., Ferreira J. M. F., Sakka Y. Hydrogen-generation materials for portable applications // *Journal of the American Ceramic Society*. 2008. Vol. 91, no. 12. P. 3825–3834. DOI: 10.1111/j.1551-2916.2008.02800. (In Engl.).
6. Razavi-Tousi S. S., Szpunar J. A. Effect of addition of water-soluble salts on the hydrogen generation of aluminum in reaction with hot water // *Journal of Alloys and Compounds*. 2016. Vol. 679. P. 364–374. DOI: 10.1016/j.jallcom.2016.04.038. (In Engl.).
7. Ching-Yuan Ho. Hydrolytic reaction of waste aluminum foils for high efficiency of hydrogen generation // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. Vol. 42, no. 31. P. 19622–19628. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2017.06.104. (In Engl.).
8. Kaur P., Verma. G. A critical assessment of aluminum-water reaction for on-site hydrogen-powered applications // *Materials Today Energy*. 2024. Vol. 40. 2024101508. DOI: 10.1016/j.mtener.2024.101508. (In Engl.).
9. Deng-Hui X., Yu-Ping Q., Ping W. Rapid hydrogen generation from the reaction of aluminum/activated charcoal composite with alkaline solution // *Journal of Alloys and Compounds*. 2023. Vol. 947. 169611. DOI: 10.1016/j.jallcom.2023.169611. (In Engl.).
10. Trowell K. A., Goroshin S., Frost D. L., Bergthorson J. M. The use of supercritical water for the catalyst-free oxidation of coarse aluminum for hydrogen production // *Sust. Energy Fuels*. 2020. Vol. 4, no. 11. P. 5628–5635. DOI: 10.1039/d0se00996b. (In Engl.).
11. Kravchenko O. V., Semenenko K. N., Bulychev B. M., Kalmykov K. B. Activation of aluminum metal and its reaction with water // *Journal of Alloys and Compounds*. 2005. Vol. 397. P. 58–62. DOI: 10.1016/j.jallcom.2004.11.065. (In Engl.).
12. Parmuzina A. V., Kravchenko O. V. Activation of aluminium metal to evolve hydrogen from water // *Int. J. Hydrogen Energy*. 2008. Vol. 33. P. 3073–3076. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2008.02.025. (In Engl.).
13. Huang X., Gao T., Pan X. [et al.]. A review: Feasibility of hydrogen generation from the reaction between aluminum and water for fuel cell applications // *Journal of Power Sources*. 2013. Vol. 229. P. 133–140. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2012.12.016. (In Engl.).
14. Dawood F., Anda M., Shafiullah G. M. Hydrogen production for energy: An overview // *Int. J. Hydrogen Energy*. 2020. Vol. 45. P. 3847–3869. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2019.12.059. (In Engl.).
15. Liang G.-qiang, Liu Y., Cheni P.-fei [et al.]. Hydrogen production via hydrolysis of Al-eutectic GaInSn composites // *Trans. Nonferrous Met. Soc. China*. 2023. Vol. 33. P. 2751–2760. DOI: 10.1016/S1003-6326(23)66295-8. (In Engl.).
16. Zhu L., Zou M., Zhang X. [et al.]. Enhanced hydrogen generation performance of Al-Rich alloys by a melting-mechanical crushing-ball milling method // *Materials*. 2021. Vol. 14. 7889. DOI: 10.3390/ma14247889. (In Engl.).
17. Wang H., Chang Y., Dong Sh. [et al.]. Investigation on hydrogen production using multicomponent aluminum alloys at mild conditions and its mechanism // *Int. J. Hydrogen Energy*. 2013. Vol. 38, no. 3. P. 1236–1243. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2012.11.034. (In Engl.).
18. Nizovskii A. I., Kulikov A. V., Trenikhin M. V., Bukhtiyarov V. I. Material for compact hydrogen cartridges based on commercial aluminium alloys activated by Ga–In eutectics // *Catalysis for Sustainable Energy*. 2017. Vol. 4. P. 62–66. DOI: 10.1515/cse-2017-0010. (In Engl.).
19. Zhuk A. Z., Shkolnikov E. I., Borodina T. I. [et al.]. Aluminium — water hydrogen generator for domestic and mobile application // *Applied Energy*. 2023. Vol. 334. 120693. DOI: 10.1016/j.apenergy.2023.120693. (In Engl.).

20. Trenikhin M. V., Bubnov A. V., Kozlov A. G., Nizovskiy A. I., Duplyakin V. K. Proniknoveniye komponentov indiy-galliyevogo splava v alyuminiy [The penetration of indium-gallium melt components into aluminum] // Zhurnal fizicheskoy khimii. *Russian Journal of Physical Chemistry*. 2006. Vol. 80, no. 7. P. 1262–1267. EDN: HUZPYN. (In Russ.).

21. Trenikhin M. V., Bubnov A. V., Nizovskiy A. I., Duplyakin V. K. Vzaimodeystviye evtektiki sistemy In – Ga s alyuminiyem i yego splavami [Chemical interaction of the In-Ga eutectic with al and al-base alloys] // Neorganicheskiye materialy. *Inorganic Materials*. 2006. Vol. 42, no. 3. P. 298–303. EDN: HSWENP. (In Russ.).

22. Rehbinder P. A., Shchukin E. D. Surface phenomena in solids during deformation and fracture processes // Progress in Surface Science. 1972. Vol. 3, no. 2. P. 97–104. DOI: 10.1016/0079-6816(72)90011-1. (In Engl.).

NIZOVSKII Alexander Ivanovich, Candidate of Chemical Sciences, Associate Professor, Senior Researcher, Federal Research Center «Boreskov Institute of Catalysis SB RAS», Novosibirsk.

SPIN-code: 9234-3580

AuthorID (RSCI): 142637

AuthorID (SCOPUS): 9337056300

Correspondence address: alexniz@inbox.ru

BELKOVA Sofya Valentinovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of

Industrial Ecology and Safety Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 3650-6466

AuthorID (RSCI): 762141

AuthorID (SCOPUS): 57190973082

AuthorID (SCOPUS): 57203587299

Correspondence address: sofya_belkova@mail.ru

SHTRIPLING Lev Ottovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Industrial Ecology and Safety Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 9285-8565

AuthorID (RSCI): 157285

ORCID: 0000-0002-2622-9108

AuthorID (SCOPUS): 56504001800

Correspondence address: losht59@mail.ru

For citations

Nizovskii A. I., Belkova S. V., Shtripling L. O. Aluminum-based material for use in hydrogen cartridges of the hydrogen fuel cell supply system // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 39–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-39-45.

Received July 25, 2024.

© A. I. Nizovskii, S. V. Belkova,
L. O. Shtripling



ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА СИСТЕМ ЭКСТРАКОРПОРАЛЬНОЙ МЕМБРАННОЙ ОКСИГЕНАЦИИ НА ПОВРЕЖДЕНИЕ КРОВИ В НЕМ

М. С. Исаева¹, А. И. Петров¹, Е. П. Банин²

¹Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Россия, 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1

²Научно-исследовательский центр «Курчатовский институт», Россия, 123182, г. Москва, пл. Академика Курчатова, д. 1

Одной из ключевых задач при разработке насосов вспомогательного кровообращения является учет его взаимодействия с компонентами крови и их соответствующее повреждение. Традиционно в инженерной практике принято учитывать только один параметр повреждения (гемолиз или тромбоз). Однако невозможно однозначно утверждать, какой именно параметр, и при каких условиях будет наиболее опасным. Более того, в процессе эксплуатации систем вспомогательного кровообращения в зависимости от состояния пациента входящие в них насосы работают на разных режимах, что сказывается на значениях параметров повреждения крови. В рамках данного исследования проведено численное моделирование работы насоса на разных режимах (по расходу и частоте вращения ротора) и произведена оценка соответствующего изменения величин одновременно двух параметров повреждения крови: гемолиза и тромбоза. Установлено, что в зависимости от рассматриваемого параметра повреждения изменяются и наиболее опасные режимы работы: гемолиз продемонстрировал наибольшую зависимость от частоты вращения (ее увеличение в три раза привело к увеличению гемолиза в 120 раз), а тромбоз — от расхода (его уменьшение в девять раз привело к увеличению параметра тромбоза в шесть раз). Также отмечено, что вне зависимости от учитываемого параметра повреждения наибольший вклад в повреждение крови вносил отвод, однако баланс между вкладом элементов (рабочего колеса и отвода) перераспределялся в зависимости от рассматриваемого параметра повреждения. Полученные результаты продемонстрировали, что для создания безопасного насоса вспомогательного кровообращения в процессе его проектирования и оптимизации необходимо одновременно учитывать и гемолиз, и тромбоз, а также динамику эксплуатации системы.

Ключевые слова: численное моделирование, центробежный насос, гемолиз, тромбоз, режим работы, касательное напряжение, кровь.

Введение

Одной из ключевых особенностей проектирования насосов для систем экстракорпоральной мембранной оксигенации (далее — ЭКМО) является учет свойств рабочей среды — крови, в частности учет повреждения компонентов крови вследствие контакта с механическим устройством. В качестве причин такого повреждения принято рассматривать взаимодействие с чужеродной поверхностью [1–3], а также механическое воздействие со стороны насоса [4–7]. Последствия взаимодействия с чужеродной поверхностью могут быть частично уменьшены путем применения специальных биосовместимых покрытий, которые наносятся на контактирующие с кровью поверхности. Вопрос уменьшения влияния механического воздействия требует учета на этапе проектирования устройства.

Механическое воздействие со стороны насоса приводит к нефизиологическому повреждению компонентов крови и связанным с этим осложнениям [8]. Так, повреждение эритроцитов приводит к сосудистой дисфункции, повреждению сосудов,

нарушениям гемостаза, гиперкоагуляции и пр. Повреждение тромбоцитов приводит к повышению их адгезии, нарушению функции гемостаза. Повреждение фактора фон Виллебранда также снижает функцию гемостаза. Повреждение лейкоцитов нарушает работу иммунного ответа, приводит к развитию патологических и воспалительных процессов. Таким образом, в результате повреждения компонентов крови под действием механического воздействия насоса у пациентов фиксируются такие осложнения, как тромбоз, внутренние кровотечения, инфекции и пр., которые являются основными причинами смертности пациентов при использовании систем ЭКМО.

При проектировании насосов вспомогательного кровообращения учет механического воздействия на кровь зачастую сводится к оценке таких параметров, как гемолиз [9, 10] или тромбоз [11]. Чаще всего исследователи рассматривают эти явления по-отдельности, что связано с пробелами в понимании биомеханики процессов, сложностью и не идеальностью используемых математических моделей, описывающих каждое из явлений, трудоемкостью

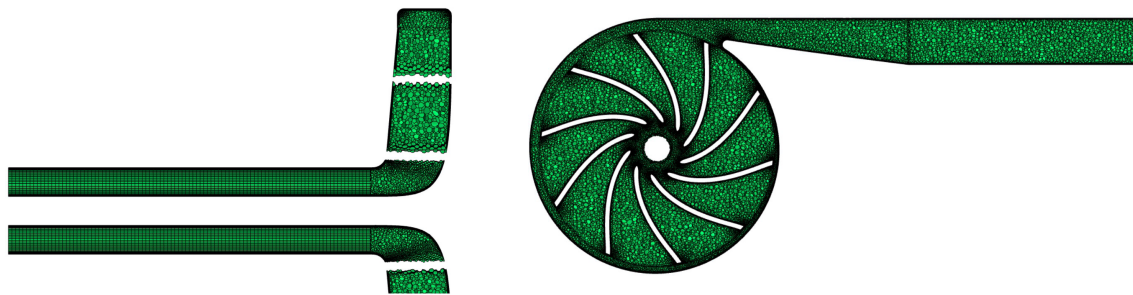


Рис. 1. Внешний вид расчетной сетки в сечениях насоса
Fig. 1. Computational grid on pump section planes

их реализации в инженерной практике, особенно на этапе оптимизации геометрии. Однако в клинической практике системы ЭКМО подвержены гемолизу и тромбозу одновременно.

Дать однозначное заключение о том, какое из этих явлений в каждом отдельном случае сопровождается наибольшими рисками для пациента, невозможно, поэтому при проектировании устройств, входящих в такие системы, следует стремиться одновременно учитывать развитие в них и гемолиза, и тромбоза.

Гемолиз — разрушение мембраны эритроцита, сопровождающееся высвобождением в плазму крови гемоглобина [12]. Причинами такого разрушения мембраны эритроцита могут выступать различные механизмы: истирание (взаимодействие со стенками), межклеточные столкновения, взаимодействие с потоком (сдвиговой механизм) и пр.

При проектировании насосов систем вспомогательного кровообращения зачастую рассматривается сдвиговой гемолиз [13], который возникает как следствие воздействия на мембрану эритроцита касательных напряжений в течение некоторого промежутка времени, все прочие механизмы принято считать менее значимыми. В литературе известны различные способы оценки величины сдвигового гемолиза численными методами [14–17], наиболее распространенным в инженерной практике является использование степенного закона, предложенного в работе [18]. Несмотря на ряд недостатков (закон получен для ламинарного течения, для течения в устройствах простой геометрии и пр.), такой подход позволяет проводить качественное сравнение вариантов между собой на этапе оптимизации геометрии и при этом является оптимальным с точки зрения его ресурсоемкости.

Тромбоз — образование и осаждение в кровеносных сосудах тромбов, замедляющих или останавливающих нормальную циркуляцию крови [19]. Формирование таких тромбов (сгустков тромбоцитов) происходит как следствие активации тромбоцитов. Причинами активации тромбоцитов могут выступать различные факторы: от молекулярного взаимодействия протеинов и ферментов плазмы крови в коагуляционном каскаде до нефизиологических условий потока. Для оценки тромбоза при проектировании насосов вспомогательного кровообращения используются различные подходы, отличающиеся в основном учитываемыми в моделях явлениями (активация тромбоцитов под действием механических факторов, химические процессы, осаждение тромбов и т.д.) [20–22].

Цель исследования. Определить влияние режима работы насоса на параметры повреждения крови в нем (гемолиз и тромбоз).

Описание математической модели

В качестве объекта исследования рассмотрен новый центробежный насос для систем ЭКМО. Насос состоит из цилиндрического входного участка, закрытого рабочего колеса и спирального отвода.

Расчетная сетка построена на основе полиэдрических элементов с дополнительным измельчением в области у твердой стенки. По результатам исследования сеточной сходимости выбрана расчетная сетка, внешний вид которой показан на рис. 1, ее объем составил ~ 3 млн ячеек.

Для описания гидродинамики потока в проточной части насоса в каждой ячейке расчетной сетки производилось решение системы дифференциальных уравнений, включающей уравнения неразрывности, уравнения сохранения количества движения и уравнения для k - w SST модели турбулентности.

В качестве рабочей жидкости рассмотрена среда, аналогичная по своим свойствам человеческой крови, т.е. неньютоновская жидкость с плотностью $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$, вязкость которой зависит от скорости сдвига. Для описания закона изменения вязкости крови использована модель Каро-Яшида [23]:

$$\mu(\dot{\gamma}) = \mu_{\infty} + (\mu_0 - \mu_{\infty}) \left[1 + (\lambda \dot{\gamma})^a \right]^{\frac{n-1}{a}},$$

где $\lambda = 1,902 \text{ с}$, $a = 1,25$, $n = 0,22$ — эмпирические константы [24];

$\mu_0 = 0,056 \text{ Па}\cdot\text{с}$ — вязкость при бесконечно малой скорости сдвига [24];

$\mu_{\infty} = 0,00345 \text{ Па}\cdot\text{с}$ — вязкость при бесконечно большой скорости сдвига [24];

$\dot{\gamma}$ — скорость сдвига.

В качестве граничных условий на входной границе было задано значение расхода, на выходной — давление на выходе. Поскольку подобные насосы работают в широком диапазоне рабочих режимов как по расходу, так и по частоте вращения, то при моделировании работа насоса рассмотрена на нескольких режимах:

— при постоянной частоте вращения $n = 2900 \text{ об/мин}$ и переменном расходе Q от 1 л/мин до 9 л/мин с шагом 1 л/мин ;

— при постоянном расходе $Q = 5 \text{ л/мин}$ и переменной частоте вращения n от 1450 об/мин до 4350 об/мин с шагом $\approx 500 \text{ об/мин}$.

Оценка гемолиза проведена с использованием индекса гемолиза, линеаризованного по времени [15]:

$$HI = C^{1/a} \cdot \tau^{\beta/a},$$

где $C = 3,62 \cdot 10^{-5}$; $\beta = 2,416$; $\alpha = 0,785$ — эмпирические константы [18];

τ — эквивалентное сдвиговое напряжение по Мизесу [25].

Оценка тромбоза проведена путем оценки концентрации активированных тромбоцитов в проточной части, приведенной к их начальной концентрации. Учитывалась активация тромбоцитов как результат воздействия механических факторов (через степенную зависимость от касательных напряжений) и химического фактора (активация за счет превышения концентрации аденозиндифосфата предельных значений) [26]:

$$PAR = A_C PN + A_M (PA + PN),$$

где A_C — химический фактор активации;

PN — концентрация неактивированных тромбоцитов;

A_M — механический фактор активации.

$$A_C = \begin{cases} \frac{ADP}{ADP_t \cdot t_{ADP}}, & |ADP \geq ADP_t, \\ 0, & |ADP < ADP_t, \end{cases}$$

где ADP — концентрация аденозиндифосфата;

$ADP_t = 2 \cdot 10^{-3}$ мол/м³ — предельное значение концентрации аденозиндифосфата;

$t_{ADP} = 1$ с — характерное время активации тромбоцита.

$$A_M = (1 - \phi_t) C^{\frac{1}{\beta}} \cdot \beta \cdot \phi_t^{\frac{\beta-1}{\beta}} \cdot \tau^{\frac{\alpha}{\beta}},$$

где $\phi_t = \frac{PA}{PA + PN}$ — содержание активированных тромбоцитов в общем объеме тромбоцитов;

$C = 1,4854 \cdot 10^{-7}$; $\beta = 1,4401$; $\alpha = 1,4854$ — эмпирические константы [20];

τ — эквивалентное сдвиговое напряжение по Мизесу [25].

В качестве начальных условий при моделировании были указаны концентрации активированных тромбоцитов $PA_{init} = 2,5 \cdot 10^{13}$ 1/м³, неактивированных тромбоцитов $PN_{init} = 47,5 \cdot 10^{13}$ 1/м³ и аденозиндифосфата $ADP_{init} = 0$ мол/м³ [20].

Поскольку уравнения математической модели, описывающей гемолиз и тромбоз, не учитывали развитие процессов во времени, то решение задачи в нестационарной постановке не привело бы к качественно иным результатам, но при этом значительно увеличило бы трудоемкость задачи, поэтому для каждого режима работы насоса мо-

делирование проведено в стационарной постановке.

Разработанная модель проводила оценку гемолиза и тромбоза с использованием подхода Эйлера, т.е. сдвиговое напряжение оценивалось через интеграл по объему всей расчетной области, а не для каждой частицы отдельно [15, 26].

Результаты моделирования

По результатам численного моделирования построены гистограммы, отражающие влияние режима работы насоса на величину индекса гемолиза и концентрации активированных тромбоцитов, показанные на рис. 2.

По данным рис. 2 можно заключить, что изменение режима работы насоса по расходу по-разному влияет на величины гемолиза и тромбоза: гемолиз остается примерно на одном уровне вне зависимости от расхода через насос (значения изменялись в среднем на 8 %), тогда как тромбоз уменьшается при увеличении расхода в среднем в шесть раз. При этом изменение режима работы по частоте вращения ротора одинаково влияет как на величину гемолиза, так и на величину тромбоза: при увеличении частоты вращения ротора они увеличиваются. Гемолиз демонстрирует более резкое изменение своей величины, чем тромбоз, при изменении частоты вращения в три раза гемолиз увеличился в 120 раз, при этом тромбоз — лишь в семь раз, что указывает на большую зависимость гемолиза от частоты вращения ротора. По абсолютной величине наибольшие значения гемолиза получены для режимов с наиболее высокой частотой вращения ротора, а наибольшие значения тромбоза — для режимов с наименьшим расходом. Следовательно, в зависимости от рассматриваемого параметра повреждения крови изменяется и наиболее опасный для пациента режим работы насоса, т.е. можно утверждать, что учет лишь одного параметра повреждения крови недостаточен для проектирования безопасного устройства.

Дополнительно рассмотрен вклад каждого из элементов насоса (рабочего колеса и отвода) в повреждение крови, показанный на рис. 3 и рис. 4.

Результаты рис. 3 и рис. 4 показали, что для рассмотренной геометрии проточной части насоса вне зависимости от режима его работы и учитываемого параметра повреждения крови наибольший вклад в ее повреждение внёс отвод. Индекс гемолиза в отводе в среднем в девять раз превосходил соответствующее значение в рабочем колесе, при этом вклад отвода и рабочего колеса в активацию тром-

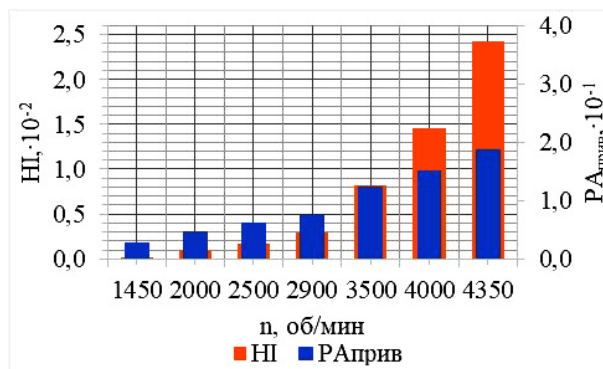
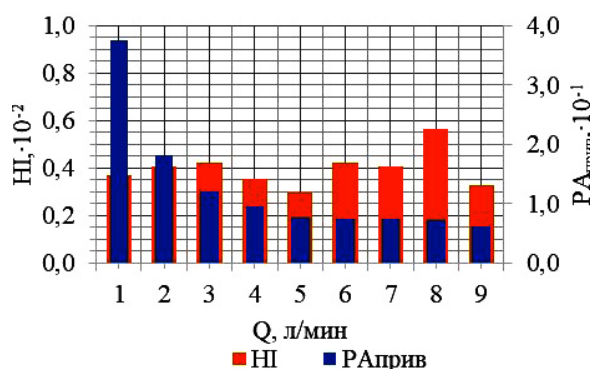


Рис. 2. Распределение HI и $PA_{прив}$ в зависимости от расхода (слева) и частоты вращения ротора (справа)
Fig. 2. Distribution of HI and $PA_{прив}$ values depending on flow rate (left) and rotational speed (right)

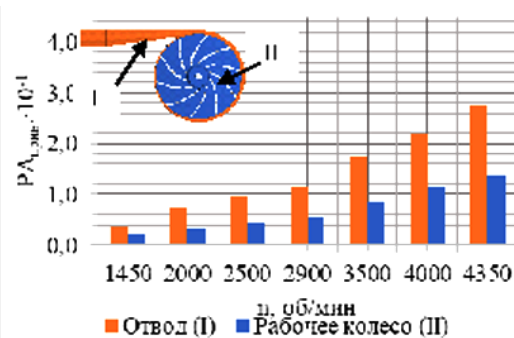
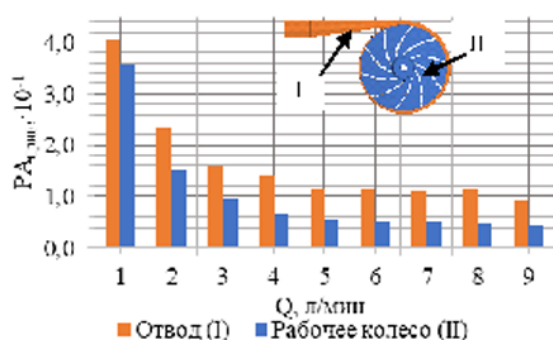


Рис. 3. Распределение $PA_{э}$ в элементах насоса в зависимости от расхода (слева) и частоты вращения ротора (справа)
Fig. 3. Distribution of $PA_{э}$ values in the pump elements depending on flow rate (left) and rotational speed (right)

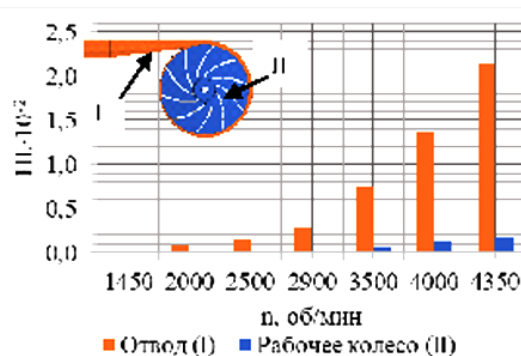
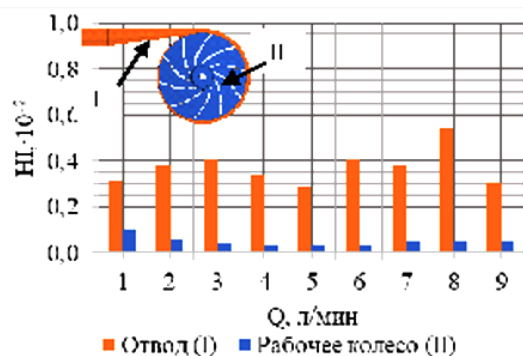


Рис. 4. Распределение HI в элементах насоса в зависимости от расхода (слева) и частоты вращения ротора (справа)
Fig. 4. Distribution of HI values in the pump elements depending on flow rate (left) and rotational speed (right)

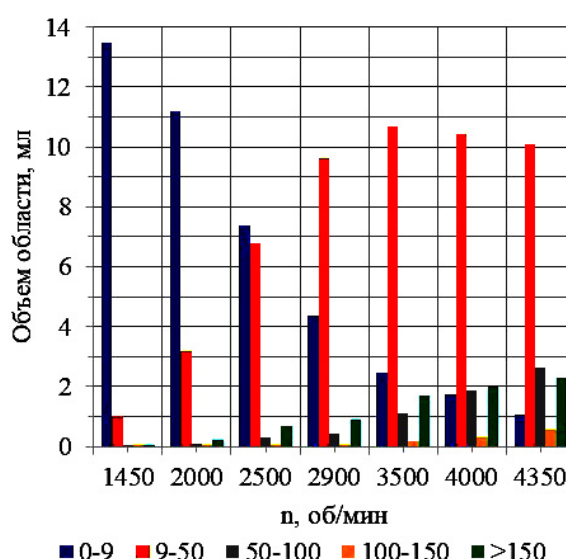
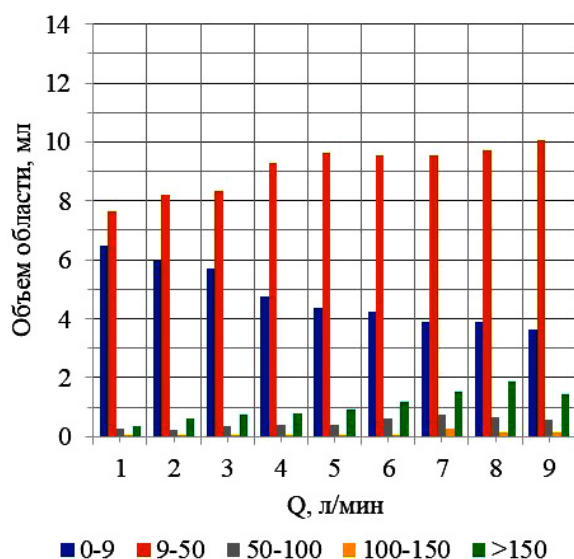


Рис. 5. Распределение объема областей, занимаемых определенным уровнем касательных напряжений, в зависимости от расхода (слева) и частоты вращения ротора (справа)
Fig. 5. Distribution of the volume of areas occupied by a certain level of shear stresses depending on flow rate (left) and rotational speed (right)

боцитов распределен более равномерно: значения для отвода превысили соответствующие значения для колеса в среднем в два раза. Таким образом, вклад элементов насоса в повреждение крови может перераспределяться в зависимости от рассматриваемого параметра повреждения, следовательно, при оптимизации отдельных элементов геометрии насоса использование только одного критерия для учета повреждения крови недостаточно.

Так как большинство моделей учета повреждения крови в пределе сводят степень повреждения к величине касательных напряжений, действующих на компоненты крови, то было рассмотрено влияние режима работы насоса на распределение уровней касательных напряжений в его проточной части, как показано на рис. 5.

Анализируя данные рис. 5, можно заключить, что в рассмотренном насосе, вне зависимости



от режима его работы, наибольший объем занимали области с касательными напряжениями, не превышающими 50 Па, при этом увеличение расхода/частоты вращения ротора приводило к уменьшению областей с касательными напряжениями до 9 Па и увеличению областей с касательными напряжениями выше 9 Па. Наиболее опасными для компонентов крови принято считать области с касательными напряжениями выше 150 Па. Увеличение расхода/частоты вращения ротора приводило к увеличению объема этих областей, причем по абсолютным величинам наиболее опасными были режимы повышенной частоты вращения.

Выводы

Анализ влияния режима работы центробежного насоса систем ЭКМО на повреждение крови в нем показал, что в зависимости от рассматриваемого параметра повреждения крови изменялся наиболее опасный режим работы насоса. Так, например, при учете повреждения крови через параметр гемолиза, наиболее опасным было изменение частоты вращения ротора — ее увеличение в три раза привело к увеличению индекса гемолиза в 120 раз. При этом при учете повреждения крови через параметр тромбоза наиболее опасным было изменение расхода через насос — его уменьшение в девять раз привело к увеличению концентрации активированных тромбоцитов в шесть раз.

С точки зрения вклада отдельных элементов рассмотренного насоса в повреждение крови в нем, наибольшее влияние вне зависимости от режима работы и параметра повреждения внёс отвод. Это может быть связано как с большими по сравнению с рабочим колесом скоростями потока в этой области (а значит, и большим касательным напряжением), так и с недостаточным согласованием геометрических параметров рабочего колеса и отвода в рассмотренном насосе. При этом баланс между вкладом каждого из элементов насоса в повреждение крови изменялся в зависимости от рассматриваемого параметра повреждения: с точки зрения гемолиза рабочее колесо не вносило практически никакого вклада в повреждение крови, при этом с точки зрения тромбоза вклады отвода и рабочего колеса были сопоставимы.

Изменение режима работы насоса как по расходу, так и по частоте вращения ротора привело к перераспределению объема областей, занимаемых касательными напряжениями разных уровней, в проточной части. Причем увеличение и расхода, и частоты вращения привело к увеличению областей с наиболее опасными напряжениями выше 150 Па.

Таким образом, по результатам проведенного исследования можно однозначно заключить, что при разработке насосов систем вспомогательного кровообращения необходимо одновременно учитывать и гемолиз, и тромбоз. Учет только одного критерия недостаточен для создания безопасного медицинского устройства. При этом необходимо учитывать и динамику эксплуатации системы, т.е. включать в рассмотрение предполагаемые изменения в рабочих режимах.

Следует отметить, что в рамках исследования учет тромбоза проведен только через учет изменения концентрации активированных тромбоцитов. На практике активация тромбоцитов не обязательно приводит к тромбозу, для более точной оценки

рисков тромбоза в контуре следует учитывать процесс последующего формирования сгустка из активированных тромбоцитов, его рост и осаждение. На данный момент учет таких явлений осложняется отсутствием в научном сообществе однозначного понимания биомеханики этих процессов и отсутствием математической модели, описывающей каждое из этих явлений, которая могла бы быть применена не только в рамках углубленного изучения биомеханики крови, но и в инженерной практике при проектировании медицинских устройств.

Благодарности

Исследование и подготовка публикации проведены при частичной финансовой поддержке Госзадания Научно-исследовательского центра «Курчатовский институт» в части проведения математического моделирования и оценки гемолиза и тромбоза.

Список источников

1. Nandakumar D., Bendavid A., Martin P. J. [et al.]. Fabrication of Semiorordered Nanopatterned Diamond-like Carbon and Titania Films for Blood Contacting Applications // *ACS Applied Materials & Interfaces*. 2016. Vol. 8 (11). P. 6802–6810. DOI: 10.1021/acsami.5b11614.
2. Gorbet M. B., Sefton M. V. Biomaterial-associated thrombosis: roles of coagulation factors, complement, platelets and leukocytes // *Biomaterials*. 2004. Vol. 25 (26). P. 5681–5703. DOI: 10.1016/j.biomaterials.2004.01.023.
3. Gorbet M., Sperling C., Maitz M. F. [et al.]. The blood compatibility challenge. Part 3: Material associated activation of blood cascades and cells // *Acta Biomater*. 2019. Vol. 94 (1). P. 25–32. DOI: 10.1016/j.actbio.2019.06.020.
4. Mei X., Lu B., Wu P., Zhang L. In vitro study of red blood cell and VWF damage in mechanical circulatory support devices based on blood-shearing platform // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part H. Journal of Engineering in Medicine*. 2022 Vol. 236 (6). P. 860–866. DOI: 10.1177/09544119221088420.
5. Nakahara T., Yoshida F. Mechanical effects on rates of hemolysis // *J Biomed Mater Res*. 1986. Vol. 20 (3). P. 363–374. DOI: 10.1002/jbm.820200308.
6. Yen J. H., Chen S. F., Chern M. K., Lu P. C. The effect of turbulent viscous shear stress on red blood cell hemolysis // *International Journal of Artificial Organs*. 2014. Vol. 17 (2). P. 178–185. DOI: 10.1007/s10047-014-0755-3.
7. Chan C. H. H., Simmonds M. J., Fraser K. H. Discrete responses of erythrocytes, platelets, and von Willebrand factor to shear // *Journal of Biomechanics*. 2022. Vol. 130. 110898. DOI: 10.1016/j.jbiomech.2021.110898.
8. Chen Z., Sun A., Wang H. Non-physiological shear stress-induced blood damage in ventricular assist device // *Medicine in Novel Technology and Devices*. 2019. Vol. 3. 100024. DOI: 10.1016/j.medntd.2019.100024.
9. Köhne I. Haemolysis induced by mechanical circulatory support devices: unsolved problems // *Perfusion*. 2020. Vol. 35 (6). P. 474–483. DOI: 10.1177/0267659120931307.
10. Боярский Г. Г. Разработка метода проектирования микронасосов для систем поддержки кровообращения: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2022. 125 с.
11. Stulak J. M., Sharma S., Maltais S. Management of pump thrombosis in patients with left ventricular assist devices // *American Journal of Cardiovascular Drugs*. 2015. Vol. 15 (2). P. 89–94. DOI: 10.1007/s40256-014-0102-3. PMID: 25567787.
12. Najeau Y., Dresch C. Physiologie de l'hémolyse // *Revue du Praticien*. 1965. Vol. 15 (23). P. 2989–2994.

13. Левтов В. А., Регидер С. А., Шадрина Н. Х. Реология крови. Москва: Медицина, 1982. 269 с.
14. Baldwin A. C. W. [et al.]. Nonidentical Continuous-Flow Devices for Biventricular Support // *Texas Heart Institute Journal*. 2017. № 2 (44). P. 141 – 143. DOI: 10.14503/THIJ-16-5878.
15. Garon A., Farinas M. I. Fast three-dimensional numerical hemolysis approximation // *Artificial Organs*. 2004. Vol. 28 (11). P. 1016 – 1025. DOI: 10.1111/j.1525-1594.2004.00026.x.
16. Mantegazza A., Tobin N., Manning K. B., Craven B. A. Examining the universality of the hemolysis power law model from simulations of the FDA nozzle using calibrated model coefficients // *Biomech Model Mechanobiol*. 2023. Vol. 22 (2). P. 433 – 451. DOI: 10.1007/s10237-022-01655-5.
17. Gu L., Smith W. Evaluation of computational models for hemolysis estimation // *ASAIO Journal*. 2005. Vol. 51 (3). P. 202 – 207. DOI: 10.1097/01.MAT.0000161939.29905.93.
18. Giersiepen M., Wurzinger L. J., Opitz R., Reul H. Estimation of shear stress-related blood damage in heart valve prostheses--in vitro comparison of 25 aortic valves // *International Journal of Artificial Organs*. 1990. Vol. 13 (5). P. 300 – 306.
19. Asakura H. [Pathophysiology and classification of thrombosis] // *Nihon Rinsho. Japanese Journal of Clinical Medicine*. 2014. Vol. 72 (7). P. 1184 – 1190.
20. Taylor J. O., Meyer R. S., Deutsch S., Manning K. B. Development of a computational model for macroscopic predictions of device-induced thrombosis // *Biomech Model Mechanobiol*. 2016. Vol. 15 (6). P. 1713 – 1731. DOI: 10.1007/s10237-016-0793-2.
21. Wenyu J., Huanbao L., Ping N. [et al.]. Design and preparation of an artificial vascular scaffold with internal surface modification // *Artificial Organs*. 2024. Vol. 48. DOI: 10.1111/aor.14707.
22. Dai W. F., Wu P., Liu G. M. A two-phase flow approach for modeling blood stasis and estimating the thrombosis potential of a ventricular assist device // *International Journal of Artificial Organs*. 2021. Vol. 44 (7). P. 471 – 480. DOI: 10.1177/0391398820975405.
23. Boyd J., Buick J. M., Green S. Analysis of the Casson and Carreau-Yasuda non-Newtonian blood models in steady and oscillatory flows using the lattice Boltzmann method // *Physics of Fluids (1994-present)*. 2007. Vol. 19, № 9. P. 093103. DOI: 10.1063/1.2772250.
24. Bird R. B., Armstrong R. C., Hassager O. Dynamics of polymeric liquids. In 2 vols. Vol. 1. Fluid mechanics. 2nd ed. United States, 1987. 672 p.
25. Bludszuweit C. Model for a general mechanical blood damage prediction // *Artificial Organs*. 1995. Vol. 19 (7). P. 583-589. DOI: 10.1111/j.1525-1594.1995.tb02385.x.
26. Blum C., Gross-Hardt S., Steinseifer U., Neidlin M. An Accelerated Thrombosis Model for Computational Fluid Dynamics Simulations in Rotary Blood Pumps // *Cardiovascular Engineering and Technology*. 2022. Vol. 13. DOI: 10.1007/s13239-021-00606-y.
- ИСАЕВА Мария Сергеевна**, младший научный сотрудник НИИ ЭМ 3.4 Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет) (МГТУ имени Н. Э. Баумана), г. Москва.
SPIN-код: 5727-7427
ORCID: 0000-0001-5954-2320
Адрес для переписки: mariya.kuleshova.92@gmail.com
- ПЕТРОВ Алексей Игоревич**, кандидат технических наук, доцент кафедры Э 10 «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» МГТУ имени Н. Э. Баумана, г. Москва.
SPIN-код: 7172-0320
ORCID: 0000-0001-8048-8170
Адрес для переписки: alexeypetrov@bmstu.ru
- БАНИН Евгений Петрович**, кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории полимерных материалов Курчатовского комплекса НБИКС-технологий Научно-исследовательского центра «Курчатовский институт», г. Москва.
SPIN-код: 4142-2918
ORCID: 0000-0002-7006-2990
Адрес для переписки: evgbanin@gmail.com

Для цитирования

Исаева М. С., Петров А. И., Банин Е. П. Влияние режима работы центробежного насоса систем экстракорпоральной мембранной оксигенации на повреждение крови в нем // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 46 – 53. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-46-53.

Статья поступила в редакцию 06.09.2024 г.
© М. С. Исаева, А. И. Петров, Е. П. Банин



INFLUENCE OF THE EXTRACORPOREAL MEMBRANE OXYGENATION SYSTEM CENTRIFUGAL PUMP OPERATION MODE ON BLOOD DAMAGE

M. S. Isaeva¹, A. I. Petrov¹, Ye. P. Banin²

¹Bauman Moscow State Technical University,
Russia, Moscow, 2nd Baumanskaya St., 5, bld. 1, 105005

²National Research Center «Kurchatov Institute»,
Russia, Moscow, Akademika Kurchatova Squ., 1, 123182

One of the key tasks in the development of mechanical circulatory support pump is to take into account its interaction with blood components and their corresponding damage. Within the framework of this study, numerical modeling of the pump operation in different modes is carried out and an assessment of the corresponding change in the values of hemolysis and thrombosis is made. It is found that the most dangerous operating modes also change depending on the parameter under consideration: hemolysis demonstrated the greatest dependence on rotation rate, thrombosis — on flow rate. It is also noted that regardless of the damage parameter taken into account, the greatest contribution to blood damage is made by volute, but the balance between the contribution of the pump elements vary depending on the damage parameter under consideration. The obtained results demonstrate that in order to create a safe mechanical circulatory support pump, during its design and optimization process it is necessary to take into account both hemolysis and thrombosis, as well as the dynamics of system operation.

