

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

2023

Том 7, № 3

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 7 № 3 2023

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_oms_k_research_journal/](http://www.omg.ru/general_information/media_omgtu/journal_of_oms_k_research_journal/)

Подписной индекс
в каталоге Роспечать 80583

Ответственный секретарь
М. Ф. Федорчук

Редактор
Т. П. Сёмина

Компьютерная верстка
О. Н. Чурун

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

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

Подписано в печать 20.10.2023 г.
Дата выхода в свет 27.10.2023 г.

Формат 60x84 1/8
10,93 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1-100). Заказ 150
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

Блинов Виктор Николаевич, д. т. н., профессор,
КБ «Полет» — филиал АО «ГКНПЦ им. М. В. Хруничева», Омск, 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

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

Карагузов Владимир Иванович, д. т. н., старший научный сотрудник,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

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

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

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

Коротяев Дмитрий Николаевич, д. т. н., профессор,
Российский государственный геологоразведочный университет имени Серго
Орджоникидзе, г. 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

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», г. Санкт-Петербург, Россия



OMSK SCIENTIFIC BULLETIN

Series
«Aviation-Rocket
and Power
Engineering»

Published Since October 2017
4 Times per Year

Volume 7 No. 3 2023

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.omgtsu.ru>

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

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

Executive Secretary
M. F. Fedorchuk

Editor
T. P. Semina

Computer Page-Proofs
O. N. Chirun

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

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

Signed in Print 20.10.2023
Date of Publication 27.10.2023

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 10,93
Offset Paper

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

Circulation 500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1–100)
Order 150
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

Blinov Viktor Nikolayevich, D. Sc. (Engineering), Professor,
Design Bureau «Polet» — branch Khrunichev State Research and Production Space Center,
Omsk, 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

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

Karagusev Vladimir Ivanovich, D. Sc. (Engineering), Senior Researcher,
Omsk State Technical University, Omsk, 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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. Г. Никифоров, Л. А. Муслова. Анализ работы одноступенчатых поршневых компрессоров при различных режимах эксплуатации	9
В. Л. Юша, М. А. Сутягинский, Ю. А. Потапов. Сравнительная оценка энергетической и экономической эффективности парокompрессионных тепловых насосов при модернизации крупного химического и нефтеперерабатывающего производства. Часть 2	15
А. Д. Ваняшов, В. Л. Юша. Методы и технологии адаптации основного и вспомогательного оборудования компрессорных установок и станций к нестабильным условиям эксплуатации	24
А. В. Кульбякина, А. И. Савельева, Н. А. Озеров, П. А. Батраков. Системный анализ как инструмент реализации малоотходного и безотходного производства на предприятиях нефтегазовой отрасли	36
Е. Н. Слободина, И. А. Степашкин, Д. В. Коваленко, А. Г. Михайлов, Е. А. Рогачев. Расчетные исследования теплоотдачи при течении наножидкостей	46
А. Н. Королевских, О. А. Двинская, Е. А. Богданова. Модернизация грузозахватного устройства для целей лесной промышленности	53
А. В. Попов, С. В. Ушнурцев, А. В. Келлер. Синтез закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов трансмиссии	62

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

В. И. Трушляков, В. В. Юдинцев, В. А. Урбанский, С. Ю. Онищук, Д. А. Кленин. Исследование проектно-конструкторского облика декартовой двигательной установки автономного стыковочного модуля для захвата мишени	70
А. Б. Яковлев. Разработка математической модели процессов в газогенераторе с унитарным топливом для питания турбины жидкостной ракетной двигательной установки	82

МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ

О. В. Кропотин, Е. А. Рогачев, Е. А. Дроздова, А. А. Каленчук, Е. Г. Глуховеря, О. В. Малий. Влияние электропроводного технического углерода на свойства линейного полиэтилена низкой плотности	89
--	----

Требования к оформлению научных статей, направляемых в журнал «Омский научный вестник». Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»	5
--	---

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

A. G. Nikiforov, L. A. Muslova. The analysis of single-stage piston compressors operation under various conditions	9
V. L. Yusha, M. A. Sutyaginskiy, Yu. A. Potapov. Comparative evaluation of the energy and economic efficiency of vapor compression heat pumps in modernization of large chemical and oil refining industries. Part 2	15
A. D. Vanyashov, V. L. Yusha. Methods and technologies for adaptation of main and auxiliary equipment of compressor plants and stations to unstable operating conditions	24
A. V. Kulbyakina, A. I. Savelyeva, N. A. Ozerov, P. A. Batrakov. System analysis as a tool for implementing low – waste and waste – free production at oil and gas industry enterprises	36
E. N. Slobodina, I. A. Stepashkin, D. V. Kovalenko, A. G. Mikhailov, E. A. Rogachev. Calculation studies of heat transfer in the flow of nanofluids	46
A. N. Korolevskikh, O. A. Dvinskaya, E. A. Bogdanova. Modernization of the load gripping device for forestry industry	53
A. V. Popov, S. V. Ushnurtsev, A. V. Keller. Synthesis of regularities of control of blocking properties of differential transmission mechanisms	62

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

V. I. Trushlyakov, V. V. Yudintsev, V. A. Urbansky, S. Yu. Onishchuk, D. A. Klenin. Design and development of Cartesian propulsion system of the autonomous docking module for target acquisition	70
A. B. Yakovlev. Development of mathematical model of processes in gas generator with unitary fuel for powering turbine of liquid rocket engine	82

MATERIAL SCIENCE AND PROCESSING TECHNOLOGY

O. V. Kropotin, E. A. Rogachev, E. A. Drozdova, A. A. Kalenchuk, E. G. Glukhoverya, O. V. Maliy. The effect of electrically conductive carbon black on properties of the linear low-density polyethylene	89
---	----

Scientific Article Submission Guidelines for the Journal Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Energy Engineering	7
---	----------

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ НАУЧНЫХ СТАТЕЙ

О содержании. Статья должна содержать только оригинальный материал, отражающий результаты исследований автора (авторов), не опубликованный ранее и не направленный для рассмотрения в другие издания.

О рассмотрении поступивших материалов. На первом этапе все научные статьи проходят обязательную проверку на наличие заимствований. Материалы, содержащие менее 70 % уникального текста и не соответствующие действующим требованиям оформления статей, возвращаются автору (авторам). Статьи, прошедшие проверку на уникальность текста и соответствие тематике научных направлений журнала, редакция направляет на рецензирование. Высказанные замечания передаются автору (авторам). После доработки материалы вновь рассматривают рецензенты, после чего принимается решение о направлении в печать.

Об оформлении. Статью необходимо набрать в текстовом редакторе Word (с расширением *.doc или *.docx) (шрифт — Times New Roman Cyr 14 пт, абзацный отступ — 0,5 см, межстрочный интервал — полуторный, **без переносов в словах**). Распечатать на бумаге форматом А4 (210×297 мм).

Оригинал должен быть чистым, не согнутым, без ручных правок. Страницы должны быть пронумерованы карандашом на обороте. Объем статьи — **16–18** страниц, включая рисунки и таблицы (без учета аннотации, ключевых слов, списка источников и сведений об авторах); при этом собственно текст — не менее **6–7** страниц.

Поля: сверху и снизу — по 2,5 см; слева и справа — по 2 см.

Заголовок. В верхнем левом углу листа проставляется УДК. Далее, по центру, печатается название статьи (**прописная буква только первая**). В названии статьи нельзя использовать аббревиатуры. Ниже — инициалы, фамилия автора (авторов), строкой ниже — полное название организации, далее через запятую — страна, почтовый индекс, город, название улицы, номер дома.

Ниже через строку помещаются текст аннотации и ключевые слова на русском языке.

Аннотация должна отражать основную тему статьи, её актуальность, цель и задачи исследования, а также его результаты. В аннотации автор (авторы) указывает, что нового несет в себе данная работа в сравнении с другими, родственными по тематике и целевому назначению. Рекомендуемый средний объем аннотации — от 500 печатных знаков.

Ключевые слова — 6–8 слов/словосочетаний, которые должны отражать специфику темы, субъект и результаты исследования. Следует избегать слов/словосочетаний общего характера. При подборе ключевых слов рекомендуется использовать термины и словосочетания, используемые в исследуемых областях.

Далее через строку помещают основной текст статьи.

Текст статьи должен быть структурирован и содержать следующие разделы: «Введение», «Постановка задачи», «Теория», «Результаты экспериментов», «Обсуждение результатов», «Выводы и заключение».

Раздел **«Введение»** включает актуальность темы исследования, обзор литературы по теме исследования (исходные гипотезы, если они существуют), объект исследования, постановку проблемы.

Постановка задачи должна вытекать из результатов обзора литературы и содержать сформулированную цель и перечень намеченных к решению задач.

В разделе **«Теория»** размещаются теоретический анализ и теоретические исследования.

Разделы **«Результаты экспериментов»** и **«Обсуждение результатов»** содержат соответственно фактические результаты исследования (текст, таблицы, графики, диаграм-

мы, уравнения, рисунки) и интерпретацию полученных результатов исследования.

В разделе **«Выводы и заключение»** содержатся краткие итоги разделов статьи без повторения формулировок, приведенных в них.

Строкой ниже размещаются, если есть, **Благодарности**.

Если в тексте есть **примечания**, то после основного текста, перед списком источников, набирается по центру заголовок «Примечания» и через строку помещаются тексты примечаний, пронумерованные числом в виде верхнего индекса (например, ¹⁾ в порядке ссылок по тексту. **Ссылка на примечание** в основном тексте оформляется числом в виде верхнего индекса с полужирным начертанием (например, ... модели¹⁾). Автоматическая нумерация примечаний не допускается.

Формулы. Простые внутристроочные и одностроочные формулы, не содержащие специальных символов (отсутствующих на клавиатуре), должны быть набраны символами с клавиатуры без использования специальных редакторов. Одиночные специальные символы, отсутствующие на клавиатуре, формулы, содержащие специальные символы, отсутствующие на клавиатуре, а также сложные и многостроочные формулы должны быть целиком набраны в редакторе формул **Microsoft Equation 3.0** или **MathType**. Не допускается набор части формулы символами, а части — в редакторе формул. Если в тексте статьи формулы нумеруются, то эту нумерацию следует выполнять набором чисел. Автоматическая нумерация не допускается.

Список источников. Ниже основного текста печатается по центру заголовок «Список источников» и через строку помещается пронумерованный перечень источников в порядке ссылок по тексту в соответствии с действующими требованиями редакции к библиографическому описанию. В одном пункте перечня следует указывать только один источник информации.

Количество ссылок на источники информации — **не менее 15–20 источников**:

- обязательное цитирование современных работ (оценивается доля цитируемых публикаций, изданных по тематике статьи за последние 5 лет);

- наличие баланса между ссылками на отечественные и иностранные публикации (показывает, насколько автор (авторы) рукописи владеют современным состоянием проблемы в России и за рубежом);

- доля ссылок на статьи автора (авторов), изданных ранее, не должна превышать 20 % от общего количества ссылок.

Ссылки на источники информации нумеруются последовательно, по мере упоминания в тексте, и обозначаются числами, заключенными в квадратные скобки (например, [1]). Если ссылка на источник информации в статье упоминается неоднократно, то повторно в квадратных скобках указывается его номер из списка (без использования в списке источников следующего порядкового номера и ссылки «Там же»). В случае, когда ссылаются на различные материалы из одного источника, в квадратных скобках указывают каждый раз еще и номер страницы, например, [1, с. 17] или [1, с. 28–29].

Таблицы помещаются на новой странице после **списка источников**. Нумерация таблиц производится в порядке ссылок по тексту. Нумерационный заголовок таблицы набирается шрифтом с полужирным начертанием с выравниванием по левому краю.

Названия таблиц приводятся одновременно на русском и английском языках:

Таблица 1. Название на русском языке
Table 1. Title of the table in English

Ссылка на таблицу в основном тексте оформляется шрифтом с полужирным начертанием в скобках — например, **(табл. 1)**.

Допускается не более **8–10 таблиц**.

Рисунки последовательно размещаются на новой странице после таблиц (или **списка источников**). Нумерация рисунков производится в порядке ссылок по тексту. Нумерационный заголовок набирается шрифтом с полужирным начертанием с выравниванием по центру рисунка.

Названия рисунков приводятся одновременно на русском и английском языках:

Рис. 1. Название на русском языке
Fig. 1. Title of the figure in English

Ссылка на рисунок в основном тексте оформляется шрифтом с полужирным начертанием и в скобках — например, **(рис. 1)**. Рисунки могут быть сканированными с оригинала (с разрешением 150–300 dpi) или выполнены средствами компьютерной графики и сохранены в форматах JPEG, BMP, PSD. Объем файла рисунка не должен превышать **3 Мб**. Использование графики в формате MS Visio, различных CAD и других программ не допускается. Рисунки должны быть четкими. Все позиции на рисунке должны быть расшифрованы и описаны. Легенда рисунка должна быть легко читаемой, шрифт не менее 8–9 пт. Допускается, а в случае с иллюстрациями большого объема (файла) приветствуется, размещение рисунков в отдельном файле электронной версии. Название рисунка ставится непосредственно под рисунком и не должно включаться в формат рисунка.

Допускается не более **8–10 рисунков**.

На последней странице указать следующие **сведения об авторе (авторах)**: фамилию, имя, отчество; ученую степень, ученое звание, должность, место работы, номер телефона (не публикуется); адрес для переписки; для иногородних авторов — почтовый адрес, на который отправляется журнал в случае публикации их статьи; SPIN-код, AuthorID (РИНЦ), ORCID, AuthorID (SCOPUS), ResearcherID.

На отдельной странице размещается англоязычная часть статьи.