Keywords: CFD, centrifugal pump, hemolysis, thrombosis, operation mode, shear stress, blood.

Acknowledgments

The research was partially supported by National Research Center «Kurchatov Institute» in terms of assessment of hemolysis and thrombosis.

References

1. Nandakumar D., Bendavid A., Martin P. J. [et al.]. Fabrication of Semiordeed Nanopatterned Diamond-like Carbon and Titania Films for Blood Contacting Applications // *ACS Applied Materials & Interfaces*. 2016. Vol. 8 (11). P. 6802–6810. DOI: 10.1021/acsami.5b11614. (In Engl.).
2. Gorbet M. B., Sefton M. V. Biomaterial-associated thrombosis: roles of coagulation factors, complement, platelets and leukocytes // *Biomaterials*. 2004. Vol. 25 (26). P. 5681–5703. DOI: 10.1016/j.biomaterials.2004.01.023. (In Engl.).
3. Gorbet M., Sperling C., Maitz M. F. [et al.]. The blood compatibility challenge. Part 3: Material associated activation of blood cascades and cells // *Acta Biomater*. 2019. Vol. 94 (1). P. 25–32. DOI: 10.1016/j.actbio.2019.06.020. (In Engl.).
4. Mei X., Lu B., Wu P., Zhang L. In vitro study of red blood cell and VWF damage in mechanical circulatory support devices based on blood-shearing platform // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part H. Journal of Engineering in Medicine*. 2022 Vol. 236 (6). P. 860–866. DOI: 10.1177/09544119221088420. (In Engl.).
5. Nakahara T., Yoshida F. Mechanical effects on rates of hemolysis // *J Biomed Mater Res*. 1986. Vol. 20 (3). P. 363–374. DOI: 10.1002/jbm.820200308. (In Engl.).
6. Yen J. H., Chen S. F., Chern M. K., Lu P. C. The effect of turbulent viscous shear stress on red blood cell hemolysis // *International Journal of Artificial Organs*. 2014. Vol. 17 (2). P. 178–185. DOI: 10.1007/s10047-014-0755-3. (In Engl.).

7. Chan C. H. H., Simmonds M. J., Fraser K. H. Discrete responses of erythrocytes, platelets, and von Willebrand factor to shear // *Journal of Biomechanics*. 2022. Vol. 130. 110898. DOI: 10.1016/j.jbiomech.2021.110898. (In Engl.).
8. Chen Z., Sun A., Wang H. Non-physiological shear stress-induced blood damage in ventricular assist device // *Medicine in Novel Technology and Devices*. 2019. Vol. 3. 100024. DOI: 10.1016/j.medntd.2019.100024. (In Engl.).
9. Köhne I. Haemolysis induced by mechanical circulatory support devices: unsolved problems // *Perfusion*. 2020. Vol. 35 (6). P. 474–483. DOI: 10.1177/0267659120931307. (In Engl.).
10. Boyarsky G. G. Razrabotka metoda proyektirovaniya mikronasosov dlya sistem podderzhki krovoobrashcheniya [Development of a design method for micropumps for circulatory support systems]. Moscow, 2022. 125 p. (In Russ.).
11. Stulak J. M., Sharma S., Maltais S. Management of pump thrombosis in patients with left ventricular assist devices // *American Journal of Cardiovascular Drugs*. 2015. Vol. 15 (2). P. 89–94. DOI: 10.1007/s40256-014-0102-3. PMID: 25567787. (In Engl.).
12. Najean Y., Dresch C. Physiologie de l'hémolyse [Physiology of hemolysis] // *Revue du Praticien*. 1965. Vol. 15 (23). P. 2989–2994. (In Fr.).
13. Levitov V. A., Regider S. A., Shadrina N. Kh. Reologiya krov [Blood rheology]. Moscow, 1982. 269 p. (In Russ.).
14. Baldwin A. C. W. [et al.]. Nonidentical Continuous-Flow Devices for Biventricular Support // *Texas Heart Institute Journal*. 2017. No. 2 (44). P. 141–143. DOI: 10.14503/THIJ-16-5878. (In Engl.).
15. Garon A., Farinas M. I. Fast three-dimensional numerical hemolysis approximation // *Artificial Organs*. 2004. Vol. 28 (11). P. 1016–1025. DOI: 10.1111/j.1525-1594.2004.00026.x. (In Engl.).
16. Mantegazza A., Tobin N., Manning K. B., Craven B. A. Examining the universality of the hemolysis power law model from simulations of the FDA nozzle using calibrated model coefficients //

Biomech Model Mechanobiol. 2023. Vol. 22 (2). P. 433–451. DOI: 10.1007/s10237-022-01655-5. (In Engl.).

17. Gu L., Smith W. Evaluation of computational models for hemolysis estimation // ASAIO Journal. 2005. Vol. 51 (3). P. 202–207. DOI: 10.1097/01.MAT.0000161939.29905.93. (In Engl.).

18. Giersiepen M., Wurzinger L. J., Opitz R., Reul H. Estimation of shear stress-related blood damage in heart valve prostheses—in vitro comparison of 25 aortic valves // International Journal of Artificial Organs. 1990. Vol. 13 (5). P. 300–306. (In Engl.).

19. Asakura H. Pathophysiology and classification of thrombosis // Nihon Rinsho. Japanese Journal of Clinical Medicine. 2014. Vol. 72 (7). P. 1184–1190. (In Engl.).

20. Taylor J. O., Meyer R. S., Deutsch S., Manning K. B. Development of a computational model for macroscopic predictions of device-induced thrombosis // Biomech Model Mechanobiol. 2016. Vol. 15 (6). P. 1713–1731. DOI: 10.1007/s10237-016-0793-2. (In Engl.).

21. Wenyu J., Huanbao L., Ping N. [et al.]. Design and preparation of an artificial vascular scaffold with internal surface modification // Artificial Organs. 2024. Vol. 48. DOI: 10.1111/aor.14707. (In Engl.).

22. Dai W. F., Wu P., Liu G. M. A two-phase flow approach for modeling blood stasis and estimating the thrombosis potential of a ventricular assist device // International Journal of Artificial Organs. 2021. Vol. 44 (7). P. 471–480. DOI: 10.1177/0391398820975405. (In Engl.).

23. Boyd J., Buick J. M., Green S. Analysis of the Casson and Carreau-Yasuda non-Newtonian blood models in steady and oscillatory flows using the lattice Boltzmann method // Physics of Fluids (1994-present). 2007. Vol. 19, no. 9. P. 093103. DOI: 10.1063/1.2772250. (In Engl.).

24. Bird R. B., Armstrong R. C., Hassager O. Dynamics of polymeric liquids. In 2 vols. Vol. 1. Fluid mechanics. 2nd ed. United States, 1987. 672 p. (In Engl.).

25. Bludszuweit C. Model for a general mechanical blood damage prediction // Artificial Organs. 1995. Vol. 19 (7). P. 583–589. DOI: 10.1111/j.1525-1594.1995.tb02385.x. (In Engl.).

26. Blum C., Gross-Hardt S., Steinseifer U., Neidlin M. An Accelerated Thrombosis Model for Computational Fluid

Dynamics Simulations in Rotary Blood Pumps // Cardiovascular Engineering and Technology. 2022. Vol. 13. DOI: 10.1007/s13239-021-00606-y. (In Engl.).

ISAEVA Mariya Sergeyevna, Research Fellow of Scientific Research Institute EM 3.4, Bauman Moscow State Technical University (BMSTU), Moscow.

SPIN-code: 5727-7427

ORCID: 0000-0001-5954-2320

Correspondence address: mariya.kuleshova.92@gmail.com

PETROV Aleksey Igorevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of E 10 Hydromechanics, Hydraulic Machines and Hydropneumatic Automation Department, BMSTU, Moscow.

SPIN-code: 7172-0320

ORCID: 0000-0001-8048-8170

Correspondence address: alexeypetrov@bmstu.ru

BANIN Yevgeniy Petrovich, Candidate of Technical Sciences, Researcher of Polymer Materials Laboratory of the Kurchatov complex of NBICS Technologies, National Research Center «Kurchatov Institute», Moscow.

SPIN-code: 4142-2918

ORCID: 0000-0002-7006-2990

Correspondence address: evgbanin@gmail.com

For citations

Isaeva M. S., Petrov A. I., Banin Ye. P. Influence of the extracorporeal membrane oxygenation system centrifugal pump operation mode on blood damage // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 46–53. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-46-53.

Received September 06, 2024.

© M. S. Isaeva, A. I. Petrov, Ye. P. Banin



ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ АДСОРБЦИОННОГО ФИЛЬТРА С КОРОТКИМ ДИФфуЗОРОМ НА БАЗЕ ИНЖЕНЕРНОЙ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА

А. С. Корнеева, Н. Ю. Филькин

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

В данной работе рассматриваются адсорбционные фильтры с коротким диффузором, используемые для удаления загрязняющих веществ из парогазовых смесей. Описывается процесс проектирования проточной части таких фильтров, который включает этапы определения параметров слоя адсорбента, моделирования газодинамических процессов с использованием численных методов, в программах ANSYS CFX, и анализа полученных результатов. Проведенные численные исследования охватывают различные варианты засыпки адсорбента, включая профилирование слоя и использование адсорбента с различной пористостью. Это позволяет выявить влияние указанных факторов на аэродинамическое сопротивление и эффективность работы фильтра в целом. Также предлагается алгоритм проектирования, который обеспечивает оптимальное соответствие толщины слоя адсорбента и локальной скорости потока, способствуя увеличению времени защитного действия фильтра и улучшению качества очистки.

Ключевые слова: адсорбционный фильтр, адсорбционная очистка, короткий диффузор, инженерная методика, время защитного действия, профилирование насыпного слоя адсорбента, пористость, аэродинамическое сопротивление.

Введение

Адсорбционная очистка газа является важным процессом, находящим широкое применение во многих отраслях промышленности, таких как нефтехимия, газовая промышленность и металлургия [1]. Газовые смеси часто содержат компоненты, которые могут быть вредными для человеческого здоровья, окружающей среды или оборудования, с которым они взаимодействуют.

Адсорбционная очистка позволяет удалять нежелательные компоненты из газовых потоков, такие как органические соединения, сероводород, аммиак и тяжелые металлы, что достигается посредством использования адсорбентов — веществ, способных притягивать и удерживать молекулы загрязнителей на своей поверхности. Этот процесс позволяет улучшить качество продукта и повысить эффективность технологических процессов [2].

Для реализации преимуществ адсорбционной очистки применяются горизонтальные и вертикальные адсорбционные фильтры и аппараты [3]. Однако данные устройства имеют недостатки, связанные с неравномерностью распределения газового потока по слою адсорбента.

Неравномерность распределения газового потока объясняется особенностями его входа в проточную часть фильтров и аппаратов, а именно тем, что поперечное сечение адсорбера во много раз превышает размеры входного патрубка [4]. А короткий переходной участок между ними часто реализован в виде диффузора круглой или прямоугольной формы. В результате перед слоем адсорбента локальные значения скоростей потока могут отличаться

в 10 раз, а выравнивание профиля поля скоростей происходит уже в толще слоя. Это приводит к тому, что эффективность очистки в центральной части адсорбера из-за уменьшения времени реакции падает. А так как в центральную часть адсорбера устремляется большая часть газов, снижается и эффективность всей очистки в целом.

Более того, неравномерное распределение потока зачастую ведет к ускоренному износу адсорбента в определенных участках, что требует более частой замены или регенерации материала. Негативные последствия этого очевидны: ухудшение качества получаемого газа и нерациональный расход адсорбента [5].

На сегодняшний день для решения данной проблемы применяют распределители различных типов: конусообразные переходы, отбойные пластины, набор концентрических направляющих, профилированные сетки. Однако предлагаемые распределители имеют недостатки: увеличение массогабаритных размеров, а также рост аэродинамического сопротивления [6].

Одним из способов решения данной проблемы и перспективной альтернативой существующих рекомендаций может стать профилирование насыпного слоя адсорбента или использование адсорбента с разной пористостью в различных областях поперечного сечения проточной части фильтра [7].

Профилирование слоя адсорбента предполагает создание его неравномерной толщины слоя, наибольшей в центральной части и уменьшающейся к периферии. Это позволяет уменьшить количество насыпки на периферийных участках, где адсорбция происходит с меньшей скоростью.

Такой подход позволит добиться того, что локальные значения толщины слоя адсорбента будут подобраны в соответствии с локальными значениями скорости газового потока таким образом, чтобы обеспечивать требуемое минимальное время взаимодействия потока и адсорбента.

Использование адсорбента с разной пористостью заключается в том, что менее пористый адсорбент размещается в центральной части засыпки, а более пористый — на периферии. Такой подход способствует распределению потока на периферийные участки.

Цель исследования

Цель работы заключается в исследовании процессов адсорбционной очистки газов путем улучшения распределения газового потока по слою адсорбента. В частности, работа нацелена на оценку влияния профилирования на равномерность распределения газового потока. Разработка и внедрение новых подходов позволит повысить качество очистки газов, снизить эксплуатационные расходы и минимизировать негативное воздействие на окружающую среду.

Адсорбционные фильтры на промышленных предприятиях

Для проведения процессов удаления загрязняющих веществ из парогазовых смесей зачастую применяются адсорбционные фильтры различных типов. В таких фильтрах адсорбент размещается в специальных кассетах или в виде свободной насыпки, ограниченной сеткой [8, 9].

Адсорбционные фильтры с подобной конструкцией применяются на различных промышленных предприятиях для очистки воздуха и газа от вредных примесей, запахов и летучих органических соединений [10, 11]. Вот несколько типов предприятий и процессов, где могут использоваться такие фильтры:

1. Химическая промышленность. Для очистки воздуха и газов от токсичных и вредных веществ.
2. Нефтехимическая промышленность. Для удаления углеводородов и других загрязняющих веществ из выбросов.
3. Фармацевтическая промышленность. Для обеспечения стерильности воздуха и удаления запахов.
4. Пищевая промышленность. Для удаления запахов и обеспечения качества воздуха в производственных помещениях.
5. Электроника и нанотехнологии. Для обеспечения высокой чистоты воздуха и предотвращения загрязнения чувствительных компонентов.
6. Системы вентиляции и кондиционирования. Для улучшения качества воздуха в офисах и жилых зданиях.

Общей конструктивной особенностью адсорбционных фильтров является наличие короткого диффузора на входе в проточную часть. Такая конструкция имеет недостаток, связанный с неравномерным распределением потока и образованием зон, где адсорбция практически не происходит. Это приводит к неэффективному использованию адсорбента и ускоренному истощению его ресурса, а также снижает эффективность адсорбционной очистки [12].

Предметом представленного исследования являются адсорбционные фильтры с насыпным сло-

ем адсорбента. Примером такого фильтра является фильтр-адсорбер типа ААС-500. Это прибор, предназначенный для очистки вентиляционного воздуха канализационных насосных станций и других участков очистных сооружений, использующий сорбционно-каталитический метод очистки. Данное оборудование предназначено для очистки воздуха городских и поселковых канализационно-насосных станций производительностью по газу 300–500 м³/час. В качестве сорбента используется катализатор в виде активированного угля, импрегнированного йодидом калия не менее 2 %. Адсорбер имеет относительно небольшие габаритные размеры и изготавливается из нержавеющей стали.

Оценка эффективности предложенных решений по устранению данного недостатка требует проведения расчетно-теоретических и численных исследований. Расчетно-теоретическое исследование позволит определить оптимальные параметры для достижения максимальной эффективности адсорбции — время защитного действия адсорбента. Результаты численного моделирования позволят оптимизировать конструкции адсорбционных фильтров с коротким диффузором, что будет способствовать повышению их эффективности, и разработать рекомендации по выбору и применению профилированных насыпных слоев адсорбента.

Расчетно-теоретическое исследование

Процесс проектирования проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором включает в себя несколько этапов [13]. На первом этапе важно учитывать параметры слоя адсорбента, такие как время защитного действия и его высоту. Для определения данных параметров применяются инженерные методики расчета, основанные на уравнении, предложенном Н. А. Шиловым, согласно которому время защитного действия является линейной функцией высоты слоя:

$$\tau = k(H - h),$$

где k — коэффициент защитного действия слоя, показывающий время полного задержания адсорбтива слоем адсорбента высотой 1 см в условиях стационарного режима;

H — общая высота слоя адсорбента;

$h = H - h_0$ — высота неиспользованной ёмкости слоя адсорбента.

Основной характеристикой процесса является изотерма адсорбции — кривая равновесия при постоянной температуре $a_0^* = f(p)$. Для того, чтобы вычислить значение времени защитного действия адсорбционного слоя, необходимо сначала построить изотерму адсорбции целевого вещества. Для этого применяется теория Эйкена и Поляни. В соответствии с этой теорией, построение изотермы адсорбции пара стандартного вещества $a_1^* = f_1(p_1)$ для определенной температуры t_1 (рис. 1) позволяет рассчитать изотерму адсорбции другого пара $a_2^* = f_2(p_2)$ при температуре t_2 .

В качестве примера в роли стандартного вещества рассмотрим бензол, в роли целевого — этиловый спирт. Адсорбент — активный уголь марки АГ-5 с эквивалентным диаметром гранул 1,2 мм.

Значение статистической активности по целевому веществу рассчитывается по формуле:

$$a_2 = \frac{a_1}{M_1 \cdot \beta} \cdot M_2,$$

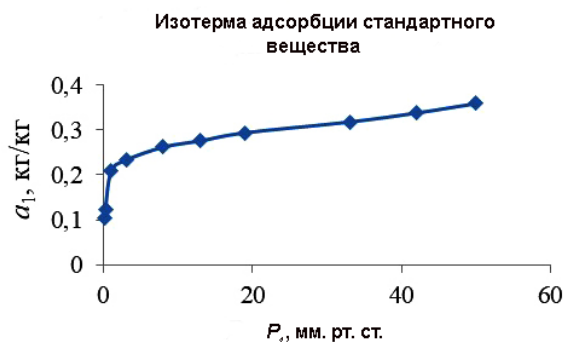


Рис. 1. Изотерма стандартного вещества
Fig. 1. Isotherm of standard substance

где a_1 — ордината изотермы адсорбции стандартного вещества, кг/кг;

a_2 — ордината определяемой изотермы, кг/кг;

β — коэффициент аффинности;

M_1 и M_2 — молекулярные массы стандартного и целевого вещества.

Вторая координата изотермы адсорбции целевого вещества рассчитывается по формуле:

$$P_2 = 10^{\left[\log P_{s,2} - \beta \frac{t_1 + 278}{t_2 + 278} \cdot \log \frac{P_{s,1}}{P_1} \right]},$$

где P_1 и P_2 — парциальные давления стандартного и целевого веществ, мм рт. ст.; $P_{s,1}$ — давление насыщенного пара стандартного вещества при температуре t_1 ; $P_{s,2}$ — давление насыщенного пара целевого вещества при температуре t_2 , мм рт. ст.

Результаты расчета сводим в табл. 1.

По полученным данным строим изотерму адсорбции бензола при 25 °С (рис. 2).

С помощью изотермы определяют значение статической активности адсорбента по целевому веществу при начальной концентрации газовой смеси C_0 . Предварительно рассчитывают парциальное давление P , соответствующее начальной концентрации C_0 :

$$P_{(C_0)} = C_0 \cdot R \cdot (t_2 + 273) / M_2,$$

где $R = 8,314$ — универсальная газовая постоянная;

M_2 — молекулярная масса сорбируемого вещества.

$$P_{(C_0)} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot 8,314 \cdot \frac{25 + 273}{46} = 107,7 \text{ Па},$$

$$\text{или } 0,8 \text{ мм. рт. ст.}$$

По изотерме адсорбции находят адсорбционную емкость адсорбента a_2 , соответствующую данной концентрации. По полученному значению определяют, к какой области изотермы относится величина C_0 .

Определим с помощью изотермы (рис. 2) статическую активность угля по этанолу при концентрации паровоздушной смеси $C_0 = 2 \cdot 10^{-3}$ кг/м³. На полученном графике изотермы адсорбции этилового спирта абсциссе $P_{(C_0)} = 0,8$ мм. рт. ст. соответствует ордината $a_0 = 0,18$ кг/кг. Так как на изотерме точка, которая соответствует исходной концентрации газовой смеси, находится в первой (прямолинейной) области.

Также определить метод расчета продолжительности адсорбции можно, рассчитав соотношение

Таблица 1. Результаты расчета
Table 1. Calculation results

Изотерма бензола при 20 °С		Изотерма этилового спирта при 25 °С	
a_1 , кг/кг	P_1 , мм. рт. ст.	a_2 , кг/кг	P_2 , мм. рт. ст.
0,103	0,105	0,093	0,9005
0,122	0,223	0,11	1,4612
0,208	1	0,188	3,8327
0,233	3	0,21	7,7646
0,262	8	0,236	14,584
0,276	13	0,249	19,923
0,294	19	0,265	25,426
0,318	33	0,287	36,254
0,338	42	0,305	42,331
0,359	50	0,324	47,35

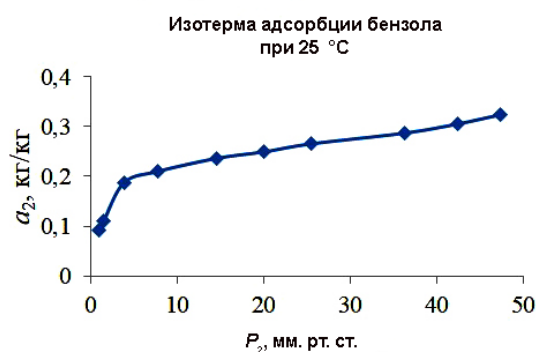


Рис. 2. Изотерма адсорбции бензола
Fig. 2. Benzene adsorption isotherm

давлений P/P_s . В зависимости от полученного значения изотерма адсорбции делится на три области:

— первая характеризуется отношением $P/P_s < 0,17$ (по бензолу);

— вторая $0,17 < P/P_s < 0,5$;

— третья $P/P_s > 0,5$.

Рассчитывают соотношение P/P_s :

$$\frac{P}{P_{s,1}} = 10^{\frac{\lg P_{(C_0)} - \lg P_{s,2}}{\beta}},$$

$$\frac{P}{P_{s,1}} = 10^{\frac{\lg 0,2 - \lg 61,55}{0,654}} = 0,0013 < 0,17.$$

В зависимости от положения величины C_0 на изотерме и величины соотношения P/P_s применяют один из трех методов расчета продолжительности адсорбции.

Так как на изотерме точка, которая соответствует исходной концентрации газовой смеси, находится в первой (прямолинейной) области и отношение давлений $P/P_{s,1} < 0,17$, то время защитного действия адсорбента определяется по формуле:

$$\sqrt{\tau} = \sqrt{\left(\frac{a_0}{(\omega \cdot C_0)} \right)} \cdot \sqrt{H} - b \cdot \sqrt{\frac{a_0}{(\beta_y \cdot C_0)}},$$

где ω — рабочая скорость газа в аппарате, м/с;

H — высота слоя активного угля, м;

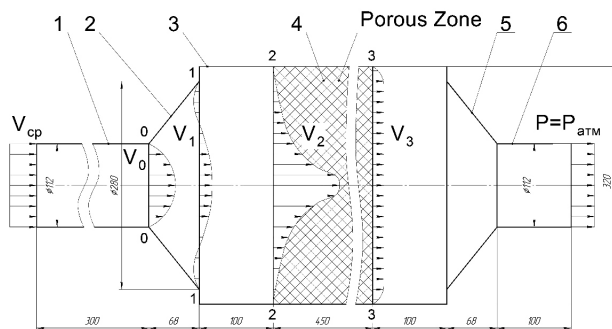


Рис. 3. Расчётная схема проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором:

1 — входной воздуховод; 2 — короткий диффузор;
3 — корпус; 4 — слой адсорбента; 5 — конфузор;
Fig. 3. Calculation scheme of the flow part of the adsorption filter with a short diffuser:

1 — inlet air duct; 2 — short diffuser;
3 — body; 4 — adsorbent layer;
5 — confuser; 6 — outlet air duct

C_0 — начальная концентрация адсорбируемого вещества в парогазовом потоке, кг/м³;

a_0 — количество адсорбируемого вещества, равновесное с концентрацией потока C_0 ;

β_y — коэффициент массоотдачи.

$$\sqrt{\tau} = \sqrt{\frac{0,18 \cdot 600}{(0,098 \cdot 2 \cdot 10^{-3})}} \cdot \sqrt{1} - 1,19 \times \\ \times \sqrt{\frac{0,18 \cdot 600}{(25 \cdot 2 \cdot 10^{-3})}} = 265455 \text{ с} = 73,7 \text{ ч.}$$

Методика численного исследования. Основные этапы

На втором этапе необходимо проведение детального моделирования газодинамических процессов, происходящих в проточной части фильтра. Для этого следует применять численные методики расчета [14]. В настоящий момент одним из наиболее популярных продуктов для проведения численных исследований является программа ANSYS [15]. Модуль CFX, входящий в состав данной программы, дает возможность проводить газодинамические исследования с высокой степенью точности и адекватности [16, 17].

Описание расчетной модели

Расчетная схема проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором представлена на рис. 3. Согласно схеме, поток движется через входной воздуховод 1 диаметром 112 мм, из которого он попадает в проточную часть фильтра, состоящую из короткого диффузора 2, корпуса 3 и фильтрующего слоя адсорбента 4. Поток покидает проточную часть фильтра через конфузор 5 и выходной воздуховод 6 длиной 100 мм.

Корпус имеет прямоугольную форму с сечением 320×320 мм; диффузор — конический, длиной 68 мм, с выходным диаметром 280 мм. Поток входит в воздуховод 1 со средней скоростью V_{cp} и выходит из воздуховода 6 с давлением, равным атмосферному ($P=P_{атм}$).

Методика численного расчета включает в себя последовательность следующих этапов [18]:

1. Импорт расчетной геометрии.

Расчетная модель проточной части фильтра предварительно строится в соответствии со схемой, приведенной на рис. 3, в программе КОМПАС-3D, после чего конвертируется в формат, подходящий для передачи в ANSYS. Расчетная модель представляет собой сборку, состоящую из трех элементов: входного участка, фильтрующего элемента и выходного участка.

2. Построение сеточной модели.

При генерации сеточной модели происходит разбиение созданной геометрии на сеть конечных элементов. Построение сеточной модели осуществляется в два этапа: сначала идет общее построение сетки для всей расчетной области, а затем — создание сеточной модели в пристенной области, т.е. в области пограничного слоя.

Для построения сеточной модели для всей расчетной области задаются следующие настройки: Use Advanced Size Function — On; Curvature; Relevance Center — Fine; Smoothing — Medium; Max Face Size — 5 мм.

Для моделирования сетки в пограничном слое выбираем опцию Inflation, для которой задаем следующие параметры: Inflation Option — First Layer Thickness; First Layer Height — 0,091 мм; Maximum Layers — 5; Growth Rate — 1,2.

Значение толщины первого слоя (First Layer Height) рассчитывается исходя из параметра y^+ , который для модели турбулентности SST составляет $y^+ < 3$.

3. Задание граничных условий и параметров расчетной области.

Так как расчетная модель состоит из трёх элементов, то в CFX-Pre создадим еще два так называемых домена (Domain) для входного и выходного участков, которые назовем Zone Inlet и Zone Outlet соответственно. Оставшемуся домену, представляющему собой фильтрующий элемент (слой адсорбента), присвоим наименование Porous Zone и зададим следующие параметры:

— Basic Settings: Domain type — Porous Domain; Material — Air at 25 °C; Morphology — Continuous Fluent; Reference Pressure — 1 atm;

— Fluid Models: Heat Transfer — Isothermal, 20 °C; Turbulence — SST;

— Porosity Settings: Area porosity — Isotropic; Volume Porosity — от 0 до 1; Loss Model — Isotropic Loss; Loss Velocity Type — True Velocity.

Для пористого тела одним из основных параметров является Volume Porosity (объемная пористость), который определяет долю пустот в материале. Объемная пористость — это отношение суммарного объема пор к общему объему дисперсной системы. Этот параметр может быть задан в виде числа от 0 до 1, где 0 обозначает полное отсутствие пор, а 1 — полное отсутствие насыпки.

После задания для домена Porous Zone во вкладках Basic Settings и Fluid Models указанных выше параметров аналогичные параметры автоматически присвоятся доменам Zone Inlet и Zone Outlet, так что необходимость их задавать не возникнет. Таким образом, далее можно будет перейти к заданию граничных условий.

Создадим входное граничное условие типа Inlet для домена Zone Inlet и приложим его к поперечному сечению входного воздуховода. Во вкладке Boundary Details в соответствующей строке введём значение скорости (Normal Speed) V_{cp} в диапазоне от 1 до 10 м/с.

Выходное граничное условие типа Outlet для домена Zone Outlet приложим к поперечному сечению выходного воздуховода. Во вкладке Boundary Details в соответствующей строке введём значение статического давления (Static Pressure) $P = P_{атм} = 100000$ Па

4. Расчет, просмотр и анализ результатов.

Для оценки работоспособности предложенной методики была проведена серия численных расчетов проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором. Расчеты проводились:

1. При однородной насыпке слоя адсорбента постоянной толщины, но разной пористости (0,2, 0,5 и 0,8) при скорости потока V_{cp} , 10 м/с. В таком варианте исследования скорость газового потока является наибольшей в центральной части адсорбционного слоя. Слои адсорбента, находящиеся по периферии, не включаются в работу в нужном объеме, вследствие чего ресурс адсорбционного фильтра заканчивается раньше положенного. Максимальная скорость потока составила 11,8 м/с.

2. При однородной насыпке слоя адсорбента с профилированной формой и разной пористостью (0,2, 0,5 и 0,8) при скорости потока V_{cp} , 10 м/с. Вариант с профилированной формой засыпки адсорбента интересен тем, что в данном случае высота адсорбционного слоя пропорциональна форме профиля скоростей, что позволяет повысить ресурс работы фильтра. Максимальная скорость потока составила 11,8 м/с.

3. При неоднородной насыпке слоя адсорбента постоянной толщины, но разной пористости при скорости потока V_{cp} , 10 м/с. Основная часть потока газа устремляется в центральную часть фильтра. Слои адсорбента, находящиеся в периферийных участках, не задействованные в процессе адсорбции, что уменьшает ресурс адсорбционного фильтра (как в первом случае). Максимальная скорость потока составила 28 м/с.

4. При неоднородной засыпке слоя адсорбента с профилированной формой при скорости потока V_{cp} , 10 м/с. В данном варианте исследования обеспечивается равномерное распределение газового потока за счет неравномерной пористости адсорбента. В этом варианте обеспечивается минимальная скорость потока, равная 1,4 м/с.

Анализ полученных результатов

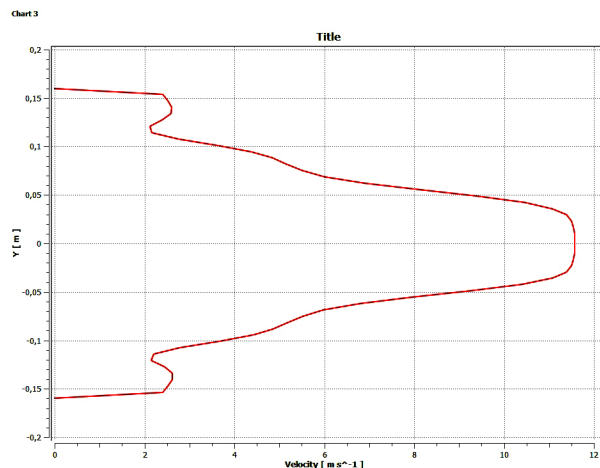
Проведя анализ результатов численных исследований для всех рассматриваемых вариантов, мы пришли к следующим выводам:

1. Базовая конструкция адсорбционного фильтра обеспечивает наименьшие потери давления, особенно при засыпке адсорбента низкой пористости.

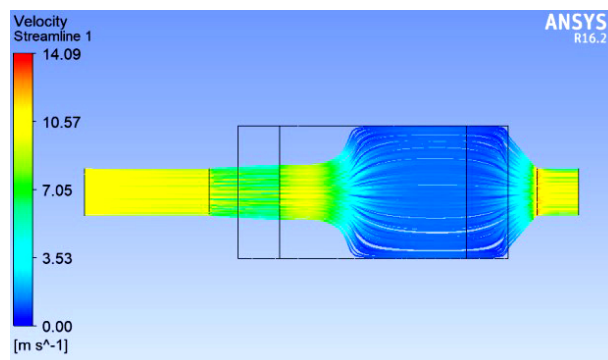
2. При применении профилированной формы засыпки и одинаковой по всему объему пористости адсорбента потери давления увеличиваются. Следовательно, используя данный прием, нам не удастся получить выигрыша в аэродинамическом сопротивлении;

3. Большой интерес представляют исследования, в которых центральную часть фильтра заполняет высокопористый адсорбент, а по направлению к периферии его пористость уменьшается. В таком случае аэродинамическое сопротивление будет уменьшаться;

4. При использовании неоднородной засыпки слоя адсорбента с профилированной формой



a)



b)

Рис. 4. Визуализации профиля скоростей в поперечном сечении фильтра (a) и линий тока в продольном сечении (b) для скорости $V_{cp} = 10$ м/с и насыпки с пористостью 0,8
Fig. 4. Visualization of the velocity profile in the cross-section of the filter (a) and streamlines in the longitudinal section (b) for the velocity $V_{cp} = 10$ m/s and backfill with a porosity of 0,8

аэродинамическое сопротивление остается на том же уровне, что и в предыдущем варианте исследования.

Алгоритм проектирования проточной части адсорбционного фильтра

На основании методик численного расчета и расчетно-теоретической методики расчета проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором, составим алгоритм проектирования проточной части адсорбционного фильтра.

На первом этапе необходимо провести численное исследование проточной части адсорбционного фильтра в программном комплексе ANSYS CFX и построить профиль скоростей в контрольных сечениях (рис. 4a) и линий тока в продольном сечении (рис. 4b).

Помимо этого необходимо выполнить оценку аэродинамического сопротивления проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором, используя формулу:

$$\Delta P = |P_{вх} - P_{вых}|,$$

где $P_{вх}$ и $P_{вых}$ — давление на входе и на выходе адсорбционного фильтра.

Затем потребуется разбить слой адсорбента на участки равной толщины и после этого оценить

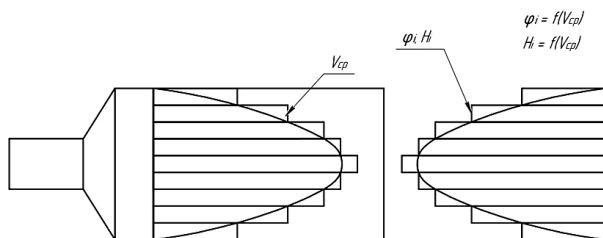


Рис. 5. Визуализация пропорциональности толщины профиля засыпки адсорбента средней скорости потока на данном участке

Fig. 5. Visualization of the proportionality of the adsorbent backfill profile thickness to the average flow velocity in a given area

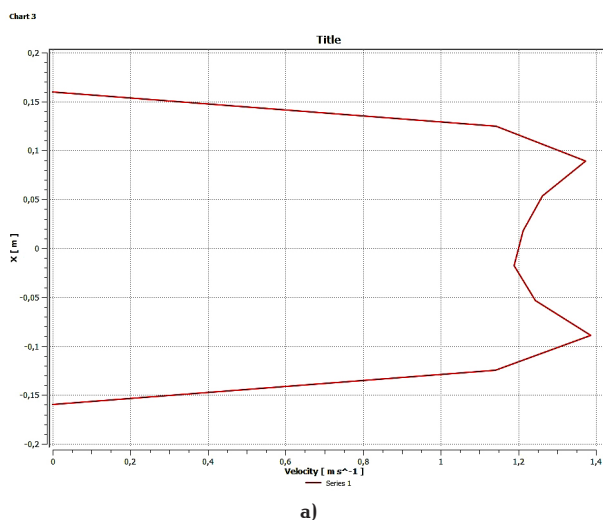


Рис. 6. Визуализации профиля скорости в поперечном сечении фильтра (а) и линий тока в продольном сечении (б) для скорости $V_{cp} = 10$ м/с и насыпки с пористостью 0,2; 0,4; 0,7 и 0,9

Fig. 6. Visualization of the velocity profile in the cross-section of the filter (a) and the streamlines in the longitudinal section (b) for the velocity $V_{cp} = 10$ m/s and the fill with a porosity of 0,2; 0,4; 0,7 and 0,9

среднюю скорость газового потока, приходящегося на каждый из полученных участков (рис. 5).

Из схематичного рис. 5 видно, что толщина профиля засыпки адсорбента пропорциональна средней скорости потока на данном участке.

Далее нужно выполнить расчет времени защитного действия адсорбционного слоя для каждого участка по уравнению Шилова.

На основании полученных значений подобрать необходимую толщину слоя каждого участка, уве-

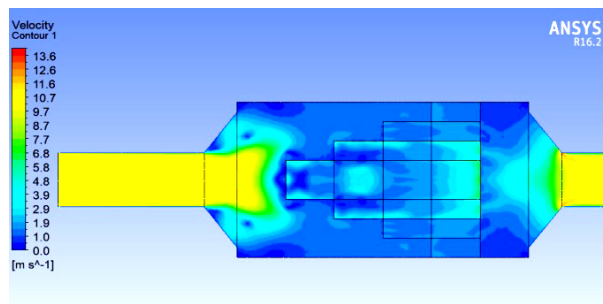


Рис. 7. Визуализации поля скоростей в продольном сечении фильтра для скорости $V_{cp} = 10$ м/с для насыпки с пористостью от 0,2; 0,4; 0,7 и 0,9

Fig. 7. Visualization of the velocity field in the longitudinal section of the filter for the velocity $V_{cp} = 10$ m/s for the fill with a porosity of 0,2; 0,4; 0,7 and 0,9

личивая или уменьшая ее, до величины, обеспечивающей условие $\tau_i = \tau_{\text{треб}}$. На заключительном этапе провести поверочный численный расчет для оценки газодинамической картины движения потока и аэродинамического сопротивления, от которого значительно зависит эффективность работы адсорбционных фильтров.

После этого провести анализ полученных результатов (рис. 6–7).

Заключение

Опираясь на предложенные методики проектирования проточной части адсорбционного фильтра можно менять профиль засыпки адсорбента таким образом, чтобы локальные значения толщины слоя соответствовали локальным значениям средней скорости потока на каждом участке засыпки. Такой подход позволит проектировать проточную часть адсорбционного фильтра с коротким диффузором так, чтобы процесс адсорбционной очистки был наиболее эффективным, а время защитного действия было максимальным.

Библиографический список

1. Нитченко К. А., Шарапов А. И. Исследование протекания процесса адсорбции при использовании технологических адсорбентов // Будущее науки-2019: сб. науч. ст. 7-й Междунар. мол. науч. конф. Курск: Юго-Западный государственный университет, 2019. Т. 6. С. 230–233.
2. Ягдовский В. Д. Адсорбция. Москва: Лаборатория знаний, 2015. 219 с. ISBN 978-5-93208-675-9.
3. Филькин Н. Ю., Жукова Е. А., Хусаинов С. А. [и др.] Численный анализ повышения газодинамической эффективности газового фильтра с коротким диффузором профилированием его проточной части // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 9-й Междунар. науч.-техн. конф. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2019. С. 66–67. EDN: HTDGMG.
4. Пронин В. А., Мамченко В. О., Долговская О. В., Цветков В. А. Очистка и дезодорация газоздушных выбросов. Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2022. 156 с. ISBN 978-5-7577-0668-9.
5. Титова Л. М., Наурзгалиева Д. З. Совершенствование конструкции насадочных аппаратов за счет равномерного распределения газового потока // Нефтегазовые технологии и экологическая безопасность. 2023. № 4. С. 54–61. DOI: 10.24143/1812-9498-2023-4-54-61. EDN: LYHWCR.
6. Fil'kin N. Yu., Yusha V. Increasing the efficiency of the gas filter with a short diffuser by profiling its flow part // AIP

Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141 (1). P. 030062. DOI: 10.1063/1.5122112.

7. Корнеева А. С., Филькин Н. Ю. Методика численного расчета проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 14-й Междунар. науч.-техн. конф. (Омск, 12–15 марта 2024 г.). Омск: Изд-во ОмГТУ, 2024. С. 44–45.

8. Хафизов И. М., Гафаров Р. З., Жирнов Б. С. [и др.] Оптимизация процесса загрузки и регенерации адсорбента // Фундаментальные исследования. 2017. № 10-1. С. 56–61. EDN: WZDAAR.

9. Файзуллина Л. Т., Туманова Е. Ю. Применение технологии плотной укладки адсорбента в колонну для повышения эффективности его использования // Нефтегазовое дело. 2018. № 1. С. 23–31. DOI: 10.17122/ngdelo-2018-1-23-31.

10. Азров М. Э., Тодес О. М., Наринский Д. А. Аппараты со стационарным зернистым слоем: гидравлические и тепловые основы работы. Ленинград: Химия, 1979. 176 с.

11. Кельцев Н. В. Основы адсорбционной техники. Москва: Химия, 1984. 512 с.

12. Пушнов А., Балтренас П., Каган А., Загорский А. Аэродинамика воздухоочистных устройств с зернистым слоем: моногр. Вильнюс: Техника, 2010. 346 с. ISBN 978-9955-28-643-1.

13. Дворецкий С. И., Дворецкий Д. С., Акулинин Е. И., Голубятников О. О. Моделирование и оптимизация циклических адсорбционных процессов для разделения и очистки газовых смесей: моногр. Тамбов: Издат. центр ТГТУ, 2021. 212 с. ISBN 978-5-8265-2417-6.

14. Филиппов Г. А., Меламед Л. Э., Тропкина А. И. Методика математического моделирования и анализ гидродинамики систем, содержащих засыпки и перфорированные перегородки, на основе вычислительного комплекса ANSYS // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2005. № 11-12. С. 64–79. EDN: KJUSAR.

15. Файзуллина Л. Т., Туманова Е. Ю. Численное моделирование гидродинамики потока в слое адсорбента // Актуальные проблемы науки и техники. 2017. Т. 2. С. 33–35. EDN: УТВНСВ.

16. Дворецкий С. И., Дворецкий Д. С., Акулинин Е. И., Голубятников О. О. Моделирование и оптимизация циклических адсорбционных процессов для разделения и очистки газовых смесей: моногр. Тамбов: Изд. центр ТГТУ, 2021. 212 с. ISBN 978-5-8265-2417-6.

17. ANSYS Workbench User's Guide. Release 12.1 / ANSYS, Inc. URL: <https://www.fluid.tuwien.ac.at/322057?action=AttachFile&do=get&target=fluug.pdf> (дата обращения: 01.04.2024).

18. Xu P., Wen J., Zhao X. [et al.]. Study on adsorption characteristics optimization of vertical radial flow adsorber // Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering. 2022. Vol. 17 (2). DOI: 10.1002/apj.2755.

КОРНЕЕВА Анастасия Сергеевна, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 9506-8607

Адрес для переписки: n.skazhutina.699@gmail.com

ФИЛЬКИН Николай Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск. SPIN-код: 2384-3430

AuthorID (РИНЦ): 684478

AuthorID (SCOPUS): 56503788300

Адрес для переписки: finick@inbox.ru

Для цитирования

Корнеева А. С., Филькин Н. Ю. Исследование газодинамических процессов в проточной части адсорбционного фильтра с коротким диффузором на базе инженерной методики расчета // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 54–62. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-54-62.

Статья поступила в редакцию 15.10.2024 г.

© А. С. Корнеева, Н. Ю. Филькин

IMPROVING THE EFFICIENCY OF ADSORPTION FILTERS WITH A SHORT DIFFUSER BY IMPROVING THEIR FLOW PART

A. S. Korneeva, N. Yu. Filkin

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

The study examines short-diffuser adsorption filters designed to remove pollutants from vapor-gas mixtures. The design process of the flow path of such filters is considered, which includes the stages of determining the parameters of the adsorbent layer, modeling gas-dynamic processes using numerical methods in the ANSYS CFX program and analyzing the results. The numerical studies cover various options for backfilling the adsorbent, including layer profiling and the use of adsorbent with different porosity, which allows us to assess the impact of these factors on the aerodynamic resistance and overall efficiency of the filter. A design algorithm is also proposed that ensures optimal compliance between the adsorbent layer thickness and the local flow velocity, which helps to increase the protective action time of the filter and improve the quality of cleaning.

Keywords: adsorption filter, adsorption purification, short diffuser, short diffuser, protective action time, profiling of the bulk adsorbent layer, porosity, aerodynamic resistance.

References

1. Nitchenko K. A., Sharapov A. I. Issledovaniye protekaniya protsessa adsorbtsii pri ispol'zovanii tekhnologicheskikh adsorbentov [Study of the adsorption process using technological adsorbents] // Budushcheye nauki – 2019. *The Future of Science* – 2019. Kursk, 2019. P. 230–233. (In Russ.).
2. Yagodovskiy V. D. Adsorbtsiya [Adsorption]. Moscow, 2015. 219 p. ISBN 978-5-93208-675-9. (In Russ.).
3. Fil'kin N. Yu., Zhukova E. A., Khusainov S. A. [et al.] Chislennyy analiz povysheniya gazodinamicheskoy effektivnosti gazovogo fil'tra s korotkim diffuzorom profilirovaniyem ego protochnoy chasti [Numerical analysis of increasing the gas-dynamic efficiency of a gas filter with a short diffuser by profiling its flow part] // Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. *Engineering and Technology of Petrochemical and Oil and Gas Production*. Omsk, 2019. P. 66–67. (In Russ.).
4. Pronin V. A., Mamchenko V. O., Dolgovskaya O. V., Tsvetkov V. A. Ochistka i dezodoratsiya gazovozdushnykh vybrosov [Cleaning and deodorization of gas-air emissions]. Saint Petersburg, 2022. 156 p. ISBN 978-5-7577-0668-9. (In Russ.).
5. Titova L. M., Naurzgalieva D. Z. Sovershenstvovaniye konstruktssii nasadochnykh apparatov za schet ravnomernogo raspredeleniya gazovogo potoka [Improving the design of devices with random packing due to the uniform distribution of the gas flow] // Neftegazovyye tekhnologii i ekologicheskaya bezopasnost'. *Oil and Gas Technologies and Environmental Safety*. 2023. No. 4. P. 54–61. DOI: 10.24143/1812-9498-2023-4-54-61. EDN: LYHWCR. (In Russ.).
6. Fil'kin N. Yu., Yusha V. Increasing the efficiency of the gas filter with a short diffuser by profiling its flow part // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141 (1). P. 030062. DOI: 10.1063/1.5122112. (In Engl.).
7. Korneyeva A. S., Fil'kin N. Yu. Metodika chislennogo rascheta protochnoy chasti adsorbtsionnogo fil'tra s korotkim diffuzorom [Methodology for numerical calculation of the flow part of an adsorption filter with a short diffuser] // Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva *Engineering and Technology of Petrochemical and Oil and Gas Production*. Omsk, 2024. P. 44–45. (In Russ.).
8. Khafizov I. M., Gafarov R. Z., Zhirnov B. S. Optimizatsiya protsessa zagruzki i regeneratsii adsorbenta [Optimization of process of loading and regeneration of adsorbent] // Fundamental'nyye issledovaniya. *Fundamental Research*. 2017. No. 10-1. P. 56–61. EDN: WZDAAR. (In Russ.).
9. Fayzullina L. T., Tumanova E. Yu. Primeneniye tekhnologii plotnoy ukladki adsorbenta v kolonnu dlya povysheniya effektivnosti ego ispol'zovaniya [The use of technology for adsorbent stacking into the column for increasing its use efficiency] // Neftegazovoye delo. *Petroleum Engineering*. 2018. No. 1. P. 23–31. DOI: 10.17122/ngdelo-2018-1-23-31. (In Russ.).
10. Aerov M. E., Todes O. M., Narinskiy D. A. Apparaty so statsionarnym zernistym sloym: gidravlicheskiye i teplovyye osnovy raboty [Stationary granular layer devices: hydraulic and thermal principles of operation]. Leningrad, 1979. 176 p. (In Russ.).
11. Kel'tsev N. V. Osnovy adsorbtsionnoy tekhniki [Fundamentals of adsorption technology]. Moscow, 1984. 512 p. (In Russ.).
12. Pushnov A., Baltrenas P., Kagan A., Zagorskis A. Aerodinamika vozdukhoochistnykh ustroystv s zernistym sloym [Aerodynamics of air cleaning devices with a granular layer]. Vilnius, 2010. 346 p. ISBN 978-9955-28-643-1. (In Russ.).
13. Dvoretzkiy S. I., Dvoretzkiy D. S., Akulinin E. I., Golubyatnikov O. O. Modelirovaniye i optimizatsiya tsiklicheskh adsorbtsionnykh protsessov dlya razdeleniya i ochistki gazovykh smesey [Modeling and optimization of cyclic adsorption processes for separation and purification of gas mixtures]. Tambov, 2021. 212 p. ISBN 978-5-8265-2417-6. (In Russ.).
14. Filippov G. A., Melamed L. E., Tropkina A. I. Metodika matematicheskogo modelirovaniya i analiz gidrodinamiki sistem, soderzhashchikh zasypki i perforirovannyye peregorodki, na osnove vychislitel'nogo kompleksa ANSYS [Methodology of mathematic simulation and analysis of hydro-dynamics for systems containing pebble beds and perforate walls, on the basis of CAE system ANSYS] // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki. *Proceedings of the Higher Educational Institutions. Energy Sector Problems*. 2005. No. 11-12. P. 64–79. EDN: KJUSAR. (In Russ.).
15. Fayzullina L. T., Tumanova E. Yu. Chislennoye modelirovaniye gidrodinamiki potoka v sloye adsorbenta [Numerical modeling of hydrodynamic flow in an adsorbent

layer] // Aktual'nyye problemy nauki i tekhniki. *Actual Problems of Science and Technology*. Ufa, 2017. Vol. 2. P. 33–35. EDN: YTBHCB. (In Russ.).

16. Dvoretzkiy S. I., Dvoretzkiy D. S., Akulinin E. I., Golubyatnikov O. O. Modelirovaniye i optimizatsiya tsiklicheskih adsorbtsionnykh protsessov dlya razdeleniya i ochistki gazovykh smesey [Modeling and optimization of cyclic adsorption processes for separation and purification of gas mixtures]. Tambov, 2021. 212 p. ISBN 978-5-8265-2417-6. (In Russ.).

17. ANSYS Workbench User's Guide. Release 12.1 / ANSYS, Inc. URL: <https://www.fluid.tuwien.ac.at/322057?action=AttachFile&do=get&target=fluug.pdf> (accessed: 01.04.2024). (In Engl.).

18. Xu P., Wen J., Zhao X. [et al.]. Study on adsorption characteristics optimization of vertical radial flow adsorber // *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*. 2022. Vol. 17 (2). DOI: 10.1002/apj.2755. (In Russ.).

KORNEEVA Anastasia Sergeevna, Assistant of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 9506-8607

Correspondence address: n.skazhutina.699@gmail.com

FILKIN Nikolay Yuryevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2384-3430

AuthorID (RSCI): 684478

AuthorID (SCOPUS): 56503788300

Correspondence address: finick@inbox.ru

For citations

Korneeva A. S., Filkin N. Yu. Improving the efficiency of adsorption filters with a short diffuser by improving their flow part // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 54–62. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-54-62.

Received October 15, 2024.

© A. S. Korneeva, N. Yu. Filkin

ОБЗОР РЕЗУЛЬТАТОВ В ПРИМЕНЕНИИ ГИБРИДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ С МАХОВИКОМ

Тарраф Мохаммад¹, В. В. Гаевский¹, Диб Мухаммад²

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

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

Среди нескольких типичных методов хранения энергии маховичный накопитель обладает такими преимуществами, как мгновенная мощность, высокая эффективность, быстрый отклик, экологичность и длительный срок службы, что делает его идеальной технологией вторичного хранения энергии для традиционных автомобилей с двигателем внутреннего сгорания. Хотя в прикладных исследованиях технологии хранения энергии на маховике достигнут определенный прогресс; в России и за рубежом нет подробных исследований, которые бы обобщили ее применение в автомобильной промышленности. В статье проведен поиск данных в базе Engineering Village и Web of Science по теме «маховичный накопитель энергии», проанализирован ход исследований технологии хранения энергии маховика в автомобильной промышленности.

Результаты поиска показывают, что данная технология изучалась в течение последних 20 лет, при этом являясь нишевым направлением исследований. Что касается двух типичных гибридных систем с маховиком, а именно электрического и механического привода, авторы сосредоточились на истории изучения, исследования и проверки механической гибридной системы в автомобильной промышленности, а также на структурных характеристиках этой системы, текущем состоянии исследований и будущих тенденциях. Всесторонний анализ показывает, что механическая система благодаря чисто механической связи между маховиком и системой трансмиссии автомобиля не только решает проблему недостаточной мощности и экономии энергии, но и повышает эффективность преобразования энергии в автомобильной гибридной силовой системе с маховиком.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, система накопления энергии, автомобильный аккумулятор, гибридная трансмиссия, автоматическая механическая трансмиссия, маховик с электрическим приводом, бесступенчатая трансмиссия «БСТ».

Введение

Гибридные технологии являются действенным способом повышения эффективности и качества эксплуатации транспортных средств [1–3], включая основные электрические и механические гибридные технологии [4].

Механические гибридные системы состоят из мощного накопителя энергии и бесступенчатой трансмиссии или зубчатой пары, соединенных с обычной трансмиссией для обеспечения дополнительной мощности, необходимой для основной трансмиссии. Типичные технологии хранения энергии включают в себя физические (например, насосные накопители, накопители сжатого воздуха, маховики), химические (например, аккумуляторы, топливные элементы, проточные батареи, суперконденсаторы) и электромагнитные накопители (например, сверхпроводящие электромагнитные накопители энергии) [5–7].

Автомобильные накопители энергии определяются их характеристиками, т.е. емкостью, выходной мощностью, скоростью разряда и саморазряда, энергоэффективностью, сроком службы, размерами и стоимостью. Свойства каждой технологии хранения энергии показаны на рис. 1 [8–9].

На рис. 1а приведены разные типы источников питания, их энергоемкость и время, в течение которого каждый из них может обеспечивать питание. Рис. 1а разделен на три области: слева снизу находятся устройства, обеспечивающие точное соответствие параметров электропитания заданным; справа сверху — устройства, которыми легко управлять и переключать режимы, а между этими областями расположены источники, пригодные для резервного электропитания. Кроме того, КПД и ожидаемое количество циклов позволяют оценить характеристики накопителя энергии.

Как показано на рис. 1б, КПД суперконденсатора и маховика может достигать 95 % при глубине разряда 80 % и количестве циклов более 10000, КПД батареи составляет около 60 %–90 % при количестве циклов 1000–4000. Несмотря на то, что КПД топливного элемента невысок, время цикла и количество циклов относительно велики [10–11]. В настоящее время силовые аккумуляторы и суперконденсаторы, являющиеся основными накопителями энергии для автомобилей, могут удовлетворить потребность автомобилей в энергии при различных условиях работы, но они не могут одновременно учитывать требования к удельной мощности и удельной энергии; в то время как маховики спо-

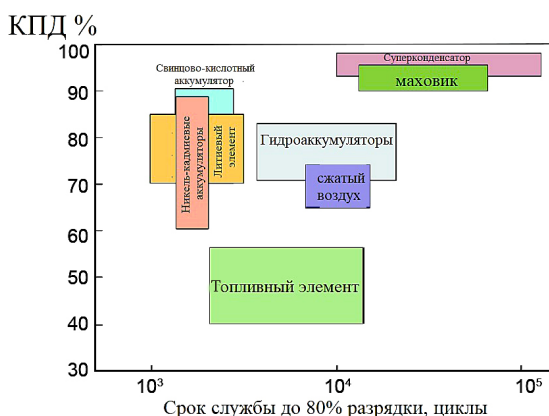
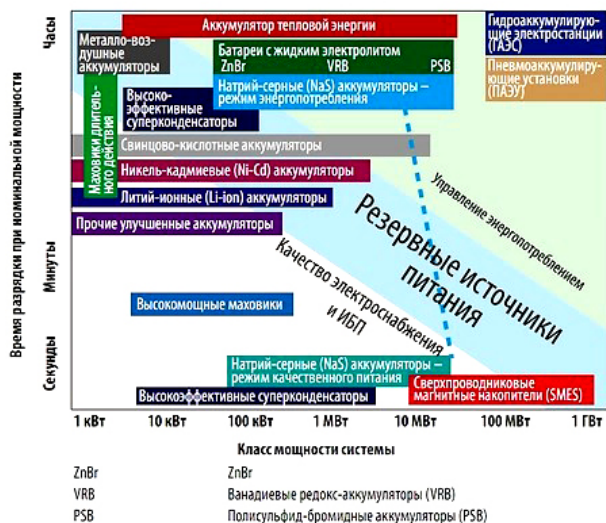


Рис. 1. Сравнение характеристик накопителей энергии:
а — различные виды накопителей энергии;
б — КПД цикла и ожидаемый срок службы [9]
Fig. 1. Comparison of the characteristics of energy storage devices: а — different types of energy storage devices;
б — cycle efficiency and expected service life [9]

способны удовлетворить вышеуказанные требования с относительно высокой удельной энергией и удельной мощностью, а также с высоким сроком службы и энергоэффективностью.

В октябре 2009 г. Международная автомобильная федерация (FIA) отметила важность гибридных систем с маховиком для автомобильного применения. Совет по технологической стратегии Великобритании спонсирует три исследовательских проекта по маховичным гибридам и имеет большое количество передовых маховичных гибридных техно-

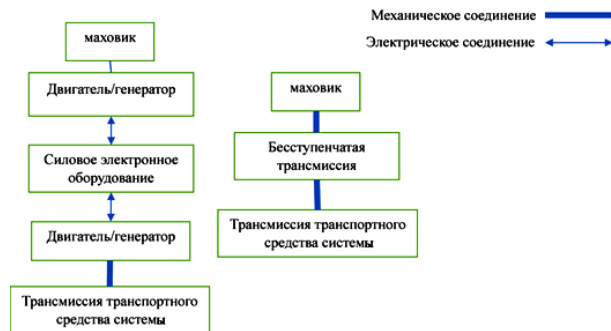


Рис. 2. Архитектура гибридной системы с маховиком
Fig. 2. Architecture of a hybrid system with flywheel

логий для использования в автомобилях. В декабре 2011 г. Министерство энергетики США поручило Национальной лаборатории Ок-Ридж провести оценку гибридных систем с маховиком и отметило, что эта технология, обладающая высокой удельной мощностью и характеристиками хранения энергии, имеет большой потенциал для применения в гибридных автомобилях [12–13]. Система хранения энергии на маховике является идеальной технологией хранения вторичной энергии для обычных автомобилей с двигателем внутреннего сгорания, которая может сохранять и передавать кинетическую в виде механической энергии при замедлении автомобиля.

Гибридные системы с маховиком для транспортных средств

Архитектура гибридной системы с маховиком

Национальная лаборатория Ок-Ридж (ORNL) предложила две типичные структуры гибридных энергосистем на маховиках — гибридные энергосистемы с электрическим приводом и механическим маховиком, как показано на рис. 2 [14–17].

Гибридная система маховика с электрическим приводом по своей структуре похожа на маховиковую батарею, но энергия, запасенная в маховике, составляет лишь одну десятую или даже несколько процентов от энергии маховиковой батареи, поэтому гироскопический эффект пренебрежимо мал, а безопасность выше, чем у маховиковой батареи. В системе электрического привода энергия между маховиком и системой привода автомобиля преобразуется в виде: механической энергии → электрической энергии → механической энергии. В то время как в механической системе механическая энергия маховика непосредственно приводится в движение автомобилем через бесступенчатую трансмиссию, и разница между ними заключается в способе вво-

Таблица 1. Сравнение технических характеристик маховичных гибридных систем
Table 1. Comparison of technical characteristics of flywheel hybrid systems

Структурная форма	Форма передачи энергии	Метод передачи энергии с мощностью маховика	Эффективность преобразования энергии	Условия эксплуатации маховика	Системная интеграция	Требования к двигателям/контроллерам
с электрическим приводом	последовательное соединение	электрическая трансмиссия	низкая	герметизация	очень высокая	требуются высокопроизводительные системы электропривода
механический	параллельное соединение	бесступенчатая трансмиссия	высокая	герметизация	высокая	низкие

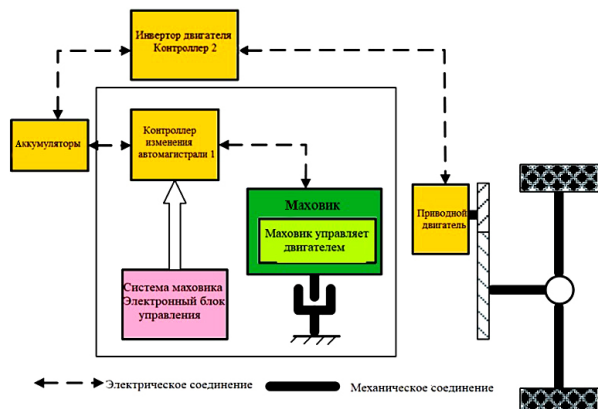


Рис. 3. Структура гибридной электрической трансмиссии с маховиком
Fig. 3. Structure of a hybrid electric transmission with a flywheel

да/вывода энергии маховика, а конкретные технические характеристики приведены в табл. 1 [18].

Гибридная система с электрическим приводом маховика

Структура маховичной гибридной системы с электрическим приводом аналогична структуре маховичных батарей, поскольку преобразование энергии осуществляется через электродвигатель/генератор и силовое электронное оборудование [19–20]. Использование энергии рекуперативного торможения и отдача энергии от маховика осуществляются за счет преобразования кинетической энергии в электрическую, что является неэффективным способом передачи энергии, а ее количество полностью зависит от мощности системы электропривода. Такая конструкция не требует высокой степени системной интеграции, а величина высвобождаемой энергии относительно велика. На рис. 3 показана гибридная система с электрическим приводом на маховике, разработанная компанией Williams Hybrids Ltd. в Великобритании, в которой используется уникальная маховичная конструкция, в которой двигатель управления скоростью встроен в маховик, а ротор двигателя интегрирован с ротором маховика.

Ключевое различие между маховичной гибридной системой и батареей заключается в том, что маховичная батарея сосредоточена на характеристиках высокого запаса энергии и низкого рассеивания энергии, ее масса маховика больше, а рабочая скорость выше, что приводит к большему гироскопическому эффекту, и трудно гарантировать безопасность, а стоимость системы выше. С другой стороны, высокая плотность мощности маховика гибридной системы может лучше удовлетворить кратковременный спрос на высокую мощность во время ускорения, и он может восстановить кинетическую энергию в условиях торможения, что позволяет избежать требований маховичных батарей к скорости вращения, массе ротора и низкому рассеиванию энергии.

Гибридная система с механическим маховиком

Гибридные системы с механическим маховиком просты, компактны и легки, поскольку для них не требуются электродвигатели/генераторы, сило-

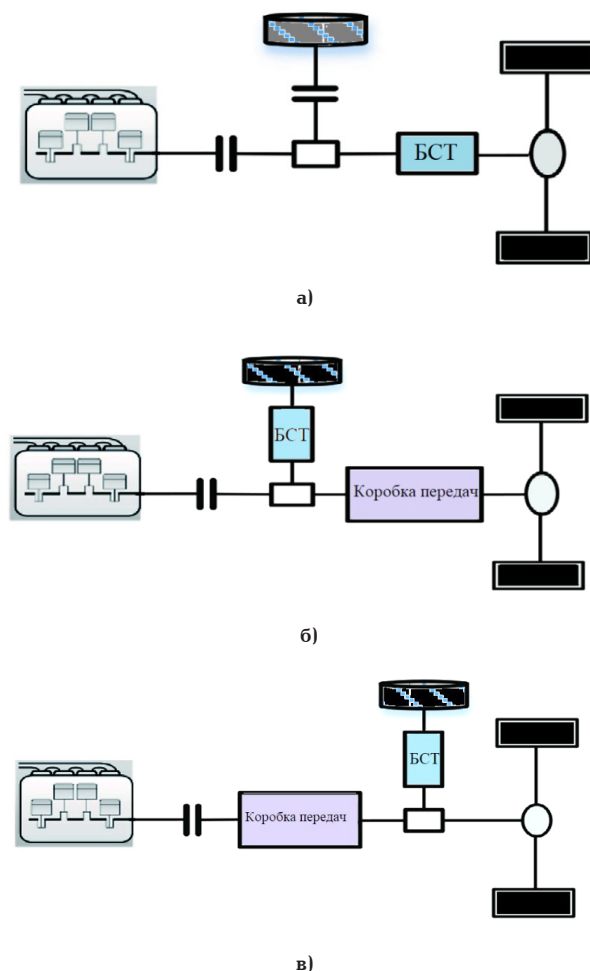


Рис. 4. Структура гибридной механической коробки передач с маховиком: а — параллельный тип I; б — параллельный тип II; в — параллельный тип III
Fig. 4. Structure of hybrid mechanical transmission with flywheel: а — parallel type I; б — parallel type II; в — parallel type III

вая электроника и другие компоненты [21–24]. При замедлении транспортного средства кинетическая энергия трансмиссии непосредственно накапливается в маховике в виде механической энергии; при ускорении или подъеме по склону вращающийся маховик используется как вспомогательный источник энергии, соединенный с трансмиссией через сцепление (или БСТ) для мгновенной компенсации высокой мощности двигателя. Поскольку форма преобразования энергии между маховиком и системой трансмиссии не изменилась, эффективность передачи энергии выше, чем у электропривода. Типичная структура гибридной системы с механическим маховиком показана на рис. 4.

На рис. 4а двигатель и маховик соединяются или разъединяются через муфту сцепления и муфту мощности, так что двигатель может работать в экономической зоне и одновременно заряжать маховик при низких нагрузках; при высоких нагрузках маховик может обеспечивать дополнительную резервную мощность для двигателя. Недостатки этой конфигурации заключаются в том, что скорость маховика не регулируется, а стратегия управления относительно сложна, когда мощность соединена с выходом. В параллельном типе (рис. 4б) точка мощности двигателя может регулироваться БСТ, двигатель работает в экономической зоне, а ско-

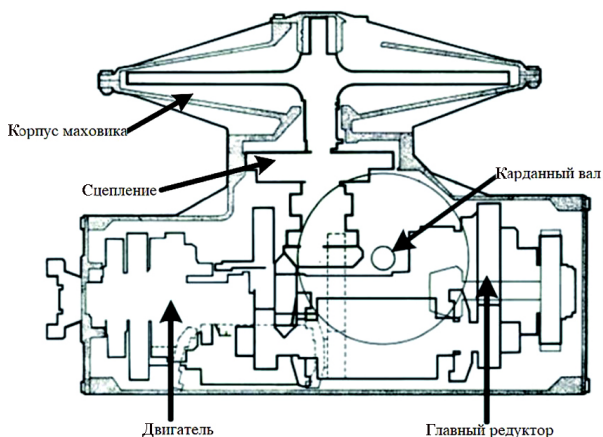


Рис. 5. Гибридная силовая установка на маховике компании Lockheed Missiles and Space
Fig. 5. Lockheed Missiles and Space's flywheel hybrid propulsion system

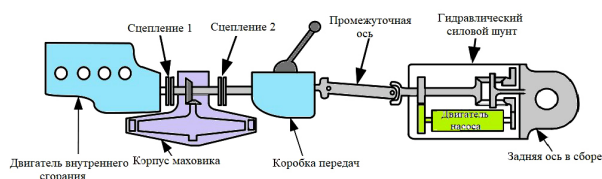


Рис. 6. Гибридная силовая установка на маховике Висконсинского университета
Fig. 6. University of Wisconsin's flywheel hybrid powertrain

рость маховика может регулироваться, но наличие БСТ снижает эффективность преобразования энергии. В параллельном типе (рис. 4в) маховик и БСТ расположены за коробкой передач, что позволяет легко интегрировать их в существующую трансмиссию и реализовать рекуперацию энергии торможения, но точка мощности двигателя не так легко регулируется.

Ход исследований автомобильной маховиковой системы хранения энергии Стадия первоначальных исследований

В 1971 г. компания Lockheed Missiles and Aerospace предложила концепцию маховичного гибридного транспортного средства и разработала параллельную маховичную гибридную систему [25], как показано на рис. 5. В этой системе маховик и двигатель соединены параллельно. Когда сцепление включено, маховик соединяется с двигателем и может передавать мощность на заднюю ведущую ось через карданный вал. Задача маховика — противостоять изменениям скорости вращения, что помогает стабилизировать вращение вала при колебаниях крутящего момента от источника энергии, например, поршневого двигателя, или при периодической нагрузке на него.

В конце 1970-х гг. Фрэнк и Бичли из Висконсинского университета разработали параллельную гибридную трансмиссию [26], как показано на рис. 6. Система состоит из параллельно расположенных двигателей объемом 2,4 л и маховика, сцепления 1 в качестве сцепления двигателя, сцепления 2 в качестве сцепления карданного вала и обычной четырехступенчатой коробки передач с гидравлическим

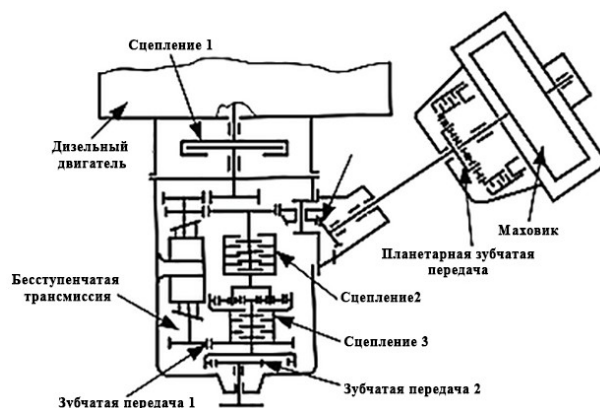


Рис. 7. Маховичная гибридная трансмиссия Gyrobus
Fig. 7. Gyrobus flywheel hybrid transmission

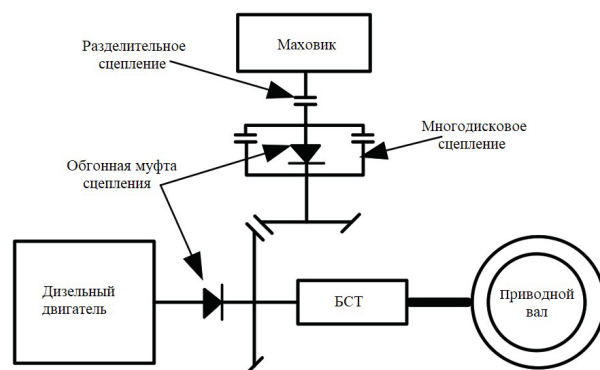


Рис. 8. Маховичная гибридная трансмиссия Greenwood
Fig. 8. Greenwood flywheel hybrid transmission

делителем мощности в качестве блока БСТ. Когда автомобиль работает на холостом ходу, сцепление 1 включено и двигатель приводит во вращение маховик, восстанавливая часть кинетической энергии холостого хода. При включении сцепления 2 мощность маховика выводится.

В 1981 г. Хагин и др. разработали энергосистему с маховиком на базе автомобиля Gyrobus [26], как показано на рис. 7. Маховик с емкостью 0,75 кВт·ч соединен с планетарной коробкой передач и параллелен с дизельным двигателем мощностью 100 кВт, что позволяет реализовать режимы гидростатической и гидромеханической трансмиссий.

1. Гидростатический режим трансмиссии: сцепление 1 включено, сцепления 2 и 3 отключены, мощность маховика замедляется планетарными шестернями, соединяется с мощностью двигателя и, наконец, передается на ведущую ось через зубчатые пары 1 и 2.

2. Гидромеханический режим трансмиссии: сцепление 1, 2 и 3 объединены, маховик соединяется с мощностью двигателя, затем вводится через сцепление 2 и планетарную рейку, солнечное колесо выводится и затем передается на сцепление 3, и, наконец, зубчатая пара 2 увеличивает крутящий момент и затем приводит в движение колеса.

В 1986 г. Greenwood предложил концептуальную гибридную трансмиссию с маховиком, показанную на рис. 8.

Маховик соединен с муфтой выключения сцепления последовательно с комбинированной муф-

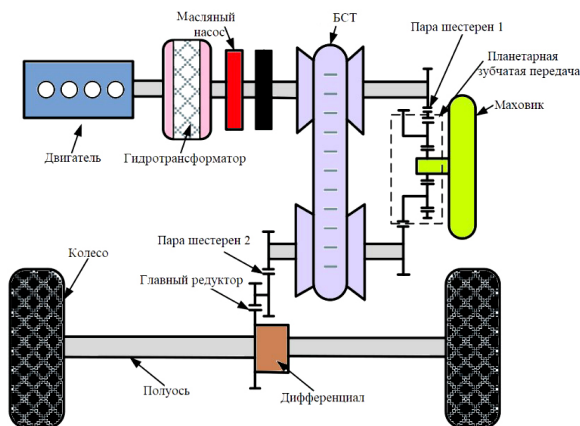


Рис. 9. Гибридная силовая установка с маховиком и нулевой инерцией
Fig. 9. Hybrid powertrain with flywheel and zero inertia

той (обгонная муфта параллельно с многодисковой муфтой), а мощность соединена с трансмиссией автомобиля через конические шестерни [27]. Поток мощности от дизельного двигателя является однонаправленным и передается на трансмиссию, где колеса приводятся в движение через БСТ. Комбинированное сцепление обеспечивает двустороннюю передачу энергии между маховиком и трансмиссией, при этом маховик может передавать энергию на трансмиссию через разъединительную и обгонную муфты, а также возвращать ее через многодисковую муфту и разъединительную муфту.

Этап исследований и разработок

В начале XXI в. отечественные и зарубежные автомобильные компании и исследовательские институты разработали целый ряд гибридных систем с маховиком на основе передовой технологии управления трансмиссией, как показано на рис. 4б и 4в. Такие системы не только в полной мере используют высокие удельные мощностные характеристики маховика, но и эффективно решают проблему недостаточной мощности и экономии энергии, вызванную ограничением мощности системы электропривода в электромобилях. Кроме того, механическая мощность маховика в системе может быть напрямую соединена с обычной трансмиссией, что значительно повышает эффективность рекуперативного торможения и ускорения автомобиля [27].

В 2001 г. в Технологическом университете Эйндховена (Нидерланды) была разработана безынерционная трансмиссия, как показано на рис. 9. БСТ управляет работой двигателя вблизи точки оптимальной эффективности, но из-за неминимальных фазовых характеристик системы при ускорении возникает явление гистерезиса, и безынерционная трансмиссия может эффективно избежать сопротивления ускорению, вызванного инерцией двигателя при разгоне автомобиля [28–29].

При ускорении дроссельная заслонка двигателя открывается шире, а БСТ уменьшает передаточное число для увеличения крутящего момента привода, чтобы удовлетворить потребности водителя в мощности. Чтобы избежать снижения скорости, вызванного сопротивлением системы при разгоне, на рис. 9 к обычной трансмиссии автомобиля добавлены маховик и планетарная коробка передач.

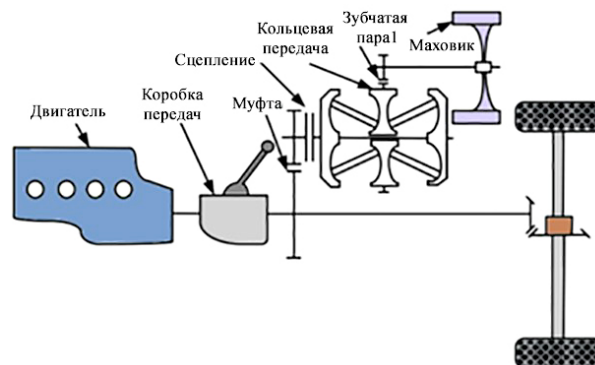


Рис. 10. Гибридная трансмиссия с маховиком от Flybrid Systems
Fig. 10. Flywheel hybrid transmission from Flybrid Systems

Двигатель входит в зацепление с внешним кольцом планетарной коробки передач через зубчатую пару 1, а маховик соединен с валом солнечного колеса. Когда автомобиль ускоряется, вращающийся маховик поворачивает планетарный редуктор, который через зубчатую пару 2, главную коробку передач, дифференциал и полуоси приводит в движение колеса, обеспечивая дополнительную мощность.

Этап проверки

В 2008 г. в британской компании Flybrid Systems была разработана параллельная механическая маховичная трансмиссия [28], как показано на рис. 10. Маховик состоит из углеродного волокна, намотанного на стальную ступицу, с рабочей скоростью 35 000 об/мин (с предельной скоростью 64 500 об/мин). Маховик соединен с кольцевой передачей с фиксированным передаточным отношением через зубчатую пару 1, а выходной вал кольцевой передачи соединен со сцеплением, которое через муфту соединяется с обычной трансмиссией автомобиля.

В 2009 г. компания Flybrid Systems установила систему на болид Формулы 1 общей массой около 17,2 кг и пиковой мощностью 97 кВт. В июне 2011 г. автомобиль, оснащенный гибридной системой Flybrid Flywheel Hybrid System, успешно прошел «24 часа Ле-Мана», став первым гибридным болидом, преодолевшим всю дистанцию соревнований. Когда автомобиль тормозит в повороте, кинетическая энергия кузова накапливается в маховике через кольцевую передачу, и маховик в вакуумном корпусе вращается с высокой скоростью, накапливая энергию. При выходе из поворота энергия, накопленная в маховике, высвобождается через кольцевую коробку передач и соединяется с мощностью двигателя на выходе главной передачи для привода колес.

В 2010 г., основываясь на британском проекте передового применения гибридной системы с маховиком, компания Jaguar Motors разработала прототип гибридной системы с механическим маховиком Jaguar XF [30]. Общая масса системы составляет около 65 кг, а высокоскоростной маховик способен выдавать мгновенную пиковую мощность 60 кВт за 7 с.

В 2014 г. компании Volvo Cars и Torotrak разработали новую гибридную систему с механическим маховиком (Flywheel KERS) и установили ее на заднюю ось тестовой модели S60 T5 [31], как показано на рис. 11. Volvo протестировала свою систему

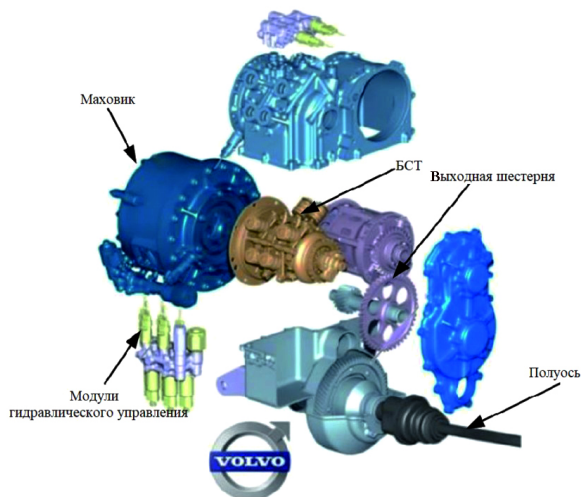


Рис. 11. Гибридная трансмиссия Volvo с маховиком
Fig. 11. Volvo's flywheel hybrid transmission

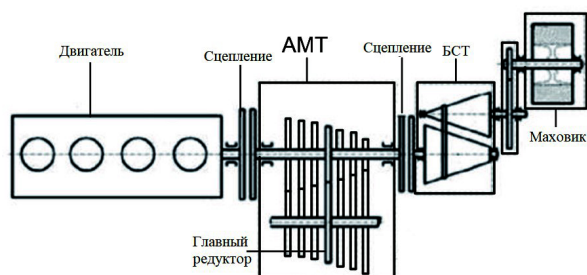


Рис. 12. Гибридная силовая установка на маховике с АТМ
Fig. 12. Hybrid powertrain on flywheel with ATM

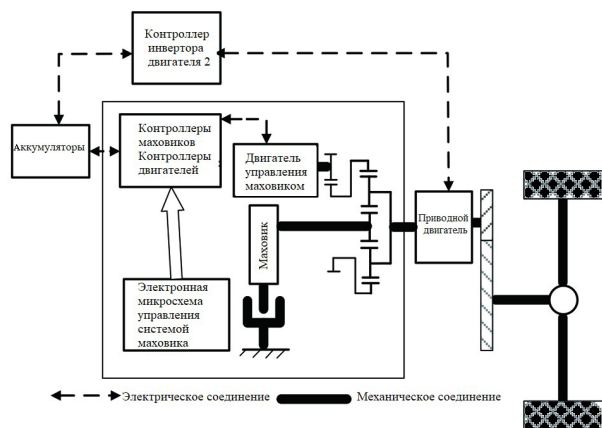


Рис. 13. Маховичная гибридная трансмиссия HAIKE
Fig. 13. HAIKE flywheel hybrid transmission

рекуперации кинетической энергии маховика автомобилей и обнаружила, что данная система может снизить расход топлива на 25 %.

В 2012 г. в Болонском университете была разработана гибридная система с маховиком и автоматизированной механической трансмиссией (АМТ), представленная на рис. 12. В этой системе маховик соединен с входным валом автоматической трансмиссии через БСТ и сцепление, что позволяет рекуперировать энергию торможения и переключать точки нагрузки двигателя [11].