В верхнем левом углу листа **на английском языке** проставляется UDC (УДК). Далее, по центру, печатается название статьи (**прописная буква только первая**) на английском языке.

Ниже на английском языке — инициалы, фамилия автора (авторов), строкой ниже — полное название организации, далее через запятую — страна, город, название улицы, номер дома, почтовый индекс.

Строкой ниже — **аннотация и ключевые слова**.

Аннотация должна быть информативной, отражать основное содержание статьи и результаты исследования.

Объем 150–250 слов. Не должна быть дословным переводом русской версии.

Keywords (Ключевые слова) располагают под аннотацией — 6–8 слов/словосочетаний. Должны отражать специфику темы, субъект и результаты исследования. Следует избегать слов/словосочетаний общего характера. При подборе ключевых слов рекомендуется использовать термины и словосочетания, используемые в исследуемых областях.

Строкой ниже размещаются, если есть, **Acknowledgments** (Благодарности).

Строкой ниже размещается **список источников** на латинице, называемый **References** (применяется для описания только русскоязычных источников. Источники на иностранных языках указываются в соответствии с действующими требованиями редакции к библиографическому описанию).

Схема описания в References:

1. Авторы (Фамилия И. О.) — транслитерация.
2. Название статьи — транслитерация.
3. Название статьи на английском языке в **квадратных скобках**.
4. Название издания — транслитерация.
5. Название издания на английском языке.
6. Выходные данные: место издания, год, номер, страницы — на английском языке.
7. В конце ссылки в круглых скобках указать на английском языке язык оригинала источника, например, (In Russ.).

После **References** размещаются следующие **сведения об авторе (авторах) на английском языке**: фамилия, имя, отчество (транслитерация); ученая степень, ученое звание, должность, место работы, номер телефона (не публикуется); адрес для переписки; SPIN-код, AuthorID (РИНЦ), ORCID, AuthorID (SCOPUS), ResearcherID.

Для транслитерации использовать стандарт BGN (United States Board on Geographic Names) <http://www.translitteration.com/transliteration/en/russian/bgn-pcgn/>

В редакцию необходимо предоставить распечатанный вариант статьи (с личной подписью автора (авторов)) и электронную версию на любом из носителей или отправить по e-mail: **onv@omgtu.ru**.

Распечатанный вариант статьи, оригинал экспертного заключения о возможности открытого опубликования отправить по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, ОмГТУ, редакция журнала «Омский научный вестник».

Тел. 8 (3812) 65-32-08, e-mail: **onv@omgtu.ru**

Стандарт **BGN** (United States Board on Geographic Names)
<http://www.translitteration.com/transliteration/en/russian/bgn-pcgn/>

А	Б	В	Г	Д	Е	Ё	Ж	З	И	Й	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	У	Ф	Х	Ц	Ч	Ш	Щ	Ъ	Ы	Ь	Э	Ю	Я
A	B	V	G	D	E, YE	E, YE	ZH	Z	I	Y	K	L	M	N	O	P	R	S	T	U	F	Kh	TS	CH	SH	SHCH	"	Y	'	E	YU	YA

SCIENTIFIC ARTICLE SUBMISSION GUIDELINES

About the content. The article should contain only original material reflecting the results of the author's research not previously published and not submitted to other publications.

On the review of the submitted materials. At the first stage all scientific articles undergo mandatory testing for borrowings. Articles containing less than 70 % of the unique text and violating publishing requirements are returned to the author (authors). Articles that have passed the verification of the uniqueness of the text and following the journal profile are sent for reviewing. The comments are transmitted to the author (authors). After the finalization, the reviewers analyze the materials again, after which the decision for publication is made.

Article format. The article should be typed in a text editor Word (with the extension *.doc or *.docx) (font — Times New Roman Cyr 14 pt, indentation — 0,5 cm, line spacing — one and a half **without hyphenation in words**). Print on paper in A4 format (210×297 mm). Pages should be numbered with a pencil on the back. The volume of the article is 16–18 pages, including figures and tables (excluding annotations, keywords, bibliographic list and information about authors); the text of the article should be at least 6–7 pages.

Margins: from above and from below — on 2,5 cm; left and right — 2 cm.

Header. In the upper left corner of the sheet the UDC is placed. Further, in the center, the title of the article is printed (**the capital letter is only the first**). The title of the article can not be abbreviated. Below there are initials, the author's (authors') surname, the line below — the full name of the organization, through the comma — country, city, street name, house number, postcode.

Below the line the text of the annotation and keywords in Russian are placed.

The **abstract** should reflect the main topic of the article, its relevance, purpose and objectives, as well as its results. In the annotation, the author (authors) indicates that the work is new in comparison with others related to the topic and purpose. The recommended average annotation volume is over 500 characters.

Keywords — 6–8 words/phrases, which should reflect the specifics of the topic, the subject and the results of the research. It is necessary to avoid common words and phrases. When selecting keywords, it is recommended to use terms and phrases used in the areas researched.

Next, the main text of the article is placed through the line.

The text of the article should be structured and contain the following sections: «Introduction», «Statement of the problem», «Theory», «Experimental results», «Discussion of experiments», «Conclusions».

If there are **notes** in the text, after the main text, before the Source list, the title «Notes» is typed in the center and the text of the notes, numbered in the form of an upper index (for example, ¹) in the order of the references in the text, is placed through the line. **The reference to the note** in the main text is bolded with a number in the form of an upper index (for example, ...models¹). Automatic numbering of the notes is not allowed.

The «**Introduction**» section includes the relevance of the research topic, a review of the literature on the research topic (the initial hypotheses, if they exist), the object of the study, the statement of the problem.

The **Statement of the problem** should follow from the results of the literature review and contain the formulated goal and a list of tasks to be solved.

The section «**Theory**» contains theoretical analysis and theoretical studies.

The sections «**Results of experiments**» and «**Discussion of results**» contain the actual results of the research (text, tables,

graphs, diagrams, equations, figures) and interpretation of the results of the research, respectively.

The section «**Conclusions**» contains brief summaries of the sections of the article without repeating the formulations given in them.

Formulas. Simple inline and single-line formulas that do not contain special characters (absent on the keyboard) must be typed with symbols from the keyboard without using special editors. Single special characters that are not present on the keyboard, formulas containing special characters that are not on the keyboard, and complex and multi-line formulas must be typed entirely in the **Microsoft Equation 3.0** or **MathType** formula editor. It is not allowed to type part of the formula with symbols, and parts in the formula editor. If in the text of the article the formulas are numbered, then this numbering should be performed by a set of numbers. Automatic numbering is not allowed.

List of sources. Below the main text, the title «List of sources» is printed down the line and a numbered source list is placed through the line in the order of the text references in accordance with the current editorial requirements for the bibliographic description. Only one source of information should be indicated in one item of the list.

The text of the article should contain references to information sources (at least 15–20 sources).

— obligatory citation of modern works (the share of quoted publications published on the subject of the article is estimated over the past 5 years);

— the existence of a balance between references to domestic and foreign publications (shows how much the author (authors) of the manuscript know the current state of the problem in Russia and abroad);

— the share of links to the articles of the author (authors) published earlier should not exceed 20 % of the total number of references.

References to information sources are numbered sequentially, as far as they are mentioned in the text, and are denoted by numbers enclosed in square brackets (for example, [1]). If the reference to the source of information in the article is mentioned repeatedly, then its number from the list is repeated in square brackets (without using the next sequence number and the link «Ibid» in the Source list). In the case when they refer to different materials from the same source, the page number is also indicated in square brackets each time, for example, [1, p. 17] or [1, p. 28–29].

Tables are placed on a new page after the Source list. The numbering of tables is made in the order of the references in the text. The numbering header of the table is typed in a font with boldface, aligned to the left.

Table names are given simultaneously in Russian and English:

Table 1. Name in Russian
Table 1. Title of the table in English

The reference to the table in the main text is drawn in a font with boldface in parentheses — for example, (**Table 1**).

No more than **8–10 tables** are allowed.

Figures are sequentially placed on a new page after the tables (or the Source list). The numbering of figures is made in the order of the references in the text. The numbering header is typed in a font with boldface, aligned to the center of the picture.

The names of the figure are given simultaneously in Russian and English:

Fig. 1. Name in Russian
Fig. 1. Title of the figure in Russian

The reference to the figure in the main text is made in a font with boldface and in parentheses — for example, (**Fig. 1**). Figures can be scanned from the original (with a resolution

of 150–300 dpi) or executed by means of computer graphics and saved in the formats JPEG, TIFF, BMP, PSD. The file size of the figure should not exceed 3 MB. The use of graphics in MS Visio format, various CAD and other programs is not allowed. Figures should be clear. All positions in the figure must be decoded and described. The legend of the figure should be easy to read, the font is not less than 8–9 pt. It is allowed, and in the case of illustrations of a large volume (file), the placement of pictures in a separate electronic version file is welcome. The name of the figure is placed directly under the figure and should not be included in the format of the figure.

No more than **8–10 figures** are allowed.

On the last page indicate the following **information about the author (authors)**: surname, name, patronymic; academic degree, academic title, position, place of work, telephone number (not published); address for correspondence; for nonresident authors — the postal address to which the journal is sent in case of publication of their article; SPIN-code, AuthorID (RSCI), ORCID, AuthorID (SCOPUS), ResearcherID.

A separate page contains the English-language part of the article.

In the upper left corner of the sheet **in English**, the UDC is affixed. Further, in the center, the title of the article is printed (**the capital letter is only the first**) in English.

Below in English — initials, author (authors) surname, the line below — the full name of the organization, followed by a comma — country, city, street name, house number, post-code.

The line below is an **Abstract** and **Keywords**.

The **Abstract** should be informative, reflect the main content of the article and the results of the research. The volume is 150–250 words. It should not be a literal translation of the Russian version.

Keywords are placed under the annotation — 6–8 words/phrases, which should reflect the specifics of the topic, the subject and the results of the research. It is necessary to avoid

common words and phrases. When selecting keywords, it is recommended to use terms and phrases used in the areas researched.

The line below is, if any, **Acknowledgments**.

The line below is the **List of Sources** in Latin, called **References**.

Description of References:

1. Authors (Surname, Name, Second Name) — transliteration.
2. The title of the article is transliteration.
3. The title of the article in English in square brackets.
4. The title of the publication is transliteration.
5. Name of the publication in English.
6. Imprint: place of publication, year, number, pages — in English.
7. At the end of the link in parentheses, indicate the source language in English, for example, (In Russ.).

After **References** the following **information about the author (authors) in English** is placed: surname, name, patronymic; academic degree, academic title, position, place of work, telephone number (not published); address for correspondence; for nonresident authors — the postal address to which the journal is sent in case of publication of their article; SPIN-code, AuthorID (RSCI), ORCID, AuthorID (SCOPUS), ResearcherID.

For transliteration use the standard **BGN** (United States Board on Geographic Names) <http://www.transliteration.com/transliteration/en/russian/bgn-pcgn/>

It is necessary to submit a printed version of the article (with a personal signature of the author (authors)) and an electronic version of the article (send by e-mail: **onv@omgtu.ru**), the original expert conclusion on the possibility of open publication and author agreement.

Address: 644050, Omsk, Mira Ave., 11, Building 6, Office 424, OmSTU, the Editorial Board of the journal Omsk Scientific Bulletin.

Tel. +7(3812) 65-32-08, e-mail: onv@omgtu.ru

Standard **BGN** (United States Board on Geographic Names)
<http://www.transliteration.com/transliteration/en/russian/bgn-pcgn/>

А	Б	В	Г	Д	Е	Ё	Ж	З	И	Й	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	У	Ф	Х	Ц	Ч	Ш	Щ	Ъ	Ы	Ь	Э	Ю	Я
A	B	V	G	D	E	YE	ZH	Z	I	Y	K	L	M	N	O	P	R	S	T	U	F	KH	TS	CH	SH	SHCH	“	Y	‘	E	YU	YA

АНАЛИЗ РАБОТЫ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

А. Г. Никифоров¹, Л. А. Муслова²

¹Смоленская государственная сельскохозяйственная академия,
Россия, 214000, г. Смоленск, Большая Советская улица, 10/2

²Санкт-Петербургский университет МВД,
Россия, 198206, г. Санкт-Петербург, ул. Летчика Пилютова, д. 1

Работа компрессорного оборудования связана с постоянным изменением внешних условий (давлений в линиях всасывания и нагнетания, температуры всасывания, состава всасываемого газа), что естественно отражается на эффективности рабочего процесса и может привести к недопустимым режимам эксплуатации.

Паспортные данные компрессоров соответствуют номинальным режимам работы. В статье представлены исследования, позволяющие дополнять эксплуатационную документацию сведениями о допустимых режимах работ. Представленные данные могут позволить корректно разработать систему автоматизации с допустимыми уровнями блокировок.

Ключевые слова: поршневой компрессор, режим работы, коэффициент подачи, изотермический КПД.

Введение

Компрессорное оборудование позволяет обеспечивать технологические процессы необходимым газом с соответствующими параметрами (производительность, давление и температура). Проектирование компрессоров идёт именно на номинальные технологические параметры. Однако нередко случаи, когда параметры на входе или на выходе компрессора изменяются, что естественным образом отражается на эффективности рабочего процесса или вообще может привести к недопустимым режимам работы компрессоров.

Воздушные поршневые компрессоры, обеспечивающие различные производства сжатым воздухом с давлением нагнетания до 1 МПа забирают рабочее тело из атмосферы, поэтому влияние на эффективность рабочего процесса в значительной мере оказывает температура окружающей среды (для областей РФ наиболее распространённым диапазоном изменения температуры является условный диапазон $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +40\text{ }^{\circ}\text{C}$) колебания давления редко превышают 10 % от нормального (101 325 Па) [1].