В 2014 г. компания Haike New Energy Company самостоятельно разработала маховичную гибридную систему, показанную на рис. 13 [32], которая позволяет достичь экономии энергии от 30 до 50 % при стандартных условиях работы и улучшить характеристики ускорения всего автомобиля на 50–100 %. Система имеет следующие особенности:

- 1) кинетическая энергия передается непосредственно через планетарный зубчатый механизм с помощью механической муфты, что обеспечивает высокую эффективность использования кинетической энергии при торможении;
- 2) двигатель, управляемый маховиком, способен обеспечить вспомогательную мощность и управление энергией, что снижает потребность в мощности системы электропривода;
- 3) маховик не требует вакуумной рабочей среды, заменяя БСТ в механической системе планетарным механизмом с приводом от двигателя и пополняя энергию маховика в режиме реального времени через двигатель по мере необходимости;
- 4) технология векторного управления двигателем, управляемым маховиком, позволяет добиться идеальной плавности и согласованности работы системы;
- 5) предельная скорость маховика для накопления энергии составляет 25000 об/мин, что делает центробежную силу большой.

Выводы

Из исследования автомобильной гибридной системы с маховиком видно, что гибридная система с маховиком является идеальной технологией хранения вторичной энергии для автомобилей, и система имеет следующие преимущества:

1. Обеспечение стабильного выхода мощности от основного источника питания. Когда автомобиль находится в условиях старта, ускорения и подъема, гибридная система маховика может обеспечить вспомогательную мощность для основного источника энергии, компенсировать мгновенную высокую мощность и уменьшить потери мощности основного источника энергии. То есть, при условии обеспечения одинаковой мощности, рабочий объем двигателя может быть уменьшен без необходимости создания большого резерва мощности.

2. Повышенная эффективность преобразования энергии. Поскольку удельная мощность маховика намного выше, чем у аккумулятора, гибридная система с маховиком способна быстро накапливать энергию в виде механической энергии при движении автомобиля на спуске и торможении, причем на скорость накопления энергии не влияет скорость химической реакции «активных веществ» электродов аккумулятора.

3. По сравнению с электрическими гибридными системами, срок службы гибридной системы с маховиком может соответствовать полному жизненному циклу автомобиля, а сама система имеет длительный цикл технического обслуживания, что является экологически чистым и не загрязняющим окружающую среду.

Однако распространение гибридных систем с маховиком в транспортных средствах ограничено технологией, ценой и другими факторами. Дальнейшие исследования по-прежнему необходимы в следующих двух аспектах:

1. Безопасность маховичных гибридных систем. Хотя скорость вращения маховика-накопителя

энергии значительно уменьшилась по сравнению с маховиковой батареей, масса автомобильного маховика ограничена легким весом автомобиля и расположением трансмиссии, поэтому его нелегко увеличить в размерах; чтобы максимизировать энергию, запасенную в маховиковой системе, необходимо увеличить скорость вращения маховика, что приведет к увеличению риска отказа системы.

2. Параметры системы должны быть правильно подобраны. Гибридная силовая система с маховиком в качестве вспомогательного источника энергии, применяемая к традиционному автомобилю с двигателем внутреннего сгорания, должна обеспечивать динамику автомобиля в соответствии с предпосылкой улучшения экономии топлива, насколько это возможно, в то время как дополнительное увеличение массы маховика противоречит цели создания легких автомобилей, как разумно управлять гибридной силовой системой с маховиком, стоимостью массы, эффективностью, плотностью мощности и плотностью энергии, чтобы сделать ее экономически эффективной при различных целях для достижения оптимальной экономической эффективности, необходимо изучить дальше. Вопрос о том, как рационально контролировать массогабаритные показатели, КПД, плотность мощности и плотность энергии гибридной системы маховика, чтобы оптимизировать ее экономическую эффективность при различных целях использования, требует дальнейшего обсуждения.

Список источников

1. Красневский Л. Г., Николаев Ю. И. Перспективы применения гибридных силовых установок в военной автомобильной технике (по материалам зарубежной печати) // Актуальные вопросы машиноведения. 2014. Вып. 3. С. 77–82. EDN: ZCHPGJ.
2. Наказной О. А., Харитонов С. А., Никитин В. А. Частичная оценка целесообразности применения электрической трансмиссии быстроходных гусеничных машин // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. Вып. 10. DOI: 10.18698/2308-6033-2013-10-974.
3. Машков К. Ю., Наумов В. Н. О повышении проходимости транспортных роботов // Оборонная техника. 2008. № 1–2. С. 63–67.
4. Бахмутов С. В., Селифонов В. В. Экологически чистый городской автомобиль с гибридной силовой установкой // Наука — производству. 2001. № 7.
5. Накопитель энергии (Архивная копия от 15 июня 2022) // Wayback Machine // Большая российская энциклопедия. https://old.bigenc.ru/technology_and_technique/text/2246533 (дата обращения: 10.03.2024).
6. Huggins R. A. Energy Storage. Springer Science & Business Media, 2010. 424 p. ISBN 9781441910233.
7. Castelvechi D. Flywheels: Spinning into Control. URL: <https://web.archive.org/web/20140606223717/http://sciencewriter.org/flywheels-spinning-into-control/> (дата обращения: 16.03.2019).
8. Electricity Storage Association (with Thermal Storage data added by author). 2010. URL: www.electricitystorage.org/ESA/technologies (дата обращения: 16.03.2019).
9. Berry G. Present and future electricity storage for intermittent renewables // The 10–50 Solution: Technologies and Policies for a Low-Carbon Future. 2009. URL: <https://studylib.net/doc/18563873/present-and-future-electricity-storage-for-intermittent> (дата обращения: 01.04.2024).
10. Guney M. S., Tepe Y. Classification and assessment of energy storage systems // Renewable & Sustainable Energy Reviews. 2017. Vol. 75. P. 1187–1197. DOI: 10.1016/j.rser.2016.11.102.

11. Hannan M. A., Azidin F. A., Mohamed A. Hybrid electric vehicles and their challenges: A review // Renewable & Sustainable Energy Reviews. 2014. Vol. 29. P. 135–150.
12. Hansen J. G. R., O’Kain D. U. An assessment of flywheel high power energy storage technology for hybrid vehicles. Oak Ridge: Oak Ridge National Laboratory, 2011. URL: <https://info.ornl.gov/sites/publications/files/Pub31707.pdf> (дата обращения: 10.12.2011).
13. Hasanov A. H. oglu, Hashimov E., Zulfugarov B. Comparative analysis of the efficiency of various energy storages // Advanced Information Systems. 2023. Vol. 7(3). P. 74–80. DOI: 10.20998/2522-9052.2023.3.11.
14. Zhang J., Huang L., Chen Z. Research on flywheel energy storage system and its operation control technology // Chinese Journal of Electrical Engineering. 2003. Vol. 23 (3). P. 108–111.
15. Моисеенко В. Л., Дмитриев А. В., Максимчик К. В., Письменная Н. В. Эксплуатация гибридного привода на железнодорожном транспорте // Проблемы безопасности на транспорте: материалы X Междунар. науч.- практ. конф. (Гомель, 26–27 ноября 2020 г.). В 5 ч. / под общ. ред. Ю. И. Кулаженко. Гомель: Изд-во БелГУТ, 2020. Ч. 5. С. 94–96. EDN: EBKITN.
16. Bolund B., Bernhoff H., Leijon M. Flywheel energy and power storage systems // Renewable & Sustainable Energy Reviews. 2007. Vol. 11 (2). Vol. 235–258. DOI: 10.1016/j.rser.2005.01.004.
17. Tang X., Hu X., Yang W., Yu H. Novel Torsional Vibration Modeling and Assessment of a Power-Split Hybrid Electric Vehicle Equipped With a Dual-Mass Flywheel // IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2017. Vol. 67, № 3. DOI: 10.1109/TVT.2017.2769084.
18. Dhand A., Pullen K. Review of flywheel based internal combustion engine hybrid vehicles // International Journal of Automotive Technology. 2013. Vol. 14 (5). P. 707–804. DOI: 10.1007/s12239-013-0088-x.
19. Hebner R., Beno J., Walls A. Flywheel Batteries come around again // IEEE Spectrum. 2002. Vol. 39 (4). P. 46–51. DOI: 10.1109/6.993788.
20. Mouratidis P., Schüßler B., Rinderknecht S. Hybrid Energy Storage System consisting of a Flywheel and a Lithium-ion Battery for the Provision of Primary Control Reserve // 2019 8th International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA), Brasov, Romania. 2019. P. 94–99. DOI: 10.1109/ICRERA47325.2019.8996553.
21. Diego U., Martinea P., Mcglashan N. The mechanical hybrid vehicle: an investigation of a flywheel-based vehicular regenerative energy capture system // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2008. Vol. 222 (11). P. 2087–2101. DOI: 10.1243/09544070JAUTO677.
22. Шабанов А. В., Ломакин В. В., Шабанов А. А., Сальников В. И. Применение комбинированных силовых установок на автомобилях и экологическая безопасность окружающей среды // Известия МГТУ «МАМИ». 2013. Т. 1, № 1 (15). С. 232–239. DOI: 10.17816/2074-0530-68365. EDN: QIMILT.
23. Zhang X., Chu Jiangwei, Li H. [et al.]. Key technologies of flywheel energy storage systems and current development status // Energy Storage Science and Technology. Vol. 2015. Vol. 4 (1). P. 55–60.
24. Dhand A., Pullen K. R. Review of Flywheel based Internal Combustion Engine Hybrid Vehicles // International Journal of Automotive Technology. 2013. Vol. 14 (5). P. 797–804. DOI: 10.1007/s12239-013-0088-x.
25. Hofman T., van Drutenet R. M., Hoekstra D. [et al.]. Optimal design of energy storage systems for hybrid vehicle drivetrains // IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. 2005. DOI: 10.1109/VPPC.2005.1554535.
26. Song L., Yi Y., Xiaoliang Z. Research on Energy Management Strategy for Electric Vehicles Based on Flywheel Energy Storage // 2024 IEEE 2nd International Conference on Control, Electronics

and Computer Technology (ICCECT), Jilin, China. 2024. P. 205–210. DOI: 10.1109/ICCECT60629.2024.10545973.

27. Greenwood C. J. Integration of a commercial vehicle regenerative braking driveline // Int. Conf. Integrated Engine Transmission Systems. 1986. P. 127–133.

28. Brockbank C., Greenwood C. Fuel economy benefits of a flywheel and CVT based mechanical hybrid for city bus and commercial vehicle applications // SAE International Journal of Commercial Vehicles. 2010. Vol. 2 (2). P. 115–122. DOI: 10.4271/2009-01-2868.

29. Vroemen B., Serrarens A. F. A., Veldpaus F. Hierarchical control of the zero-inertia powertrain // SAE Reviews. 2001. Vol. 22 (4). P. 519–526. DOI: 10.1016/S0389-4304(01)00139-4.

30. Alirezaei M., Kanarachos S., Scheepers B., Maurice J. P. Experimental evaluation of optimal Vehicle Dynamic Control based on the State Dependent Riccati Equation technique // 2013 American Control Conference, Washington, DC, USA. 2013. P. 408–412.

31. Volvo Cars tests of flywheel technology confirm fuel savings of up to 25 percent // Volvo Car Group. URL: <https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/media/pressreleases/48800> (дата обращения: 25.04.2013).

32. Haike New Energy Team. «Electric» flywheel hybrid system-cyclic kinetic propulsion system // Changzhou Haike New Energy Technology. URL: <http://www.chk-net.com/product.asp?id=12> (дата обращения: 20.07.2012).

ТАРРАФ МОХАММАД, аспирант кафедры «Автомобили» Московского автомобильно-дорожного госу-

дарственного технического университета (МАДИ), г. Москва.

Адрес для переписки: mohammadasaat90@gmail.com
ГАЕВСКИЙ Виталий Валентинович, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Автомобили» МАДИ, г. Москва.

SPIN-код: 2212-1128

AuthorID (РИНЦ): 293298

Адрес для переписки: vit-life@rambler.ru

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

AuthorID (SCOPUS): 57216623195

Адрес для переписки: muhamaddeeb002@gmail.com

Для цитирования

Тарраф Мохаммад, Гаевский В. В., Диб Мухаммад. Обзор результатов в применении гибридных транспортных систем с маховиком // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 63–72. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-63-72.

Статья поступила в редакцию 26.08.2024 г.

© Тарраф Мохаммад, В. В. Гаевский,
Диб Мухаммад

OVERVIEW OF RESULTS IN THE APPLICATION OF FLYWHEEL HYBRID TRANSPORTATION SYSTEMS

Tarraf Mokhammad¹, V. V. Gayevskiy¹, Deeb Mukhammad²

¹Moscow State Automobile and Road Construction State Technical University,
Russia, Moscow, Leningradskiy Ave., 64, 125319

²National Research University «Moscow Power Engineering Institute»,
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya, 14, bld. 1, 111250

Among several typical energy storage methods, that flywheel energy storage has advantages such as high instantaneous power, high-performance and long service life, making it perfect secondary energy storage technology for traditional internal combustion engine vehicles. Although some progress has been made in the applied research of flywheel energy storage technology, there are no detailed studies at home and abroad that summarize its application in the vehicle applications. This paper searches the data on «flywheel energy storage», analyzes the research progress of flywheel energy storage in automotive industry, and analyzes the research progress of flywheel energy storage in vehicle applications. The search data show that flywheel energy storage technology for the vehicle applications has been studied for the last 20 years, although it is a niche research area. With respect to two typical flywheel hybrid systems, namely electric and mechanical drive, we have focused on the history of the study, research and validation of mechanical flywheel hybrid system in the automotive industry, as well as the structural characteristics of this system, the current state of research and future research trends.

Keywords: hybrid vehicle, energy storage system, car battery, hybrid transmission, automated manual transmission, electrically driven flywheel, continuously variable transmission.

References

1. Krasnevskiy L. G., Nikolayev Yu. I. Perspektivy primeneniya gibridnykh silovyykh ustanovok v voyennoy avtomobil'noy tekhnike (po materialam zarubezhnoy pechati) [Perspectives of application of hybrid powerplants in military vehicles (according to the materials of foreign media)] // Aktual'nyye voprosy mashinovedeniya. *Actual Issues of Mechanical Engineering*. 2014. Issue. 3. P. 77–82. EDN: ZCHPGJ. (In Russ.).
2. Nakaznoy O. A., Kharitonov S. A., Nikitin V. A. Chastichnaya otsenka tselesoobraznosti primeneniya elektricheskoy transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Private assessment of electrical transmissions appropriateness in high-speed tracked vehicles] // Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2013. Issue 10. DOI: 10.18698/2308-6033-2013-10-974. (In Russ.).
3. Mashkov K. Yu., Naumov V. N. O povyshenii prokhodimosti transportnykh robotov [On improving the cross-country mobility of transportation robots] // Oboronnaya tekhnika. *Defence Equipment*. 2008. No. 1–2. P. 63–67. (In Russ.).
4. Bakhmutov S. V., Selifonov V. V. Hibrid güç santralli ekolojik olarak temiz şehir arabası / Nauka — Proizvodstvo. NTP “Virazh-centre”, 2001, № 7. (In Russ.).
5. Nakopitel' energii (Arkhivnaya kopiya ot 15 iyunya 2022) // Wayback Machine // Bol'shaya rossiyskaya entsiklopediya. https://old.bigenc.ru/technology_and_technique/text/2246533 (accessed: 10.03.2024). (In Russ.).
6. Huggins R. A. Energy Storage. Springer Science & Business Media, 2010. 424 p. ISBN 9781441910233. (In Engl.).
7. Castelveccchi D. Flywheels: Spinning into Control. URL: <https://web.archive.org/web/20140606223717/http://science-writer.org/flywheels-spinning-into-control/> (accessed: 16.03.2019). (In Engl.).
8. Electricity Storage Association (with Thermal Storage data added by author). 2010. URL: www.electricitystorage.org/ESA/technologies (accessed: 16.03.2019). (In Engl.).
9. Berry G. Present and future electricity storage for intermittent renewables // The 10–50 Solution: Technologies and Policies for a Low-Carbon Future. 2009. URL: <https://studylib.net/doc/18563873/present-and-future-electricity-storage-for-intermittent> (accessed: 01.04.2024). (In Engl.).
10. Guney M. S., Tepe Y. Classification and assessment of energy storage systems // Renewable & Sustainable Energy Reviews. 2017. Vol. 75. P. 1187–1197. DOI: 10.1016/j.rser.2016.11.102. (In Engl.).
11. Hannan M. A., Azidin F. A., Mohamed A. Hybrid electric vehicles and their challenges: A review // Renewable & Sustainable Energy Reviews. 2014. Vol. 29. P. 135–150. (In Engl.).
12. Hansen J. G. R., O'Kain D. U. An assessment of flywheel high power energy storage technology for hybrid vehicles. Oak Ridge: Oak Ridge National Laboratory, 2011. URL: <https://info.ornl.gov/sites/publications/files/Pub31707.pdf> (accessed: 10.12.2011). (In Engl.).
13. Hasanov A. H. oglu, Hashimov E., Zulfugarov B. Comparative analysis of the efficiency of various energy storages // Advanced Information Systems. 2023. Vol. 7(3). P. 74–80. DOI: 10.20998/2522-9052.2023.3.11. (In Engl.).
14. Zhang J., Huang L., Chen Z. Research on flywheel energy storage system and its operation control technology // Chinese Journal of Electrical Engineering. 2003. Vol. 23 (3). P. 108–111. (In Engl.).
15. Moiseyenko V. L., Dmitriyev A. V., Maksimchik K. V., Pis'mennaya N. V. Ekspluatatsiya gibridnogo privoda na zheleznodorozhnom transporte [Operation of hybrid drive in railway transport] // Problemy bezopasnosti na transporte. *Transport Safety Issues*. In 5 Part / Ed. by

Yu. I. Kulazhenko. Gorn'ye, 2020. Part 5. P. 94–96. EDN: EBKITN. (In Russ.).

16. Bolund B., Bernhoff H., Leijon M. Flywheel energy and power storage systems // *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. 2007. Vol. 11 (2). P. 235–258. DOI: 10.1016/j.rser.2005.01.004. (In Engl.).

17. Tang X., Hu X., Yang W., Yu H. Novel Torsional Vibration Modeling and Assessment of a Power-Split Hybrid Electric Vehicle Equipped With a Dual-Mass Flywheel // *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2017. Vol. 67, no. 3. DOI: 10.1109/TVT.2017.2769084. (In Engl.).

18. Dhand A., Pullen K. Review of flywheel based internal combustion engine hybrid vehicles // *International Journal of Automotive Technology*. 2013. Vol. 14 (5). P. 707–804. DOI: 10.1007/s12239-013-0088-x. (In Engl.).

19. Hebnner R., Beno J., Walls A. Flywheel Batteries come around again // *IEEE Spectrum*. 2002. Vol. 39 (4). P. 46–51. DOI: 10.1109/6.993788. (In Engl.).

20. Mouratidis P., Schüßler B., Rinderknecht S. Hybrid Energy Storage System consisting of a Flywheel and a Lithium-ion Battery for the Provision of Primary Control Reserve // 2019 8th International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA), Brasov, Romania. 2019. P. 94–99. DOI: 10.1109/ICRERA47325.2019.8996553. (In Engl.).

21. Diego U., Martinea P., Mcglashan N. The mechanical hybrid vehicle: an investigation of a flywheel-based vehicular regenerative energy capture system // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2008. Vol. 222 (11). P. 2087–2101. DOI: 10.1243/09544070JAUTO677. (In Engl.).

22. Shabanov A. V., Lomakin V. V., Shabanov A. A., Salnikov V. I. Primeneniye kombinirovannykh silovyykh ustanovok na avtomobilyakh i ekologicheskaya bezopasnost' okruzhayushchey sredy [Usage of combined power units in vehicles and environmental safety] // *Izvestiya MG TU «MAMI». Izvestia MG TU MAMI*. 2013. Vol. 1, no. 1 (15). P. 232–239. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-68365>. EDN: QIMILT. (In Russ.).

23. Zhang X., Chu Jiangwei, Li H. [et al.]. Key technologies of flywheel energy storage systems and current development status // *Energy Storage Science and Technology*. Vol. 2015. Vol. 4 (1). P. 55–60. (In Engl.).

24. Dhand A., Pullen K. R. Review of Flywheel based Internal Combustion Engine Hybrid Vehicles // *International Journal of Automotive Technology*. 2013. Vol. 14 (5). P. 797–804. DOI: 10.1007/s12239-013-0088-x. (In Engl.).

25. Hofman T., van Drutenet R. M., Hoekstra D. [et al.]. Optimal design of energy storage systems for hybrid vehicle drivetrains // *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. 2005. DOI: 10.1109/VPFC.2005.1554535. (In Engl.).

26. Song L., Yi Y., Xiaoliang Z. Research on Energy Management Strategy for Electric Vehicles Based on Flywheel Energy Storage // 2024 IEEE 2nd International Conference on Control, Electronics and Computer Technology (ICCECT), Jilin, China. 2024. P. 205–210. DOI: 10.1109/ICCECT60629.2024.10545973. (In Engl.).

27. Greenwood C. J. Integration of a commercial vehicle regenerative braking driveline // *Int. Conf. Integrated Engine Transmission Systems*. 1986. P. 127–133. (In Engl.).

28. Brockbank C., Greenwood C. Fuel economy benefits of a flywheel and CVT based mechanical hybrid for city bus and commercial vehicle applications // *SAE International Journal of Commercial Vehicles*. 2010. Vol. 2 (2). P. 115–122. DOI: 10.4271/2009-01-2868. (In Engl.).

29. Vroemen B., Serrarens A. F. A., Veldpaus F. Hierarchical control of the zero-inertia powertrain // *SAE Reviews*. 2001. Vol. 22 (4). P. 519–526. DOI: 10.1016/S0389-4304(01)00139-4. (In Engl.).

30. Alirezaei M., Kanarachos S., Scheepers B., Maurice J. P. Experimental evaluation of optimal Vehicle Dynamic Control based on the State Dependent Riccati Equation technique // 2013 American Control Conference, Washington, DC, USA. 2013. P. 408–412. (In Engl.).

31. Volvo Cars tests of flywheel technology confirm fuel savings of up to 25 percent // Volvo Car Group. URL: <https://www.media.volvocars.com/global/en-gb/media/pressreleases/48800> (accessed: 25.04. 2013). (In Engl.).

32. Haike New Energy Team. «Electric» flywheel hybrid system-cyclic kinetic propulsion system // Changzhou Haike New Energy Technology. URL: <http://www.chk-net.com/product.asp?id=12> (accessed: 20.07. 2012). (In Engl.).

TARRAF MOKHAMMAD, Graduate Student of Automobiles Department, Moscow State Automobile and Road Construction State Technical University, Moscow.

Correspondence address: mohammadasaat90@gmail.com

GAYEVSKIY Vitaliy Valentinovich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Automobiles Department, Moscow State Automobile and Road Construction State Technical University, Moscow.

SPIN-code: 2212-1128

AuthorID (RSCI): 293298

Correspondence address: vit-life@rambler.ru

DEEB MUKHAMMAD, Candidate of Technical Sciences, Assistant of Electromechanics, Electrical and Electronic Apparatuses Department, National Research University «Moscow Power Engineering Institute», Moscow.

AuthorID (SCOPUS): 57216623195

Correspondence address: muhamaddeeb002@gmail.com

For citations

Tarraf Mokhammad, Gayevskiy V. V., Deeb Mukhammad. Overview of results in the application of flywheel hybrid transportation systems // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 63–72. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-63-72.

Received August 26, 2024.

© Tarraf Mokhammad, V. V. Gayevskiy, Deeb Mukhammad

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАЛОГО КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

А. В. Седельников, А. С. Танеева

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева,
Россия, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34

В работе представлена методика проектирования малого космического аппарата для выполнения задач реализации технологических процессов в условиях околоземного космического пространства. При проектировании такого малого космического аппарата предполагается, что он будет оснащён микрогравитационной платформой для выполнения требований по микроускорениям. Методика основана на принципах индивидуальности, достижимости и контролируемости. Они гарантируют максимально возможный учёт особенностей реализуемого гравитационно-чувствительного процесса, в том числе выполнение требований по ограничению модуля микроускорений в рабочей зоне технологического оборудования и эффективный контроль этого выполнения. Разработанная методика может быть использована при проектировании малого космического аппарата технологического назначения.

Ключевые слова: методика проектирования, микроускорения, гравитационно-чувствительные процессы, микрогравитационная платформа, малый космический аппарат, технологическое назначение, виброзащитное устройство.

Введение

Вопросы проектирования, производства и эксплуатации малого космического аппарата (МКА) технологического назначения (ТН) являются важными и актуальными. Быстрая реализация космических проектов МКА, а также их сравнительно низкая стоимость дают неоспоримые преимущества и способствуют расширению области возможного применения МКА [1–3]. Однако МКА имеют свои особенности по сравнению с космическими аппаратами (КА) других классов. Одной из таких особенностей является существенно более высокая доля массы упругой части конструкции МКА в общей его массе [4–6]. Данная особенность существенно осложняет использование МКА в области космических технологий, поскольку для реализации гравитационно-чувствительных процессов требуется выполнение требований по микроускорениям [7–9].

Одним из возможных путей решения проблем обеспечения условий по микроускорениям во внутренней среде МКА является установка на его борту микрогравитационной платформы [10–12], которая является одним из наиболее перспективных направлений удовлетворения требований по микроускорениям. В защищённой зоне этих платформ размещалось технологическое оборудование. Одной из первых таких платформ была создана и испытана Microgravity Isolation Mount (MIM) [8]. Испытания MIM на борту орбитального комплекса «Мир» показали, что при её штатной работе колебания в защищённой зоне платформы существенно ниже, чем вне защищённой зоны (более чем на порядок). Позднее на базе MIM была разработана Vibration Isolation Mounting System [8]. Она стала базой для Microgravity Vibration Isolation Subsystem (MVIS), являющейся частью минилаборатории Fluid Science Laboratory. Минилаборатория функциони-

рует в составе лабораторного модуля «Columbus» на Международной космической станции. По экспериментальным оценкам с помощью MVIS удалось снизить максимальные значения микроускорений с 227 мкм/с^2 до 40 мкм/с^2 .

Таким образом, было обозначено направление по обеспечению требований по микроускорениям для орбитальных космических станций, в состав которых входят специализированные лабораторные модули («Кристалл», «Columbus», «KIBO»), а также лабораторий класса орбитальных космических станций («Tiangong»). Этот же подход применим и для МКА ТН.

Начав своё развитие с механических виброзащитных устройств [13–15], современные микрогравитационные платформы основаны на магнитном принципе работы [16–18]. Магнитная микрогравитационная платформа представляет собой бесконтактную систему виброизоляции, оснащённую позиционно-чувствительными датчиками, электростатическими акселерометрами и электромагнитными приводами. Защищённая часть этой платформы не имеет механического контакта и управляется электромагнитными силами [19]. В 1990-х гг. была создана и испытана система подавления ускорения с помощью левитации STABLE [20], которая впервые была успешно применена в качестве активной микрогравитационной платформы на миссии STS-93 [19]. С тех пор было создано достаточное количество бесконтактных активных микрогравитационных платформ, таких как MGIM [21], g-Limit [22], система активной виброизоляции в условиях микрогравитации MAIS [23].

Есть идеи реализации двухконтурных платформ, сочетающих в себе магнитный и механический принципы действия [19]. Авторы [19], основываясь на упрощённой линеаризованной модели управления подвижной частью двухконтурной микрогра-

витационной платформы, используют регулятор обратного хода для подавления вибрации с неопределенными параметрами. Результаты вычислительного эксперимента, представленные в [19], показывают, что метод обратного хода эффективно улучшает показатели виброизоляции в диапазоне частот колебаний от 1 Гц до 100 Гц примерно на 19 дБ.

Сегодня виброзащитные устройства имеют широкий спектр применения, не ограничиваясь космическими технологиями. Например, для виброзащиты высокочувствительной целевой аппаратуры [24, 25]. Анализ [26] показал, что собственные колебания панелей солнечных батарей телескопа Хаббл повлияли на точность его наведения. В результате чего появилось значимое дрожание линии визирования телескопа [26]. В другом примере микровибрации, вызванные непрерывной работой двигателя-маховика КА ZY-3, запущенного в 2012 г., снизили разрешающую способность оптической системы с расчетного значения 0,4 м до фактического значения от 2,5 до 7,5 м [26]. Кроме того, микровибрации, создаваемые на орбитальных КА, могут оказывать большое влияние на качество изображения оптической полезной нагрузки. Опубликованные результаты показывают, что ошибка в 10 мкрад в оптической настройке камеры может привести к ошибке позиционирования в 500 км на Земле [26]. Поэтому микрогравитационная платформа находит активное применение при решении данного спектра задач.

Концептуальная модель МКА ТН с микрогравитационной платформой представлена в работе [27]. В этой связи актуальна разработка методики проектирования такого МКА, в основании которой лежит концептуальная модель [27].

Принципы проектирования малого космического аппарата технологического назначения

Для разработки методики проектирования МКА ТН на основе концептуальной модели [27] сформулируем принципы проектирования МКА. Они будут отличаться от известных принципов в силу того, что специфика МКА ТН и концепция его создания под определённый гравитационно-чувствительный процесс с максимальным учётом основных особенностей этого процесса играют решающую роль при формулировке принципов проектирования МКА. Действительно, принцип унификации виброзащитных устройств, который сформулирован в [24] для механических и в [10] для магнитных микрогравитационных платформ, не представляется рациональным для проектируемого МКА ТН. Наоборот, отсутствие многозадачности при реализации одного гравитационно-чувствительного процесса, который является единственной целевой задачей, позволяет сформулировать принцип *индивидуальности*, противоположный принципу унификации [10, 24]. Он заключается в более полном учёте основных требований гравитационно-чувствительного процесса путём использования за счёт проектно-конструкторских решений. В рамках принципа индивидуальности предполагается решение задач:

- формирование технического облика МКА и выбора типа микрогравитационной платформы;
- выбор их основных проектных параметров;
- компоновка микрогравитационной платформы с технологическим оборудованием во внутренней среде МКА ТН.

Таким образом, принцип индивидуальности при проектировании МКА ТН не является широко используемым принципом, как в силу специфики выполняемых целевых задач, так и принятой концепции проектирования МКА ТН [27], предполагающей использование микрогравитационной платформы. Более того, он является обратным часто применяемому принципу универсальности при одновременном решении многих целевых задач. Следует отметить в этой связи, что принцип универсальности применяется на КА ТН других классов. Поскольку нерационально использовать КА ТН среднего класса (например, КА ТН серии «Фотон» [28–30]) для реализации одного гравитационно-чувствительного процесса. На этих КА отрабатываются серии принципиально различных технологических процессов с разными и порой противоречивыми требованиями. Поэтому принцип индивидуальности здесь совершенно неприменим.

Следующим важным принципом при проектировании МКА ТН является принцип *достижимости*. Он состоит в обеспечении как конструктивными методами и проектно-конструкторскими решениями, так и алгоритмами управления требуемых значений модуля вектора микроускорений, превышение которых делает решение целевой задачи невозможным. В рамках принципа достижимости предполагается решение задач:

- оптимальная компоновка обеспечивающей аппаратуры во внутренней среде МКА ТН;
- выбор режимов функционирования целевой и обеспечивающей аппаратуры, при которых будут соблюдаться ограничения по микроускорениям;
- формирование алгоритмов управления исполнительными органами системы ориентации и управления движением МКА ТН, способствующих соблюдению ограничений по микроускорениям;
- формирование алгоритмов управления исполнительными органами системы управления относительным движением защищённой части микрогравитационной платформы, способствующих соблюдению ограничений по микроускорениям.

Принцип достижимости является специфическим принципом, способствующим эффективному выполнению задач по реализации гравитационно-чувствительных процессов на борту МКА ТН. Для решения большинства других целевых задач он не играет важной роли и может не рассматриваться в перечне важных принципов проектирования.

Сформулированный выше принцип достижимости должен быть дополнен принципом *контролируемости*. Он необходим для контроля поля микроускорений в защищённой зоне микрогравитационной платформы и заключается в подтверждении выполнения требований по ограничению микроускорений с заданной точностью. В рамках этого принципа контролируемости предполагается решение задач:

- проектирование информационно-измерительной системы контроля микроускорений;
- подбор номенклатуры и состава средств измерений, используемых для контроля микроускорений;
- компоновка информационно-измерительной системы во внутренней среде МКА ТН, в том числе и в защищённой зоне микрогравитационной платформы;
- разработка методики обработки измерительных данных, обеспечивающей требуемую точность оценки модуля вектора микроускорений.

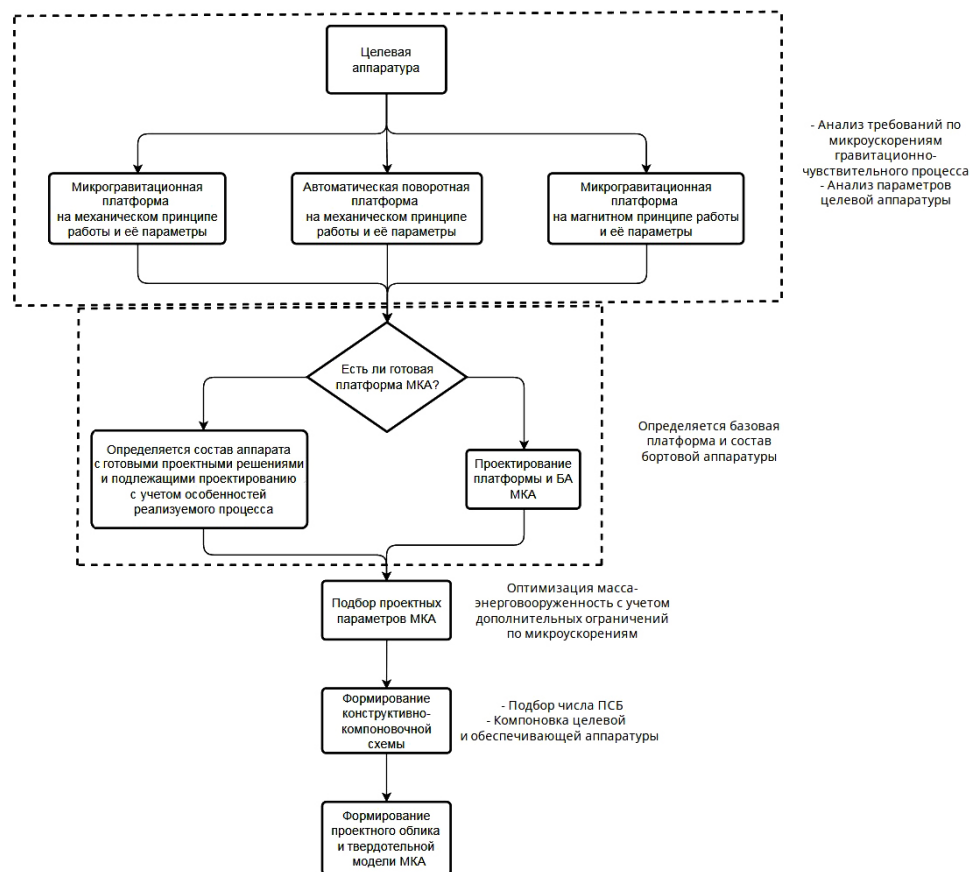


Рис. 1. Блок-схема алгоритма методики проектирования МКА ТН с микрогравитационной платформой

Fig. 1. Block diagram of the algorithm of the design methodology for a small technological spacecraft with a microgravity platform

Оригинальность сформулированных принципов проектирования требует разработки новой эффективной методики проектирования МКА ТН, которая будет рассмотрена в следующем разделе работы.

Методика проектирования малого космического аппарата технологического назначения с микрогравитационной платформой

На базе концепции проектирования МКА ТН [27] с учётом изложенных в предыдущем разделе принципов проектирования МКА ТН в настоящей работе представлена методика проектирования МКА ТН с использованием микрогравитационной платформы.

Методика содержит пять основных пунктов:

— на основе ограничений модуля микроускорений в защищённой зоне микрогравитационной платформы и массогабаритных параметров технологического оборудования выбирается тип и основные проектные параметры платформы;

— на основе решаемой целевой задачи подбирается базовая платформа МКА ТН, а также состав обеспечивающей аппаратуры и выделяется та часть этой аппаратуры, которую необходимо спроектировать с учётом требований реализуемого на МКА ТН гравитационно-чувствительного процесса;

— на основе номенклатуры выбранной обеспечивающей аппаратуры осуществляется двухкритериальная оптимизация (масса-энерговооруженность) с дополнительными ограничениями по модулю микроускорений и проводится выбор основных проектных параметров МКА ТН;

— на основе выбранных основных проектных параметров формируется конструктивно-компоновочная схема МКА ТН, обеспечивающая минимальное влияние микроускорений от внутренних возмущающих факторов на технологическое оборудование;

— на основе конструктивно-компоновочной схемы создаётся проектный облик и твердотельная модель МКА ТН.

Разработанная методика показана в виде алгоритма, приведённого на рис. 1.

Методика позволила создать проектный облик МКА ТН на базе платформы «Аист-2» с использованием автоматической поворотной виброзащитной платформы (АПВП) «Флюгер» и целевой аппаратуры «Ростовая установка» для реализации гравитационно-чувствительных процессов по направленной кристаллизации. Проектный облик МКА ТН представлен на рис. 2.

Особенностью процесса направленной кристаллизации является его нечувствительность к микроускорениям, параллельным направлению фронта кристаллизации. Именно эта особенность и позволила применить в проектном облике МКА ТН на рис. 2 АПВП «Флюгер», поскольку эта платформа ориентирует полезную нагрузку так, чтобы вектор микроускорений совпадал с направлением фронта кристаллизации. По двум другим осям, согласно данным [9], компоненты вектора микроускорений не превышали 3 мкм/с^2 . Таким образом, был реализован принцип индивидуальности при использовании предложенной методики проектирования МКА ТН.

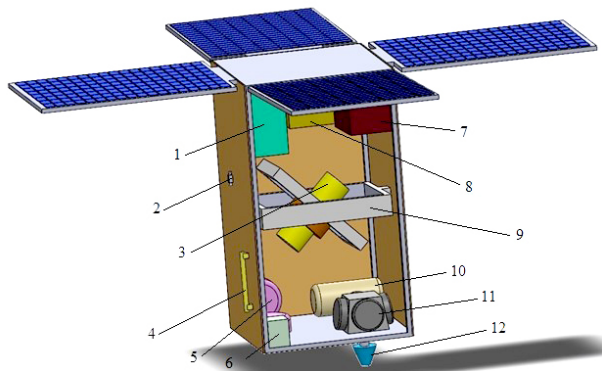


Рис. 2. Проектный облик МКА ТН, созданный на основе разработанной методики проектирования:
 1 — бортовая система контроля и управления (БСКУ);
 2 — электротермический микродвигатель; 3 — научная аппаратура «Ростовская установка»; 4 — антенное приемное устройство БСКУ; 5 — двигатель маховик;
 6 — аккумуляторная батарея; 7 — универсальная многофункциональная вычислительная система (УМВС);
 8 — блок автоматики, контроля, управления и регулирования (БАКУР); 9 — АПВП «Флюгер»;
 10 — топливный бак; 11 — одноосный измеритель угловой скорости (ОИУС); 12 — антенное передающее устройство БСКУ

Fig. 2. The design image of the small technological spacecraft, created on the basis of the developed design methodology:
 1 — on-board monitoring and control system (OMCS);
 2 — electrothermal microdrive; 3 — scientific equipment «Growth setup»; 4 — antenna receiver of OMCS;
 5 — flywheel motor; 6 — rechargeable battery;
 7 — universal multifunctional computing system;
 8 — automation, control, control unit and regulation;
 9 — automatic rotating vibration-proof platform «Flyuger»;
 10 — fuel tank; 11 — uniaxial angular velocity meter (OIUS);
 12 — antenna transmitting device of OMCS

Выводы и заключение

Разработанная методика позволяет при проектировании МКА ТН учесть основные особенности реализуемого гравитационно-чувствительного процесса путём применения различных проектно-конструкторских решений, касающихся как внешнего вида МКА ТН, состава обеспечивающей аппаратуры и системы управления движением, компоновки МКА ТН, так и выбора типа микрогравитационной платформы, обеспечивающей выполнение требований по микроускорениям. Это способствует созданию проектного облика МКА ТН для реализации конкретного гравитационно-чувствительного процесса, а также использованию МКА для проведения экспериментов в области космического материаловедения, расширяя сферу применения космической техники.

Благодарности

Работа выполнена в рамках госзадания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (Проект FSSS-2023-0007).

Список источников

1. Райкунов Г. Г., Ежов С. А., Гусев Л. И. Современные тенденции в развитии космического приборостроения и космических информационных систем // Ракетно-космическое приборостроение и информационные системы. 2014. Т. 1. № 1. С. 3–12. EDN: THSWPD.

2. Седельников А. В., Еськина Е. В., Танеева А. С., Хнырева Е. С., Матвеева Е. С. Проблема обеспечения и контроля требований по микроускорениям на борту малого космического аппарата технологического назначения // Омский научный вестник. Серия авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 2. С. 90–98. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-90-98. EDN: YNTNVQ.

3. Клименко Н. Н. Смена парадигмы: создание и применение псевдокосмических аппаратов как составная часть «новой космической революции» и «новой беспилотной революции» // Вестник НПО им. С. А. Лавочкина. 2023. № 3 (61). С. 3–18. DOI: 10.26162/LS.2023.61.3.001.

4. Асланов В. С., Юдинцев В. В. Выбор параметров системы увода космического мусора с упругими элементами посредством тросовой буксировки // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25, № 1. С. 7–17. EDN: YSPCOF.

5. Седельников А. В., Танеева А. С. Моделирование поля микроускорений в защищенной зоне виброзащитных устройств для реализации гравитационно-чувствительных процессов на борту малого космического аппарата технологического назначения // Омский научный вестник. Серия авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 65–72. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-65-72. EDN: AJCGPU.

6. Седельников А. В., Моляк Д. П., Хнырева Е. С. О снижении управляемости космического аппарата при проведении активного контроля микроускорений на стадии эксплуатации // Авиакосмическое приборостроение. 2017. № 4. С. 25–34. EDN: YUONUD.

7. Лобыкин А. А. Методы улучшения микрогравитационной обстановки на борту автоматического космического аппарата, предназначенного для микрогравитационных исследований // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. 2009. № 2. С. 84–91. EDN: JVSCLD.

8. Седельников А. В. Контроль микроускорений как важнейшей характеристики космической лаборатории специализированного технологического назначения конструктивными методами // Контроль. Диагностика. 2014. № 7. С. 57–63. DOI: 10.14489/td.2014.07.pp.057-063. EDN: SGPIKR.

9. Ёлкин К. С., Иванов А. И., Незнамова Л. О., Прудко-гляд В. О. Перспективы создания вакуумных и гравитационно-чувствительных технологий, использующих условия космического полета на околоземных орбитах. Исследование гравитационно-чувствительных явлений на борту отечественных космических аппаратов / под общ. ред. К. С. Ёлкина. Москва: ЗАО НИИ ЭНЦИТЕХ, 2013. 306 с.

10. Wu Q., Liu B., Cui N. [et al.] Tracking Control of a Maglev Vibration Isolation System Based on a High-Precision Relative Position and Attitude Model // Sensors. 2019. Vol. 19. 3375. DOI: 10.3390/s19153375.

11. Liu J., Li Y., Zhang Y. [et al.] Dynamics and control of a parallel mechanism for active vibration isolation in space station // Nonlinear Dynamics. 2014. Vol. 76, № 3. P. 1737–1751. DOI:10.1007/s11071-014-1242-3.

12. Борисов А. Е., Емельянов Г. А., Никитин С. А. Параметрическая оптимизация системы управления автоматической поворотной виброзащитной платформы для микрогравитационных исследований // Космонавтика и ракетостроение. 2013. № 3(72). С. 147–155. EDN: RECYIT.

13. Zhu T., Cazzolato B., Robertson W. S. P. [et al.] Vibration isolation using six degree-of-freedom quasi-zero stiffness magnetic levitation // Journal of Sound and Vibration. 2015. Vol. 358. P. 48–73. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.07.013.

14. Grodinsky C. M., Whorton M. S. A Survey of Active Vibration Isolation Systems for Microgravity Applications // Journal of Spacecraft and Rockets. 2000. Vol. 37, № 5. P. 586–596. DOI: 10.2514/2.3631.

15. Liu C., Jing X., Daley S. Recent advances in micro-vibration isolation // Mechanical Systems and Signal Processing. 2015. Vol. 56–57. P. 55–80. DOI: 10.1016/j.ymssp.2014.10.007.

16. Wang S., Hou L., Meng Q. [et al.] Three-magnet-ring quasi-zero stiffness isolator for low-frequency vibration isolation // *International Journal of Mechanical System Dynamics*. 2024. Vol. 4, № 2. P. 153–170. DOI: 10.1002/msd2.12107.
17. Xie D., Zheng Z., Zhu Y. Design of a two-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester for bridge vibration response analysis // *Heliyon*. 2024. Vol. 10, № 4. e26000. DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e26000.
18. Ming C., Xing J., Chen Z. [et al.] Design, analysis and experimental investigation on the whole-spacecraft vibration isolation platform with magnetorheological dampers // *Smart Materials and Structures*. 2019. Vol. 28, № 7. 075016. DOI: 10.1088/1361-665X/ab0e0e.
19. Wang A., Wang S., Xia H. [et al.]. Dynamic Modeling and Control for a Double-State Microgravity Vibration Isolation System // *Microgravity Science and Technology*. 2023. Vol. 35, № 1. 9. DOI: 10.1007/s12217-022-10027-8.
20. Edberg D., Boucher R., Nurre G. S. [et al.] Performance assessment of the STABLE Microgravity Vibration Isolation Flight Demonstration // *38th Conference Structures, Structural Dynamics, and Materials*. 1997. DOI: 10.2514/6.1997-1202.
21. Jones D. I., Owens R. G., Owen A. R. A microgravity isolation mount // *Acta Astronautica*. 1987. Vol. 15, № 6–7. P. 441–448.
22. Whorton M. S. g-LIMIT — A microgravity vibration isolation system for the International Space Station // *Conference and Exhibit on International Space Station Utilization*. 2001. DOI: 10.2514/6.2001-5090.
23. Dong W., Duan W., Liu W. [et al.] Microgravity disturbance analysis on Chinese space laboratory // *npj Microgravity*. 2019. Vol. 5, № 1. DOI: 10.1038/s41526-019-0078-z.
24. Qian Y., Xie Y., Jia J. [et al.] Development of Active Microvibration Isolation System for Precision Space Payload // *Applied Science*. 2022. Vol. 12. 4548. DOI: 10.3390/app12094548.
25. Kim Y., Kim S., Park K. Magnetic force driven six degree-of-freedom active vibration isolation system using a phase compensated velocity sensor // *Review of Scientific Instruments*. 2009. Vol. 80. 045108. DOI: 10.1063/1.3117462.
26. Zhongxiang Y., Zhengguang Zh., Lizhan Z. [et al.]. Microvibration isolation in sensitive payloads: methodology and design // *Nonlinear Dynamics*. 2023. Vol. 111, № 21. P. 1–49. DOI: 10.1007/s11071-023-08943-4.
27. Седельников А. В., Танеева А. С. Концептуальная модель малого космического аппарата технологического назначения // *Вестник Московского авиационного института*. 2024. Т. 31, № 2. С. 44–55. EDN: WVCFSZ.
28. Сазонов В. В., Чебуков С. Ю., Абрашкин В. И. [и др.] Анализ низкочастотных микроускорений на борту ИСЗ ФОТОН-11 // *Космические исследования*. 2001. Т. 39, № 4. С. 419–435. EDN: OUWKOJ.
29. Абрашкин В. И., Богоявленский Н. Л., Воронов К. Е. [и др.] Неуправляемое движение спутника Фотон М-2 и квазистатические микроускорения на его борту // *Космические исследования*. 2007. Т. 45, № 5. С. 450–471. EDN: IAQPJV.
30. Абрашкин В. И., Воронов К. Е., Пияков И. В. [и др.] Вращательное движение спутника Фотон М-4 // *Космические исследования*. 2016. Т. 54, № 4. С. 315–322. DOI: 10.7868/s0023420616040014. EDN: WDORML.
-
- СЕДЕЛЬНИКОВ Андрей Валерьевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры космического машиностроения Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева (Самарский университет), г. Самара.
SPIN-код: 3987-6997
AuthorID (SCOPUS): 23013232300
ORCID: 0000-0003-2698-1348
ResearcherID: G-4444-2017
- ТАНЕЕВА Анастасия Сергеевна**, аспирант кафедры космического машиностроения, инженер НИИ-219 (Научно-исследовательский институт космического машиностроения), инженер и ассистент кафедры космического машиностроения Самарского университета, г. Самара.
SPIN-код: 8816-1930
AuthorID (SCOPUS): 57205365815
ORCID: 0000-0002-8531-760X
-
- Для цитирования**
- Седельников А. В., Танеева А. С. Методика проектирования малого космического аппарата технологического назначения // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2024. Т. 8, № 4. С. 73–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-73-79.
- Статья поступила в редакцию 06.08.2024 г.**
© А. В. Седельников, А. С. Танеева



METHODOLOGY OF DESIGNING A SMALL SPACECRAFT FOR TECHNOLOGICAL PURPOSES

A. V. Sedelnikov, A. S. Taneeva

Samara National Research University,
Russia, Samara, Moskovskoye sh., 34, 443086

The paper presents a methodology for designing a small spacecraft to perform the tasks of technological processes in near-Earth space. When designing such a small spacecraft, it is assumed that it will be equipped with a microgravity platform to meet the requirements for micro-accelerations. The methodology is based on the principles of individuality, attainability and controllability. They guarantee the maximum possible consideration of the features of the gravity-sensitive process being implemented, including compliance with the requirements for limiting the micro-acceleration module in the working area of technological equipment and effective control of this implementation. The developed technique can be used in the design of a small spacecraft for technological purposes.

Keywords: design methodology, micro-acceleration, gravity-sensitive processes, microgravity platform, small spacecraft, technological purpose, vibration protection device.

Acknowledgments

The work is carried out within the framework of the State task of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (Project FSSS-2023-0007).

References

1. Raykunov G. G., Ezhov S. A., Gusev L. I. Sovremennyye tendentsii v razvitii kosmicheskogo priborostroyeniya i kosmicheskikh informatsionnykh sistem [Current trends in growth of space device engineering and space information systems] // Raketno-kosmicheskoye priborostroyeniye i informatsionnyye sistemy. *Rocket-Space Device Engineering and Information Systems*. 2014. Vol. 1, no. 1. P. 3–12. EDN: THSWPD. (In Russ.).
2. Sedelnikov A. V., Eskina E. V., Taneyeva A. S., Khnyreva E. S., Matveyeva E. S. Problema obespecheniya i kontrolya trebovaniy po mikrouskoreniyam na bortu malogo kosmicheskogo apparata tekhnologicheskogo naznacheniya [The problem of ensuring requirements for microaccelerations on board of small spacecraft] // Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 2. P. 90–98. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-2-90-98. EDN: YNTNVQ. (In Russ.).
3. Klimenko N. N. Smena paradigmy: sozdaniye i primeneniye psevdokosmicheskikh apparatov kak sostavnaya chast' «novoy kosmicheskoy revolyutsii» i «novoy bespilotnoy revolyutsii» [Paradigm shift: development and deployment of high altitude pseudosatellites as a complementary part of «new space revolution» and «new drone revolution»] // Vestnik NPO im. S. A. Lavochkina. *Vestnik NPO IM. S. A. Lavochkina*. 2023. No. 3 (61). P. 3–18. DOI: 10.26162/LS.2023.61.3.001. (In Russ.).
4. Aslanov V. S., Yuditsev V. V. Vybor parametrov sistemy uvoda kosmicheskogo musora s uprugimi elementami posredstvom trosovoy buksirovki [Parameters selection of space debris removal system with elastic elements by cable towing] // Vestnik Moskovskogo aviacionnogo instituta. *Aerospace MAI Journal*. 2018. Vol. 25, no. 1. P. 7–17. EDN: YSPCOF. (In Russ.).
5. Sedelnikov A. V., Taneyeva A. S. Modelirovaniye polya mikrouskoreniy v zashchishchennoy zone vibrozashchitnykh

ustroystv dlya realizatsii gravitatsionno-chuvstvitel'nykh protsessov na bortu malogo kosmicheskogo apparata tekhnologicheskogo naznacheniya [Modeling the micro-acceleration field in the protected zone of vibration-proof devices for implementation of gravity-sensitive processes on board a small technological spacecraft] // Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 65–72. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-65-72. EDN: AJCGPU. (In Russ.).

6. Sedelnikov A. V., Molyavko D. P., Khnyreva E. S. O snizhenii upravlyayemosti kosmicheskogo apparata pri provedenii aktivnogo kontrolya mikrouskoreniy na stadii ekspluatatsii [About decrease in controllability of spacecraft when carrying out active control microaccelerations at the operation stage] // Aviakosmicheskoye priborostroyeniye. *Aerospace Instrument-Making*. 2017. No. 4. P. 25–34. EDN: YUONUD. (In Russ.).

7. Lobykin A. A. Metody uluchsheniya mikrogravitatsionnoy obstanovki na bortu avtomaticheskogo kosmicheskogo apparata, prednaznachennogo dlya mikrogravitatsionnykh issledovaniy [Enhancement of Microgravity Environment on a Board of Automatic Spacecraft for Microgravity Investigations] // Poverkhnost'. Rentgenovskiy, sinkhrotronnyy i neytronnyy issledovaniya. *Journal of Surface Investigation. X-Ray, Synchrotron and Neutron Techniques*. 2009. No. 2. P. 84–91. EDN: JVSLCD. (In Russ.).

8. Sedelnikov A. V. Kontrol' mikrouskoreniy kak vazhneyshey kharakteristiki kosmicheskoy laboratorii spetsializirovannogo tekhnologicheskogo naznacheniya konstruktivnymi metodami [Control of microaccelerations as the major characteristics of space laboratory of specialized technological appointment as constructive methods] // Kontrol'. Diagnostika. *Testing. Diagnostics*. 2014. No. 7. P. 57–63. DOI: 10.14489/td.2014.07.pp.057-063. EDN: SGPIKR. (In Russ.).

9. Elkin K. S., Ivanov A. I., Neznamova L. O., Prudkoglyad V. O. Perspektivy sozdaniya vakuumnykh i gravitatsionno-chuvstvitel'nykh tekhnologiy, ispol'zuyushchikh usloviya kosmicheskogo poleta na okolozemnykh orbitakh. Issledovaniye gravitatsionno-chuvstvitel'nykh yavleniy na bortu otechestvennykh kosmicheskikh apparatov [Prospects for creation of vacuum and gravity-sensitive technologies using space flight conditions in near-Earth orbits. Investigation of gravity-sensitive phenomena on

board domestic spacecrafts] / By ed. K. S. Elkina. Moscow, 2013. 306 p. (In Russ.).

10. Wu Q., Liu B., Cui N. [et al.] Tracking Control of a Maglev Vibration Isolation System Based on a High-Precision Relative Position and Attitude Model // *Sensors*. 2019. Vol. 19. 3375. DOI: 10.3390/s19153375. (In Engl.).

11. Liu J., Li Y., Zhang Y. [et al.] Dynamics and control of a parallel mechanism for active vibration isolation in space station // *Nonlinear Dynamics*. 2014. Vol. 76, no. 3. P. 1737–1751. DOI: 10.1007/s11071-014-1242-3. (In Engl.).

12. Borisov A. E., Emel'yanov G. A., Nikitin S. A. Parametricheskaya optimizatsiya sistemy upravleniya avtomaticheskoy povorotnoy vibrozashchitnoy platformy dlya mikrogravitatsionnykh issledovaniy [Parametric system optimization of the management of an automatic rotary vibration-proof platform for the microgravity research] // *Kosmonavtika i raketostroyeniye. Cosmonautics and Rocket Engineering*. 2013. No. 3 (72). P. 147–155. EDN: RECYIT. (In Russ.).

13. Zhu T., Cazzolato B., Robertson W. S. P. [et al.] Vibration isolation using six degree-of-freedom quasi-zero stiffness magnetic levitation // *Journal of Sound and Vibration*. 2015. Vol. 358. P. 48–73. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.07.013. (In Engl.).

14. Grodinsky C. M., Whorton M. S. A Survey of Active Vibration Isolation Systems for Microgravity Applications // *Journal of Spacecraft and Rockets*. 2000. Vol. 37, no. 5. P. 586–596. DOI: 10.2514/2.3631. (In Engl.).

15. Liu C., Jing X., Daley S. Recent advances in microvibration isolation // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. Vol. 56–57. P. 55–80. DOI: 10.1016/j.ymssp.2014.10.007. (In Engl.).

16. Wang S., Hou L., Meng Q. [et al.] Three-magnet-ring quasi-zero stiffness isolator for low-frequency vibration isolation // *International Journal of Mechanical System Dynamics*. 2024. Vol. 4, no. 2. P. 153–170. DOI: 10.1002/msd2.12107. (In Engl.).

17. Xie D., Zheng Z., Zhu Y. Design of a two-degree-of-freedom magnetic levitation vibration energy harvester for bridge vibration response analysis // *Heliyon*. 2024. Vol. 10, no. 4. e26000. DOI: 10.1016/j.heliyon.2024.e26000. (In Engl.).

18. Ming C., Xing J., Chen Z. [et al.] Design, analysis and experimental investigation on the whole-spacecraft vibration isolation platform with magnetorheological dampers // *Smart Materials and Structures*. 2019. Vol. 28, no. 7. 075016. DOI: 10.1088/1361-665X/ab0ebe. (In Engl.).

19. Wang A., Wang S., Xia H. [et al.] Dynamic Modeling and Control for a Double-State Microgravity Vibration Isolation System // *Microgravity Science and Technology*. 2023. Vol. 35, no. 1. 9. DOI: 10.1007/s12217-022-10027-8. (In Engl.).

20. Edberg D., Boucher R., Nurre G. S. [et al.] Performance assessment of the STABLE Microgravity Vibration Isolation Flight Demonstration // 38th Conference Structures, Structural Dynamics, and Materials. 1997. DOI: 10.2514/6.1997-1202. (In Engl.).

21. Jones D. I., Owens R. G., Owen A. R. A microgravity isolation mount // *Acta Astronautica*. 1987. Vol. 15, no. 6–7. P. 441–448. (In Engl.).

22. Whorton M. S. g-LIMIT — A microgravity vibration isolation system for the International Space Station // *Conference and Exhibit on International Space Station Utilization*. 2001. DOI: 10.2514/6.2001-5090. (In Engl.).

23. Dong W., Duan W., Liu W. [et al.] Microgravity disturbance analysis on Chinese space laboratory // *npj Microgravity*. 2019. Vol. 5, no. 1. DOI: 10.1038/s41526-019-0078-z. (In Engl.).

24. Qian Y., Xie Y., Jia J. [et al.] Development of Active Microvibration Isolation System for Precision Space Payload // *Applied Science*. 2022. Vol. 12. 4548. DOI: 10.3390/app12094548. (In Engl.).

25. Kim Y., Kim S., Park K. Magnetic force driven six degree-of-freedom active vibration isolation system using a phase compensated velocity sensor // *Review of Scientific Instruments*. 2009. Vol. 80. 045108. DOI: 10.1063/1.3117462. (In Engl.).

26. Zhongxiang Y., Zhengguang Zh., Lizhan Z. [et al.] Microvibration isolation in sensitive payloads: methodology and design // *Nonlinear Dynamics*. 2023. Vol. 111, no. 21. P. 1–49. DOI: 10.1007/s11071-023-08943-4. (In Engl.).

27. Sedelnikov A. V., Taneyeva A. S. Kontseptual'naya model' malogo kosmicheskogo apparata tekhnologicheskogo naznacheniya [Conceptual model of a technological purpose small spacecraft] // *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. Aerospace MAI Journal*. 2024. Vol. 31, no. 2. P. 44–55. EDN: WVCFSZ. (In Russ.).

28. Sazonov V. V., Chebukov S. Yu., Abrashkin V. I. [et al.] Analiz nizkochastotnykh mikrouskoreniy na bortu ISZ FOTON-11 [Low-frequency microaccelerations onboard the foton-11 satellite] // *Kosmicheskiye issledovaniya. Cosmic Research*. 2001. Vol. 39, no. 4. P. 419–435. EDN: OUWKOJ. (In Russ.).

29. Abrashkin V. I., Bogoyavlenskiy N. L., Voronov K. E. [et al.] Neupravlyayemoye dvizheniye sputnika Foton M-2 i kvazistaticheskoye mikrouskoreniya na ego bortu [Uncontrolled motion of the Foton M-2 satellite and quasistatic microaccelerations on its board] // *Kosmicheskiye issledovaniya. Cosmic Research*. 2007. Vol. 45, no. 5. P. 450–471. EDN: IAQPJV. (In Russ.).

30. Abrashkin V. I., Voronov K. E., Piyakov I. V. [et al.] Vrashchatel'noye dvizheniye sputnika FOTON M-4 [Rotational motion of Foton M-4] // *Kosmicheskiye issledovaniya. Cosmic Research*. 2016. Vol. 54, no. 4. P. 315–322. DOI: 10.7868/s0023420616040014. EDN: WDORML. (In Russ.).

SEDELNIKOV Andrey Valeryevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Space Engineering Department, Samara National Research University (Samara University), Samara

SPIN-code: 3987-6997

AuthorID (SCOPUS): 23013232300

ORCID: 0000-0003-2698-1348

ResearcherID: G-4444-2017

TANEEVA Anastasiya Sergeevna, Graduate Student of Space Engineering Department, Engineer of NII-219 (Research Institute of Space Engineering), Engineer and Assistant of Space Engineering Department, Samara University, Samara.

SPIN-code: 8816-1930

AuthorID (SCOPUS): 57205365815

ORCID: 0000-0002-8531-760X

For citations

Sedelnikov A. V., Taneeva A. S. Methodology of designing a small spacecraft for technological purposes // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, No. 4. P. 73–79. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-73-79.

Received August 06, 2024.

© A. V. Sedelnikov, A. S. Taneeva



ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ СЪЕМКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВИБРОПЛАТФОРМЫ

С. Май¹, С. Бяо², Ц. Хуэй³, П. Минцзин¹, Ч. Ао¹, Д. Чжаовэнь¹, Е. Чжифэн¹

¹Нанкинский университет авиации и космонавтики,
Нанкин, 210016, Китайская Народная Республика

²Колледж Лонгдун,
Цинъян, 745000, Китайская Народная Республика

³Харбинский технологический институт,
Сучжоу, 215000, Китайская Народная Республика

Для более точного измерения деформации оборудования под воздействием вибрации в лабораторных условиях авторы внедрили улучшенный метод преобразования Хафа для калибровки, а затем провели исследование с помощью виброплатформы. В ходе экспериментов разработанный метод был успешно применен для изучения влияния вибрации на различные типы оборудования. Соответствующие данные и результаты успешно доказали эффективность использования вышеописанного процесса.

Ключевые слова: преобразование Хафа, фотограмметрия, анализ маркеров, виброплатформа, деформация оборудования, высокоскоростные вычисления.

Введение

Все виды промышленного и военного оборудования подвержены воздействию вибрации во время работы, особенно прецизионные системы, где влияние вибрации на точность особенно выражено. Вибрация возникает в результате активных сигналов двигателя или пассивных сигналов окружающей среды, и в любом случае наличие вибрации влияет на оборудование при длительной работе.

Необходимым условием исследования является измерение сигналов. Использование точек маркировки на оборудовании для анализа состояния деформации оборудования является эффективным средством измерения, метод прост и легко реализуем, требования к оборудованию просты, и на эту методику обращают внимание все больше инженеры и техники [1, 2].

В статье объединены основные научно-исследовательские проекты, выполненные нашей лабораторией. В ней анализируется деформация оборудования в экспериментальной среде трясущегося стола с использованием точек маркировки, обработанных методом преобразования Хафа, в качестве эталона и данного усовершенствованного метода.

Теория и дизайн Преобразование Хафа

Преобразование Хафа — это метод выделения признаков [3, 4]. Оно может быть использовано как метод выделения признаков определенной формы в изображении и находит применение в анализе изображений, компьютерном зрении и цифровой обработке изображений. Цель состоит в том, чтобы найти несовершенные экземпляры объекта в пределах определенного типа фигуры с помощью процедуры голосования. Процедура голосования

выполняется в пространстве параметров, где объекты-кандидаты получают как локальные максимумы в так называемом пространстве аккумуляторов, причем пространство аккумуляторов явно строится алгоритмом, используемым для вычисления преобразования Хафа.

Самым простым преобразованием Хафа является выделение прямых линий (сегментов линий) из черно-белого изображения. Основное преимущество преобразования Хафа заключается в том, что оно допускает пробелы в описании границ объекта и относительно не подвержено влиянию шума изображения [5, 6].

Преобразование Хафа является простейшим для обнаружения прямых линий. Известно, что уравнение прямой линии может быть представлено наклоном и перехватом (такое представление называется наклоном-перехватом) следующим образом:

$$y = mx + b. \quad (1)$$

Если выразить его в пространстве параметров, то это будет (b, m) , т.е. прямая линия может быть представлена наклоном и перехватом. Но это параметризовало бы проблему, наклон перпендикулярной линии не существует (или бесконечен), что делает значение параметра наклона m близким к бесконечному [7, 8]. По этой причине для улучшения вычислений Ричард О. Дуда и Питер Э. Харт в апреле 1971 г. предложили нормальную форму Гесса (Hesse normal form):

$$r = x \cos \theta + y \sin \theta, \quad (2)$$

где r — расстояние от начала координат до ближайшей точки на прямой, а θ — угол между осью x и прямой, соединяющей начало координат и ближайшую точку, как показано на рис. 1.

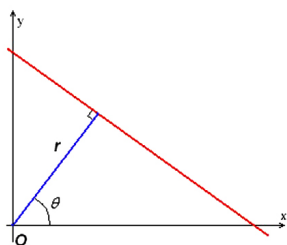


Рис. 1. Схематическая диаграмма
Fig. 1. Schematic diagram

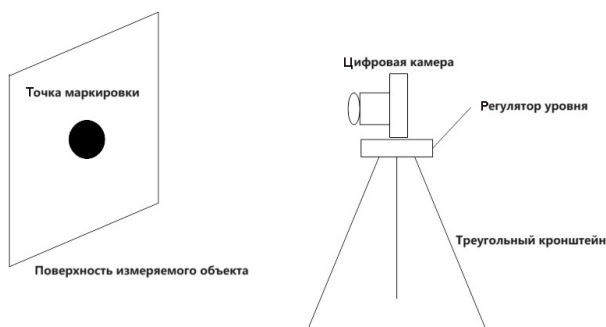


Рис. 2. Схема фотограмметрической системы
Fig. 2. Photogrammetric system schematic

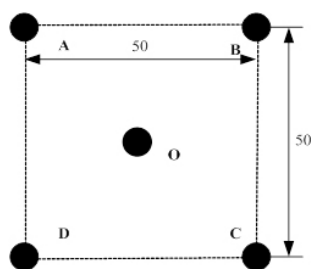


Рис. 3. Размеры отмеченных вручную точек
Fig. 3. Dimensions of manually marked points

Таким образом, можно связать каждую линию изображения с парой параметров (r, θ) . Эту плоскость с параметрами (r, θ) иногда называют пространством Хафа для набора двумерных прямых. Если задана единственная точка на плоскости, то набор всех прямых, проходящих через эту точку, соответствует синусоидальной кривой в плоскости (r, θ) , которая уникальна для этой точки. Набор из двух или более точек, образующих прямую, даст синусоидальную кривую, пересекающуюся в точке (r, θ) этой прямой. Соответствующие кривые ковариантных точек имеют общие точки пересечения. Таким образом, задача обнаружения ковариантных точек может быть преобразована в задачу поиска совпадающих кривых [9, 10], то есть нахождения точек пересечения в пространстве Хафа, образованном каждой кривой.

Высокоскоростной фотограмметрический метод

В качестве измерительного инструмента для проведения поставленных экспериментов использовалась цифровая видеокамера SONY HDR-SR12,

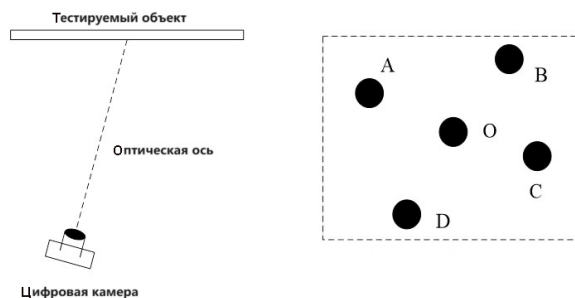


Рис. 4. Изображение искусственно помеченных областей в ПЗС-матрицах
Fig. 4. Imaging of artificially marked regions in CCDs

как показано на рис. 2. Камера имеет предельную частоту дискретизации до 800 фм/с при максимальном разрешении [11, 12], что позволяет удовлетворить требование низкой частоты дискретизации при испытаниях модели шейкера [13, 14]. Ручная маркировка точек, показанных на рис. 2, была выполнена путем печати графиков на белой глянцевой бумаге. В частности, на рис. 3 показано, что A, B, C, D, O представляют собой центры масс пяти сплошных окружностей, $ABCD$ — квадрат с длиной стороны 50 мм, а центральная точка O расположена в центре квадрата $ABCD$, радиус которого равен 5 мм. При наклеивании на глянцевую бумагу искусственной метки в точке измеряемого смещения следует обратить внимание на то, чтобы AD, BC располагались в вертикальном направлении, а для корректировки направления можно использовать отвес. Определить центр знака O до и после деформации центра тяжести можно по координатам, полученным до и после деформации конструкции в центре знака смещения точки.

Принцип калибровки системы

Искусственные маркеры, изготовленные в данном эксперименте, должны держать AD и BC вертикально вниз, когда они прикреплены к поверхности конструкции, а в процессе измерений мы должны стараться избегать чрезмерных углов между оптической осью объектива и горизонтальной плоскостью во время деформации при фотографировании конструкции. На рис. 4 показан один из наиболее часто используемых в реальной съемке способов [15, 16]: оптическая ось объектива не перпендикулярна плоскости искусственного маркера, а нижний край камеры расположен негоризонтально.

Длина отрезка BC на изображении меньше длины AD , а AD и BC не параллельны оси у системы координат изображения. В данной работе предполагается, что отрезок AD параллелен BC . Смещение искусственной опорной точки до и после деформации конструкции показано на рис. 5.

Точка разметки до деформации — $ABCD O$, точка разметки после деформации — $A_1 B_1 C_1 D_1 O_1$, пиксельные координаты центра масс круговой точки разметки до деформации — $A(x_1, y_1), B(x_2, y_2), C(x_3, y_3), D(x_4, y_4), O(x_0, y_0)$, а центр масс круговой маркировочной точки после деформации соответствует O_1 — $O_1(x_1, y_1)$. Боковое смещение H центра маркера O до и после деформации в пикселях может быть получено с помощью обработки изображений и т.д. Калибровочный коэффициент направления бокового смещения равен δ_H , а фактическое боко-

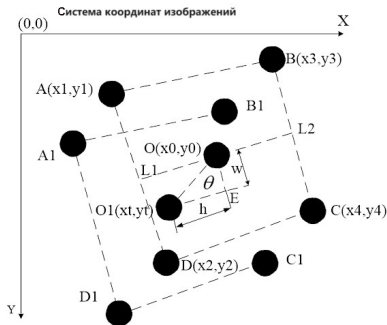


Рис. 5. Схема геометрического перемещения искусственных маркерных точек
Fig. 5. Schematic of the geometric displacement of artificial marker points

вое смещение равно $h = \delta_h \cdot H$, и следующий шаг заключается только в нахождении калибровочного коэффициента δ_h .

Следующим шагом является нахождение калибровочного коэффициента δ_h в направлении поперечного смещения. На рис. 5 направление линии $L1L2$ является направлением поперечного смещения O , линии $L1L2 \perp AD$, $L1L2 \perp BC$, а фактическая длина линии $L1L2$ составляет 50 мм, поэтому, получив длину пикселей $L1L2$, мы можем найти калибровочный коэффициент δ_h .

В системе координат изображения линейное уравнение отрезка AD имеет вид:

$$\frac{y - y_1}{x - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (3)$$

Упростить до:

$$(y_2 - y_1)x - (x_2 - x_1)y + (x_2 - x_1)y_1 - (y_2 - y_1)x_1 = 0 \quad (4)$$

Линейное уравнение BC имеет вид:

$$\frac{y - y_3}{x - x_3} = \frac{y_4 - y_3}{x_4 - x_3} \quad (5)$$

Упростить до:

$$(y_4 - y_3)x - (x_4 - x_3)y + (x_4 - x_3)y_3 - (y_4 - y_3)x_3 = 0 \quad (6)$$

Используя формулу расстояния от точки до прямой, вы можете найти длину пикселя от точки $B(x_3, y_3)$ до прямой AD :

$$d_b = \frac{|(y_2 - y_1)x_3 - (x_2 - x_1)y_3 + (x_2 - x_1)y_1 - (y_2 - y_1)x_1|}{\sqrt{(y_2 - y_1)^2 + (x_2 - x_1)^2}} \quad (7)$$

Аналогично длина пикселя от точки $C(x_4, y_4)$ до отрезка AD равна:

$$d_c = \frac{|(y_2 - y_1)x_4 - (x_2 - x_1)y_4 + (x_2 - x_1)y_1 - (y_2 - y_1)x_1|}{\sqrt{(y_2 - y_1)^2 + (x_2 - x_1)^2}} \quad (8)$$

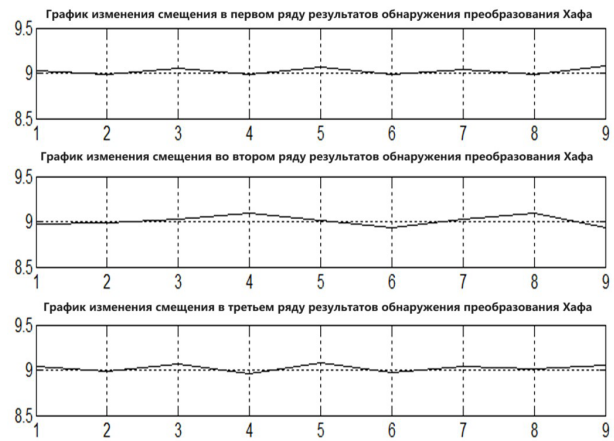


Рис. 6. Изменение смещения результатов обнаружения с помощью преобразования Хафа
Fig. 6. Displacement variation of Hough transform detection results

Длина пикселя $L1L2$ может быть получена как:

$$L_{L1L2} = \frac{d_b + d_c}{2} \quad (9)$$

В свою очередь, можно вывести

$$\delta_h = \frac{50}{L_{L1L2}} \quad (10)$$

δ_h — калибровочный коэффициент для полученного бокового направления смещения. Поскольку длины L_{L1O} и L_{L12} при съемке не равны, в данной работе в качестве значения калибровочного коэффициента δ_h в поперечном направлении смещения используется половина общей длины $L1L2$, что является лишь приблизительным способом.

Экспериментальное исследование

Были проведены экспериментальные исследования для проверки точности метода обнаружения смещения, описанного в разделе «Принцип калибровки системы».

Данный метод используется для проверки результатов обнаружения (рис. 5) после преобразования Хафа, поскольку расстояние между двумя точками маркировки составляет 9 мм. Графический анализ рис. 6, полученного в разработанной программе на основе MATLAB, показал, что кривая изменяется вблизи 9 мм, а максимальная ошибка составляет 1,1 %.

Результаты показывают, что использование преобразования Хафа для определения центральных координат круговых точек маркеров и применение алгоритма обнаружения деформации из предыдущего раздела позволяет получить изменение смещения точек маркеров.

Конкретная конструкция будет проверена в ходе экспериментов на вибростоле. Во время горизонтальной вибрации столешницы смещение в вертикальном направлении очень мало, что вызвано вибрацией столешницы и может быть проигнорировано. Поскольку точки G и H находятся очень близко к столу, деформационное смещение в процессе вибрации стола очень мало, и им также можно пренебречь. Поэтому мы в основном рас-

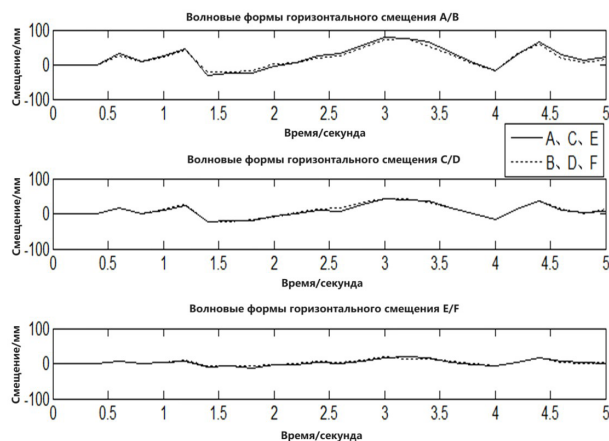


Рис. 7. Горизонтальное смещение каждой точки маркировки
Fig. 7. Horizontal displacement of each marking point

считываем горизонтальное смещение и деформацию каждой точки маркировки при горизонтальной вибрации стола.

Данные испытаний обрабатываются, и результаты показывают, что изменения смещения вибрирующего объекта могут быть рассчитаны (рис. 7).

Поскольку точки A и B, C и D, E и F находятся на одной высоте, из рис. 7 видно, что чем дальше от поверхности стола, тем больше виброперемещение; виброперемещение точки маркировки той же высоты хорошо повторяется; в определенный момент виброперемещение двух точек той же высоты немного отличается, что указывает на то, что образец был в определенной степени скручен во время вибрации, и измерение деформации было выполнено с помощью такого подхода.

Выводы

Технология высокоскоростной фотограмметрии применяется для испытания структурной модели трясущегося стола, а преобразование Хафа позволяет достичь относительно высокой точности в процессе определения центра окружности точки маркировки. По сравнению с методом обычных контактных датчиков, этот метод является более точным и может широко использоваться в испытаниях на обнаружение деформации структурной модели трясущегося стола. Применение фотограмметрии относительно просто и может одновременно захватить большое количество информации о структурной модели, не контактирует с тестируемым объектом, не мешает ему и обладает высокой степенью интеллектуальности.

Благодарности

Авторы выражают глубокую благодарность за значительную поддержку, оказанную Нанкинским университетом авиации и астронавтики, колледжем энергетики и энерготехники.

Список источников

1. Zhang Z., He L., Qi Y. [et al.]. Polarizing image fusion-based pose-measuring approach considering the measuring baseline for hand-eye calibration of a SCARA robot // *Optics and*

Lasers in Engineering. 2024. Vol. 181. P. 108437 – 108437. DOI: 10.1016/j.optlaseng.2024.108437.

2. Murata N., Toda H., Ubukata H. [et al.]. Development of Automated Visual Acuity Measurement Using a Calibration-Free Eye-Tracking System // *Cureus*. 2024. Vol. 16 (7). e64401. DOI: 10.7759/cureus.64401.

3. Romanengo Ch., Falcidieno B., Biasotti S. Extending the Hough transform to recognize and approximate space curves in 3D models // *Computer Aided Geometric Design*. 2024. Vol. 113. P. 102377 – 102377. DOI: 10.1016/j.cagd.2024.102377.

4. Sundari L. K. Sowmya, Mallikarjuna M. K., Halakeri Pooja [et al.]. Semi-automatic Labeling of Satellite Images Using Texture Features and Hough Circle Transformation // *SN Computer Science*. 2024. Vol. 5. DOI: 10.1007/S42979-024-02834-0.

5. Ristori L. A new track finding algorithm based on a multi-dimensional extension of the Hough Transform // *Journal of Instrumentation*. Vol. 19. 2024. DOI: 10.1088/1748-0221/19/05/P05011.

6. Pala M. A., Yıldız M. Z. Improving cellular analysis throughput of lens-free holographic microscopy with circular Hough transform and convolutional neural networks // *Optics and Laser Technology*. 2024. Vol. 176. 110920. DOI: 10.1016/j.optlastec.2024.110920.

7. Alfonsi F., Del Corso F., Gabrielli A. Hough Transform FPGA solution for High Energy Physics online fast tracking // *Journal of Instrumentation*. 2024. Vol. 19 (02). C02070. DOI: 10.1088/1748-0221/19/02/C02070.

8. Sagae K., Nishimura T., Nakahara H. [et al.]. Fine Structure of Tremor Migrations Beneath the Kii Peninsula, Southwest Japan, Extracted With a Space-Time Hough Transform // *Journal of Geophysical Research. Solid Earth*. 2023. Vol. 128 (6). DOI: 10.1029/2022JB026248.

9. Guddhur J. P., Sreepathi B. IrisSeg-drunk: enhanced iris segmentation and classification of drunk individuals using Modified Circle Hough Transform // *Iran Journal of Computer Science*. 2023. Vol. 7. P. 41 – 54. DOI: 10.1007/S42044-023-00157-6.