Для поршневых компрессоров технологических установок изменения могут затронуть все входные параметры, включая состав сжимаемого газа и также давление нагнетания. Такие случаи нередко в силу зависимости указанных параметров от другого оборудования, связанного в единый технологический процесс [2].

Таким образом, актуальным становится выполнение проектных расчётов с целью определения диапазонов входных и выходных параметров проектируемого компрессора с гарантированной безаварийной работой. Такие данные могут быть использованы в дальнейшем при настройке блокировочных параметров систем автоматизации.

Объект исследования

Поршневой воздушный компрессор с давлением всасывания — 0,1 МПа; давлением нагнетания — до 1 МПа, диаметр цилиндра 0,08 м; ход поршня 0,075 м; частота вращения вала 500 об/мин.

Вторым типом компрессоров, применяемых на нефтеперерабатывающих предприятиях, является водородный циркуляционный компрессор с давлением всасывания — 3,43 МПа; давлением нагнетания — 5,38 МПа, диаметр цилиндра 0,25 м; ход поршня 0,12 м; температура всасывания — 308 К, коэффициент адиабаты — 1,35; частота вращения вала 500 об/мин [2].

Методика исследования

Реализация методики расчёта основана на модели второго уровня с сосредоточенными параметрами газа. Данные модели широко применяются для решения подобных задач.

При разработке математической модели рабочих процессов ПК был принят ряд допущений, позволяющих адекватно описывать процессы, происходящие в камере ПК, не загромождая при этом расчёты второстепенными факторами: допущение о сосредоточенности параметров сжимаемого газа; не учитывается теплота трения поршневых колец, подводимая к цилиндру; учитывается только конвективный теплообмен; процессы в рабочей камере и процесс теплопередачи рассматриваются как квазистационарные; предполагается равенство коэффициента теплоотдачи на всех внутренних поверхностях рабочей камеры.

Основные уравнения представлены ниже.

$$dU_n = dA_n - dQ_n \pm dm_n \cdot i_{r,n} \quad (1)$$

$$dA_n = P_{r,n} \cdot S_{\Pi} \cdot C_{\Pi,n} \cdot d\tau, \quad (2)$$

$$T_{r,n} = \frac{U_n}{m_n \cdot C_{BV}}, \quad (3)$$

$$P_{r,n} = \frac{m_n \cdot R \cdot T_{r,n}}{V_n}, \quad (4)$$

$$dm_n = \alpha \cdot \varepsilon_{p,n} \cdot f_n \sqrt{2\rho_{r,n} \cdot \Delta P_n} \cdot d\tau, \quad (5)$$

$$m_{\text{пл}} \frac{d^2 \tilde{h}_n}{d\tau^2} = \tilde{F}_{r,n} + \tilde{F}_{\text{пр},n} + \tilde{G} + \tilde{F}_{\text{тр},n}. \quad (6)$$

Обозначения и сокращения:

dU_n — изменение внутренней энергии газа на n -м временном слое, Дж [3];

dQ_n — количество теплоты, отведённое от газа или подведённое к нему за время $d\tau$, Дж;

dA_n — работа, совершённая над газом или самим газом, Дж [4];

S_{Π} — площадь поршня, м²;

$C_{\Pi,n}$ — скорость поршня на n -м временном слое, м/с [5];

$T_{r,n}$ — температура газа на n -м временном слое, К;

τ — текущее время процесса, с;

$i_{r,n}$ — энтальпия всасываемого или нагнетаемого газа на n -м временном слое, Дж/кг [6–14];

dm_n — масса газа, проходящего через клапаны всасывания или нагнетания на n -м временном слое, кг [12];

m_n — масса сжимаемого газа, кг;

C_{BV} — теплоёмкость газа при постоянном объёме, Дж/К·кг;

$P_{r,n}$ — давление сжимаемого газа на n -м временном слое, Па [12];

R — газовая постоянная, Дж/К·кг;

V_n — объём газа на n -м временном слое, м³;

α — коэффициент расхода для тарельчатых клапанов был принят по рекомендациям [6] — $\alpha = 0,7$;

ΔP_n — разность давлений газа на клапане на n -м временном слое, Па;

$m_{\text{пл}} \frac{d^2 \tilde{h}_n}{d\tau^2}$ — сила инерции запорного элемента клапана, Н;

$m_{\text{пл}}$ — масса запорного элемента клапана, кг;

$F_{r,n}$ — суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н;

$F_{\text{пр},n}$ — сила упругости пружины, Н;

G — вес запорного элемента клапана, Н;

$F_{\text{тр},n}$ — сила трения газа, Н.

Расчёт рабочих процессов ПК производился в программе Turbo Pascal, которая позволяет исследовать рабочие процессы ступени ПК, определить мгновенные параметры состояния сжимаемого газа, поле температур деталей, формирующих рабочую камеру, интегральные характеристики ступени (среднюю температуру нагнетаемого газа, количество отведённого тепла, индикаторную мощность и др.)

Результаты

С использованием разработанной методики расчёта был выполнен расчётно-параметрический анализ интегральных характеристик компрессора.

В первой части исследования рассмотрены результаты моделирования воздушного компрессора.

Представленные данные на рис. 1 позволяют судить о возможности получения того или ино-

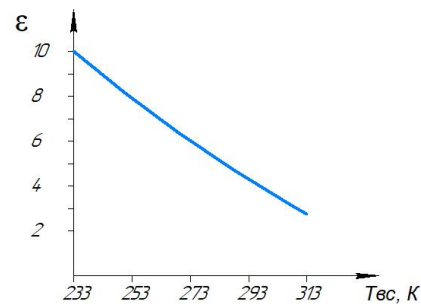


Рис. 1. Зависимость степени повышения давления от температуры всасывания
Fig. 1. Dependence of pressure ratio on suction temperature

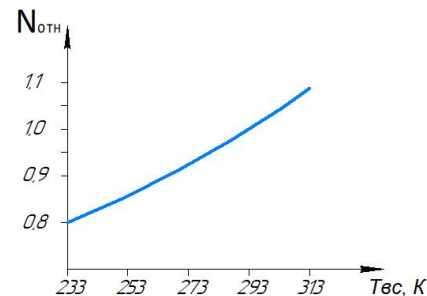


Рис. 2. Зависимость относительной потребляемой мощности от температуры всасывания
Fig. 2. Dependence of relative power consumption on suction temperature

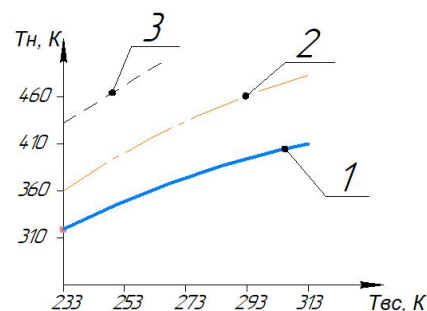


Рис. 3. Зависимость температуры нагнетания от температуры всасывания:
1 — $\varepsilon = 3$; 2 — $\varepsilon = 5$; 3 — $\varepsilon = 8$
Fig. 2. Dependence of relative power consumption on suction temperature:
1 — $\varepsilon = 3$; 2 — $\varepsilon = 5$; 3 — $\varepsilon = 8$

го давления в зависимости от температуры газа на всасывании. Поскольку ограничивающим фактором является допустимая температура нагнетания, то, учитывая установленные ограничения для компрессоров общего назначения [6, 15] в 454 K, можно представить получаемое давление на производстве в зависимости от погодных условий. Также полученные данные можно использовать при эксплуатации компрессорного оборудования в различных климатических зонах, при этом рекомендации и также условия для автоматического подключения холодильного оборудования на всасывании газа в компрессор могут быть представлены в паспорте.

На рис. 2 показано изменение потребляемой мощности компрессором в зависимости от температуры всасывания. Здесь под относительной мощностью понимается отношение мощности при

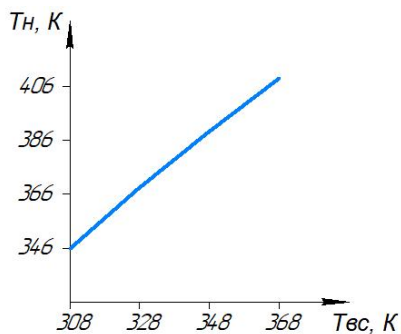


Рис. 4. Зависимость температуры нагнетания от температуры всасывания
Fig. 4. Dependence of the discharge temperature on the suction temperature

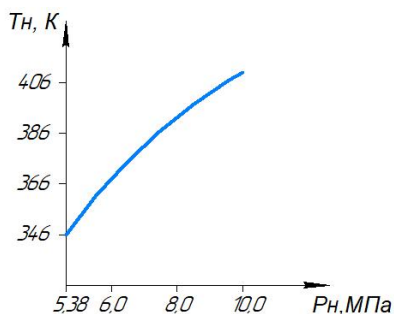


Рис. 5. Зависимость температуры нагнетания от давления нагнетания
Fig. 5. Dependence of discharge temperature on discharge pressure

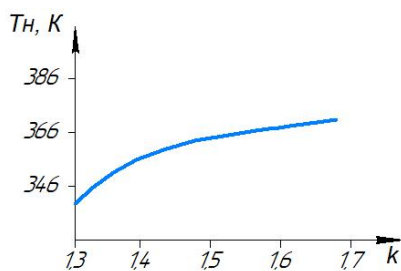


Рис. 6. Зависимость температуры нагнетания от коэффициента адиабаты сжимаемого газа
Fig. 6. Dependence of the discharge temperature on the adiabatic coefficient of the compressed gas

текущей температуре всасывания к мощности при температуре 20 °С. Данные в таком виде, представленные в паспорте на компрессор, помогут энергетикам, эксплуатирующим оборудование, прогнозировать затраты энергии и закладывать на будущее обоснованное финансирование на объект.

Представленные на рис. 3 графики позволяют определиться с допустимым режимом работы компрессора при изменении внешних условий.

Во второй части исследования рассмотрены результаты моделирования водородного циркуляционного компрессора. Отметим, что, согласно нормативной документации, допустимая температура в водородном компрессоре не должна превышать значения 408 К [16].

Представленная зависимость на рис. 4 позволит определить допустимое повышение температуры на входе в компрессор. Такая ситуация довольно ча-

сто возникает на нефтеперерабатывающих производствах, поскольку горячий газ после реакции должен пройти теплообменное оборудование, которое при изменении технологических параметров может не справиться с тепловой нагрузкой.

Рост давления в коммуникациях за компрессором также не редкое явление, связанное с повышением сопротивления в технологической схеме. Представленная зависимость на рис. 5 позволит определить допустимый предел повышения давления в линии нагнетания компрессора.

В схемах циркуляции водородсодержащего газа рабочим телом является смесь газов, состав которой зависит от количества используемого водорода в реакциях технологического процесса и правильной дозы подпитки свежим водородом. То есть состав газа может значительно изменяться, что моделируется изменением условного коэффициента адиабаты (рис. 6).

Полученные данные также позволяют на основе концентрации водорода не допускать критических режимов работы.

Вывод

Представленные в статье данные могут послужить для создания программного продукта для конструкторских бюро на предприятиях компрессорной и холодильной промышленности, что повысило бы интерес потребителей к производимой продукции, особенно с настоящими условиями глобального импортозамещения в РФ.

В результате проведенного исследования получены данные, которые можно использовать в документации на компрессорное оборудование. Это позволит при эксплуатации поршневых компрессоров прогнозировать ситуации недопустимой работы оборудования, настроить систему автоматизации на параметры аварийного отключения компрессоров.

Для компрессоров общего назначения, где обычно система автоматизации отсутствует, применяется отключение компрессора по достижению предельного давления в ресивере, данные в эксплуатационной документации позволяют принимать решение самостоятельно о целесообразности использования оборудования в тех или иных внешних условиях.

Список литературы

1. Байков И. Р., Китаев С. В., Файрушин Ш. З. Диагностирование технического состояния поршневых компрессоров // Энергобезопасность и энергосбережение. 2015. № 3 (63). С. 28–30.
2. Бусаров С. С., Беликов А. В., Капелюховский А. А., Капелюховская А. А. Анализ конкурентоспособности водородсодержащих циркуляционных компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней // Известия ТулГУ. Технические науки. 2023. Вып. 1. С. 499–503. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-1-499-503.
3. Котлов А. А., Бураков А. В. Сравнительный анализ работы одноступенчатого поршневого компрессора, сжимающего различные газы // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 4. С. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35.
4. Corberan J. M., Gonzalez J., Urchueguia J [et al.]. Modelling of Refrigeration Piston Compressors // International Compressor Engineering Conference. 2000. Paper 1436. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1436> (дата обращения: 11.08.2023).

5. Davies R., Bell A. Mathematical modeling of reciprocation air compressors / Mining Technol. 1987. № 795. 69. P. 13–14.

6. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

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

8. Берман Я. А. Системы охлаждения компрессорных установок. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отделение. 1984. 288 с.

9. Воропай П. И. Эффективность различных способов охлаждения компрессорных цилиндров газомоторкомпрессоров // Машины и нефтяное оборудование. 1966. № 5. С. 13–19.

10. Иванов В. А. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах: дис. ... канд. техн. наук. Омск: Изд-во ОмПИ, 1974. 140 с.

11. Щерба В. Е. Повышение эффективности работы объёмного компрессора с внешним сжатием путём впрыска жидкости // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 1985. № 5. С. 71–76.

12. Юша В. А. Повышение экономичности и безопасности работы винтового компрессора с газожидкостным рабочим телом: дис. ... канд. техн. наук. Омск Изд-во ОмПИ, 1986. 273 с.

13. Бусаров С. С., Гошля Р. Ю., Громов А. Ю., Недовенчаный А. В., Бусаров И. С., Титов Д. С. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 6. С. 6–10.

14. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К., Иванов Д. Н., Демаков А. С. Теплообмен в ступенях машин объёмного действия. Современный подход // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 2. С. 16–23.

15. ГОСТ 10393-2014. Компрессоры, агрегаты компрессорные с электрическим приводом и установки компрессорные с электрическим приводом для железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия. Введ. 2015–07–01. Москва: Стандартинформ, 2016. 21 с.

16. ГОСТ 31843-2013. Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые. Общие технические требования. Введ. 2015–02–01. Москва: Стандартинформ, 2015. 166 с.

НИКИФОРОВ Александр Георгиевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой механизации Смоленской государственной сельскохозяйственной академии, г. Смоленск.

SPIN-код: 9236-5572

AuthorID (РИНЦ): 812960

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

МУСЛОВА Любовь Анатольевна, кандидат педагогических наук, доцент кафедры иностранных языков Санкт-Петербургского университета МВД, г. Санкт-Петербург.

Для цитирования

Никифоров А. Г., Муслова Л. А. Анализ работы одноступенчатых поршневых компрессоров при различных режимах эксплуатации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-9-14.

Статья поступила в редакцию 28.08.2023 г.

© А. Г. Никифоров, Л. А. Муслова

THE ANALYSIS OF SINGLE-STAGE PISTON COMPRESSORS OPERATION UNDER VARIOUS CONDITIONS

A. G. Nikiforov¹, L. A. Muslova²

¹ Smolensk State Agrarian Academy,
Russia, Smolensk, Bolshaya Sovetskaya St., 10/2, 214000

² St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs,
Russia, Saint Petersburg, Letchik Pilyutov St., 1, 198206

The operation of compressor equipment is associated with a constant change in external conditions (pressures in the suction and discharge lines, suction temperature, intake gas composition), which naturally affects the efficiency of the working process and can lead to unacceptable operating conditions. The passport data of the compressors correspond to the nominal operating modes. The paper presents studies allowing to supplement the operational documentation with information about the permissible modes of operation. The presented data may allow us to correctly develop an automation system with acceptable levels of locks.

Keywords: piston compressor, operating mode, feed ratio, isothermal efficiency.

References

1. Baykov I. R., Kitayev C. B., Fayrushin Sh. Z. Diagnostirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya porshnevnykh kompressorov [Diagnostics of reciprocating compressors] // *Energobezopasnost' i energosberezheniye. Energy Safety and Energy Saving*. 2015. No. 3 (63). P. 28–30. (In Russ.).
2. Busarov S. S., Belikov A. V., Kapelyukhovskiy A. A., Kapelyukhovskaya A. A. Analiz konkurentosposobnosti vodorodosoderzhashchikh tsirkulyatsionnykh kompressorov na baze tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Analysis of the competitiveness of hydrogen-containing circulating compressors based on low-speed long-stroke stages] // *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskiye nauki. Izvestiya Tula State University. Technical Science*. 2023. Issue. 1. P. 499–503. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-1-499-503. (In Russ.).
3. Kotlov A. A., Burakov A. V. Sravnitel'nyy analiz raboty odnostupenchatogo porshneвого kompressora, szhimayushchego razlichnyye gazy [Comparative analysis of single-stage reciprocating compressor compressing different gases] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 4. P. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35. (In Russ.).
4. Corberan J. M., Gonzalez J., Urchueguia J [et al.]. Modelling of Refrigeration Piston Compressors // *International Compressor Engineering Conference*. 2000. Paper 1436. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1436> (accessed: 11.08.2023). (In Engl.).
5. Davies R., Bell A. Mathematical modeling of reciprocation air compressors / *Mining Technol*. 1987. No. 795. 69. P. 13–14. (In Engl.).
6. 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 5-9532-0428-0. (In Russ.).
7. Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, designs and basics of design]. 3rd ed., revised and additional. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
8. Berman Ya. A. Sistemy okhlazhdeniya kompressornykh ustanovok [Cooling systems for compressor plants]. Leningrad, 1984. 288 p. (In Russ.).
9. Voropay P. I. Effektivnost' razlichnykh sposobov okhlazhdeniya kompressornykh tsilindrov gazomotorkompressorov [Efficiency of various methods of cooling compressor cylinders of gas engine compressors] // *Mashiny i neftyanoye oborudovaniye. Machines and Oil Equipment*. 1966. No. 5. P. 13–19. (In Russ.).
10. Ivanov V. A. Issledovaniye teploobmena v porshnevnykh kompressorakh [Study of heat transfer in reciprocating compressors]. Omsk, 1974. 140 p. (In Russ.).
11. Shcherba V. E. Povysheniye effektivnosti raboty ob'yemnogo kompressora s vneshnim szhatiyem putam vpryska zhidkosti [Improving the efficiency of a volumetric compressor with external compression by liquid injection] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 1985. No. 5. P. 71–76. (In Russ.).
12. Yusha V. L. Povysheniye ekonomichnosti i bezopasnosti raboty vintovogo kompressora s gazozhidkostnym rabochim telom [Improving the efficiency and safety of the screw compressor with a gas-liquid working fluid]. Omsk, 1986. 273 p. (In Russ.).
13. Busarov S. S., Goshlya R. Yu., Gromov A. Yu., Nedovenchanyy A. V., Busarov I. S., Titov D. S. Matematicheskoye modelirovaniye protsessov teploobmena v rabochey kamere tikhokhodnoy stupeni porshneвого kompressora [Mathematical modeling of processes of heat exchange in the working chamber of low-speed reciprocating compressors Stage] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2016. No. 6. P. 6–10. (In Russ.).
14. Prilutskiy A. I., Prilutskiy I. K., Ivanov D. N., Demakov A. S. Teploobmen v stupenyakh mashin ob'yemnogo deystviya. Sovremennyy podkhod [Heat transfer in the steps of volumetric machines. Modern approach] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2009. No. 2. P. 16–23. (In Russ.).
15. GOST 10393-2014. Kompressory, agregaty kompressornykh s elektricheskim privodom i ustanovki kompressornykh s elektricheskim privodom dlya zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Compressors, aggregates of compressors with electric drive and installations of compressors with electric drive for railway mobile composition]. (In Russ.).

electrically driven compressor sets and compressor units for the railway rolling stock. General specifications]. Moscow, 2016. 21 p. (In Russ.).

16. GOST 31843-2013. Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Kompressory porshnevyye. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Reciprocating compressors. General technical requirements]. Moscow, 2015. 166 p. (In Russ.).

NIKIFOROV Alexander Georgievich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Mechanization Department, Smolensk State Agrarian Academy, Smolensk.

SPIN-code: 9236-5572

AuthorID (RSCI): 812960

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

MUSLOVA Lyubov Anatolyevna, Candidate of Pedagogy Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department, St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs, Saint Petersburg.

For citations

Nikiforov A. G., Muslova L. A. The analysis of single-stage piston compressors operation under various conditions // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-9-14.

Received August 28, 2023.

© A. G. Nikiforov, L. A. Muslova

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ КРУПНОГО ХИМИЧЕСКОГО И НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО ПРОИЗВОДСТВА. ЧАСТЬ 2

В. Л. Юша¹, М. А. Сутягинский², Ю. А. Потапов²

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

²АО «Группа компаний «Титан»,
Россия, 644035, г. Омск, пр. Губкина, 22

Рассмотрен вопрос целесообразности повышения энергоэффективности крупного химического и нефтеперерабатывающего производства путем применения в качестве нагревателей технологических теплоносителей и сырья парокompрессионных тепловых насосов на базе систем рекуперации тепловых технологических потерь. Особенностью рассматриваемой энергетической системы является обеспечение тепловой энергией основного контура теплового насоса и его приводной паросиловой установки от общего источника. Выполнен анализ влияния температурных параметров потребителя высокопотенциальной тепловой энергии, источника низкопотенциальной тепловой энергии и энергетической эффективности основных функциональных элементов рассматриваемой энергетической системы на отношение величины вырабатываемой тепловой энергии, подаваемой потребителю, к величине используемых потерь тепловой энергии. Проведена оценка взаимосвязи перечисленных факторов с перераспределением потоков низкопотенциальной тепловой энергии между основным контуром теплового насоса и его приводом. Представленные результаты отражают принципиальную возможность повышения температурного уровня технологических теплоносителей и сырья без существенных затрат на дополнительные внешние источники энергии. Эффективность вторичного использования тепловых потерь в замкнутом технологическом цикле зависит от температурных режимов потребителя и источника тепловой энергии в цикле теплового насоса, от схемы подключения источника тепловой энергии и от энергоэффективности применяемого оборудования.

Ключевые слова: рекуперация, преобразователь энергии, парокompрессионный тепловой насос, коэффициент преобразования энергии, перераспределение потоков низкопотенциальной тепловой энергии.

Введение

Вторичное использование тепловых технологических потерь в замкнутом технологическом цикле — одно из актуальных направлений обеспечения высокого уровня энергосбережения на крупных нефтеперерабатывающих и химических предприятиях. Применительно к этой задаче в мировой практике всё большее распространение получают тепловые насосы (далее — ТН) [1–6]. Анализ эффективности замены печных нагревателей на парокompрессионные ТН с различными типами привода компрессора, представленный в [7], показал, что наиболее энергоэффективным является вариант с электроприводом компрессора; однако, в связи с существенно более высокими ценами на электроэнергию (по сравнению с газовым топливом и коммерческим паром), максимальный экономический эффект может быть достигнут при использовании варианта парокompрессионного ТН с приводом от газовой турбины или ДВС. При этом варианты ТН с паросиловой установкой в качестве привода остаются наименее предпочтительными. Однако можно предположить, что в случае отсутствия за-

трат на энергоносители, например, при рекуперации тепловых технологических потерь и их вторичном использовании в замкнутом технологическом цикле, вариант ТН с приводной паросиловой установкой становится более привлекательным. В связи с этим актуальной задачей является оценка влияния эксплуатационных факторов на отношение величины вырабатываемой тепловой энергии, подаваемой потребителю, к величине вторично используемых потерь тепловой энергии.

Методика расчёта

Общий анализ объекта исследования. В рассматриваемом случае объектом исследования является энергетическая система с парокompрессионным ТН в составе Источника, Потребителя и Преобразователя тепловой энергии, обеспечивающего передачу тепловой энергии от Источника к Потребителю; при этом Источник является элементом системы рекуперации тепловых технологических потерь и обеспечивает энергией как основной контур ТН, так и приводную паросиловую установку ТН (рис. 1). Возможны 3 варианта подключения Источника

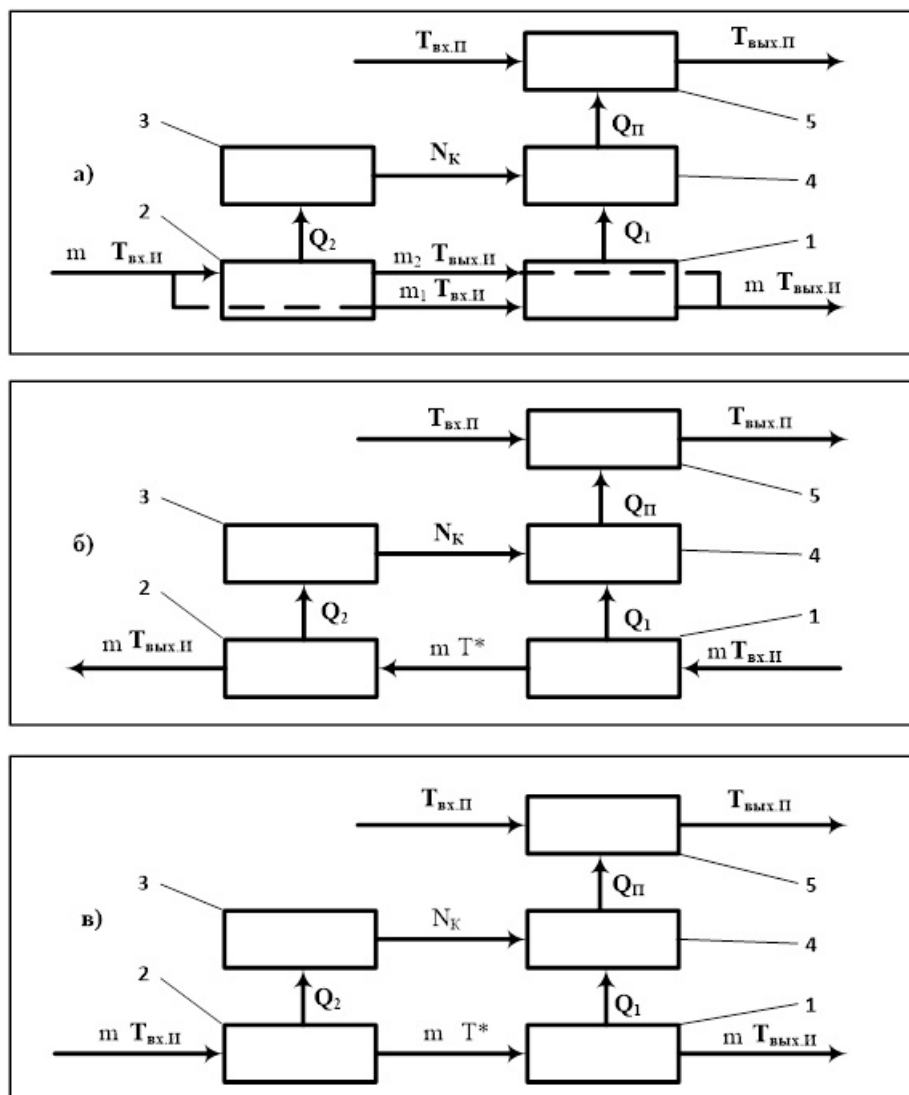


Рис. 1. Принципиальная схема повышения температурного уровня технологического теплоносителя с применением парокомпрессионного ТН на базе системы рекуперации тепловых технологических потерь: 1, 2 — низкопотенциальный (низкотемпературный) Источник тепловой энергии; 3 — паросиловая установка; 4 — Преобразователь (трансформатор) энергии; 5 — высокопотенциальный (высокотемпературный) Потребитель тепловой энергии; а) Вариант А — схема с параллельными потоками теплоносителя Источника; б) Вариант В и в) Вариант С — схемы с последовательным отбором тепловой энергии Источника