10. Chiara R., Fugacci U., Falcidieno B. [et al.]. Piecewise polynomial approximation of spatial curvilinear profiles using the Hough transform // *Applied Mathematics and Computation*. 2023. Vol. 457 (6). 128213. DOI: 10.1016/j.amc.2023.128213.

11. Liu X., Li Sh., Zhang D., [et al.]. High-Speed Videogrammetry with Mutually Guided Target Tracking under Occlusion for Masonry Building Structure Displacement on a Shaking Table // *Buildings*. 2023. Vol. 13 (12). DOI: 10.3390/buildings13122959.

12. Rivera Y., Bidon M., Mucoz-Cobo J. L. [et al.]. A Comparative Analysis of Conductance Probes and High-Speed Camera Measurements for Interfacial Behavior in Annular Air – Water Flow // *Sensors*. 2023. Vol. 23 (20). 8617. DOI: 10.3390/S23208617.

13. André H., Leclère Q., Anastasio. D. [et al.]. Using a smartphone camera to analyse rotating and vibrating systems: Feedback on the SURVISHNO 2019 contest // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2021. Vol. 154. 107553. DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.107553.

14. Koračin N., Zupančič M., Vrečer F. [et al.]. Characterization of the spray droplets and spray pattern by means of innovative optical microscopy measurement method with the high-speed camera // *International journal of pharmaceutics*. 2022. Vol. 629. P. 122412 – 122412. DOI: 10.1016/j.ijpharm.2022.122412.

15. Liu X., B. Hu, Y. Yin [et al.]. Parallel camera network: Motion-compensation vision measurement method and system for structural displacement // *Automation in Construction*. 2024. Vol. 165. P. 105559 – 105559. DOI: 10.1016/j.autcon.2024. 105559.

16. Liu X., Li Sh., Zhang D. [et al.]. High-Speed Videogrammetry with Mutually Guided Target Tracking under Occlusion for Masonry Building Structure Displacement on a Shaking Table // *Buildings*. 2023. Vol. 13 (12). DOI: 10.3390/buildings13122959.



МАЙ СИНЬ, кандидат наук, старший инженер Ключевой лаборатории аэрокосмических энергетических систем провинции Цзянсу Колледжа энергетики и энергетического машиностроения Нанкинского университета авиации и астронавтики, Нанкин, Китайская Народная Республика. ORCID: 0000-0002-6977-0113

Адрес для переписки: xinmai_xm@nuaa.edu.cn

БЯО СЮЭ, магистр, доцент Школы электротехники Колледжа Лонгдун, Цинтянь, Китайская Народная Республика.

Адрес для переписки: Xuebiao_lutqy@163.com

ХУЭЙ ЦИНЬ, технический директор, старший инженер Научно-исследовательского института Сучжоу Харбинского технологического института, Сучжоу, Китайская Народная Республика.

Адрес для переписки: qinhui_nustt@163.com

МИНЦЗИН ПЭЙ, кандидат наук, старший инженер Колледжа искусственного интеллекта Нанкинского университета авиации и астронавтики, Нанкин, Китайская Народная Республика.

Адрес для переписки: reimj@wxc.edu.cn

АО ЧЖОУ, кандидат наук, старший инженер Колледжа автоматизированного проектирования Нанкинского университета авиации и астронавтики, Нанкин, Китайская Народная Республика. ORCID: 0009-0008-2727-856X

Адрес для переписки: ao.zhou@nuaa.edu.cn

ЧЖАОВЭНЬ ДЭН, кандидат наук, старший инженер Ключевой лаборатории аэрокосмических энергетических систем провинции Цзянсу Колледжа энергетики и энергетического машиностроения Нанкинского университета авиации и астронавтики, Нанкин, Китайская Народная Республика.

Адрес для переписки: dengzw_qc@huat.edu.cn

ЧЖИФЭН Е, доктор технических наук, профессор Ключевой лаборатории аэрокосмических энергетических систем провинции Цзянсу Колледжа энергетики и энергетического машиностроения Нанкинского университета авиации и астронавтики, Нанкин, Китайская Народная Республика.

Адрес для переписки: yezhifeng@nuaa.edu.cn

Для цитирования

Май С., Бяо С., Хуэй Ц., Минцзин П., Ао Ч., Чжаовэнь Д., Чжифэн Е. Исследование деформации оборудования на основе высокоскоростной съемки с использованием виброплатформы // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 80–86. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-80-86.

Статья поступила в редакцию 23.09.2024 г.

© С. Май, С. Бяо, Ц. Хуэй, П. Минцзин, Ч. Ао,

Д. Чжаовэнь, Е. Чжифэн

STUDY OF EQUIPMENT DEFORMATION BASED ON HIGH-SPEED PHOTOGRAPHY USING A VIBRATING PLATFORM

X. Mai¹, X. Biao², Q. Hui³, P. Mingjing¹, Zh. Ao¹, D. Zhaowen¹, Y. Zhifeng¹

¹Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,
Nanjing, People's Republic of China

²Longdong University,
Qingyang, People's Republic of China

³Harbin Institute of Technology,
Suzhou, People's Republic of China

To better measure equipment deformation due to vibration in a laboratory environment the project team has introduced an improved Hough transform method for calibration and then carried out the study with the help of a vibration platform. Through experiments, the designed method is successfully used to study the effects of vibration on various types of equipment. The corresponding data and results have successfully proved the effectiveness of using the above process.

Keywords: Hough transform, photogrammetry, marker analysis, vibrating platform, equipment deformation, high-speed computing.

Acknowledgements

We would like to express our deep gratitude for the support provided by Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, College of Power and Energy Engineering.

References

1. Zhang Z., He L., Qi Y. [et al.]. Polarizing image fusion-based pose-measuring approach considering the measuring baseline for hand-eye calibration of a SCARA robot // *Optics and Lasers in Engineering*. 2024. Vol. 181. P. 108437–108437. DOI: 10.1016/j.optlaseng.2024.108437. (In Engl.).
2. Murata N., Toda H., Ubukata H. [et al.]. Development of Automated Visual Acuity Measurement Using a Calibration-Free Eye-Tracking System // *Cureus*. 2024. Vol. 16 (7). e64401. DOI: 10.7759/cureus.64401. (In Engl.).
3. Romanengo Ch., Falcidieno B., Biasotti S. Extending the Hough transform to recognize and approximate space curves in 3D models // *Computer Aided Geometric Design*. 2024. Vol. 113. P. 102377–102377. DOI: 10.1016/j.cagd.2024.102377. (In Engl.).
4. Sundari L. K. Sowmya, Mallikarjuna M. K., Halakeri Pooja [et al.]. Semi-automatic Labeling of Satellite Images Using Texture Features and Hough Circle Transformation // *SN Computer Science*. 2024. Vol. 5. DOI: 10.1007/S42979-024-02834-0. (In Engl.).
5. Ristori L. A new track finding algorithm based on a multi-dimensional extension of the Hough Transform // *Journal of Instrumentation*. Vol. 19. 2024. DOI: 10.1088/1748-0221/19/05/P05011. (In Engl.).
6. Pala M. A., Yıldız M. Z. Improving cellular analysis throughput of lens-free holographic microscopy with circular Hough transform and convolutional neural networks // *Optics and Laser Technology*. 2024. Vol. 176. 110920. DOI: 10.1016/j.optlastec.2024.110920. (In Engl.).
7. Alfonsi F., Del Corso F., Gabrielli A. Hough Transform FPGA solution for High Energy Physics online fast tracking // *Journal of Instrumentation*. 2024. Vol. 19 (02). C02070. DOI: 10.1088/1748-0221/19/02/C02070. (In Engl.).
8. Sagae K., Nishimura T., Nakahara H. [et al.]. Fine Structure of Tremor Migrations Beneath the Kii Peninsula, Southwest

Japan, Extracted With a Space-Time Hough Transform // *Journal of Geophysical Research. Solid Earth*. 2023. Vol. 128 (6). DOI: 10.1029/2022JB026248. (In Engl.).

9. Guddhur J. P., Sreepathi B. IrisSeg-drunk: enhanced iris segmentation and classification of drunk individuals using Modified Circle Hough Transform // *Iran Journal of Computer Science*. 2023. Vol. 7. P. 41–54. DOI: 10.1007/S42044-023-00157-6. (In Engl.).

10. Chiara R., Fugacci U., Falcidieno B. [et al.]. Piecewise polynomial approximation of spatial curvilinear profiles using the Hough transform // *Applied Mathematics and Computation*. 2023. Vol. 457 (6). 128213. DOI: 10.1016/j.amc.2023.128213. (In Engl.).

11. Liu X., Li Sh., Zhang D., [et al.]. High-Speed Videogrammetry with Mutually Guided Target Tracking under Occlusion for Masonry Building Structure Displacement on a Shaking Table // *Buildings*. 2023. Vol. 13 (12). DOI: 10.3390/buildings13122959. (In Engl.).

12. Rivera Y., Bidon M., Muñoz-Cobo J. L. [et al.]. A Comparative Analysis of Conductance Probes and High-Speed Camera Measurements for Interfacial Behavior in Annular Air–Water Flow // *Sensors*. 2023. Vol. 23 (20). 8617. DOI: 10.3390/S23208617. (In Engl.).

13. André H., Leclère Q., Anastasio. D. [et al.]. Using a smartphone camera to analyse rotating and vibrating systems: Feedback on the SURVISHNO 2019 contest // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2021. Vol. 154. 107553. DOI: 10.1016/j.ymssp.2020.107553. (In Engl.).

14. Koračin N., Zupančič M., Vrečer F. [et al.]. Characterization of the spray droplets and spray pattern by means of innovative optical microscopy measurement method with the high-speed camera // *International journal of pharmaceutics*. 2022. Vol. 629. P. 122412–122412. DOI: 10.1016/j.ijpharm.2022.122412. (In Engl.).

15. Liu X., B. Hu, Y. Yin [et al.]. Parallel camera network: Motion-compensation vision measurement method and system for structural displacement // *Automation in Construction*. 2024. Vol. 165. P. 105559–105559. DOI: 10.1016/j.autcon.2024.105559. (In Engl.).

16. Liu X., Li Sh., Zhang D. [et al.]. High-Speed Videogrammetry with Mutually Guided Target Tracking under Occlusion for Masonry Building Structure Displacement on a

MAI XIN, PhD Candidate, Senior Engineer of Jiangsu Province Key Lab in Aerospace Power System, College of Energy & Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, People's Republic of China.

ORCID: 0000-0002-6977-0113

Correspondence address: xinmai_xm@nuaa.edu.cn

BIAO XUE, Master's Degree, Associate Professor of Electrical Engineering School, Longdong University, Qingyang, People's Republic of China.

Correspondence address: Xuebiao_lutqy@163.com

HUI QIN, Doctor of Technical Sciences, Technical Manager, Senior Engineer of Suzhou Research Institute, Harbin Institute of Technology, Suzhou, People's Republic of China.

Correspondence address: qinhui_nustt@163.com

MINGJING PEI, PhD Candidate, Senior Engineer of College of Artificial Intelligence, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, People's Republic of China.

Correspondence address: peimj@wxc.edu.cn

AO ZHOU, PhD Candidate, Senior Engineer of College of Automation Engineering, Nanjing University of

Aeronautics and Astronautics, Nanjing, People's Republic of China.

ORCID: 0009-0008-2727-856X

Correspondence address: ao.zhou@nuaa.edu.cn

ZHAOWEN DENG, PhD Candidate, Senior Engineer of Jiangsu Province Key Lab in Aerospace Power System, College of Energy & Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, People's Republic of China.

Correspondence address: dengzw_qc@huat.edu.cn

ZHIFENG Ye, Doctor of Technical Sciences, Professor of Jiangsu Province Key Lab in Aerospace Power System, College of Energy & Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, People's Republic of China.

Correspondence address: yezhifeng@nuaa.edu.cn

For citations

Mai X., Biao X., Hui Q., Mingjing P., Ao Zh., Zhaowen D., Zhifeng Y. Study of equipment deformation based on high-speed photography using a vibrating platform // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 80–86. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-80-86.

Received September 23, 2024.

© X. Mai, X. Biao, Q. Hui, P. Mingjing, Zh. Ao,

D. Zhaowen, Y. Zhifeng

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ЦЕНТРАЛЬНЫХ ОТВЕРСТИЙ ШЕСТЕРНЕЙ

А. С. Серков, В. В. Деркач, С. В. Михайленко, Л. Б. Серкова

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

В работе экспериментально исследовано возникновение технологических упругих деформаций центральных отверстий шестерней малой технологической жесткости (нежестких шестерней), вызванных вследствие их закрепления в трехкулачковых самоцентрирующих патронах. Выполнено экспериментальное сравнение схемы закрепления за эвольвенту со схемой закрепления за наружный диаметр. Построены графики искажения формы отверстия от круглости в зависимости от момента затяжки прилагаемого к рукоятке динамометрического ключа. При помощи метода наименьших квадратов подтверждена предполагаемая линейная зависимость графиков искажения формы отверстия от круглости в зависимости от момента затяжки прилагаемого к рукоятке динамометрического ключа. Выполнены сравнения результатов, полученных при помощи эксперимента с результатами, полученными ранее при помощи компьютерного моделирования; подтверждена адекватность компьютерных моделей и достоверность полученных экспериментальных результатов. Экспериментально установлено, что при закреплении за эвольвенту возникает в среднем на 30,23 % меньше величина искажения формы отверстия от круглости по отношению к схеме закрепления за наружный диаметр. Данные результаты доказывают, что схема закрепления за эвольвенту шестерней малой технологической жесткости является наилучшей с точки зрения наименьшего искажения формы отверстий от круглости в сравнении со схемой закрепления за наружный диаметр.

Научная новизна заключается в исследовании влияния сил закрепления на искажение формы отверстия шестерни малой технологической жесткости при закреплении ее за наружный диаметр и за эвольвенту в трехкулачковом самоцентрирующем патроне. Полученные в результате исследований данные позволят научно обоснованно назначать параметры зажимных устройств при изготовлении шестерней малой технологической жесткости, используемых в летательных аппаратах.

Ключевые слова: технологические упругие деформации, шестерни, зубчатые колеса, сателлиты, малая технологическая жесткость, технологическая наследственность, искажение формы от круглости, погрешность закрепления.

Введение

Шестерни малой технологической жесткости в летательных аппаратах обычно находятся в местах, где требуется передача вращения между различными частями механизма. Также они могут применяться в гидравлических системах для передачи давления жидкости от насоса к исполнительным механизмам. В системах, отвечающих за газораспределение шестерни малой технологической жесткости, могут применяться для передачи вращательного движения от приводного вала к распределительному валу, который открывает и закрывает клапаны двигателя, потому что требуется точная синхронизация работы клапанов для обеспечения оптимального сгорания топлива, а также для эффективности работы двигателя. Поэтому точность синхронизации работы клапанов зависит от качества и точности изготовления шестерней малой технологической жесткости.

Также шестерни малой технологической жесткости широко используются в системах управления самолётами, а именно:

1. В механизмах управления полётом. Применение таких шестерней в механизмах управления полётом позволяет обеспечить плавность хода и уменьшить нагрузку на систему управления.

2. В элеронах и закрылках. Применение таких шестерней в элеронах и закрылках обеспечивают высокую точность и надёжность работы этих элементов.

3. В приводах вспомогательного оборудования. Применение данных шестерней в приводах вспомогательного оборудования, таких как насосы гидравлических систем, генераторы электроэнергии и другие агрегаты, позволяет снизить вибрации и повысить надёжность работы механизмов.

4. В шасси самолёта. Применение их в шасси самолёта, а именно в системе выпуска и уборки шасси обеспечивает высокую точность и надёжность движения компонентов шасси при их складывании и раскладывании.

5. В топливных системах. Применение их в топливных системах, а именно в топливных насосах и других элементах топливной системы обеспечивает точное дозирование топлива и минимизирует износ компонентов системы.

Таким образом, шестерни малой технологической жёсткости находят широкое применение в летательных аппаратах благодаря своей способности снижать нагрузки, уменьшать вибрации и обеспечивать точную работу и надёжность различных систем самолёта.

В процессе изготовления шестерней малой технологической жёсткости существует сложность, а именно во время механической обработки технологические упругие деформации оказывают прямое влияние на возникновение погрешности закрепления, от значения которой зависит точность и качество их изготовления. Именно поэтому исследование и разработка методов, способов, приёмов, направленных на минимизацию погрешности закрепления, являются важным направлением исследований в области изготовления деталей малой технологической жёсткости летательных аппаратов.

Кроме того, учитывая нынешние тенденции к снижению веса летательных аппаратов и повышению их эффективности, использование тонкостенных деталей, имеющих малую массу и малую технологическую жёсткость, становятся всё более распространёнными. Однако это также повышает требования к качеству и точности механической обработки шестерней малой технологической жёсткости.

Также стоит сказать, о том, что погрешности изготовления шестерней при их эксплуатации приводят к повышению динамических нагрузок, вибрации, шуму в агрегатах; в результате такие механизмы преждевременно выходят из строя [1]. Исходя из этого можно сделать вывод: чем выше точность изготовления шестерней, тем выше степень надёжности систем летательных аппаратов.

В данной научной работе подробно не будет рассматриваться проблема обеспечения точности и качества изготовления шестерней малой технологической жёсткости, т. к. более подробно её можно изучить в работах [2–19].

В работах [20–23] на оптических моделях методом фотомеханики исследуется напряжённо-деформированное состояние шестерней малой технологической жёсткости, у которых на этапе финишной механической обработки искажена форма центрального отверстия от круглости, вследствие действия технологических упругих деформаций, вызванных силой закрепления от кулачков самоцентрирующего патрона. По этой причине при посадке с натягом такой шестерни с искажённой формой отверстия от круглости на базовую деталь возникает неравномерное давление на контуре её отверстия, вследствие чего возникает предварительное неравномерное напряжённо-деформированное состояние в переходных галтелях между её зубьями, что снижает ресурс её по изгибным напряжениям. Поэтому при изготовлении подобных деталей есть смысл рассчитывать технологические упругие деформации, что даст возможность прогнозировать погрешности закрепления для нахождения оптимального решения по её уменьшению.

Далее приведены результаты исследований двух схем закрепления шестерней малой технологической жёсткости, а именно: 1) закрепление за наружный диаметр; 2) закрепление за эвольвенту через установочные калиброванные ролики.

Вторая схема закрепления наиболее оптимальна с точки зрения размерного анализа, так как обеспечивается короткая размерная цепь между центральным отверстием и делительной окружности

[16, с. 59], [18, с. 235], [24–27]. В работах [28–33] были выполнены исследования напряжённо-деформированного состояния шестерней малой технологической жёсткости, в результате сделан вывод о том, что при закреплении за эвольвенту возникает гораздо меньше напряжений, чем при закреплении за наружный диаметр. В работе [34] при помощи компьютерного моделирования выполнены исследования искажения формы отверстий от круглости шестерней малой технологической жёсткости, в результате сделан вывод о том, что при закреплении шестерней за эвольвенту в трехкулачковом самоцентрирующем патроне искажение формы отверстий от круглости в среднем на 30,72 % меньше, чем при закреплении их за наружный диаметр. Для подтверждения адекватности компьютерной модели и проверки достоверности полученных экспериментальных результатов необходимо выполнить проверку полученного среднего значения.

Таким образом, данная тема исследования технологических упругих деформаций отверстий шестерней малой технологической жёсткости при закреплении их в патроне остаётся актуальной и имеет большое практическое значение для развития технологий производства и конструкций летательных аппаратов.

Цель исследования — выявление наилучшей схемы закрепления шестерней малой технологической жёсткости в трехкулачковом самоцентрирующем патроне с точки зрения наименьшего искажения формы их отверстий, вызванного моментом затяжки на рукоятке динамометрического ключа (силой закрепления) для обеспечения или повышения точности их изготовления.

Задачи

Для достижения поставленной цели исследования необходимо выполнить экспериментальное исследование технологических упругих деформаций отверстия шестерни при закреплении её в трехкулачковом самоцентрирующем патроне за наружный диаметр и за эвольвенту. Также для полноты исследования необходимо построить графики зависимости искажения формы отверстия от круглости в зависимости от прикладываемого момента затяжки к рукоятке динамометрического ключа для обеих схем закрепления, выполнить статистическую обработку полученных результатов эксперимента, сравнить полученные искажения формы отверстия от круглости при закреплении шестерни за эвольвенту с закреплением за наружный диаметр, сравнить ранее полученные результаты компьютерного моделирования с экспериментальными результатами данной научной работы, дать рекомендации по минимизации искажения формы отверстия от круглости (погрешности закрепления) центральных отверстий шестерней малой технологической жёсткости для случая применения трехкулачковых самоцентрирующих патронов.

Основная часть

Далее будут представлены оснащения, порядок проведения эксперимента и экспериментальные результаты определенного искажения формы отверстия от круглости шестерни малой технологической жёсткости, закреплённой в трехкулачковом самоцентрирующем патроне в стандартных заклёпанных кулачках. В работе представлены исследо-

вания шестерни малой технологической жёсткости одного типоразмера и одного материала, потому что для выявления наилучшей схемы закрепления шестерни в трехкулачковом самоцентрирующем патроне этого вполне достаточно, т. к. относительно малая прикладываемая сила закрепления не будет вызывать пластических деформаций, т. е. шестерня будет испытывать только упругие деформации, что говорит о линейности задачи, которая подчиняется закону Гука. Также можно привести принцип подобия, который гласит, что если две системы геометрически подобны друг другу, а именно для шестерней малой технологической жёсткости это правило должно выполняться, то их механические характеристики также будут пропорциональными. Это означает, что при изменении размеров технологической системы (например, увеличение всех линейных и диаметральных размеров в два раза), напряжения и упругие деформации останутся неизменными, но с условием, что сила должна тоже изменяться пропорционально размерам, это можно доказать из следующих формул:

$$\sigma = \frac{2F}{2S}, \rightarrow \sigma = \frac{F}{S},$$

где σ — нормальное напряжение, МПа; F — сила, Н; S — площадь поперечного сечения, мм. Закон Гука утверждает, что напряжение прямо пропорционально деформации, это выражается следующей формулой:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon,$$

где E — модуль Юнга, МПа; ε — относительное удлинение. Далее можно вывести формулу:

$$\frac{F}{S} = E \cdot \varepsilon,$$

$$\varepsilon = \frac{F}{S \cdot E}.$$

Если применить принцип подобия, т. е. взять две одинаковые технологические системы и далее во второй увеличить все линейные, диаметральные размеры и прикладываемую силу в два раза, то выражения будут выглядеть следующим образом:

$$\varepsilon_1 = \frac{F}{S \cdot E},$$

$$\varepsilon_2 = \frac{2F}{2S \cdot E}, \rightarrow \varepsilon_2 = \frac{F}{S \cdot E},$$

тогда

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2.$$

Получается, что для выявления наилучшей схемы закрепления шестерней малой технологической жёсткости с точки зрения наименьшего искажения формы их отверстий при закреплении в трехкулачковых самоцентрирующих патронах нет необходимости в данном случае исследовать шестерни других типоразмеров, достаточно исследовать только одну шестерню малой технологической жёсткости одного типоразмера и одного материала.

Стоит отметить, что в данной работе рассматриваются только те случаи, когда силы закрепления

действует на шестерни на равном угловом расстоянии друг от друга, в данном случае это расстояние равно 120 градусам, другими словами, полученные результаты исследования будут справедливы только для тех случаев, где силы закрепления шестерней действуют на равном расстоянии друг от друга, которое зависит от количества зубьев, в противном случае можно будет говорить только о качественной оценке, а не о количественной, так как явно при изменении количества зубьев будет меняться эпюра напряжений, соответственно и искажение формы отверстия от круглости будет другим, но эта тема уже другого научного исследования.

В работе было принято предельное значение затяжки динамометрическим ключом, равным $M_{s315} = 42,5$ Н·м. Это объясняется тем, что при превышении данного значения была вероятность того, что шестерня могла начать испытывать пластические деформации, которые перестали бы подчиняться закону Гука. В этом случае задача перестала бы быть линейной, соответственно, было бы невозможно выполнить количественную оценку искажения формы отверстия от круглости, так как шестерня одна, а схемы закрепления две, в результате пластические деформации внесли бы неясность в количественную оценку. Также при производстве таких деталей пластические деформации совсем недопустимы, это считается браком.

Шестерня малой технологической жёсткости изготовлена по геометрическим параметрам и марке материала, представленным в работах [34, 35]. Компьютерная модель шестерни малой технологической жёсткости из работы [34] является цифровым двойником исследуемой шестерни данной работы, поэтому это даёт полное право сравнивать полученные результаты компьютерного исследования [34] с результатами, полученными лабораторным экспериментом.

Оснащение эксперимента:

1. Динамометрический ключ ТА-В0060-12 производителя Automotive Equipment & Tools с рабочим моментом затяжки $M_{s31} = 10...60$ Н·м.
2. Трехкулачковый самоцентрирующий патрон 7100-0002П [36] производителя GRIFF.
3. Комплект из 3-х обратных закалённых кулачков (фактическое среднее арифметическое значение твёрдости по методу Роквелла — 57,22 HRCэ) к патрону 7100-0002П [36] (производитель FUERDA).
4. Координатно-измерительная машина ручная Mitutoyo Crysta Plus M443.
5. Шестерня изготовлена из стали 38ХС [37] (фактическое среднее арифметическое значение твёрдости по методу Роквелла — 38,17 HRCэ).
6. Комплект из 3-х установочных калиброванных роликов, изготовленных из стали ШХ15 [38] (фактическое среднее арифметическое значение твёрдости по методу Роквелла — 61,78 HRCэ).

В эксперименте шестерня малой технологической жёсткости закреплялась в трехкулачковом самоцентрирующем патроне за наружный диаметр (рис. 1а) и за эвольвенту через установочные калиброванные ролики (рис. 1б), диаметр которых рассчитывался по методу, описанному в работе [39]. Также диаметр установочных калиброванных роликов можно рассчитать при помощи программы для ЭВМ [40].

Для удобства закрепления и наглядности измерения места прогиба y_{As3i}^0 раскрашены белым цветом (под кулачками), а места выгибания y_{Bs3i}^0 (между кулачками) — зелёным цветом (цифра 3 в индексе

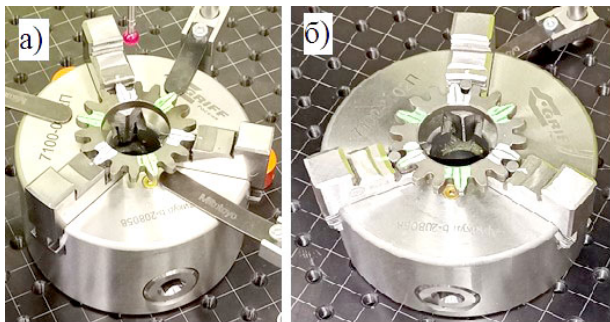


Рис. 1. Закрепление шестерни:
а) за наружный диаметр; б) за эвольвенту
Fig. 1. Fixing a gear: a) by external diameter;
b) by involute

обозначает количество кулачков самоцентрирующего патрона; индекс s обозначает схему закрепления, при закреплении за наружный диаметр $s = 1$, при закреплении за эвольвенту $s = 2$).

Для выполнения эксперимента использовалась координатно-измерительная машина ручная Mitutoyo Crysta Plus M443, на столе которой располагался трехкулачковый самоцентрирующий патрон 7100-0002П [36] с закреплённой в нём шестерней малой технологической жёсткости. Закрепление шестерни малой технологической жёсткости в трехкулачковом самоцентрирующем патроне осуществлялось при помощи динамометрического ключа ТА-В0060-12.

При помощи щупа, оснащённого наконечником сферической формы, выполненным из рубина, производится измерение прогиба y_{As3i}^z контура отверстия шестерни в местах приложения сил закрепления (под кулачками, белый цвет), а выгибание y_{Bs3i}^z измеряется в сечении шестерни, расположенном посередине между кулачками (зелёный цвет).

Погрешность измерений координатно-измерительной машины Mitutoyo Crysta Plus M443, согласно техническому паспорту, может составлять не более 0,004 мм. Согласно сертификату калибровки динамометрического ключа ТА-В0060-12, погрешность момента затяжки при работе по часовой стрелке не превышает 2,4 %.

Порядок проведения эксперимента при закреплении шестерни малой технологической жёсткости за наружный диаметр (рис. 1а) был следующим:

1. Шестерня без усилия (кулачки патрона доводились до касания с наружным диаметром шестерни $M_{s3i} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$) центрировалась в трехкулачковом самоцентрирующем патроне 7100-0002П [36] и далее, в соответствии с 1 из табл. 1), три раза измерялось отклонение формы отверстия шестерни Δd_{13i}^z , полученные результаты записывались в табл. 1.

2. При помощи динамометрического ключа ТА-В0060-12 производилось закрепление исследуемой шестерни малой технологической жёсткости в трехкулачковом самоцентрирующем патроне 7100-0002П [36], при этом на рукоятке динамометрического ключа ТА-В0060-12 прилагался момент затяжки M_{s3i} соответствующий заданному из табл. 1.

3. Производились измерения технологических упругих деформаций отверстия шестерни напротив каждого из трёх кулачков (прогибы y_{A13i}^z), а также по середине между ними (выгибания y_{B13i}^z). На экране ЭВМ, подключённой к координатно-измерительной машине Mitutoyo Crysta Plus M443, выводились значения искажения формы отверстия Δd_{13i}^z . Данные измерения в соответствии с 1 из табл. 1 проводились три раза, результаты измерений искажения формы отверстия Δd_{13i}^z заносились в табл. 1.

4. Пункты 2 и 3 повторялись для всех заданных моментов затяжки M_{s3i} из табл. 1.

5. Все полученные результаты эксперимента заносились в табл. 1.

Таблица 1. Результаты эксперимента при закреплении шестерни малой технологической жёсткости за наружный диаметр

Table 1. Experimental results for fixing a gear of small technological stiffness by the external diameter

Схема закреп- ления	n, шт.	i	M _{зср} , Н·м	Δd _{13i} ^з , мм			Δd _{13i} ^з	Δd _{13i} ^{зр}	Δr _{13i} ^{зр}
				Количество повторных измерений l					
				1	2	3			
За наружный диаметр	3	1	0	0,003	0,003	0,004	0,0033	0,0000	0,0017
		2	10,0	0,024	0,025	0,024	0,0243	0,0210	0,0105
		3	12,5	0,027	0,027	0,028	0,0273	0,0240	0,0120
		4	15,0	0,030	0,031	0,030	0,0303	0,0270	0,0135
		5	17,5	0,033	0,034	0,034	0,0337	0,0303	0,0152
		6	20,0	0,036	0,037	0,036	0,0363	0,0330	0,0165
		7	22,5	0,040	0,039	0,039	0,0393	0,0360	0,0180
		8	25,0	0,043	0,042	0,042	0,0423	0,0390	0,0195
		9	27,5	0,046	0,045	0,045	0,0453	0,0420	0,0210
		10	30,0	0,049	0,048	0,049	0,0487	0,0453	0,0227
		11	32,5	0,052	0,053	0,052	0,0523	0,0490	0,0245
		12	35,0	0,055	0,054	0,055	0,0547	0,0513	0,0257
		13	37,5	0,059	0,058	0,059	0,0587	0,0553	0,0277
		14	40,0	0,062	0,061	0,061	0,0613	0,0580	0,0290
		15	42,5	0,065	0,065	0,066	0,0653	0,0620	0,0310
		16	0,0	0,004	0,003	0,003	0,0033	0,0000	0,0017

6. Шестерня раскреплялась из трехкулачкового самоцентрирующего патрона 7100-0002П [36].

Средние арифметические значения измеренных искажений формы отверстия шестерни малой технологической жёсткости рассчитывались по формуле:

$$\Delta d_{13i}^{\mathcal{E}} = \frac{\Delta d_{13i1}^{\mathcal{E}} + \Delta d_{13i2}^{\mathcal{E}} + \Delta d_{13i3}^{\mathcal{E}}}{l}$$

Перед п. 6 порядка проведения эксперимента измерялись остаточные пластические деформации контура отверстия шестерни, сцентрированной без усилия ($M_{s31} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$) в трехкулачковом самоцентрирующем патроне 7100-0002П [36], в результате сделан вывод, что остаточных пластических деформаций не возникло, т. к. $\Delta d_{13i}^{\mathcal{E}} = \Delta d_{13i6}^{\mathcal{E}} = 0,0040 \text{ мм}$.

Далее определялись искажения формы отверстия шестерни с учётом отклонения формы отверстия $\Delta d_{13i}^{\mathcal{E}}$ по формуле:

$$\Delta d_{13i}^{\mathcal{E}} = \Delta d_{13i}^{\mathcal{E}} - \Delta d_{13i}^{\mathcal{E}}$$

Отклонение формы отверстия шестерни $\Delta d_{13i}^{\mathcal{E}}$ и $\Delta d_{13i6}^{\mathcal{E}}$ ($M_{s31} = M_{s316} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$) необходимо преобразовать в искажение формы отверстия от круглости по формуле:

$$\Delta r_{13i}^{\mathcal{E}} = \frac{\Delta d_{13i}^{\mathcal{E}}}{2},$$

$$\Delta r_{13i6}^{\mathcal{E}} = \frac{\Delta d_{13i6}^{\mathcal{E}}}{2}.$$

Далее необходимо преобразовать искажение формы отверстия шестерни $\Delta d_{13i}^{\mathcal{E}}$ в искажение формы отверстия от круглости по формуле:

$$\Delta r_{13i}^{\mathcal{E}} = \frac{\Delta d_{13i}^{\mathcal{E}}}{2}.$$

Измеренные и рассчитанные результаты занесены в табл. 1.

Порядок проведения эксперимента при закреплении шестерни малой технологической жёсткости за эвольвенту через установочные калиброванные ролики (рис. 16) был следующим:

1. Шестерня без усилия (кулачки патрона доводились до касания с установочными калиброванными роликами, установленными между зубьями шестерни $M_{s31} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$) центрировалась в трехкулачковом самоцентрирующем патроне 7100-0002П [36] и далее, в соответствии с l из табл. 2, три раза измерялось отклонение формы отверстия шестерни $\Delta d_{13i1}^{\mathcal{E}}$, полученные результаты записывались в табл. 2.

2. При помощи динамометрического ключа ТА-В0060-12 производилось закрепление исследуемой шестерни малой технологической жёсткости в трехкулачковом самоцентрирующем патроне 7100-0002П [36], при этом на рукоятке динамометрического ключа ТА-В0060-12 прилагался момент затяжки $M_{s31'}$ соответствующий заданному из табл. 2.

3. Производились измерения технологических упругих деформаций отверстия шестерни напротив каждого из трёх кулачков (прогибы $y_{A23i}^{\mathcal{E}}$), а также по середине между ними (выгибания $y_{B23i}^{\mathcal{E}}$). На экране ЭВМ, подключённой к координатно-измерительной машине Mitutoyo Crysta Plus M443, выводились значения искажения формы отверстия $\Delta d_{23i}^{\mathcal{E}}$. Данные измерения в соответствии с l из табл. 2 производились три раза, результаты измерений искажения формы отверстия $\Delta d_{23i}^{\mathcal{E}}$ заносились в табл. 2.

Таблица 2. Результаты эксперимента при закреплении шестерни малой технологической жёсткости за эвольвенту через установочные калиброванные ролики

Table 2. Experimental results for fixing a gear of low technological stiffness by the involute through setting calibrated rollers

Схема закрепления	n, шт.	i	M _{сг} , Н·м	Δd _{23il} ^э , мм			Δd _{23i} ^э	Δd _{23i} ^{э'}	Δr _{23i} ^{э'}
				Количество повторных экспериментов l					
				1	2	3			
За эвольвенту	3	1	0,0	0,003	0,004	0,003	0,0033	0,0000	0,0017
		2	10,0	0,018	0,019	0,018	0,0183	0,0150	0,0075
		3	12,5	0,020	0,020	0,021	0,0203	0,0170	0,0085
		4	15,0	0,022	0,023	0,023	0,0227	0,0193	0,0097
		5	17,5	0,025	0,024	0,025	0,0247	0,0213	0,0107
		6	20,0	0,027	0,027	0,026	0,0267	0,0233	0,0117
		7	22,5	0,029	0,028	0,029	0,0287	0,0253	0,0127
		8	25,0	0,031	0,030	0,031	0,0307	0,0273	0,0137
		9	27,5	0,033	0,032	0,033	0,0327	0,0293	0,0147
		10	30,0	0,034	0,035	0,034	0,0343	0,0310	0,0155
		11	32,5	0,037	0,037	0,036	0,0367	0,0333	0,0167
		12	35,0	0,039	0,038	0,039	0,0387	0,0353	0,0177
		13	37,5	0,041	0,042	0,041	0,0413	0,0380	0,0190
		14	40,0	0,043	0,044	0,043	0,0433	0,0400	0,0200
		15	42,5	0,045	0,045	0,046	0,0453	0,0420	0,0210
		16	0,0	0,003	0,003	0,004	0,0033	0,0000	0,0017

4. Пункты 2 и 3 повторялись для всех заданных моментов затяжки M_{s3i} из табл. 2.

5. Все полученные результаты эксперимента Δd_{23i} заносились в табл. 2.

6. Шестерня раскреплялась из трехкулачкового самоцентрирующего патрона 7100-0002П [36].

Средние арифметические значения измеренных искажений формы отверстия шестерни малой технологической жёсткости рассчитывались по формуле:

$$\Delta d_{23i} = \frac{\Delta d_{23i1} + \Delta d_{23i2} + \Delta d_{23i3}}{3}.$$

Перед п. 6 порядка проведения эксперимента измерялись остаточные пластические деформации контура отверстия шестерни, сцентрированной с моментом затяжки $M_{s316} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$ в трехкулачковом самоцентрирующем патроне 7100-0002П [36]; в результате сделан вывод, что остаточных пластических деформаций не возникло, т. к. $\Delta d_{23i} = \Delta d_{2316} = 0,0040 \text{ мм}$.

Далее определялись искажения формы отверстия шестерни с учётом отклонения формы отверстия Δd_{23i} по формуле:

$$\Delta d_{23i}^{\mathcal{F}} = \Delta d_{23i} - \Delta d_{231}.$$

Отклонение формы отверстия шестерни $\Delta d_{23i}^{\mathcal{F}}$ и $\Delta d_{2316}^{\mathcal{F}}$ ($M_{s31} = M_{s316} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$) необходимо преобразовать в искажение формы отверстия от круглости по формулам:

$$\Delta r_{23i}^{\mathcal{F}} = \frac{\Delta d_{23i}^{\mathcal{F}}}{2},$$

$$\Delta r_{2316}^{\mathcal{F}} = \frac{\Delta d_{2316}^{\mathcal{F}}}{2}.$$

Далее необходимо преобразовать искажение формы отверстия шестерни $\Delta d_{23i}^{\mathcal{F}}$ в искажение формы отверстия от круглости по формуле:

$$\Delta r_{23i}^{\mathcal{F}} = \frac{\Delta d_{23i}^{\mathcal{F}}}{2}.$$

Измеренные и рассчитанные результаты занесены в табл. 2.

На рис. 2 и рис. 3 представлены графики зависимости искажений формы отверстия от круглости $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{F}}$ в зависимости от момента затяжки M_{s3i} динамометрическим ключом ТА-В0060-12 при $i = 2 \dots 15$.

Исходя из полученных графиков (рис. 2 и рис. 3), можно предположить, что полученные кривые зависимости искажений формы отверстия от круглости $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{F}}$ в зависимости от момента затяжки M_{s3i} динамометрическим ключом ТА-В0060-12 для обеих схем закрепления в трехкулачковом самоцентрирующем патроне имеют линейную зависимость.

После проведения экспериментов кулачки шестерни и установочные калиброванные ролики были визуально осмотрены на отсутствие смятий в местах контакта их друг с другом в момент закрепления. В результате смятий не было выявлено.