Fig. 1. Schematic diagram of increasing the temperature level of the process heat carrier using a vapor compression HP based on the process heat loss recovery system: 1, 2 — low-potential (low-temperature) Source of thermal energy; 3 — steam power plant; 4 — converter (transformer) of energy; 5 — high-potential (high-temperature) Consumer of thermal energy; а) option A — a scheme with parallel flows of the Source coolant; б) option B and c) option C — schemes with sequential extraction of thermal energy from the Source

к Потребителю и приводной паросиловой установке. При варианте А (рис. 1а) отбор теплоносителя от Источника производится параллельными потоками: к Потребителю подводится тепловая энергия $Q_{И1}$ при массовом расходе теплоносителя m_1 ; к приводной паросиловой установке подводится тепловая энергия $Q_{И2}$ при массовом расходе теплоносителя m_2 ; при этом оба потока теплоносителя имеют одинаковые начальные и конечные температуры ($T_{вх,И}$ и $T_{вых,И}$ соответственно). При варианте В (рис. 1б) отбор теплоносителя от Источника производится последовательно при постоянном массовом расходе теплоносителя m : к Потребителю подводится тепловая энергия $Q_{И1}$ при начальной $T_{вх,И}$ и конечной T^* температурах, а к приводной паросиловой установке — тепловая энергия $Q_{И2}$ при начальной

и конечной температурах T^* и $T_{вых,И}$ соответственно. При варианте С (рис. 1в) отбор теплоносителя от Источника, как и при варианте В, производится последовательно при постоянном массовом расходе теплоносителя m : к Потребителю подводится тепловая энергия $Q_{И1}$ при начальной и конечной температурах T^* и $T_{вых,И}$ соответственно, а к приводной паросиловой установке — тепловая энергия $Q_{И2}$ при начальной и конечной температурах $T_{вх,И}$ и T^* . И для варианта В, и для варианта С выполняется условие $T_{вх,И} > T^* > T_{вых,И}$. В отличие от ранее рассмотренных вариантов реализации парокомпрессионных ТН [7], при использовании тепловых технологических потерь себестоимость потребляемой энергии пренебрежимо мала, поэтому наиболее актуальной представляется оценка энергоэффективности рас-

смаатриваемой энергетической системы. Предметом исследования является взаимосвязь соотношения величины тепловой энергии Источника и величины тепловой энергии, вырабатываемой Преобразователем, с режимными параметрами рассматриваемой энергетической системы, схемой подключения Источника и показателями энергоэффективности применяемого оборудования.

Предположим, что в соответствии с технологической схемой (рис. 1) необходимо, чтобы Преобразователь при передаче тепловой энергии от Источника к Потребителю обеспечил её увеличение на величину теплопроизводительности Преобразователя Q_{Π} . Очевидно, что для производства этого количества тепловой энергии к Преобразователю должна быть подведена некоторая дополнительная внешняя энергия $Q_{И2}$, величина которой определяется характеристиками Преобразователя и его привода [8–14]:

$$Q_{\Pi} = Q_{И2} \cdot \eta_{\Sigma} \cdot k_{\tau} \quad (1)$$

где η_{Σ} — суммарный КПД системы Преобразователь-привод; k_{τ} — теоретический коэффициент преобразования (трансформации).

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}} \cdot \eta_{\kappa} \cdot \eta_{\text{ТК}} \cdot \eta_{\text{ТР}} = \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}}^* \cdot \eta_{\text{Т}}, \quad (2)$$

где η_{Π} — КПД теоретического цикла паросиловой установки (парового привода) [11–15]; $\eta_{\text{АП}}^* = \eta_{\text{АП}} \cdot \eta_{\kappa} \cdot \eta_{\text{ТР}}$; $\eta_{\text{Т}} = \eta_{\text{ТК}}$.

В общем случае конвективная компонента может составлять существенную долю в общей тепловой мощности, вырабатываемой ТН-преобразователем в теплообменнике-конденсаторе [16]; при этом величина удельной теплоты фазового перехода рабочего тела ТН в зависимости от температуры также может заметно изменяться [9, 17–19]. Однако в рамках решения поставленной задачи целесообразно принять упрощающее допущение о том, что конвективная составляющая пренебрежимо мала по отношению к тепловой мощности процесса конденсации, а удельная теплота парообразования в цикле ТН является величиной постоянной. В этом случае

$$Q_{\Pi} \approx m_{\text{пр}} \cdot r_{\kappa} \cdot \eta_{\text{Т}}; m_{\text{пр}} \cdot r_{\kappa} \approx m_{\text{пр}} \cdot r_0 \approx Q_{И1} \cdot H_{\text{Т}0},$$

откуда

$$Q_{\Pi} \approx Q_{И1} \cdot \eta_{\text{Т}0} \cdot \eta_{\text{Т}}. \quad (3)$$

Тогда с учётом (1) и (2) соотношение между тепловыми потоками Источника можно определить из следующего выражения:

$$Q_{И2} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}}^* \cdot \eta_{\text{Т}} \approx Q_{И1} \cdot \eta_{\text{Т}0} \cdot \eta_{\text{Т}}.$$

Или

$$Q_{И1} \approx Q_{И2} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}}^* / \eta_{\text{Т}0}.$$

Обозначив $\eta^* = \eta_{\text{АП}}^* / \eta_{\text{Т}0}$, получим:

$$Q_{И1} \approx Q_{И2} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*, \quad (4)$$

где комплекс $k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi}$ характеризует общую термодинамическую эффективность теоретических циклов ТН и паросиловой установки, а величина η^* характеризует необратимые потери в основных функциональных элементах ТН и привода компрессора ТН.

Поскольку $Q_{И} = Q_{И1} + Q_{И2}$, с учётом (4), можно записать

$$Q_{И} = Q_{И2} (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*). \quad (5)$$

Откуда

$$Q_{И2} = Q_{И} / (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*). \quad (6)$$

Тогда, с учётом (1), можно записать

$$Q_{\Pi} = Q_{И} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{АП}}^* \cdot \eta_{\text{Т}} / (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*), \quad (7)$$

Принимая допущение о том, что КПД для всех теплообменных аппаратов одинаков, перепишем выражение (7) в более удобном виде:

$$Q_{\Pi} = Q_{И} \cdot k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^* / (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*). \quad (8)$$

Вариант А

На основании полученных зависимостей запишем выражения, определяющие соотношение между энергетическими и массовыми потоками рассматриваемой энергетической системы при схеме подключения Источника к Потребителю и приводной паросиловой установке по варианту А (рис. 1а):

$$Q_{\Pi} / Q_{И} = k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^* / (1 + k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*), \quad (9)$$

$$Q_{И1} / Q_{И2} = m_1 / m_2 = k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi} \cdot \eta^*. \quad (10)$$

В выражениях (9), (10) величину необратимых потерь η^* на предварительном этапе можно оценить по известным статистическим данным; при этом $k_{\tau} = f(T)$ и $\eta_{\Pi} = f(T)$, то есть величина комплекса $k_{\tau} \cdot \eta_{\Pi}$ и, соответственно, соотношения $Q_{\Pi} / Q_{И}$, $Q_{И1} / Q_{И2}$ и m_1 / m_2 определяются температурными параметрами Источника и Потребителя рассматриваемой энергетической системы.

Для упрощённой оценки термодинамической эффективности теоретических циклов ТН и приводной паросиловой установки примем допущение о том, что насосные затраты пренебрежимо малы; это позволяет использовать известные соотношения [11, 12], которые применительно к рассматриваемому варианту энергетической системы в первом приближении можно записать в следующем виде:

$$k_{\tau} = T_{\text{ВЫХ.П}} / (T_{\text{ВЫХ.П}} - T_{\text{ВЫХ.И}}), \quad (11)$$

$$\eta_{\Pi} = (T_{\text{ВХ.И}} - T_{\text{ВЫХ.И}}) / T_{\text{ВХ.И}}. \quad (12)$$

Тогда выражения (9) и (10) можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} Q_{\Pi} / Q_{И} &= T_{\text{ВЫХ.П}} \cdot (T_{\text{ВХ.И}} - T_{\text{ВЫХ.И}}) \cdot \eta^* / \\ &/ [T_{\text{ВХ.И}} \cdot (T_{\text{ВЫХ.П}} - T_{\text{ВЫХ.И}}) + T_{\text{ВЫХ.П}} \cdot (T_{\text{ВХ.И}} - T_{\text{ВЫХ.И}}) \cdot \eta^*], \\ Q_{И1} / Q_{И2} &= m_1 / m_2 = T_{\text{ВЫХ.П}} \cdot (T_{\text{ВХ.И}} - T_{\text{ВЫХ.И}}) \cdot \eta^* / \\ &/ [T_{\text{ВХ.И}} \cdot (T_{\text{ВЫХ.П}} - T_{\text{ВЫХ.И}})]; \end{aligned}$$

или в упрощённом виде:

$$\begin{aligned} Q_{\Pi} / Q_{И} &= (T_{\text{ВХ.И}} - T_{\text{ВЫХ.И}}) \cdot \eta^* / \\ &/ [T_{\text{ВХ.И}} \cdot (1 - T_{\text{ВЫХ.И}} / T_{\text{ВЫХ.П}}) + (T_{\text{ВХ.И}} - T_{\text{ВЫХ.И}}) \cdot \eta^*], \quad (13) \end{aligned}$$

$$Q_{И1}/Q_{И2} = m_1/m_2 = (T_{вх.И} - T_{вых.И}) \cdot \eta^* / [T_{вх.И} \cdot (1 - T_{вых.И}/T_{вых.П})]. \quad (14)$$

Очевидно, что соотношение (14) определяет перераспределение тепловых потоков Источника между Преобразователем и приводной паросиловой установкой. Тогда как соотношение (13) определяет энергетическую эффективность рассматриваемого варианта энергетической системы, позволяя оценить долю полезной тепловой энергии, вырабатываемой Преобразователем и передаваемой Потребителю по отношению к величине общей низкопотенциальной тепловой энергии Источника, поступающей от системы рекуперации тепловых технологических потерь. Поэтому применительно к рассматриваемому объекту исследования представляется целесообразным по аналогии с известными критериями эффективности теплоэнергетических систем [8, 9, 13] ввести следующее обозначение:

$$K_Q = Q_{П}/Q_{И} = Q_{П}/Q_{р}, \quad (15)$$

где K_Q — коэффициент использования тепловой энергии рассматриваемой энергетической системы; $Q_{р} = Q_{И}$ — тепловые технологические потери. Тогда

$$K_Q = (T_{вх.И} - T_{вых.И}) \cdot \eta^* / [T_{вх.И} (1 - T_{вых.И}/T_{вых.П}) + (T_{вх.И} - T_{вых.И}) \cdot \eta^*]. \quad (16)$$

Вариант В

Применительно к схеме с последовательным подключением потоков теплоносителя Источника по варианту В (рис. 1б) для потоков тепловой энергии Источника можно записать:

$$Q_{И1} = m_{и} \cdot C_{и} \cdot (T_{вх.И} - T^*), \quad (17)$$

$$Q_{И2} = m_{и} \cdot C_{и} \cdot (T^* - T_{вых.И}), \quad (18)$$

откуда

$$Q_{И1}/Q_{И2} = (T_{вх.И} - T^*)/(T^* - T_{вых.И}) \quad (19)$$

или

$$Q_{И1}/Q_{И2} = (1 - X)/X, \quad (20)$$

где $X = (T^* - T_{вых.И})/(T_{вх.И} - T_{вых.И})$.

При этом выражения для определения k_t и $\eta_{ц}$ могут быть записаны в следующем виде:

$$k_t = T_{вых.П}/(T_{вых.П} - T^*), \quad (21)$$

$$\eta_{ц} = (T^* - T_{вых.И})/T^*. \quad (22)$$

Тогда, с учётом выражений (4) и (8), для соотношения между перераспределёнными потоками тепловой энергии Источника и для соотношения между величиной тепловой энергии, полученной Потребителем, и величиной суммарной тепловой энергии Источника применительно к варианту В можно записать:

$$Q_{И1}/Q_{И2} = T_{вых.П} \cdot (T^* - T_{вых.И}) \cdot \eta^* / (T_{вых.П} - T^*) / T^* \quad (23)$$

$$K_Q = (T^* - T_{вых.И}) \cdot \eta^* /$$

$$/[T^* \cdot (1 - T^*/T_{вых.П}) + (T^* - T_{вых.И}) \cdot \eta^*]. \quad (24)$$

При этом взаимосвязь между температурами Источника и Потребителя определяется следующими выражениями:

$$T^* = T_{вых.П} \cdot (T_{вх.И} + T_{вых.И} \cdot \eta^*) / (T_{вх.И} + T_{вых.П} \cdot \eta^*) \quad (25)$$

или

$$T_{вх.И}/T_{вых.П} = [(T^* - T_{вых.И}) \cdot \eta^* - T_{вх.И}] / T^*. \quad (26)$$

Вариант С

В схеме с последовательным подключением потоков теплоносителя Источника по варианту С (рис. 1в) по сравнению с вариантом В направление этих потоков изменено на противоположное. С учётом этого по аналогии с выражениями (17)...(22) для варианта С можно записать:

$$Q_{И1} = m_{и} \cdot C_{и} \cdot (T^* - T_{вых.И}), \quad (27)$$

$$Q_{И2} = m_{и} \cdot C_{и} \cdot (T_{вх.И} - T^*), \quad (28)$$

откуда

$$Q_{И1}/Q_{И2} = (T^* - T_{вых.И})/(T_{вх.И} - T^*) \quad (29)$$

или

$$Q_{И1}/Q_{И2} = X/(1 - X), \quad (30)$$

где $X = (T^* - T_{вых.И})/(T_{вх.И} - T_{вых.И})$.

Соответственно,

$$k_t = T_{вых.П}/(T_{вых.П} - T_{вых.И}), \quad (31)$$

$$\eta_{ц} = (T_{вх.И} - T^*)/T_{вх.И}. \quad (32)$$

С учётом выражений (4) и (8), соотношение между перераспределёнными потоками тепловой энергии Источника и соотношение между величиной тепловой энергии, полученной Потребителем, и величиной суммарной тепловой энергии Источника для варианта С можно представить также в следующем виде:

$$Q_{И1}/Q_{И2} = T_{вых.П} \cdot (T_{вх.И} - T^*) \cdot \eta^* / [(T_{вых.П} - T_{вых.И})/T_{вх.И}] \quad (33)$$

$$K_Q = (T_{вх.И} - T^*) \cdot \eta^* / [T_{вх.И} \cdot (1 - T_{вых.И}/T_{вых.П}) + (T_{вх.И} - T^*) \cdot \eta^*]. \quad (34)$$

При этом рабочие температуры Источника и Потребителя связаны следующим соотношением:

$$T_{вх.И}/T_{вых.П} = [1 - (1 - T^*/T_{вх.И}) \cdot \eta^* (T_{вх.И} - T^*) / (T^* - T_{вых.И})] \cdot T_{вх.И} / T_{вых.И}. \quad (35)$$

Формальный анализ полученных соотношений (16, 24, 34) показывает, что эффективность использования тепловых технологических потерь зависит как от рабочих температур Источника (в том числе промежуточной температуры T^*) и Потребителя тепловой энергии, так и от схемы подключения Источника и энергоэффективности основных функциональных элементов рассматриваемой системы преобразования тепловой энергии. Изменение

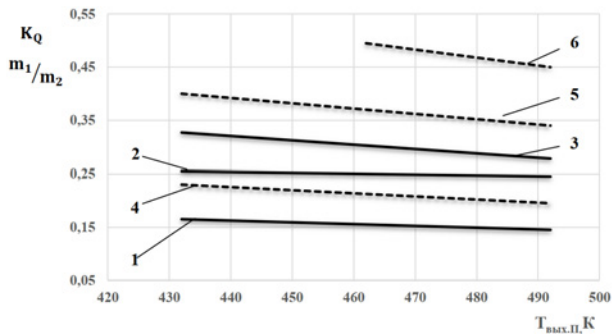


Рис. 2. Влияние величины температуры энергоносителя на выходе Потребителя на эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь и перераспределение массовых и энергетических потоков Источника между основным контуром ТН и его приводом при $T_{\text{вх.И}} = 423 \text{ K}$, $T_{\text{вых.И}} = 293 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

Fig. 2. Influence of the temperature value of the energy carrier at the outlet of the Consumer on the efficiency of using low-potential heat losses and the redistribution of mass and energy flows of the Source between the main circuit of the HP and its drive at $T_{\text{вх.И}} = 423 \text{ K}$, $T_{\text{вых.И}} = 293 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

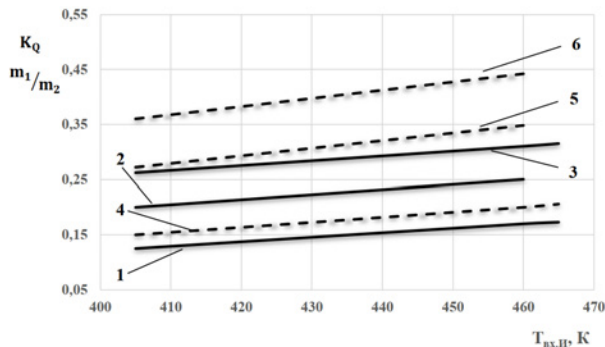


Рис. 3. Влияние величины температуры энергоносителя на входе Источника на эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь и перераспределение массовых и энергетических потоков Источника между основным контуром ТН и его приводом при $T_{\text{вых.П}} = 493 \text{ K}$, $T_{\text{вх.И}} = 293 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

Fig. 3. Influence of the temperature of the energy carrier at the Source inlet on the efficiency of using low-potential heat losses and the redistribution of mass and energy flows of the Source between the main circuit of the HP and its drive at $T_{\text{вых.П}} = 493 \text{ K}$, $T_{\text{вх.И}} = 293 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

схемы подключения Источника влияет не только на температуры, определяющие термодинамическую эффективность циклов ТН и паросиловой установки (величину k_t и $\eta_{\text{ц}}$), но и на массовые расходы теплоносителя, поэтому формальный анализ не позволяет дать однозначную оценку сравнительной эффективности рассматриваемых схем. В связи с чем необходимо провести расчётное исследование полученных зависимостей и с учётом принятых выше упрощающих допущений в первом приближении оценить взаимосвязь вышеперечисленных факторов и принципиальную возможность и целесообразность применения ТН для преобразования тепловых технологических потерь без дополнительных затрат энергии.

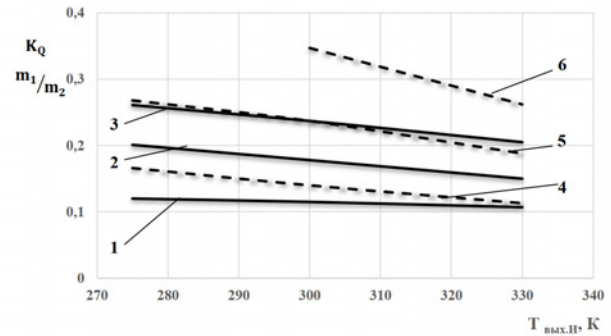


Рис. 4. Влияние величины температуры энергоносителя на выходе Источника на эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь и перераспределение массовых и энергетических потоков Источника между основным контуром ТН и его приводом при $T_{\text{вх.И}} = 393 \text{ K}$, $T_{\text{вых.П}} = 493 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

Fig. 4. Influence of the temperature of the energy carrier at the Source outlet on the efficiency of using low-potential heat losses and the redistribution of mass and energy flows of the Source between the main circuit of the HP and its drive at $T_{\text{вх.И}} = 393 \text{ K}$, $T_{\text{вых.П}} = 493 \text{ K}$: 1, 2, 3 — K_Q ; 4, 5, 6 — m_1/m_2 ; 1, 4 — $\eta^* = 0,25$; 2, 5 — $\eta^* = 0,42$; 3, 6 — $\eta^* = 0,60$

Результаты расчёта и их анализ

Расчётный анализ параллельного подключения Источника к ТН (вариант А) выполним, в качестве примера, для следующего диапазона определяющих факторов: температура энергоносителя на выходе от Потребителя $T_{\text{вых.П}}$ — от 433 К до 523 К; температура энергоносителя на входе в Источник $T_{\text{вх.И}}$ — от 393 К до 483 К; температура энергоносителя на выходе из Источника $T_{\text{вых.И}}$ — от 273 К до 333 К; общий КПД основных функциональных элементов рассматриваемой энергетической системы с ТН и паровым приводом η^* — от 0,25 до 0,6. Основные результаты расчётов, представленные на рисунках 2–4, позволяют в первом приближении предположить, что при реализации варианта А рассматриваемой в данной статье ТН-технологии величина вырабатываемой ТН-Преобразователем и передаваемой Потребителю тепловой энергии может составить около 10...30 % в зависимости от условий эксплуатации и технического уровня применяемого оборудования. Так, при фиксированных температурах энергоносителя Источника повышение температуры на выходе Потребителя приводит к снижению эффективности использования низкопотенциальных тепловых потерь — в рассматриваемом примере величина K_Q снижается примерно на 20...30 % по отношению к своей максимальной величине в рассматриваемом диапазоне расчётных параметров (рис. 2). Соответствующим образом увеличивается и доля массового потока энергоносителя Источника (и пропорционального ему количества тепловой энергии), поступающего не в основную систему ТН, а в систему привода ТН, то есть во вспомогательную систему.

При фиксированной температуре энергоносителя на выходе Потребителя и при фиксированной температуре энергоносителя на выходе Источника повышение температуры энергоносителя на входе Источника приводит к повышению эффективности использования низкопотенциальных тепловых потерь — в рассматриваемом случае величина K_Q повышается примерно на 25...50 % по отношению

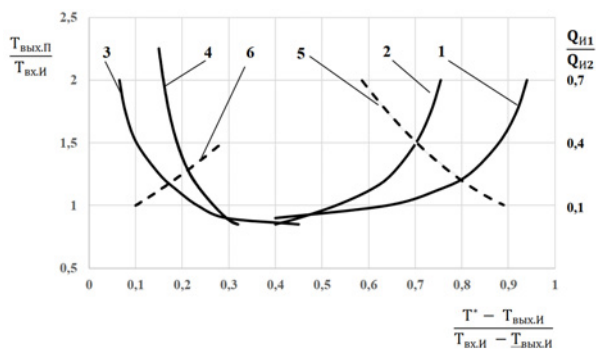


Рис. 5. Влияние величины промежуточной температуры энергоносителя T^* Источника на соотношение максимальных температур Потребителя и Источника при $T_{\text{вых.И}} = 300 \text{ K}$, $\eta^* = 0,50$; 1, 3 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,9$; 2, 4 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,6$; 5, 6 — $Q_{\text{И1}}/Q_{\text{И2}}$; 1, 2, 5 — вариант В; 3, 4, 6 — вариант С

Fig. 5. Influence of the value of the intermediate temperature of the energy carrier T^* of the Source on the ratio of the maximum temperatures of the Consumer and the Source at $T_{\text{вых.И}} = 300 \text{ K}$, $\eta^* = 0,50$; 1, 3 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,9$; 2, 4 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,6$; 5, 6 — $Q_{\text{И1}}/Q_{\text{И2}}$; 1, 2, 5 — option В; 3, 4, 6 — option С

к своей минимальной величине в рассматриваемом диапазоне расчётных параметров (рис. 3). При этом более чем на 50 % может увеличиться доля массового потока энергоносителя Источника (и пропорционального ему количества тепловой энергии), поступающего в основную систему ТН.

При фиксированной температуре энергоносителя на выходе Потребителя и при фиксированной температуре энергоносителя на входе Источника повышение температуры энергоносителя на выходе Источника приводит к снижению эффективности использования низкопотенциальных тепловых потерь — при рассматриваемых режимных параметрах величина K_Q уменьшается примерно на 30...40 % по отношению к своей максимальной величине в рассматриваемом диапазоне расчётных параметров (рис. 4). Соответственно, уменьшается и доля массового потока энергоносителя Источника (и пропорционального ему количества тепловой энергии), поступающего в основную систему ТН; в рассматриваемом диапазоне это снижение может достигать 50 %.

При последовательном подключении потоков теплоносителя Источника к контурам Преобразователя и приводной паросиловой установки регулируемым параметром является не массовый расход теплоносителя в потоке (в данном случае он является величиной постоянной и одинаковой для обоих потоков), а промежуточная температура T^* (рис. 5). Характер полученных зависимостей между соотношением максимальных температур Потребителя и Источника и величиной промежуточной температуры показывает, что условие $T_{\text{вых.П}} > T_{\text{вх.И}}$ и для варианта В, и для варианта С может быть выполнено лишь в узком диапазоне изменения величины T^* . При этом для каждого режима пределы этого диапазона обусловлены либо недостатком имеющейся тепловой энергии Источника (для обеспечения условия $T_{\text{вых.П}}/T_{\text{вх.И}} > 1$), либо снижением величины $Q_{\text{И1}}$ до не имеющей практической значимости величины (при предельно высоких значениях $T_{\text{вых.П}}/T_{\text{вх.И}}$).

Сравнительная оценка коэффициента использования тепловой энергии при различных схемах подключения потоков теплоносителя Источника к Преобразователю и приводной паросиловой установке

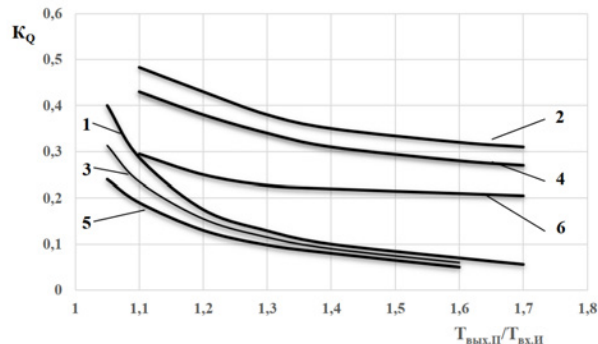


Рис. 6. Влияние соотношения максимальных температур Потребителя и Источника на эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь при $T_{\text{вых.И}} = 300 \text{ K}$, $\eta^* = 0,50$; 1, 3, 5 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,9$; 2, 4, 6 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,6$;

1, 2 — вариант А; 3, 4 — вариант В; 5, 6 — вариант С
Fig. 6. Influence of the ratio of the maximum temperatures of the Consumer and the Source on the efficiency of using low-potential heat losses at $T_{\text{вых.И}} = 300 \text{ K}$, $\eta^* = 0,50$; 1, 3, 5 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,9$; 2, 4, 6 — $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} = 0,6$; 1, 2 — option А; 3, 4 — option В; 5, 6 — option С

(рис. 6) показывают, что в диапазоне рассматриваемых температурных режимов вариант А (схема с параллельным подключением потоков теплоносителя Источника) является наиболее энергоэффективным по сравнению с вариантами В и С (схемы с последовательным подключением потоков теплоносителя Источника). Так, при $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} \approx 0,9$ величина коэффициента использования тепловой энергии при варианте А на 2...10 % выше, чем при варианте В, и на 10...40 % — чем при варианте С. При $T_{\text{вых.И}}/T_{\text{вх.И}} \approx 0,6$ величина K_Q для варианта А может быть выше аналогичного показателя для варианта В на 10...25 % и для варианта С на 40...70 %.