Далее для обработки полученных экспериментальных результатов использовался статистический метод обработки результатов — метод наименьших квадратов [41–45], в итоге были получены уравнения функций кривых искажения формы



Рис. 2. График зависимости искажений формы отверстия от круглости $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{F}}$ в зависимости от момента затяжки M_{s3i} (закрепление за наружный диаметр)
Fig. 2. Dependence diagram of hole shape distortion from $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{F}}$ roundness as a function of tightening torque M_{s3i} (fixing by external diameter)

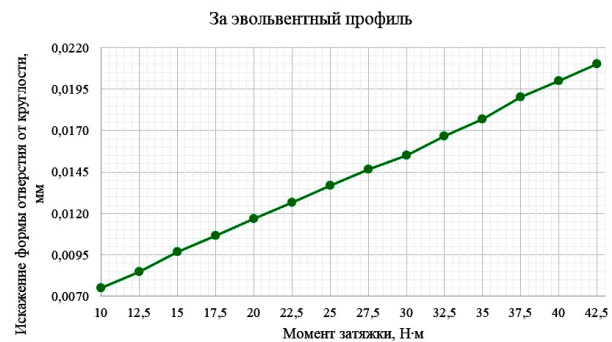


Рис. 3. График зависимости искажений формы отверстия от круглости $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{F}}$ в зависимости от момента затяжки M_{s3i} (закрепление за эвольвентный профиль)
Fig. 3. Dependence diagram of hole shape distortion from $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{F}}$ roundness as a function of tightening torque M_{s3i} (fixing by involute)

отверстия от круглости y_{s3i}''' шестерни малой технологической жёсткости в зависимости от момента затяжки x_{Ms3i} динамометрическим ключом ТА-В0060-12. Расчёты и обработка результатов эксперимента методом наименьших квадратов не представлены в данной работе, т. к. это значительно увеличило бы её объём, поэтому ниже будут представлены только полученные уравнения функций кривых искажения формы отверстия от круглости y_{s3i}''' .

Уравнение функции кривой искажения формы отверстия от круглости y_{s3i}''' шестерни малой технологической жёсткости в зависимости от момента затяжки x_{Ms3i} динамометрическим ключом ТА-В0060-12 (закрепление за наружный диаметр):

$$y_{s3i}''' = 0,00062452 \cdot x_{Ms3i} + 0,00409186 \cdot 8132.$$

Уравнение функции кривой искажения формы отверстия от круглости y_{23i}''' шестерни малой технологической жёсткости в зависимости от момента затяжки x_{Ms3i} динамометрическим ключом ТА-В0060-12 (закрепление за эвольвенту):

$$y_{23i}''' = 0,00041239 \cdot x_{Ms3i} + 0,00339604 \cdot 3956.$$

Далее необходимо выполнить проверку правильности полученных уравнений функций y_{s3i}''' , для этого необходимо в них подставить значения x_{Ms3i} и выполнить расчёт.

Далее экспериментальные результаты $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{E}}$ необходимо сравнить со статистическими результатами y_{s3i}^m по формуле:

$$\partial r_{s3i}^{\mathcal{E}} = \left| \frac{\Delta r_{s3i}^{\mathcal{E}} - y_{s3i}^m}{\Delta r_{s3i}^{\mathcal{E}}} \right| \cdot 100 \, \%.$$

Сравнение экспериментальных результатов $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{E}}$ со статистическими результатами y_{s3i}^m представлено в табл. 3 и табл. 4.

Сравнение экспериментальных результатов $\Delta r_{s3i}^{\mathcal{E}}$ со статистическими результатами y_{s3i}^m не превышает 1,94 %, следовательно, полученные экспериментальным методом значения искажения формы

Таблица 3. Сравнение экспериментальных результатов $\Delta r_{13i}^{\mathcal{E}}$ со статистическими результатами y_{13i}^m (закрепление за наружный диаметр)
Table 3. Comparison of the $\Delta r_{13i}^{\mathcal{E}}$ experimental results with the y_{13i}^m statistical results (fixing by external diameter)

n , шт.	i	$M_{s3i} = X_{M_{s3i}} \cdot H \cdot M$	Результаты, полученные экспериментальным методом $\Delta r_{13i}^{\mathcal{E}}$, мм	Результаты, полученные методом наименьших квадратов y_{13i}^m , мм	Сравнение экспериментальных результатов со статистическими $\partial r_{13i}^{\mathcal{E}}$, %
3	2	10	0,0105	0,0103	1,94 %
	3	12,5	0,0120	0,0119	0,84 %
	4	15	0,0135	0,0135	0,00 %
	5	17,5	0,0152	0,0150	1,11 %
	6	20	0,0165	0,0166	-0,60 %
	7	22,5	0,0180	0,0181	-0,55 %
	8	25	0,0195	0,0197	-1,02 %
	9	27,5	0,0210	0,0213	-1,41 %
	10	30	0,0227	0,0228	-0,58 %
	11	32,5	0,0245	0,0244	0,41 %
	12	35	0,0257	0,0260	-1,28 %
	13	37,5	0,0277	0,0275	0,61 %
	14	40	0,0290	0,0291	-0,34 %
	15	42,5	0,0310	0,0306	1,31 %

Таблица 4. Сравнение экспериментальных результатов $\Delta r_{23i}^{\mathcal{E}}$ со статистическими результатами y_{23i}^m (закрепление за эвольвенту)
Table 4. Comparison of the $\Delta r_{23i}^{\mathcal{E}}$ experimental results with the y_{23i}^m statistical results (fixing by involute)

n , шт.	i	$M_{s3i} = X_{M_{s3i}} \cdot H \cdot M$	Результаты, полученные экспериментальным методом $\Delta r_{23i}^{\mathcal{E}}$, мм	Результаты, полученные методом наименьших квадратов y_{23i}^m , мм	Сравнение экспериментальных результатов со статистическими $\partial r_{23i}^{\mathcal{E}}$, %
3	2	10	0,0075	0,0075	0,00 %
	3	12,5	0,0085	0,0086	-1,16 %
	4	15	0,0097	0,0096	0,69 %
	5	17,5	0,0107	0,0106	0,63 %
	6	20	0,0117	0,0116	0,57 %
	7	22,5	0,0127	0,0127	-0,26 %
	8	25	0,0137	0,0137	-0,24 %
	9	27,5	0,0147	0,0147	-0,23 %
	10	30	0,0155	0,0158	-1,90 %
	11	32,5	0,0167	0,0168	-0,79 %
	12	35	0,0177	0,0178	-0,75 %
	13	37,5	0,0190	0,0189	0,53 %
	14	40	0,0200	0,0199	0,50 %
	15	42,5	0,0210	0,0209	0,48 %

Таблица 5. Сравнение экспериментальных результатов значений искажения формы отверстия от круглости $\Delta r'_{s3i}$ шестерни малой технологической жёсткости в зависимости от схемы закрепления
Table 5. Comparison of experimental results of distortion values of bore shape from roundness of the $\Delta r'_{s3i}$ gear of small technological stiffness according to the fixing scheme

n , шт	i	$M_{s3i} = x_{Ms3i}$ Н·м	$\Delta r'_{13i}$, мм	$\Delta r'_{23i}$, мм	$\Delta r'_{\Delta sni}$, %
3	2	10	0,0105	0,0075	28,57%
	3	12,5	0,0120	0,0085	29,17%
	4	15	0,0135	0,0097	28,15%
	5	17,5	0,0152	0,0107	29,61%
	6	20	0,0165	0,0117	29,09%
	7	22,5	0,0180	0,0127	29,44%
	8	25	0,0195	0,0137	29,74%
	9	27,5	0,0210	0,0147	30,00%
	10	30	0,0227	0,0155	31,72%
	11	32,5	0,0245	0,0167	31,84%
	12	35	0,0257	0,0177	31,13%
	13	37,5	0,0277	0,0190	31,41%
	14	40	0,0290	0,0200	31,03%
	15	42,5	0,0310	0,0210	32,26%

отверстия от круглости $\Delta r'_{s3i}$ в зависимости от момента затяжки M_{s3i} динамометрическим ключом ТА-В0060-12 для обеих схем закрепления в трехкулачковом самоцентрирующем патроне имеют линейную зависимость.

Далее необходимо выполнить сравнение экспериментальных результатов значений искажения формы отверстия от круглости $\Delta r'_{s3i}$ шестерни малой технологической жёсткости в зависимости от схемы закрепления в трехкулачковом самоцентрирующем патроне 7100-0002П [36], для этого необходимо выполнить расчёты по формуле:

$$\Delta r'_{\Delta sni} = \frac{\Delta r'_{13i} - \Delta r'_{23i}}{\Delta r'_{13i}} \cdot 100 \%$$

Сравнение полученных экспериментальных результатов значений искажения формы отверстия от круглости $\Delta r'_{s3i}$ шестерни в зависимости от схемы закрепления представлено в табл. 5.

Согласно сравнению экспериментальных результатов (табл. 5) при закреплении шестерней малой технологической жёсткости за эвольвенту в трехкулачковых самоцентрирующих патронах искажение формы отверстия от круглости $\Delta r'_{23i}$ в среднем на 30,23 % меньше, чем при закреплении их за наружный диаметр $\Delta r'_{13i}$.

Согласно численным результатам компьютерного моделирования научной статьи [34], при закреплении шестерней малой технологической жёсткости за эвольвенту в трехкулачковых самоцентрирующих патронах искажение формы отверстия от круглости $\Delta r'_{23i}$ в среднем на 30,72 % меньше, чем при закреплении их за наружный диаметр $\Delta r'_{13i}$.

Далее необходимо выполнить сравнение численных результатов компьютерного моделирования с экспериментальными результатами по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta r'_{\Delta sni \text{ cp}} &= \frac{\Delta r'_{\Delta sni \text{ cp}} - \Delta r'_{\Delta sni \text{ cp}}}{\Delta r'_{\Delta sni \text{ cp}}} \cdot 100 \% = \\ &= \frac{30,72 \% - 30,23 \%}{30,72 \%} \cdot 100 \% = 1,60 \%. \end{aligned}$$

Сравнение численных результатов компьютерного моделирования с экспериментальными результатами не превышает 1,60 %, следовательно, таким образом подтверждается адекватность компьютерной модели и достоверность экспериментальных результатов.

Заключение

1) сравнение экспериментальных результатов $\Delta r'_{s3i}$ со статистическими результатами y''_{s3i} не превышает 1,94 %, следовательно, полученные экспериментальным методом значения искажения формы отверстия от круглости $\Delta r'_{s3i}$ в зависимости от момента затяжки M_{s3i} динамометрическим ключом ТА-В0060-12 для обеих схем закрепления в трехкулачковом самоцентрирующем патроне имеют линейную зависимость;

2) согласно сравнению экспериментальных результатов (табл. 5) при закреплении шестерней малой технологической жёсткости за эвольвенту через установочные калиброванные ролики в трехкулачковых самоцентрирующих патронах искажение формы отверстия от круглости $\Delta r'_{23i}$ в среднем на 30,23 % меньше, чем при закреплении их за наружный диаметр $\Delta r'_{13i}$;

3) сравнение численных результатов компьютерного моделирования научной работы [34] с экспериментальными результатами данной научной работы не превышает 1,60 %, следовательно, таким образом подтверждается адекватность компьютерной модели и достоверность экспериментальных результатов;

4) на основании полученных результатов исследований сделан вывод о том, что закрепление шестерней малой технологической жёсткости за эвольвенту через установочные калиброванные ролики в самоцентрирующих патронах является наилучшим в совокупности с точкой зрения обеспечения наименьшего искажения формы отверстий от круглости (погрешности закрепления) и короткой размерной цепи по сравнению с закреплением за наружный диаметр. Таким образом, при механи-

ческой обработке шестерней малой технологической жёсткости, закрепляя их в трехкулачковых самоцентрирующих патронах за эвольвенту, можно повысить точность и качество их изготовления, а для большего эффекта можно закреплять такие шестерни в многокулачковых самоцентрирующих патронах (более 3-х кулачков) [34] с базовыми технологическими поверхностями кулачков, имеющих кольцевые канавки или выполненных из материала, имеющего высокий коэффициент трения покоя, это даст возможность существенно снизить необходимый момент затяжки M_{zi} на рукоятке динамометрического ключа для надёжного удержания механически обрабатываемых шестерней малой технологической жёсткости, а значит, и минимизировать искажение формы их отверстий от круглости (погрешность закрепления), в результате повысить точность и качество их изготовления;

5) гипотетически возможно минимизировать искажение формы отверстий от круглости шестерней малой технологической жёсткости, если передать эту вредную функцию, а именно передать технологические упругие деформации другим элементам технологической системы, например, выполнить установочные калиброванные ролики малой технологической жёсткости, таким образом возможно добиться такого эффекта, что шестерни вовсе не будут испытывать или будут испытывать незначительные технологические упругие деформации, в результате этого повысится точность и качество их изготовления, но в этом случае нужно применять для установочных калиброванных роликов материалы, имеющие высокую степень изотропности, чтобы обеспечить высокую точность центрирования шестерней при их закреплении в самоцентрирующих патронах;

6) также гипотетически возможно минимизировать искажение формы отверстий от круглости шестерней малой технологической жёсткости, если предварительно их охлаждать в азоте, таким образом, на момент их закрепления и последующей механической обработки они будут иметь временную жёсткость, в результате этого повысится точность и качество их изготовления.

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 20-38-90226.

Список источников

1. Печенин В. А., Болотов М. А. Математическая модель, имитирующая базирование зубчатых колёс на КИМ при использовании штифтов // Неделя науки СПбПУ: сб. тр. конф. / под ред. М. С. Кокорина. Санкт-Петербург: Изд-во СПбПУ, 2015. С. 285–287. ISBN 978-5-7422-5080-7. EDN: WIEAPZ.
2. Галузина Т. В., Поляков А. В. Исследование изменений формы и расположения кольцевых заготовок малой жёсткости // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). 2011. № 3-3 (27). С. 222–226. EDN: RYZIDR.
3. Константинова А. Н. Экспериментальное обоснование применения подхода «смягченных» режимов резания для обработки тонкостенных деталей // Евразийский союз ученых. 2018. № 4-1 (49). С. 22–25. EDN: XPIEVV.
4. Фролов А. А., Васильев А. С. Исследование деформированного состояния заготовок типа колец при установке на

станках токарной группы. URL: https://studvesna.ru/db_files/articles/1511/article.pdf (дата обращения: 25.07.2024).

5. Жаргалова А. Д., Гаврюшин С. С., Лазаренко Г. П., Семисалов В. И. О «мягких» режимах резания для обработки тонкостенных деталей // Интернет-журнал Науковедение. 2016. Т. 8, № 6 (37). С. 117–128. EDN: XXYHJ.
6. Еремейкин П. А., Жаргалова А. Д., Гаврюшин С. С. Расчётно-экспериментальная оценка технологических деформаций при «мягких» режимах токарной обработки тонкостенных деталей // Обработка металлов (Технология, оборудование, инструменты). 2018. Т. 20, № 1. С. 22–32. DOI: 10.17212/1994-6309-2018-20.1-22-32. EDN: YQYOIH.
7. Еремейкин П. А., Жаргалова А. Д., Гаврюшин С. С. Автоматизированная система для инженерного анализа деформаций тонкостенных деталей при токарной обработке // Математическое моделирование и экспериментальная механика деформируемого твёрдого тела: сб. науч. тр. / под ред. В. Г. Зубчанинова, А. А. Алексеева. Тверь: Изд-во Тверского гос. техн. ун-та, 2018. Вып. 2. С. 31–35. ISBN 978-5-7995-0975-0. EDN: XZBRXV.
8. Кильдеев Т. А., Осипов Т. А. Анализ способов обработки резанием тонкостенных трубчатых заготовок // Научные исследования в области технических и технологических систем: сб. ст. междунар. науч.-практ. конф. Уфа: Аэтерна, 2018. С. 117–120. EDN: YLCCDG.
9. Жедь О. В., Копылов В. В. Напряжённо-деформированное состояние втулок в зависимости от сил зажима в самоцентрирующем патроне // Грузовик. 2018. № 11. С. 24–28.
10. Серков А. С., Масыгин В. Б., Серкова Л. Б. Упругие деформации колец и втулок при их закреплении в самоцентрирующих патронах и их влияние на точность механической обработки // Известия Тульского государственного университета: технические науки. 2022. № 2. С. 389–397. EDN: ZCPNEK.
11. Бояршинов С. В., Кулешова З. Г., Шатилов А. А. Деформации заготовок при закреплении в станочных приспособлениях и их влияние на точность механической обработки. Москва: Машиностроение, 1983. 43 с.
12. Куклев А. С., Тазетдинов М. М. Оснастка для обработки нежёстких деталей высокой точности. Москва: Машиностроение. 1978, 104 с.
13. Серков А. С., Масыгин В. Б., Серкова Л. Б. Оптимизация технологии производства шестерней, зубчатых колёс, сателлитов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2021. № 4. С. 134–139. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-4-134-139. EDN: TYYUXP.
14. Елисеев Ю. С. Производство зубчатых колёс газотурбинных двигателей. Москва: Высшая школа. 2001. 492 с.
15. Чуприков А. О. Технологическое обеспечение точности токарной обработки тонкостенных сварных корпусов на основе учета упругих деформаций: дис. ... канд. техн. наук. Тула, 2013. 180 с.
16. Калашников С. Н., Калашников А. С., Коган Г. И. [и др.]. Производство зубчатых колёс: справ. / под общ. ред. Б. А. Тайца. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1990. 464 с.
17. Тайц Б. А. Точность и контроль зубчатых передач / под ред. Е. Г. Гинзбурга. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1978. 137 с.
18. Калашников С. Н., Калашников А. С. Зубчатые колёса и их изготовление. Москва: Машиностроение, 1983. 264 с.
19. Пономарев В. П., Батов А. С., Захаров А. В. [и др.]. Конструкторско-технологическое обеспечение качества деталей машин. Москва: Машиностроение. 1984, 184 с.
20. Жедь О. В., Копылов В. В. Влияние формы отверстия зубчатого венца на его предварительное напряжённое состояние при сборке с базовой деталью Часть 1 // Грузовик. 2017. № 12. С. 14–15. EDN: YLTHBV.
21. Жедь О. В. Влияние формы отверстия зубчатого венца на его предварительное напряжённое состояние при сборке с базовой деталью. Часть 2 // Грузовик. 2018. № 1. С. 18–22. EDN: YLVMHB.

22. Рогов В. А. Влияние предварительного напряженного состояния зубчатого венца вследствие натяга с базовой деталью в расчетах на изгибную прочность зуба // Технология машиностроения. 2018. № 8. С. 31–39. EDN: YLTHBV.

23. Zhed O., Koshelenko A., Khishova K. The effect of the stressed state of the ring gear due to interference with the base part in calculating the flexural strength of the tooth // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 709, Issue 2. P. 022035-1–022035-8. DOI: 10.1088/1757-899X/709/2/022035.

24. Серков А. С. Внедрение универсальной оснастки в процесс шлифования отверстия и торца заготовки сателлита // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 4. С. 316–320. EDN: NCEIXO.

25. Повышение качества центрирования зубчатых колес. URL: <http://www.avtomash.ru/gur/2005/20050244.htm> (дата обращения: 31.03.2023).

26. Центрирование зубчатых колес по эвольвентному шлифовому профилю базового отверстия. URL: <http://www.avtomash.ru/gur/2004/20041246.htm> (дата обращения: 31.03.2023).

27. Маликов А. А., Малахов Г. В., Михайлов А. В. Определение параметров зубчатого венца заготовок с предварительно оформленными зубьями // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2017. № 8-1. С. 344–353. EDN: ZEGJDH.

28. Рогов В. А., Кошеленко А. С., Хишова Е. С. Исследование напряжённого состояния зубчатого венца на оптических моделях от сил зажима в самоцентрирующем патроне // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2015. № 4. С. 29–37. EDN: VBJUVH.

29. Рогов В. А., Кошеленко А. С., Хишова Е. С. Исследование методом фотомеханики напряженно-деформированного состояния зубчатого венца, вызванного зажимом в самоцентрирующем патроне при механической обработке // Вестник МГТУ «Станкин». 2015. № 4 (35). С. 36–41. EDN: VHIZCB.

30. Рогов В. А., Кошеленко А. С., Жедь О. В., Хишова Е. С. Исследование методом фотомеханики напряженно-деформированного состояния зубчатого венца от сил зажима в самоцентрирующем патроне на этапах механической обработки // Грузовик. 2016. № 2. С. 19–22. EDN: VOIPHT.

31. Рогов В. А., Кошеленко А. С., Хишова Е. С. Исследование напряженного состояния зубчатого венца на оптических моделях от сил зажима в самоцентрирующем патроне // Технология машиностроения. 2016. № 3. С. 10–14. EDN: WAOOBD.

32. Серков А. С., Масыгин В. Б., Серкова Л. Б. Исследование напряженно-деформированного состояния заготовки зубчатого колеса на математических моделях // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 5. С. 362–373. EDN: RVGUEM.

33. Серков А. С., Масыгин В. Б., Артюх Р. Л., Серков Л. Б. [и др.]. Исследование напряженно-деформированного состояния заготовки зубчатого колеса с применением математических моделей в зависимости от сил зажима в трех- и шести- кулачковых самоцентрирующих патронах // Омский научный вестник. 2020. № 4 (172). С. 13–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-172-13-18. EDN: QDXEER.

34. Серков А. С. Исследование упругих деформаций центральных отверстий зубчатых колёс, вызванных силами закрепления // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2023. № 9. С. 3–19. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-9-3-4. EDN: EOYKAN.

35. Серков А. С. Зависимости силы закрепления зубчатого колеса при шлифовании центрального отверстия // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2023. № 7. С. 278–289. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-7-278-279. EDN: GNBLSX.

36. ГОСТ 2675–80. Патроны самоцентрирующие трёх- кулачковые. Основные размеры. Введ. 1981–07–01. Москва: Государственный комитет СССР по стандартам, 1987. 11 с.

37. ГОСТ 4543–2016. Металлопродукция из конструкционной легированной стали. Технические условия. Введ. 2017–10–01. Москва: Стандартинформ, 2019. 53 с.

38. ГОСТ 801–2022. Прокат из подшипниковой стали. Технические условия. Введ. 2023–08–01. Москва: Российский институт стандартизации, 2023. 45 с.

39. Серков А. С., Масыгин В. Б., Серкова Л. Б. Разработка графической методики расчёта конструктивных элементов для закрепления зубчатых колёс // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2021. № 5. С. 389–397. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-5-389-398. EDN: HFFFGT.

40. Расчёт диаметра роликов при закреплении по зубьям: программа для ЭВМ № 2022617841 / Серков А. С., Масыгин В. Б. № 2022616889; заявл. 19.04.2022; рег. 26.04.2022.

41. Идельсон Н. И. Способ наименьших квадратов и теория математической обработки наблюдений. Москва: Геодезиздат, 1947. 358 с.

42. Линник Ю. В. Метод наименьших квадратов и основы математико-статистической теории обработки наблюдений. Ленинград: Физматгиз, 1962. 352 с.

43. Мазмишвили А. И. Теория ошибок и метод наименьших квадратов. Москва: Недра, 1978. 311 с.

44. Айвазян С. А. Прикладная статистика. Основы эконометрики. Москва: Юнити-Дана, 2001. Т. 2. 432 с.

45. Мазуров Б. Т., Падве В. А. Метод наименьших квадратов (статика, динамика, модели с уточняемой структурой) // Вестник Сибирского государственного университета геосистем и технологий (СГУГиТ). 2017. Т. 22, № 2. С. 22–35. EDN: YZFXGB.

СЕРКОВ Александр Сергеевич, ассистент кафедры «Технология машиностроения» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 8065-4788

AuthorID (РИНЦ): 987557

Адрес для переписки: Sanya_93@bk.ru

ДЕРКАЧ Валерий Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 3504-7789

AuthorID (SCOPUS): 57194834776

Адрес для переписки: Altair_73@mail.ru

МИХАЙЛЕНКО Степан Викторович, ассистент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7414-6496

ORCID: 0000-0002-6806-9915

Адрес для переписки: Stepan_01.01@mail.ru

СЕРКОВА Любовь Борисовна, старший преподаватель кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 1236-8615

ORCID: 0000-0001-5918-2476

AuthorID (SCOPUS): 57211269167

Адрес для переписки: Lubashka_2010@mail.ru

Для цитирования

Серков А. С., Деркач В. В., Михайленко С. В., Серкова Л. Б. Экспериментальное исследование технологических упругих деформаций центральных отверстий шестерней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 87–99. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-87-99.

Статья поступила в редакцию 27.08.2024 г.

© А. С. Серков, В. В. Деркач, С. В. Михайленко, Л. Б. Серкова

EXPERIMENTAL RESEARCH OF TECHNOLOGICAL ELASTIC DEFORMATIONS OF THE CENTRAL HOLES OF GEARS

A. S. Serkov, V. V. Derkach, S. V. Mikhailenko, L. B. Serkova

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

The research experimentally investigates the occurrence of technological elastic deformations of the central holes of gears of low technological rigidity (non-rigid gears) caused by their fixation in 3-cam self-centering cartridges. The authors present an experimental comparison of the attachment scheme by the involute with the scheme by the external diameter. Moreover, the graphs of distortion of the hole shape from roundness as a function of the torque applied to the wrench handle were plotted. The least squares method was used to confirm the assumed linear dependence of the graphs of hole shape distortion from roundness as a function of the tightening torque applied to the wrench handle. The authors compare the results obtained by the experiment with the obtained earlier using computer modeling, the adequacy of computer models and the reliability of the experimental results. Experimentally it was determined that at fixing by involute there is on 30,23 % less value of hole shape distortion from roundness in comparison with the scheme of fixing by external diameter. As a result, the scheme of fixing by involute with a gear of low technological rigidity is the best in terms of hole shape distortion from roundness in comparison with the scheme of fixing by external diameter.

The scientific novelty is to investigate the influence of clamping forces on the hole shape distortion of a gear of small technological rigidity when fixed by its external diameter and involute in a 3-cam self-centring chuck. The resulting data allows scientifically justifying assignment of parameters of clamping devices in the production of gears of small technological stiffness used in aeronautical vehicles.

Keywords: technological elastic deformations, gears, toothed wheels, satellites, low technological rigidity, technological heredity, distortion of shape from roundness, fixing error.

Acknowledgments

The work was funded by RFBR according to the research project No. 20-38-90226.

References

1. Pechenin V. A., Bolotov M. A. Matematicheskaya model' imitiruyushchaya bazirovaniye zubchatykh koles na KIM pri ispol'zovanii shtiftov [Mathematical model simulating the basing of gears on a CMM using pins] // *Nedelya nauki SPbPU. Nedelya Nauki SPbPU* / Ed. by M. S. Kokorina. Saint Petersburg, 2015. P. 285–287. ISBN 978-5-7422-5080-7. EDN: WIEAPZ. (In Russ.).
2. Galuzina T. V., Polyakov A. V. Issledovaniye izmeneniy formy i raspolzheniya kol'tsevykh zagotovok maloy zhestkosti [Research of changes in shape and location ring details with small rigidity] // *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika S. P. Koroleva (natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta). Vestnik Samarskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta im. Akademika S. P. Koroleva (Natsional'nogo Issledovatel'skogo Universiteta)*. 2011. No. 3-3 (27). P. 222–226. EDN: RYZIDR. (In Russ.).
3. Konstantinova A. N. Eksperimental'noye obosnovaniye primeneniya podkhoda «smyagchennykh» rezhimov rezaniya dlya obrabotki tonkostennykh detaley [Experimental justification for the use of the «softened» cutting modes approach for machining thin-walled parts] // *Yevraziyskiy soyuz uchenykh. Eurasian Union of Scientists*. 2018. No. 4-1 (49). P. 22–25. EDN: XPiEVV. (In Russ.).
4. Frolov A. A., Vasil'yev A. S. Issledovaniye deformirovannogo sostoyaniya zagotovok tipa kolets pri ustanovke na stankakh tokarnoy gruppy [Study of the deformed state of ring-type workpieces during installation on turning machines]. URL: https://studvesna.ru/db_files/articles/1511/article.pdf (accessed: 25.07.2024). (In Russ.).
5. Zhargalova A. D., Gavryushin S. S., Lazarenko G. P., Semislov V. I. O «myagkikh» rezhimakh rezaniya dlya obrabotki tonkostennykh detaley [About soft modes of cutting for processing thin-walled parts] // *Internet-zhurnal Naukovedeniye. Internet-Zhurnal Naukovedeniye*. 2016. Vol. 8, no. 6 (37). P. 117–128. EDN: XXYHIJ. (In Russ.).
6. Eremeykin P. A., Zhargalova A. D., Gavryushin S. S. Raschetno-eksperimental'naya otsenka tekhnologicheskikh deformatsiy pri «myagkikh» rezhimakh tokarnoy obrabotki tonkostennykh detaley [Empirical evaluation of technological deformations for «Soft» cutting modes during thin-walled parts turning] // *Empirical evaluation of technological deformations for «Soft» cutting modes during thin-walled parts turning. Obrabotka Metallov / Metal Working and Material Science*. 2018. Vol. 20, no. 1. P. 22–32. DOI: 10.17212/1994-6309-2018-20.1-22-32. EDN: YQYOIH. (In Russ.).
7. Eremeykin P. A., Zhargalova A. D., Gavryushin S. S. Avtomatizirovannaya sistema dlya inzhenernogo analiza deformatsiy tonkostennykh detaley pri tokarnoy obrabotke [Automated system for engineering analysis of deformations of thin-walled parts during turning] // *Matematicheskoye modelirovaniye i eksperimental'naya mekhanika deformiruyemogo tverdogo tela. Mathematical Modelling and Experimental Mechanics of Deformable Solid Bodies* / Ed. by V. G. Zubchaninova, A. A. Alekseyeva. Tver'. 2018. Issue 2. P. 31–35. ISBN 978-5-7995-0975-0. EDN: XZBRXV. (In Russ.).

8. Kil'deyev T. A., Osipov T. A. Analiz sposobov obrabotki rezaniyem tonkostennykh trubchatykh zagotovok [Analysis of cutting methods for thin-walled tubular workpieces] // Nauchnyye issledovaniya v oblasti tekhnicheskikh i tekhnologicheskikh system. *Nauchnyye Issledovaniya v Oblasti Tekhnicheskikh i Tekhnologicheskikh System*. Ufa, 2018. P. 117–120. EDN: YLCCDG. (In Russ.).

9. Zhed' O. V., Kopylov V. V. Napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye vtulok v zavisimosti ot sil zazhima v samotsentrirovushchem patrone [Stress-strain state of the sleeves depending on the clamping forces in the self-centering patron] // Gruzovik. *Truck*. 2018. No. 11. P. 24–28. (In Russ.).

10. Serkov A. S., Masyagin V. B., Serkova L. B. Uprugiy deformatsii kolets i vtulok pri ikh zakreplenii v samotsentrirovushchikh patronakh i ikh vliyaniye na tochnost' mekhanicheskoy obrabotki [Elastic deformations of rings and bushings when they are fixed in self-centering cartridges and their effect on the accuracy of machining] // Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta: tekhnicheskiye nauki. *News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2022. No. 2. P. 389–397. EDN: ZCPNEK. (In Russ.).

11. Boyarshinov S. V., Kuleshova Z. G., Shatilov A. A. Deformatsii zagotovok pri zakreplenii v stanochnykh prispособleniyakh i ikh vliyaniye na tochnost' mekhanicheskoy obrabotki [Deformations of workpieces during clamping in machine tool fixtures and their influence on machining accuracy]. Moscow, 1983. 43 p. (In Russ.).

12. Kuklev L. S., Tazetdinov M. M. Osnastka dlya obrabotki nezhestkikh detaley vysokoy tochnosti [Equipment for processing non-rigid high-precision parts]. Moscow, 1978. 104 p. (In Russ.).

13. Serkov A. S., Masyagin V. B., Serkova L. B. Optimizatsiya tekhnologii proizvodstva shesterney, zubchatykh koles, satellitov [Optimization of the production technology of gears, gears, satellites] // Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. *Tekhnicheskiye Nauki. News of the Tula state university. Technical Sciences*. 2021. No. 4. P. 134–139. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-4-134-139. EDN: TYYUXP. (In Russ.).

14. Eliseyev Yu. S. Proizvodstvo zubchatykh koles gazoturbinnnykh dvigateley. [Production of gear wheels of gas turbine engines]. Moscow, 2001. 492 p. (In Russ.).

15. Chuprikov A. O. Tekhnologicheskoye obespecheniye tochnosti tokarnoy obrabotki tonkostennykh svarnykh korpusov na osnove ucheta uprugikh deformatsiy [Technological ensuring the accuracy of turning of thin-walled welded hulls on the basis of elastic deformations elastic deformations]. Tula, 2013. 180 p. (In Russ.).

16. Kalashnikov S. N., Kalashnikov A. S., Kogan G. I. [et al.]. Proizvodstvo zubchatykh koles: sprav [Production of gears: Handbook] / Ed. by B. A. Taytsa. 3rd ed., revised and supplemented. Moscow, 1990. 464 p. (In Russ.).

17. Tayts B. A. Tochnost' i kontrol' zubchatykh peredach [Accuracy and control of transmissions gear]. 2nd ed., revised and supplemented. Leningrad, 1978. 137 p. (In Russ.).

18. Kalashnikov S. N., Kalashnikov A. S. Zubchatyye kolea i ikh izgotovleniye [Gear wheels and their manufacture]. Moscow, 1983. 264 p. (In Russ.).

19. Ponomarev V. P., Batov A. S., Zakharov A. V. [et al.]. Konstruktorsko-tekhnologicheskoye obespecheniye kachestva detaley mashin [Design and technological support for the quality of machine parts]. Moscow, 1984. 184 p. (In Russ.).

20. Zhed' O. V., Kopylov V. V. Vliyaniye formy otverstiya zubchatogo ventsa na ego predvaritel'noye napryazhennoye sostoyaniye pri sborke s bazovoy detal'yu Chast' 1 [Influence of the form holes face on his prior stress state in the Assembly with the base detail. Part 1] // Gruzovik. *Truck*. 2017. No. 12. P. 14–15. EDN: YLTHBB. (In Russ.).

21. Zhed O. V. Vliyaniye formy otverstiya zubchatogo ventsa na ego predvaritel'noye napryazhennoye sostoyaniye pri sborke s bazovoy detal'yu. Chast' 2 [Influence of the shape of the gear rim hole on its preliminary stress state during assembly with

the base part. Part 2] // Gruzovik. *Truck*. 2018. No. 1. P. 18–22. EDN: YLVMHB. (In Russ.).

22. Rogov V. A. Vliyaniye predvaritel'nogo napryazhennoye sostoyaniya zubchatogo ventsa vsledstviye natyaga s bazovoy detal'yu v raschetakh na izgibnuyu prochnost' zuba [The influence of the rim preliminary stressed state due to interference with the base part in calculating the flexural strength of the tooth] // Tekhnologiya mashinostroeniya. *Technology of Mechanical Engineering*. 2018. No. 8. P. 31–39. EDN: YLTHBB. (In Russ.).

23. Zhed O., Koshelenko A., Khishova K. The effect of the stressed state of the ring gear due to interference with the base part in calculating the flexural strength of the tooth // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 709. P. 022035-1–022035-8. DOI: 10.1088/1757-899X/709/2/022035. (In Engl.).

24. Serkov A. S. Introduction of universal tooling in the process of grinding the hole and end of the satellite billet [Vnedreniye universal'noy osnastki v protsess shlifovaniya otverstiya i tortsa zagotovki satellita] // Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. *Tekhnicheskiye nauki. News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2020. No. 4. P. 316–320. EDN: NCEIXO. (In Russ.).

25. Povysheniye kachestva tsentirovaniya zubchatykh koles [Improving the quality of gear centring]. URL: <http://www.avtomash.ru/gur/2005/20050244.htm> (accessed: 31.03.2023). (In Russ.).

26. Tsentrirovaniye zubchatykh koles po evol'ventnomu shlitsevomu profilu bazovogo otverstiya [Centring of gears on the involute spline profile of the base bore]. URL: <http://www.avtomash.ru/gur/2004/20041246.htm> (accessed: 31.03.2023). (In Russ.).

27. Malikov A. A., Malakhov G. V., Mikhailov A. V. Opredeleniye parametrov zubchatogo ventsa zagotovok s predvaritel'no oformlennymi zub'yami [Determination of parameters of toothed crown of purveyances with the preliminary executed points] // Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. *Tekhnicheskiye nauki. News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2017. No. 8-1. P. 344–353. EDN: ZEGJDH. (In Russ.).

28. Rogov V. A., Koshelenko A. S., Khishova E. S. Issledovaniye napryazhennoye sostoyaniya zubchatogo ventsa na opticheskikh modelyakh ot sil zazhima v samotsentrirovushchem patrone [Investigation of stress state ring gear on the optical model from the forces of the clamps in the self-centering chuck] // Vestnik Rossiyskogo universiteta družby narodov. *Seriya: Inzhenernyye issledovaniya. RUDN Journal of Engineering Research*. 2015. No. 4. P. 29–37. EDN: VBJUVH. (In Russ.).

29. Rogov V. A., Koshelenko A. S., Khishova E. S. Issledovaniye metodom fotomekhaniki napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya zubchatogo ventsa, vyzvannogo zazhimom v samotsentrirovushchem patrone pri mekhanicheskoy obrabotke [Research by photomechanics method strain intensity state of toothing through clamping forces in self-centering chuck at machining stage] // Vestnik MSUT «Stankin». *Vestnik MSUT «Stankin»*. 2015. No. (35). P. 36–41. EDN: VHIZCB. (In Russ.).

30. Rogov V. A., Koshelenko A. S., Zhed O. V., Khishova E. S. Issledovaniye metodom fotomekhaniki napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya zubchatogo ventsa ot sil zazhima v samotsentrirovushchem patrone na etapakh mekhanicheskoy obrabotki [Research by photomechanics method the intensity of toothing through clamping forces in self-centering chuck at machining stage] // Gruzovik. *Truck*. 2016. No. 2. P. 19–22. EDN: VOIPHT. (In Russ.).

31. Rogov V. A., Koshelenko A. S., Khishova E. S. Issledovaniye napryazhennoye sostoyaniya zubchatogo ventsa na opticheskikh modelyakh ot sil zazhima v samotsentrirovushchem patrone [The stress state research of the toothed crone from the clamping forces in the self-centering chuck in the optical model] // Tekhnologiya Mashinostroeniya. *Technology of Mechanical Engineering*. 2016. No. 3. P. 10–14. EDN: WAOOBD. (In Russ.).