Во всех рассмотренных вариантах изменения температурных режимов важным фактором, определяющим эффективность использования низкопотенциальных тепловых потерь путём применения рассматриваемой энергетической системы, является степень технического (энергетического) совершенства оборудования, применяемого для реализации такой технологии. Как показано на рисунках 2...4, повышение КПД основных функциональных элементов обеспечивает значительно более эффективное использование низкопотенциальных тепловых потерь: при повышении η^* с 0,25 до 0,6 величина K_Q может увеличиться более чем в 2 раза.

Выводы и заключение

Таким образом, применительно к рассматриваемым энергетическим системам низкотемпературный Источник может являться элементом системы рекуперации тепловых технологических потерь и обеспечивать энергией как основной контур ТН, так и приводную паросиловую установку ТН. Результаты теоретических исследований показали, что на отношение величины вырабатываемой тепловой энергии, подаваемой Потребителю, к величине вторичной тепловой энергии, передаваемой от Источника, а также на перераспределение потоков низкопотенциальной тепловой энергии между основным контуром ТН и его приводом определяющее влияние оказывают температура теплоносителя на выходе Потребителя, температуры теплоносителя на входе и выходе Источника, схема подключения

Источника, энергетическая эффективность применяемого оборудования. Изменение любой из указанных температур на 60...80 К приводит к изменению величины коэффициента использования тепловой энергии рассматриваемой энергетической системы K_Q примерно на 20...40 %, а при повышении η^* с 0,25 до 0,6 величина K_Q может увеличиться примерно в 2 раза. Наиболее эффективной является схема подключения Источника с параллельным перераспределением потоков теплоносителя между Потребителем и приводной паросиловой установкой при одинаковых начальных и конечных температурах этих потоков. При этом варианте по сравнению с последовательными схемами подключения коэффициент использования тепловой энергии может быть заметно выше. Так, если при малой разности между температурами на входе и выходе источника тепловой энергии это превышение составляет примерно 5 %, то при увеличении этой разности температур оно может достигать примерно 25...70 %. Несмотря на принятые допущения и связанный с этим приближенный характер выполненных расчетов, полученные зависимости и результаты отражают принципиальную возможность повышения температурного уровня технологических теплоносителей и сырья без существенных издержек на приобретение энергоносителей от внешних поставщиков. Важно подчеркнуть, что при любых режимных параметрах технологических процессов эффективность вторичного использования тепловых потерь в замкнутом технологическом цикле в значительной мере определяется уровнем энергетического совершенства применяемого оборудования.

Список источников

1. Янговский Е. И., Левин Л. А. Промышленные тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 125 с.
2. Быков А. В. Термотрансформаторы как средство экономии энергии // Известия Академии наук СССР. Энергетика и транспорт. 1991. № 5. С. 26 – 35.
3. Плотникова Л. В., Чиликова И. И., Валиев Р. Н. [и др.]. Организация системы преобразования вторичной тепловой энергии с использованием теплонасосного оборудования для нефтегазоперерабатывающего предприятия Восточной нефтяной компании // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2018. № 11. С. 86 – 90.
4. Захаров М. К. Сравнение эффективности применения различных вариантов теплового насоса // Химическая промышленность. 2002. № 8. С. 1 – 7.
5. Шомова Т. П. Повышение энергетической эффективности газоперерабатывающих предприятий на основе применения тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2014. 20 с.
6. Гашо Е. Г., Козлов С. А., Пузаков В. С. [и др.]. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно-методическое издание. Москва: Изд-во Перо, 2016. 204 с.
7. Юша В. Л., Сулягинский М. А., Потапов Ю. А. Сравнительная оценка энергетической и экономической эффективности парокompрессионных тепловых насосов при модернизации крупного химического и нефтеперерабатывающего производства. Часть 1 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. Р. 44 – 54. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35.

8. Кошкин Н. Н., Ткачев А. Г., Бадильес И. С. [и др.]. Холодильные машины. Ленинград: Машиностроение, 1973. 521 с.
9. Бучко Н. А., Гоголин А. А., Латышев В. П. [и др.]. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник. Москва: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.
10. Архаров А. М., Архаров И. А., Афанасьев В. Н. [и др.]. Теплотехника. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 712 с.
11. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. Darmstadt: Steinkopff, 1998. 543 s.
12. Кирилин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 407 с.
13. Визгалов С. В., Ибраев А. М., Хамидуллин М. С. [и др.]. Теоретические основы холодильной техники. Казань: Слово, 2019. 304 с.
14. Сазанов Б. В., Ситас В. И. Промышленные теплоэнергетические установки и системы. Москва: Издат. дом МЭИ, 2004. 275 с.
15. Леонов В. П., Воронов В. А., Апсит К. А. [и др.]. Цикл Ренкина с низкотемпературным источником теплоты // Инженерный журнал: наука и инновации. 2015. Вып. 2. DOI: 10.18698/2308-6033-2015-2-1368. URL: <http://engjournal.ru/catalog/pmce/mdpr/1368.html> (дата обращения: 19.12.2022).
16. Юша В. Л., Громов А. Ю., Ушаков П. В. Анализ влияния температурных режимов поршневой длинноходовой компрессорной ступени на термодинамическую эффективность теплового насоса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. Р. 18 – 25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25.
17. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.
18. Бабакин Б. С., Стефанчук В. И., Ковтунов Е. Е. Альтернативные хладагенты и сервис холодильных систем на их основе. Москва: Колос, 2000. 160 с.
19. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 80 с.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), Омский государственный технический университет, г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

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

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

Для цитирования

Юша В. Л., Сулягинский М. А., Потапов Ю. А. Сравнительная оценка энергетической и экономической эффективности парокompрессионных тепловых насосов при модернизации крупного химического и нефтеперерабатывающего производства. Часть 2 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 15 – 23. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-15-23.

Статья поступила в редакцию 30.03.2023 г.

© В. Л. Юша, М. А. Сулягинский, Ю. А. Потапов



COMPARATIVE EVALUATION OF THE ENERGY AND ECONOMIC EFFICIENCY OF VAPOR COMPRESSION HEAT PUMPS IN MODERNIZATION OF LARGE CHEMICAL AND OIL REFINING INDUSTRIES. PART 2

V. L. Yusha¹, M. A. Sutyaginskiy², Yu. A. Potapov²

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

² OJSC «Group of companies «Titan»,
Russia, Omsk, Gubkin Ave., 30, 644035

The question of the expediency of increasing the energy efficiency of a large chemical and oil refining industry by using process heat carriers and raw materials as heaters of vapor compression heat pumps based on systems for recuperating heat process losses is considered. A feature of the energy system under consideration is the provision of the main circuit of the heat pump and its drive from a common source of thermal energy. The influence of the temperature parameters of the consumer of high-potential thermal energy, the source of low-potential thermal energy and the energy efficiency of the main functional elements of the energy system under consideration on the ratio of the amount of generated thermal energy supplied to the consumer to the amount of thermal energy losses used is analyzed. In addition, an assessment is made of the influence of the listed factors on the redistribution of low-potential thermal energy flows between the main circuit of the heat pump and its drive. The presented results reflect the fundamental possibility of increasing the temperature level of process heat carriers and raw materials without significant costs for additional external energy sources. The efficiency of reuse of heat losses in a closed technological cycle depends on the temperature conditions of the consumer and the source of thermal energy in the heat pump cycle, on the connection scheme of the thermal energy source and on the energy efficiency of the equipment used.

Keywords: recuperation, energy converter, vapor-compression heat pump, energy conversion coefficient, redistribution of low-potential thermal energy flows.

References

1. Yantovskiy E. I., Levin L. A. Promyshlennyye teplovyye nasosy [Industrial heat pumps]. Moscow, 1989. 125 p. (In Russ.).
2. Bykov A. V. Termotransformatory kak sredstvo ekonomii energii [Thermal transformers as a means of energy saving] // Izvestiya Akademii nauk SSSR. Energetika i transport. *Izvestia of the USSR Academy of Sciences. Power Engineering and Transport*. 1991. No. 5. P. 26–35. (In Russ.).
3. Plotnikova L. V., Chilikova I. I., Valiyev R. N. [et al.]. Organizatsiya sistemy preobrazovaniya vtorichnoy teplovoy energii s ispol'zovaniyem teplonasosnogo oborudovaniya dlya neftegazopererabatyvayushchego predpriyatiya Vostochnoy neftyanoy kompanii [Organization of a system for converting secondary thermal energy using heat pump equipment for an oil and gas refinery of the eastern oil company] // Territoriya «NEFTEGAZ». *Territoriya «NEFTEGAZ»*. 2018. No. 11. P. 86–90. (In Russ.).
4. Zakharov M. K. Sravneniye effektivnosti primeneniya razlichnykh variantov teplovogo nasosa [Comparison of the efficiency of different heat pump options] // Khimicheskaya promyshlennost'. *Chemical Industry*. 2002. No. 8. P. 1–7. (In Russ.).
5. Shomova T. P. Povysheniye energeticheskoy effektivnosti gazopererabatyvayushchikh predpriyatiy na osnove primeneniya teplovykh nasosov [Improving the energy efficiency of gas processing plants through the use of heat pumps]. Ivanovo, 2014. 20 p. (In Russ.).
6. Gasho E. G., Kozlov S. A., Puzakov V. S. [et al.]. Teplovyye nasosy v sovremennoy promyshlennosti i kommunal'noy infrastrukture. Informatsionno-metodicheskoye izdaniye [Heat pumps in modern industry and public infrastructure. Information and methodological publication]. Moscow, 2017. 204 p. (In Russ.).
7. Yusha V. L., Sutyaginskiy M. A., Potapov Yu. A. Sravnitel'naya otsenka energeticheskoy i ekonomicheskoy effektivnosti parokompressionnykh teplovykh nasosov pri modernizatsii krupnogo khimicheskogo i neftepererabatyvayushchego proizvodstva. Chast' 1 [Comparative evaluation of the energy and economic efficiency of vapor compression heat pumps in the modernization of large chemical and oil refining industries. Part 1] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 44–54. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35. (In Russ.).
8. Koshkin N. N., Tkachev A. G., Badyl'kes I. S. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigeration machines]. Leningrad, 1985. 521 p. (In Russ.).
9. Buchko N. A., Gogolin A. A., Latyshev V. P. Teplofizicheskiye osnovy polucheniya iskusstvennogo kholoda. Spravochnik [Thermophysical bases for obtaining artificial cold. Handbook]. Moscow, 1980. 232 p. (In Russ.).
10. Arkharov A. M., Arkharov I. A., Afanasyev V. H. [et al.]. Teplotekhnika [Heat Engineering]. Moscow, 2004. 712 p. (In Russ.).
11. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s. (In Germ.).
12. Kirillin V. A., Sychëv V. V., Sheyndlin A. E. Tekhnicheskaya termodinamika [Technical thermodynamics]. Moscow, 1983. 407 p. (In Russ.).

13. Vizgalov S. V., Ibrayev A. M., Khamidullin M. S. [et al.]. Teoreticheskiye osnovy kholodil'noy tekhniki [Theoretical fundamentals of refrigeration technology]. Kazan, 2019. 304 p. (In Russ.).

14. Sazanov B. V., Sitas V. I. Promyshlennyye teploenergeticheskiye ustanovki i sistemy [Industrial heat power plants and systems]. Moscow, 2004. 275 p. (In Russ.).

15. Leonov V. P., Voronov V. A., Apsit K. A. [et al.]. Tsikl Renkina s nizkopotentsial'nym istochnikom teploty [Rankine cycle with low-potential heat source] // Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2015. Issue 2. DOI: 10.18698/2308-6033-2015-2-1368. URL: <http://engjournal.ru/catalog/pmce/mdpr/1368.html> (accessed: 19.12.2022). (In Russ.).

16. Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. Analiz vliyaniya temperaturnykh rezhimov porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni na termodinamicheskuyu effektivnost' teplovogo nasosa [The analysis of influence of temperature conditions of piston long-stroke compressor stage on thermodynamic efficiency of a heat pump] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25. (In Russ.).

17. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow, 1981. 416 p. (In Russ.).

18. Babakin B. S., Stefanchuk V. I., Kovtunov E. E. Al'ternativnyye khladagenty i servis kholodil'nykh sistem na ikh osnove [Alternative refrigerants and service of refrigeration systems based on them]. Moscow, 2000. 160 p. (In Russ.).

19. Rivkin S. L., Aleksandrov A. A. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para. Spravochnik [Thermodynamic

properties of water and water vapour. Handbook]. Moscow, 1984. 80 p. (In Russ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

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

POTAPOV Yuri Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Chief Specialist of Development and New Technologies Department of Group of Companies «Titan» JSC, Omsk.