32. Serkov A. S., Masyagin V. B., Serkova L. B. Issledovaniye napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya zagotovki zubchatogo koleasa na matematicheskikh modelyakh [Investigation of the stress-strain state of the workpiece gear on mathematical models] // *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2020. No. 5. P. 362–373. EDN: RVGUEM. (In Russ.).
33. Serkov A. S., Masyagin V. B., Artyukh R. L., Serkova L. B. [et al.] Issledovaniye napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya zagotovki zubchatogo koleasa s primeneniye matematicheskikh modeley v zavisimosti ot sil zazhima v trekh- i shestikulachkovykh samotsentriruyushchikh patronakh [Studying stress-strain state of gear billet using mathematical models depending on clamping forces in 3 and 6 cam selfcentering chucks] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2020. No. 4 (172). P. 13–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-172-13-18. EDN: QDXEER. (In Russ.).
34. Serkov A. S. Issledovaniye uprugikh deformatsiy tsentral'nykh otverstiy zubchatykh koleas, vyzvannykh silami zakrepleniya [Investigation of elastic deformations of the central holes of gears caused by fastening forces] // *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2023. No. 9. P. 3–19. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-9-3-4. EDN: EOYKAH. (In Russ.).
35. Serkov A. S. Zavisimosti sily zakrepleniya zubchatogo koleasa pri shlifovanii tsentral'nogo otverstiya [Dependence of the force of fastening the gear wheel when grinding the central hole] // *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. News of the Tula state university. Technical sciences*. 2023. No. 7. P. 278–289. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-7-278-279. EDN: GNBZX. (In Russ.).
36. GOST 2675–80. Patrony samotsentriruyushchiye trekhkulachkovyye. Osnovnyye razmery. [Self-centering three cam chucks. Basic dimensions]. Moscow, 1987. 11 p. (In Russ.).
37. GOST 4543–2016. Metalloproduktsiya iz konstruksionnoy legirovannoy stali. Tekhnicheskiye usloviya [Metal products from structural alloy steel. Technical conditions]. Moscow, 2019. 53 p. (In Russ.).
38. GOST 801–2022. Prokat iz podshipnikovoy stali. Tekhnicheskiye usloviya. [Rolled products from bearing steel. Technical conditions]. Moscow, 2023. 45 p. (In Russ.).
39. Serkov A. S., Masyagin V. B., Serkova L. B. Razrabotka graficheskoy metodiki rascheta konstruktivnykh elementov dlya zakrepleniya zubchatykh koleas [Development of a graphic method for calculating structural elements for fixing gears] // *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. News of the Tula State University. Technical Sciences*. 2021. No. 5. P. 389–397. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-5-389-398. EDN: HFFFGT. (In Russ.).
40. Raschet diametra rolikov pri zakreplenii po zub'yam: programma dlya EVM № 2022617841 [Calculation of roller diameters for tooth mounting: Computer program No. 2022617841] / Serkov A. S., Masyagin V. B. No. 2022616889. (In Russ.).
41. Idel'son N. I. Sposob naimen'shikh kvadratov i teoriya matematicheskoy obrabotki nablyudeniy [Method of least squares and theory of mathematical processing of observations]. Moscow, 1947. 358 p. (In Russ.).
42. Linnik Yu. V. Metod naimen'shikh kvadratov i osnovy matematiko-statisticheskoy teorii obrabotki nablyudeniy [Method of least squares and the foundations of the mathematical and statistical theory of observation processing]. Leningrad, 1962. 352 p. (In Russ.).
43. Mazmishvili A. I. Teoriya oshibok i metod naimen'shikh kvadratov [Error theory and least squares method]. Moscow, 1978. 311 p. (In Russ.).
44. Ayvazyan S. A. Prikladnaya statistika. Osnovy ekonometriki [Applied Statistics. Fundamentals of econometrics]. Moscow, 2001. Vol. 2. 432 p. (In Russ.).
45. Mazurov B. T., Padve V. A. Metod naimen'shikh kvadratov (statika, dinamika, modeli s utochnyayemoy strukturoy) [The method of least squares (statics, dynamics, and models with updated structure)] // *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo universiteta geosistem i tekhnologii (SGUGIT). Vestnik of the Siberian State University of Geosystems and Technologies (SSUGT)*. 2017. Vol 22, no. 2. P. 22–35. EDN: YZFXGB. (In Russ.).
-
- SERKOV Alexander Sergeevich**, Assistant of Mechanical Engineering Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk. SPIN-code: 8065-4788 AuthorID (RSCI): 987557 Correspondence address: Sanya_93@bk.ru
- DERKACH Valery Vasilievich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Mechanical Engineering Technology Department, OmSTU, Omsk. SPIN-code: 3504-7789 AuthorID (SCOPUS): 57194834776 Correspondence address: Altair_73@mail.ru
- MIKHAILENKO Stepan Viktorovich**, Assistant of Metal Cutting Machines and Tools Department, OmSTU, Omsk. SPIN-code: 7414-6496 ORCID: 0000-0002-6806-9915 Correspondence address: Stepan_01.01@mail.ru
- SERKOVA Lyubov' Borisovna**, Senior Lecturer of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology Department, OmSTU, Omsk. SPIN-code: 1236-8615 ORCID: 0000-0001-5918-2476 AuthorID (SCOPUS): 57211269167 Correspondence address: Lubashka_2010@mail.ru
- For citations**
- Serkov A. S., Derkach V. V., Mikhailenko S. V., Serkova L. B. Experimental research of technological elastic deformations of the central holes of gears // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 87–99. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-87-99.
- Received August 27, 2024.**
© A. S. Serkov, V. V. Derkach, S. V. Mikhailenko, L. B. Serkova



ВЛИЯНИЕ ОБЪЕМНОЙ МОДИФИКАЦИИ НАНОРАЗМЕРНЫМИ ЧАСТИЦАМИ ДИОКСИДА ЦИРКОНИЯ НА СТРУКТУРУ И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА НА ОСНОВЕ ПОЛИТЕТРАФТОРЭТИЛЕНА

А. В. Гулькин¹, А. А. Теплоухов², Н. А. Семенюк², А. П. Сазанков³,
А. Е. Карташова², Д. В. Скакун²

¹РГП «Национальный ядерный центр Республики Казахстан»,
Республика Казахстан, 180010, г. Курчатов, ул. Бейбіт атом, 2Б

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

³Институт механики металлополимерных систем
имени В. А. Белого Национальной академии наук Беларуси,
Республика Беларусь, 246050, г. Гомель, ул. Кирова, 32А

В данной работе рассмотрено влияние концентрации наноразмерных частиц диоксида циркония ZrO_2 , примененных в качестве объемного модификатора-наполнителя, на структуру и прочностные характеристики композита на основе политетрафторэтилена. Методом спекания в пресс-форме в условиях объемного ограничения теплового расширения были получены образцы композитов на основе политетрафторэтилена, имеющих в составе концентрации 0 %, 4 %, 8 % и 26 % наноразмерных частиц диоксида циркония ZrO_2 . Проведен анализ структурно-химического состояния и элементного состава образцов методами рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии с использованием установки Surface Science Center (Riber) и растровой электронной микроскопии с применением энерго-дисперсионного анализа, твердость была определена на ТВР-АМ (дюрометр) Шора тип А, с аналоговым индикатором. Испытания на износ проводены на универсальной машине трения УМТ-2168 в режиме трения без смазочной жидкости при постоянной нагрузке 5 Н, периферийная скорость с абразивным листом 0,32 м/с. Результаты проведенных исследований были подтверждены в условиях натурных испытаний. Даны рекомендации по процентному составу наноразмерного наполнителя в политетрафторэтилене для уплотнений в узлах трения.

Ключевые слова: политетрафторэтилен, структурно-фазовое состояние, диоксид циркония, объемная модификация, твердость, герметизация, износ.

Введение

Создание новых композитов с улучшенными механическими свойствами продолжает оставаться актуальной задачей в области технологии материалов. Политетрафторэтилен (ПТФЭ) и композиты на его основе имеют высокие эксплуатационные свойства, связанные с особенностями молекулярной структуры данных материалов [1–5]. Авторами работ [6, 7] было показано, что метод механической активации является одним из наиболее производительных и эффективных при получении новых композитов на основе ПТФЭ. Одним из самых передовых направлений разработки полимерных композиционных материалов (ПКМ) авторы [8] считают метод структурной модификации полимерной матрицы структурно-активными наполнителями различной химической природы и формы наноразмерных частиц.

Перспективность названного направления обусловлена также тем, что в условиях фрикционного взаимодействия развиваются физико-химические процессы многоуровневого структурного модифицирования и самоорганизации, которые играют

главную роль в обеспечении повышенной твердости и износостойкости полимерного композита. Изучив ряд публикаций [9, 10], была выдвинута гипотеза о возможности использования в качестве материала-модификатора наноразмерных частиц диоксида циркония ZrO_2 . Предполагается, что этот материал способен повысить триботехнические характеристики композита на основе ПТФЭ, не ухудшая его эксплуатационных свойств в условиях повышенных температур и циклических нагрузок.

Целью работы является получение ПКМ на основе модифицированного наноразмерными частицами диоксида циркония ZrO_2 ПТФЭ, определение механических свойств: твердости и износостойкости.

Постановка задачи

Для исследования влияния наноразмерных частиц диоксида циркония на прочностные характеристики ПКМ необходимо:

1. Получить методом не свободного спекания ПКМ, на основе ПТФЭ объемно модифицированного наноразмерными частицами диоксида циркония ZrO_2 в концентрациях 0 %, 4 %, 8 % и 26 %.

2. Определить элементный состав полученных образцов.

3. Получить значения твердости и износостойкости.

Эксперимент

В качестве объёмного модификатора ПТФЭ использовали наноразмерные частицы диоксида циркония ZrO_2 [11, 12]. Взвешивание компонентов было произведено на электронных весах Pioneer. Процентное содержание наноразмерных частиц диоксида циркония ZrO_2 составляло 0 %, 4 %, 8 % и 26 % для образцов 1, 2, 3, 4 соответственно. Концентрация 26 % наноразмерных частиц ZrO_2 использована для гарантированного максимального проявления свойств наполнителя, исходя из литературных данных. Далее полученные смеси с различными концентрациями диоксида циркония перемешивались по очереди в механоактивирующей машине в течение 60 минут каждая [13].

Формование (холодное прессование) заготовок проводили на гидравлическом прессе ЛСД 700 в съёмных пресс-формах при давлении 40 МПа без нагревания, с фиксацией приложенной нагрузки 15 минут. Для формования заготовок была изготовлена пресс-форма, позволяющая сдерживать объёмное расширение.

Спекание образцов осуществлялось в электрической печи WiseTherm FHX-12 с воздушной циркуляцией для выравнивания температуры. Нагревание проводилось ступенчато. При температуре 342 °С происходит плавление кристаллической фазы ПТФЭ, а при 360–380 °С — сплавление отдельных частиц полимера при этом происходит сдерживаемое пресс-формой объёмное расширение композита с последующей усадкой при остывании [14–16].

После спекания образцы охлаждали естественным образом непосредственно в печи до достижения температуры 70–80 °С, а далее при комнатной температуре на воздухе.

Полученный композит извлекали из пресс-формы (рис. 1). Методом визуального осмотра определяли целостность полученной заготовки на предмет сколов трещин и прочих внешних дефектов.

Получено по 5 образцов с различной концентрацией модификатора (табл. 1).

Следующим шагом, полученные образцы подвергли механической обработке по эскизу, представленному на рис. 2 для получения заготовки для натурных испытаний на прочность и износ [17, 18].

Результаты исследований

Для изучения влияния модификаторов на структуру полимерной матрицы ПТФЭ использовался сканирующий электронный микроскоп JEOL JCM-5700 [19]. На нем методом растровой электронной микроскопии (РЭМ) были получены микрофотографии.

Увеличение составляло в 1000 крат, ускоряющее напряжение — 10 кВ, ток пучка — 1,0 нА. Глубина сканирования составляет ~1 мкм. Снимки представлены на рис. 3.

Анализ структурно-химического состояния образцов проводился с использованием метода рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии (РФЭС) с использованием установки Surface Science Center (Riber). Для возбуждения рентгеновского излучения использовался источник с алюминиевым анодом.

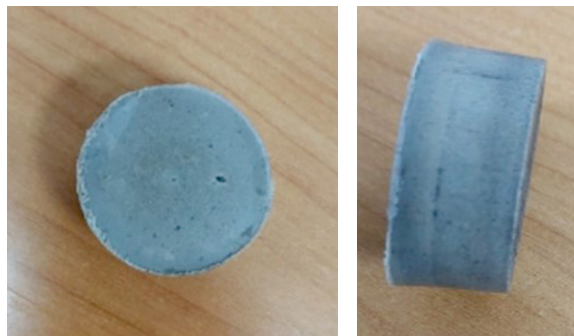


Рис. 1. Полученный композит (заготовка)
Fig. 1. Received composite (blank)

Таблица 1. Концентрация модификатора
Table 1. Concentration of modifier

Образец	№1	№2	№3	№4
Содержание диоксида циркония, масс. %	0	4	8	26

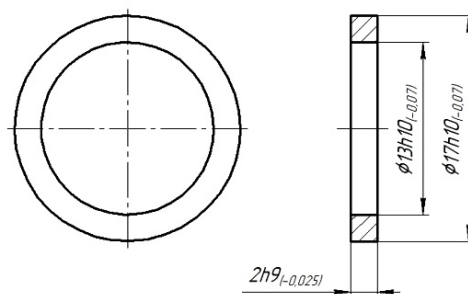


Рис. 2. Эскиз уплотнительного элемента
Fig. 2. Sketch of the sealing element

Спектры РФЭС были получены в условиях сверхвысокого вакуума (~10–9 Торр) с использованием анализатора MAC-2. Диаметр рентгеновского пучка составлял ~3 мм, мощность источника 240 Вт. Разрешение по энергии при регистрации спектров основных линий составляло ~0,2 эВ, обзорных спектров ~1,2 эВ [20–22]. Оценочная глубина сканирования образцов методом РФЭС составляет 1–5 нм. На рис. 4 представлены РФЭС спектры образцов исходного и модифицированного диоксидом циркония ПТФЭ.

В РФЭС спектре исходного ПТФЭ (рис. 1, кривая 1) наблюдаются линии фтора F 1s (энергия связи ~690 эВ) и линия углерода (энергия связи ~285 эВ). В спектре ПТФЭ, легированного оксидом циркония (II) (рис. 1, кривая 2), помимо линий фтора и углерода присутствуют также линия кислорода O 1s (энергия связи ~530 эВ) и линии циркония Zr 3p (~330 эВ) и Zr 3d (~180 эВ).

Результаты анализа химического состава, проведенного по обзорным РФЭС спектрам с применением метода коэффициентов элементной чувствительности, представлены в табл. 2.

Исследование твердости образцов производилось по методу Шора шкала А, по ГОСТу 12423 (ISO 291). Для большей точности величина твердости каждого образца измерялась 10 раз, в таблицу заносились усредненные значения (по ГОСТу — шесть раз). Разброс значений по абсолютной величине не превышал 7–8 %.

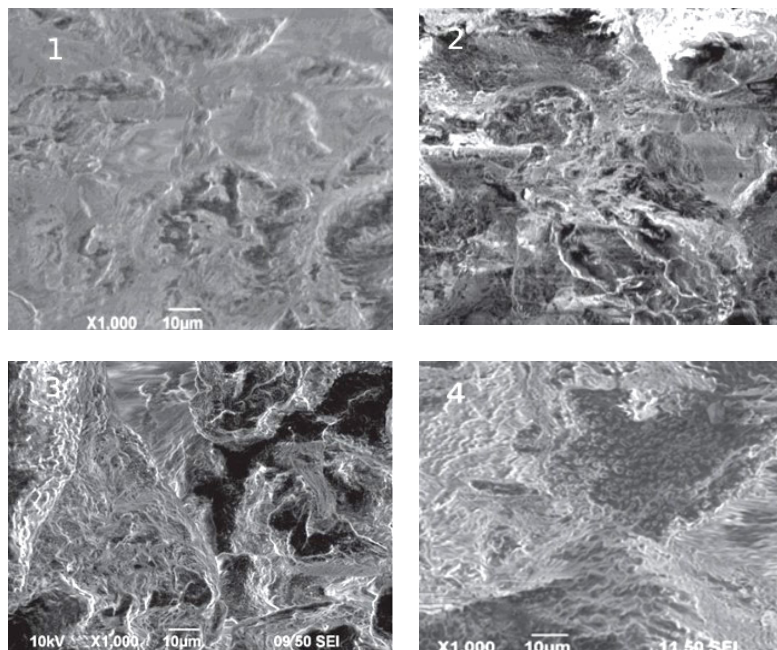


Рис. 3. Микрофотографии образцов
 Fig. 3. Micrographs of samples

Усредненные значения твердости приведены в табл. 3.

На рис. 5 представлена зависимость твердости ПКМ по Шору от концентрации модификатора.

Испытания на износ проведены на универсальной машине трения УМТ-2168 в режиме трения без смазочной жидкости при постоянной нагрузке 5 Н, периферийная скорость с абразивным листом 0,32 м/с. Схема трения палец–диск. Износ оценивался по процентному отношению изменения массы образца к его исходной массе. Взвешивание проводилось на аналитических весах OHAUS Pioneer. Предел допустимого отклонения для данной установки составляет 4 %.

Результаты испытаний на износ представлены в табл. 4.

Испытание образцов на прочность проводилось на стенде под высоким давлением. Аппаратура стенда позволяет регулировать давление в соответствии с заданной циклограммой. Таким образом, изделие подвергается переменным циклическим нагрузкам до 50 МПа в течение 30 минут, что позволяет определить его работоспособность в различных ситуациях. Процесс испытаний требует тщательного контроля и регулирования, чтобы обеспечить точность измерений и получить достоверные результаты. В течение 30 минут отслеживается падение давления с помощью показаний соответствующих датчиков давления. Давление плавно повышается в ходе испытаний вплоть до максимально установленного для испытываемого образца. После завершения цикла испытания давление уменьшается до атмосферного. Образец, прошедший испытание, визуально осматривается и при отсутствии падения давления в процессе нагружения и внешних трещин и разрывов признается годным и готовым к использованию при заявленных нагрузках.

Обсуждение результатов

По микрофотографиям образцов № 1–4, полученных методом электронной микроскопии, с уве-

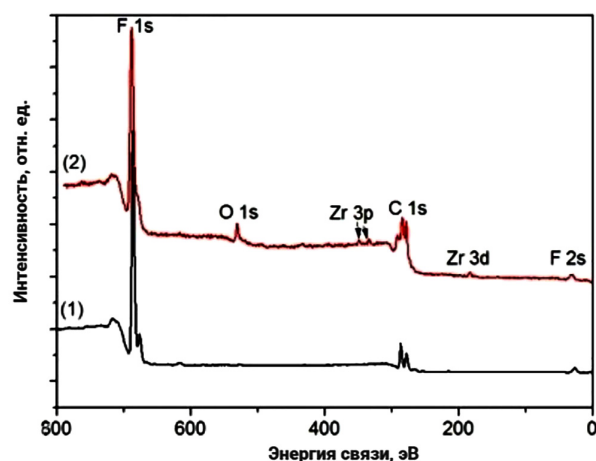


Рис. 4. Обзорные РФЭС спектры: (1) — исходный ПТФЭ; (2) — ПТФЭ, модифицированный 8 % диоксидом циркония ZrO_2 [15]

Fig. 4. Overview XPS spectra: (1) — PTFE original; (2) — PTFE modified with 8 % zirconium dioxide ZrO_2 [15]

Таблица 2. Химический состав поверхностного слоя, мол. %, данные РФЭС

Table 2. Chemical composition of the surface layer, mol. % X-ray photoelectron spectroscopy data

№ образца	Концентрация, мол. %			
	[F]	[C]	[O]	[Zr]
1	68,9	31,1	—	—
2	69,7	26,3	1,0	3,0
3	69,1	18,6	3,3	9,0
4	56,2	17,6	6,8	19,4

личением концентрации диоксида циркония наблюдается значительное уплотнение надмолекулярной структуры политетрафторэтилена (рис. 3). Уплотнение в нашем случае связано с технологическим медленным остыванием в печи, не свободным про-

Таблица 3. Параметры твёрдости
Table 3. Hardness parameters

Параметры	Образец			
	№1	№2	№3	№4
Твёрдость, ед. Шор(-а) А	39	61	67	92

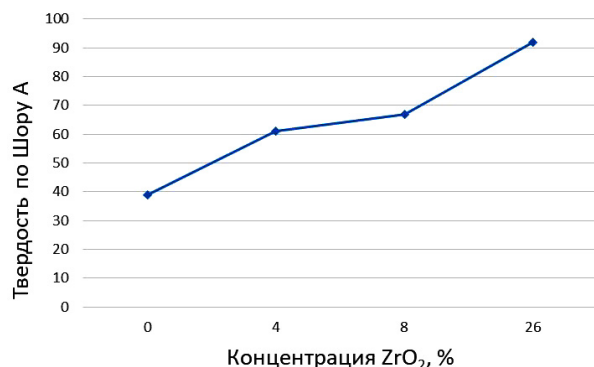


Рис. 5. Зависимость твердости ПКМ по Шору А от концентрации диоксида циркония ZrO_2
Fig. 5. Dependence of Shore A hardness of PCM on the concentration of zirconium dioxide ZrO_2

Таблица 4. Результаты испытаний на износ
Table 4. Results of wear tests

Номер образца	№1	№2	№3	№4
Износ, %	3,67	4,84	5,32	24,41
Температура трущейся поверхности образца, К	510	569	605	665
Коэффициент трения	0,04	0,09-0,11	0,11-0,13	0,24

цессом спекания и изменением концентрации наночастиц, которые выступают в роли зародышей структуры образований. Происходит упорядочивание структуры и уменьшение неструктурированных участков.

По результатам количественного анализа образцов в исходном ПТФЭ наблюдаются наличие фтора и углерода. В образцах ПТФЭ, модифицированных диоксидом циркония, помимо фтора и углерода присутствуют также кислород и цирконий в различных концентрациях, что верифицирует состав образцов ПКМ на основе ПТФЭ с добавлением модификатора диоксида циркония ZrO_2 .

График зависимости на рис. 4 демонстрирует увеличение твердости композиционного материала при увеличении концентрации наноразмерного модификатора. Полученные результаты согласуются с исследованиями в области структурно активных наполнителей [23]. Небольшие концентрации наноразмерного модификатора проявляют наилучшие триботехнические свойства. С увеличением концентрации порошка диоксида циркония выше 20–22 % использование ПКМ затруднено в условиях динамических или вибрационных нагрузок. Твердость материала связана с механической прочностью. Поэтому закономерно считаем, что увеличение значений твердости ПКМ на основе ПТФЭ

модифицированного наноразмерными частицами диоксида циркония приведет к увеличению механической прочности.

Проведенные испытания на износ говорят о том, что с увеличением концентрации диоксида циркония в матрице износ образцов увеличивается. Так, при концентрации 4 % и 8 % износ составил около 4 % и 5 % соответственно, а при концентрации диоксида циркония 26 % износ увеличился значительно и составил порядка 25 % от массы исходного материала.

Выводы и заключение

Анализ образцов на основе ПТФЭ, модифицированных наноразмерными частицами диоксида с концентрацией 4–8 %, подтвердил гипотезу о линейном увеличении механических характеристик при сохранении низких значений коэффициента трения в условиях высоких давлений и повышенных температур.

Хорошо зарекомендовало себя применение механоактивирующей машины, медленное, с остановками, перемешивание создало эффект обволакивания частицами ПТФЭ более твердых частиц диоксида циркония. И, как следствие, возможно получение прогнозируемой и более однородной структуры ПКМ.

В рамках натурных испытаний установлено, что система «ПТФЭ матрица + 8 % наноразмерных частиц диоксида циркония ZrO_2 » способна выдерживать циклические нагрузки 50 МПа в течение 30 минут согласно требованиям РД 26-12-29-88 и методике испытаний по ГОСТ 24054-80.

Рекомендовано использование ПКМ на основе ПТФЭ, модифицированного 8 % порошка диоксида циркония в наноразмерном диапазоне 250–300 нм для уплотнительных устройств в узлах трения, работающих при повышенных температурах и давлениях до 40 МПа.

Обозначения

ZrO_2 — диоксид циркония;
ПТФЭ — политетрафторэтилен, или фторопласт-4 ($-C_2F_4-$)_n;
ПКМ — полимерные композиционные материалы;
РФЭС — рентгеновская фотоэлектронная спектроскопия;
РЭМ — растровая электронная микроскопия.

Список источников

- Бартенев Г. М., Зеленов Ю. В. Физика и механика полимеров. Москва: Высшая школа, 1983. 391 с.
- Негров Д. А., Путинцев В. А., Глотов 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.
- Panin S. V., Kornienko L. A., Alexenko V. O. Influence of Nanoand Microfillers on the Mechanical and Tribotechnical Properties of «UHMWPE-PTFE» Composites // Key Engineering Materials. 2016. Vol. 712. P. 161–165. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.712.161. EDN: XFMLKD.
- Смелов А. В. Механические свойства и трибологические возможности модифицированного политетрафторэтилена // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 6. С. 73–81. EDN: RPIHLN.

5. Охлопкова А. А. Физико-химические принципы создания триботехнических материалов на основе политетрафторэтилена и ультрадисперсных керамик: дис. ... д-ра техн. наук. Якутск, 2000. 295 с.

6. Исакова Т. А., Петрова П. Н., Маркова М. А. Исследование полимерных композиционных материалов на основе механоактивированного политетрафторэтилена // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технология. 2023. Т. 16, № 8. С. 967–976. EDN: LGQCUH.

7. Будник О. А., Сви́дeрcкий В. А., Берладир К. В. [и др.]. Влияние механической активации политетрафторэтиленовой матрицы на ее физико-химические и эксплуатационные свойства // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. 2014. № 5. С. 176–179. EDN: SXDKAZ.

8. Колосова А. С., Сокольская М. К., Виткалова И. А. [и др.] Наполнители для модификации современных полимерных композиционных материалов // Фундаментальные исследования. 2017. № 10–3. С. 459–465. EDN: ZRRAMN.

9. Аммосова О. А. Модифицированные полимерные и композиционные материалы для северных условий: моногр. Новосибирск: Наука, 2017. 217 с. EDN: YPHAOT.

10. Машков Ю. К., Кропотин О. В., Чемисенко О. В. Разработка и исследование полимерного нанокompозита для металлополимерных узлов трения // Омский научный вестник. 2014. № 3. С. 64–66. EDN: TKDJUD.

11. Пат. 2269550 Российская Федерация, МПК С 08 L 27/18, С 08 K 3/04. Состав для получения композиционного герметизирующего материала / Струк В. А., Костюкович Г. А., Кравченко В. И., Овчинников Е. В., Горбачевич Г. Н. № 2004104434/04; заявл. 17.02.2004; опубл. 10.02.2006. Бюл. № 4. 6 с.

12. Пат. 2467034 Российская Федерация, МПК С 08 J 7/18, С 08 J 5/16, С 08 J 3/28, В 82 В 3/00, С 08 F 2/46, С 08 L 27/18. Нанокompозиционный антифрикционный и уплотнительный материал на основе политетрафторэтилена / Хатилов С. А., Селиверстов Д. И., Жутаева Ю. Р. № 2011135280/04; заявл. 24.08.2011; опубл. 20.11.2012. Бюл. № 32. 8 с.

13. Панин В. Е., Панин С. В., Корниенко Л. А. [и др.]. Влияние механической активации сверхвысокомолекулярного полиэтилена на его механические и триботехнические свойства // Трение и износ. 2010. Т. 31, № 2. С. 168–176. EDN: MUWFGN.

14. Привалко В. П., Станиславский В. Б., Титов Г. В. Тепловое расширение высоконаполненных полистиролов // Высокомолекулярные соединения. Серия Б. 1988. Т. 30, № 7. С. 540–542.

15. Машков Ю. К., Полеценко К. Н., Еремин Е. Н., Теплоухов А. А. [и др.]. Получение слоисто-армированного нанокompозита на основе политетрафторэтилена методами лазерной абляции и ионно-плазменного модифицирования // Упрочняющие технологии и покрытия. 2020. Т. 16, № 12. С. 531–538. DOI: 10.36652/1813-1336-2020-16-12-531-538. EDN: YICCTV.

16. Помогайло А. Д., Розенберг А. С., Уфлянд И. Е. Наночастицы металлов в полимерах. Москва: Химия, 2000. 672 с.

17. Веттегрень В. И., Башкарв А. Я., Суслов М. А. Влияние формы частиц наполнителя на прочность полимерного композита // Журнал технической физики. 2007. Т. 77, № 6. С. 135–138. EDN: RCTBNN.

18. Охлопкова А. А., Петрова П. Н., Гоголева О. В. Разработка полимерных нанокompозитов триботехнического назначения для нефтегазового оборудования // Нефтегазовое дело. 2009. № 2. С. 23. EDN: MOTMKR.

19. Горелик С. С., Скаков Ю. А., Расторгуев Л. Н. Рентгенографический и электронно-оптический анализ. Москва: МИСИС, 1994. 328 с.

20. Шпанченко Р. В., Розова М. Г. Рентгенографический анализ. Москва: Московский государственный университет им. М. В. Ломоносова, 1998. 212 с.

21. Baer D. R., Thevuthasan S. Ch. 16. Characterization of Thin Films and Coatings // Deposition Technologies for Films and Coatings. Noyes Publications, William Andrew, 2010. P. 749–864. DOI: 10.1016/b978-0-8155-2031-3.00016-8.

22. Neville A., Mather R. R., Wilson J. I. B. 12 – Characterisation of plasma-treated textiles // Plasma Technologies for Textiles. Woodhead Publishing, 2007. P. 301–315. DOI: 10.1533/9781845692575.2.301.

23. Машков Ю. К., Кургузова О. А., Рубан А. С. Разработка и исследование износостойких полимерных нанокompозитов // Вестник СибАДИ. 2018. Т. 15, № 1. С. 36–45. EDN: YTMCKY.

ГУЛЬКИН Александр Владимирович, кандидат физико-математических наук РГП «Национальный ядерный центр Республики Казахстан», г. Курчатов, Республика Казахстан.

AuthorID (РИНЦ): 305760

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

SPIN-код: 6836-1254

AuthorID (РИНЦ): 859681

ORCID: 0000-0002-5649-2871

AuthorID (SCOPUS): 57189517666

Адрес для переписки: a.a.lektor@mail.ru

СЕМЕНЮК Наталья Андреевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Физика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 4143-3715

AuthorID (РИНЦ): 684680

ORCID: 0000-0003-0103-7684

AuthorID (SCOPUS): 57191041061

САЗАНКОВ Алексей Павлович, младший научный сотрудник Института механики металлополимерных систем имени В. А. Белого Национальной академии наук Беларуси, г. Гомель, Республика Беларусь.

КАРТАШОВА Анастасия Евгеньевна, аспирант кафедры «Технология машиностроения» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 9439-5669

AuthorID (РИНЦ): 1216883

СКАКУН Дмитрий Викторович, аспирант кафедры «Технология машиностроения» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 3992-7339

AuthorID (РИНЦ): 1263623

ORCID: 0009-0008-9768-6227

Для цитирования

Гулькин А. В., Теплоухов А. А., Семенюк Н. А., Сазанков А. П., Карташова А. Е., Скакун Д. В. Влияние объемной модификации наноразмерными частицами диоксида циркония на структуру и механические свойства композиционного материала на основе политетрафторэтилена // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 100–106. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-100-106.

Статья поступила в редакцию 05.10.2024 г.

© А. В. Гулькин, А. А. Теплоухов, Н. А. Семенюк, А. П. Сазанков, А. Е. Карташова, Д. В. Скакун

EFFECT OF VOLUMETRIC MODIFICATION WITH NANOSIZED ZIRCONIUM DIOXIDE PARTICLES ON STRUCTURE AND MECHANICAL PROPERTIES OF COMPOSITE MATERIAL BASED ON POLYTETRAFLUOROETHYLENE

A. V. Gulkin, A. A. Teploukhov, N. A. Semenyuk, A. P. Sazankov,
A. E. Kartashova, D. V. Skakun

¹National Nuclear Center of the Republic of Kazakhstan,
Kazakhstan, Kurchatov, Beibit atom Ave., 2B, 180010

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

³V. A. Belyi Metal-Polymer Research Institute of
National Academy of Sciences of Belarus,
Belarus, Gomel, Kirova Ave., 32A, 246050

The article demonstrates the influence of the concentration of nanosized particles of zirconium dioxide ZrO_2 applied as a bulk modifier-filler on the structure and strength characteristics of polytetrafluoroethylene-based composite. Samples with concentrations of 0 %, 4 %, 8 % and 26 % of ZrO_2 nanosized zirconium dioxide particles were obtained by the sintering method in a mould in conditions of volumetric limitation of thermal expansion. The authors analyzed the structural-chemical state and elemental composition of the samples by X-ray photoelectron spectroscopy using Surface Science Center (Riber) and scanning electron microscopy with application of energy-dispersive analysis. Moreover, the hardness was determined on a Shore type A TWR-AM (durometer) with an analogue indicator. Wear tests were carried out on the UMT-2168 universal friction machine by the mode without lubricating fluid at the 5 N constant load, peripheral speed with the 0,32 m/s abrasive sheet. The results of the conducted research were confirmed under full-scale test conditions. As a result, the authors present recommendations on the percentage composition of nanosize filler in polytetrafluoroethylene for seals in friction units.

Keywords: polytetrafluoroethylene, structural and phase state, zirconium dioxide, volume modification, hardness, sealing, wear.

References

1. Bartenev G. M., Zelenev Yu. V. Fizika i mekhanika polimerov [Polymer physics and mechanics]. Moscow, 1983. 391 p. (In Russ.).
2. Negrov D. A., Putintsev V. A., Glotov A. I. Vliyaniye usovershenstvovannoy tekhnologii pressovaniya na strukturo-obrazovaniye politetraftoretilena [Impact of improved technology pressing on structure formation polytetrafluoroethylene] // Polzunovskiy vestnik. *Polzunovskiy Vestnik*. 2024. No. 1. P. 240–244. DOI: 10.25712/ASTU.2072-8921.2024.01.031. EDN: JCAATM. (In Russ.).
3. Panin S. V., Kornienko L. A., Alexenko V. O. Influence of Nanoand Microfillers on the Mechanical and Tribotechnical Properties of «UHMWPE-PTFE» Composites // Key Engineering Materials. 2016. Vol. 712. P. 161–165. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.712.161. EDN: XFMLKD. (In Engl.).
4. Smelov A. V. Mekhanicheskiye svoystva i tribologicheskiye vozmozhnosti modifitsirovannogo politetraftoretilena [Mechanical properties and tribological possibilities of modified polytetrafluoroethylene] // Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya. *Modern Problems of Science and Education*. 2012. No. 6. P. 73–81. EDN: RPIHLN. (In Russ.).
5. Okhlopkova A. A. Fiziko-khimicheskiye printsipy sozdaniya tribotekhnicheskikh materialov na osnove politetraftoretilena i ul'tradispersnykh keramik [Physico-chemical principles of creating tribotechnical materials based on polytetrafluoroethylene and ultradisperse ceramics]. Yakutsk, 2000. 295 p. (In Russ.).
6. Isakova T. A., Petrova P. N., Markova M. A. Issledovaniye polimernykh kompozitsionnykh materialov na osnove mekhanoaktivirovannogo politetraftoretilena [Investigation of polymer composite materials based on mechanically activated polytetrafluoroethylene] // Zhurnal Sibirskogo federal'nogo universiteta. *Tekhnika i tekhnologii. Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies*. 2023. Vol. 16, no. 8. P. 967–976. EDN: LGQCUH. (In Russ.).
7. Budnik O. A., Sviderskiy V. A., Berladir K. V. [et al.]. Vliyaniye mekhanicheskoy aktivatsii politetraftoretlenovoy matritsy na yeye fiziko-khimicheskiye i ekspluatatsionnyye svoystva [Effect of mechanical activation of matrix polytetrafluoroethylene on its physicochemical and operational properties] // Vestnik BGTU im. V. G. Shukhova. *Bulletin of Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov*. 2014. No. 5. P. 176–179. EDN: SXDKAZ. (In Russ.).
8. Kolosova A. S., Sokol'skaya M. K., Vitkalova I. A. [et al.]. Napolniteli dlya modifikatsii sovremennykh polimernykh kompozitsionnykh materialov [Fillers to modify the modern polymer composite materials] // Fundamental'nyye issledovaniya. *Fundamental Research*. 2017. No. 10–3. P. 459–465. EDN: ZRRAMN. (In Russ.).
9. Ammosova O. A. Modifitsirovannyye polimernyye i kompozitsionnyye materialy dlya severnykh usloviy [Modified

polymer and composite materials for northern conditions]. Novosibirsk, 2017. 217 p. EDN: YPHAOT. (In Russ.).

10. Mashkov Yu. K., Kropotin O. V., Chemisenko O. V. Razrabotka i issledovaniye polimernogo nanokompozita dlya metallopolimernykh uzlov treniya [Development and study of polymer nanocomposite for metalpolymer friction units] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2014. No. 3. P. 64–66. EDN: TKDJUD. (In Russ.).

11. Patent 2269550 Russian Federation, IPC C 08 L 27/18, C 08 K 3/04. Sostav dlya polucheniya kompozitsionnogo gernetiziruyushchego materiala [Composition for preparing composite sealing material] / Struk V. A., Kostyukovich G. A., Kravchenko V. I., Ovchinnikov E. V., Gorbatshevich G. N. No. 2004104434/04. (In Russ.).

12. Patent 2467034 Russian Federation, IPC C 08 J 7/18, C 08 J 5/16, C 08 J 3/28, B 82 B 3/00, C 08 F 2/46, C 08 L 27/18. Nanokompozitsionnyy antifriktsionnyy i uplotnitel'nyy material na osnove politetrafluoretilena [Accumulative antifriction and sealing material based on polytetrafluoroethylene] / Khatipov S. A., Seliverstov D. I., Zhutayeva Yu. R. No. 2011135280/04. (In Russ.).

13. Panin V. E., Panin S. V., Korniyenko L. A. [et al.]. Vliyaniye mekhanicheskoy aktivatsii sverkhvysokomolekulyarnogo polietilena na ego mekhanicheskiye i tribotekhnicheskiye svoystva [Effect of mechanical activation of ultra-high-molecular-weight polyethylene on its mechanical and triboengineering properties] // Treniye i iznos. *Treniye i Iznos*. 2010. Vol. 31, no. 2. P. 168–176. EDN: MUWFHN. (In Russ.).

14. Privalko V. P., Stanislavskiy V. B., Titov G. V. Teplovoye rasshireniye vysokonapolnennykh polistirolov [Thermal expansion of highly filled polystyrenes] // Vysokomolekulyarnyye soyedineniya. Seriya B. *Polymer Science. Series B*. 1988. Vol. 30, no. 7. P. 540–542. (In Russ.).

15. Mashkov Yu. K., Poleshenko K. N., Eremin E. N., Teploukhov A. A. [et al.]. Polucheniye sloisto-armirovannogo nanokompozita na osnove politetrafluoretilena metodami lazernoy ablyatsii i ionno-plazmennogo modifitsirovaniya [Preparation of layer-reinforced nanocomposite based on polytetrafluoroethylene by laser ablation and ion-plasma modification] // Uprochnyayushchiye tekhnologii i pokrytiya. *Strengthening Technologies and Coatings*. 2020. Vol. 16, no. 12. P. 531–538. DOI: 10.36652/1813-1336-2020-16-12-531-538. EDN: YICCTV. (In Russ.).

16. Pomogaylo A. D., Rozenberg A. S., Uflyand I. E. Nanochastitsy metallov v polimerakh [Metal nanoparticles in polymers]. Moscow, 2000. 672 p. (In Russ.).

17. Vettegren' V. I., Bashkarov A. Ya., Suslov M. A. Vliyaniye formy chastits napolnitelya na prochnost' polimernogo kompozita [Effect of the shape of filler particles on the strength of a polymer composite] // Zhurnal tekhnicheskoy fiziki. *Zhurnal Tekhnicheskoy Fiziki*. 2007. Vol. 77, no. 6. P. 135–138. EDN: RCTBNR. (In Russ.).

18. Okhlopko A. A., Petrova P. N., Gogoleva O. V. Razrabotka polimernykh nanokompozitov tribotekhnicheskogo naznacheniya dlya neftegazovogo oborudovaniya [Working out polymeric nanocomposites the tribotechnical appointments for the oil and gas equipment] // Neftegazovoye delo. *Oil and Gas Business*. 2009. No. 2. P. 23. EDN: MOTMKR. (In Russ.).

19. Gorelik S. S., Skakov Yu. A., Rastorguyev L. N. Rentgenograficheskiy i elektronno-opticheskiy analiz [X-ray and electron optical analysis]. Moscow, 1994. 328 p. (In Russ.).

20. Shpanchenko R. V., Rozova M. G. Rentgenograficheskiy analiz [X-ray analysis]. Moscow, 1998. 212 p. (In Russ.).

21. Baer D. R., Thevuthasan S. Ch. 16. Characterization of Thin Films and Coatings // Deposition Technologies for Films

and Coatings. Noyes Publications, William Andrew, 2010. P. 749–864. DOI: 10.1016/b978-0-8155-2031-3.00016-8. (In Engl.).

22. Neville A., Mather R. R., Wilson J. I. B. 12 — Characterisation of plasma-treated textiles // Plasma Technologies for Textiles. Woodhead Publishing, 2007. P. 301–315. DOI: 10.1533/9781845692575.2.301. (In Russ.).

23. Mashkov Yu. K., Kurguzova O. A., Ruban A. S. Razrabotka i issledovaniye iznosostoykikh polimernykh nanokompozitov [Resistant polymer nanocomposites" development and investigation] // Vestnik SibADI. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2018. Vol. 15, no. 1. P. 36–45. EDN: YTMCKY. (In Russ.).

GULKIN Aleksandr Vladimirovich, Candidate of Physics and Mathematics Sciences, National Nuclear Center of the Republic of Kazakhstan, Kurchatov, Kazakhstan.

AuthorID (RSCI): 305760

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

SPIN-code: 6836-1254

AuthorID (RSCI): 859681

ORCID: 0000-0002-5649-2871

AuthorID (SCOPUS): 57189517666

Correspondence address: a.a.lektor@mail.ru

SEMENYUK Natalya Andreyevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Physics Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 4143-3715

AuthorID (RSCI): 684680

ORCID: 0000-0003-0103-7684

AuthorID (SCOPUS): 57191041061

SAZANKOV Aleksey Pavlovich, Researcher, V. A. Belyi Metal-Polymer Research Institute of National Academy of Sciences, Gomel, Belarus.

KARTASHOVA Anastasiya Evgenyevna, Graduate Student of Mechanical Engineering Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 9439-5669

AuthorID (RSCI): 1216883

SKAKUN Dmitriy Viktorovich, Graduate Student of Mechanical Engineering Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 3992-7339

AuthorID (RSCI): 1263623

ORCID: 0009-0008-9768-6227

For citations

Gulkin A. V., Teploukhov A. A., Semenyuk N. A., Sazankov A. P., Kartashova A. E., Skakun D. V. Effect of volumetric modification with nanosized zirconium dioxide particles on structure and mechanical properties of composite material based on polytetrafluoroethylene // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 100–106. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-100-106.

Received October 05, 2024.

© A. V. Gulkin, A. A. Teploukhov, N. A. Semenyuk, A. P. Sazankov, A. E. Kartashova, D. V. Skakun

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