For citations

Yusha V. L., Sutyaginskiy M. A., Potapov Yu. A. Comparative evaluation of the energy and economic efficiency of vapor compression heat pumps in modernization of large chemical and oil refining industries. Part 2 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 15–23. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-15-23.

Received March 30, 2023.

© V. L. Yusha, M. A. Sutyaginskiy, Yu. A. Potapov



МЕТОДЫ И ТЕХНОЛОГИИ АДАПТАЦИИ ОСНОВНОГО И ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК И СТАНЦИЙ К НЕСТАБИЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ

А. Д. Ваняшов, В. Л. Юша

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

Представлена иерархическая структура объектов компрессорной индустрии с учетом их взаимодействия и взаимного влияния. Выполнен анализ имеющих место в процессе эксплуатации производственных объектов, реализующих технологию компримирования газов, нестабильных условий эксплуатации, причина и характер их возникновения, степень влияния воздействия на объекты разного уровня. Систематизированы технологии адаптации компрессорного оборудования к нестабильным условиям эксплуатации, при этом, в зависимости от возникающих задач, технологии адаптации разделены по этапам (уровням) реализации. Показаны имеющиеся в настоящее время проблемы научно-методического характера по реализации технологий адаптации компрессорного оборудования к нестабильным условиям эксплуатации на разных уровнях иерархической структуры объектов.

Ключевые слова: компрессор, компрессорная установка, компрессорная станция, газокomp-
рессорная макросистема, нестабильные условия эксплуатации, технологии адаптации.

Объектные уровни компрессорного оборудования

Термины и определения, касающиеся структуризации в компрессорной отрасли, приведены в [1], также попытки комплексной систематизации и терминологии компрессорного оборудования выполнялись в [2–5].

С учётом известных терминологий представим классификацию объектов компрессорного оборудования, применительно к объектам с центробежными компрессорами в иерархической структуре (рис. 1), с ней выделены уровни объектов, для каждого из которых показаны совершаемые в отношении их характерные процессы:

— научные исследования, разработка, конструирование и проектирование — это процессы создания виртуальных объектов и алгоритмов, их внешних и внутренних взаимосвязей (взаимодействия), отражающих прогнозное влияние внешних факторов;

— производство и эксплуатация — это реальные (физические) процессы реализации алгоритмов взаимосвязей (взаимодействия) между объектами и внутри объектов, обусловленных воздействием внешних факторов.

Наиболее интенсивно в настоящее время проводятся научно-исследовательские работы в части повышения эффективности компрессорных ступеней и их отдельных элементов.

Для упрощения дальнейшей систематизации рассматриваемых объектов с учётом их взаимодействия и взаимного влияния рассмотрим более укрупнённую иерархическую структуру (уровни):

- (I) Компрессор.
- (II) Компрессорная установка (КУ).
- (III) Компрессорная станция (КС).
- (IV) Газокomp-рессорная макросистема (ГКМС).

При проектировании, разработке конструкций и схем, изготовлении и эксплуатации всех объектов этой иерархической структуры необходимы следующие исходные данные: производительность (объёмная при начальных условиях, массовая, объёмная при стандартных условиях); давление конечное (отношение давлений) и начальное; температура начальная; состав газа.

Как показывает опыт эксплуатации всех объектов этой иерархической структуры, практически каждый из перечисленных параметров не является стабильным, т.е. подвержен изменению в том или ином диапазоне, с той или иной частотой, что, естественно, сказывается на функциональных возможностях оборудования и его эффективности.

Классификация внешних факторов, вызывающих нестабильность работы компрессорного оборудования

Под нестабильными условиями эксплуатации будем понимать следующие факторы, которые могут иметь место в течение всего жизненного цикла компрессорного оборудования: изменение состава сжимаемого газа и, соответственно, термодинамических и теплофизических свойств рабочего газа; изменение термодинамических параметров газа на входе в компрессор (давления и (или) температуры); изменение требуемого давления на выходе — как увеличение, так и уменьшение; изменение производительности — как увеличение, так и уменьшение; переходные процессы от одного состояния к другому, т.е. пуск и остановка, антипомпажное регулирование; помпажные колебания в системе «компрессор — сеть».

Изменение перечисленных условий может происходить с различной периодичностью, хаотично или непрерывно и определяется характером техно-

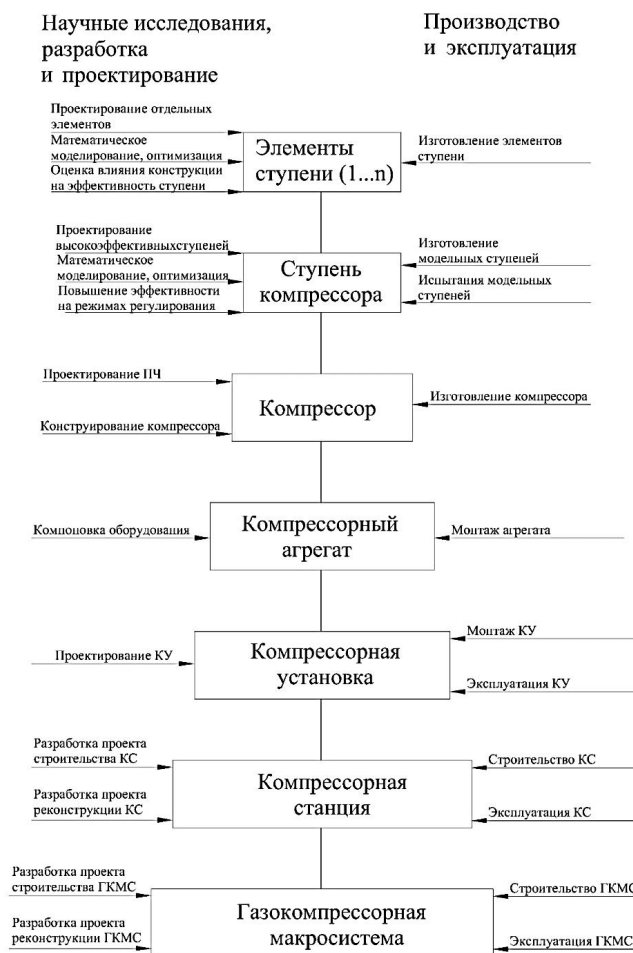


Рис. 1. Иерархическая структура объектов компрессорной индустрии
Fig. 1. Hierarchical structure of compressor industry facilities

логического процесса, особенностями технологических установок, в составе которых функционируют компрессоры, а также воздействием внешних факторов.

Основные причины изменения внешних факторов можно классифицировать следующим образом:

а) природные (изменение пластового давления; бурение новых скважин в другие залежи с другим составом газа; колебания температуры атмосферного воздуха и др.);

б) технологические (изменение параметров технологического процесса; изменение потребности в сжатом газе; влияние химической активности сжимаемого газа на элементы проточной части компрессора, в частности, коррозионные процессы; влияние наличия механических примесей в сжимаемом газе, в частности, эрозионный износ; пуск/останов КУ;

в) форс-мажорные (аварийные ситуации, вызванные технической неисправностью элементов газокомпрессорной макросистемы; аварийные ситуации, вызванные стихийным бедствием и его последствиями; административные, юридические, политические, экономические ситуации.

г) управленческие.

По характеру воздействия внешних факторов на объекты разного уровня могут быть либо только прямое воздействие, либо косвенное и (или) прямое воздействие. Под прямым воздействием следует понимать непосредственное воздействие внешнего фактора на рассматриваемый объект. Косвенное

воздействие — это передача прямого воздействия на рассматриваемый объект через объект другого уровня.

Например, уменьшение пластового давления находит отражение на условия эксплуатации и технологии адаптации объекта уровня (IV), т.е. газового месторождения, а затем полностью или частично транслируется на уровень (III) и далее на уровни (II), (I).

Задачи, этапы и технологии адаптации компрессорного оборудования к изменяющимся внешним факторам

Задачей адаптации компрессорного оборудования к различного рода изменяющимся внешним факторам, т.е. к нестабильным условиям эксплуатации, является обеспечение функционирования рассматриваемого объекта при воздействии рассматриваемых внешних факторов с соблюдением требуемых критериев эффективности, соответствующих новым условиям эксплуатации. Такими критериями эффективности могут быть: работоспособность, безопасность, надёжность, энергоэффективность, экономичность и др. В соответствии с этим можно выделить следующие этапы (уровни) реализации технологий адаптации:

А — Проектирование и разработка конструкции компрессора, КУ, КС.

Б — Реконструкция, модернизация, техническое перевооружение компрессора, КУ, КС.

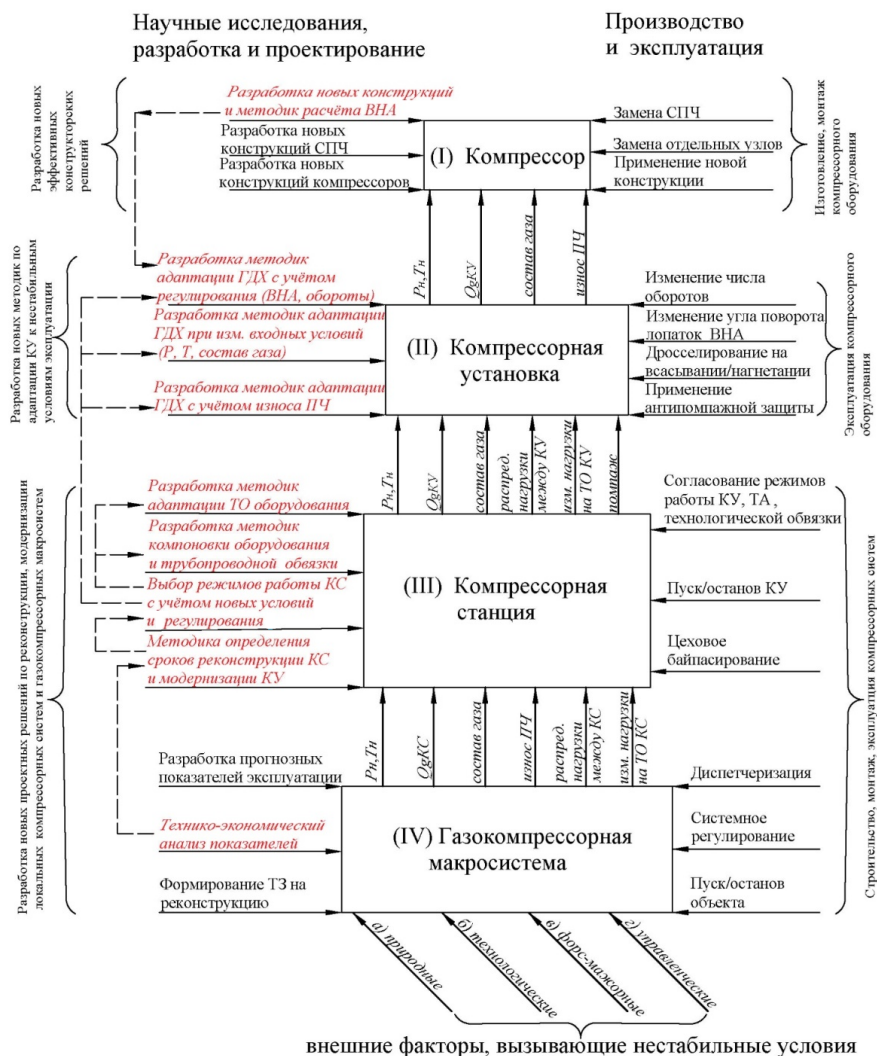


Рис. 2. Структура адаптации объектов к нестабильным условиям эксплуатации
Fig. 2. Structure of adaptation of facilities to unstable operating conditions

В — Эксплуатация компрессора, КУ, КС.

Технологии адаптации компрессоров и их газодинамических характеристик (ГДХ) к нестабильным условиям эксплуатации общеизвестны и могут быть реализованы: регулированием характеристик компрессора и сети; учётом прогнозного изменения формы ГДХ при изменении условий работы или по результатам обработки данных промышленной эксплуатации; модернизацией КУ с заменой проточной части компрессора; модернизацией КУ с заменой компрессора или компрессорного агрегата; реконструкцией КС с заменой КУ или строительством новых.

Однако имеет место ряд проблем, связанных с получением достоверных форм ГДХ, с повышением эффективности работы на режимах регулирования, с методическим обеспечением обоснования выбора основного и вспомогательного оборудования КУ и КС, режимов их работы в меняющихся условиях работы ГКМС.

На рис. 2 представлена структура влияния внешних факторов, вызывающих нестабильные условия эксплуатации функциональных компонентов «компрессор-газокомпрессорной макросистемы», и применяемые технологии адаптации на различных уровнях (этапах) для каждого объекта иерархической структуры.

В качестве примера рассмотрим взаимодействие объектов и процессов для объектов, относящихся к газовому месторождению. В этом случае: (IV) ГКМС — газовое месторождение; (III) КС — дожимная компрессорная станция (ДКС), включающая ряд параллельно и последовательно работающих КУ; (II) КУ — газоперекачивающий агрегат (ГПА) с газотурбинным приводом; (I) Компрессор — многоступенчатый центробежный компрессор с установленной сменной проточной частью (СПЧ) на заданное отношение давлений.

Под воздействием природных и технологических факторов, по мере выработки месторождения, происходит снижение пластового давления и температуры газа, объёма добываемого газа. Соответственно, на вход ДКС газ от кустов газовых скважин поступает с пониженными параметрами (P_n , T_n , $Q_{g, ДКС}$), кроме того, в условиях работы на неосущенном газе, с течением времени происходит износ проточной части. Изменение параметров носит прогнозируемый характер, что отражается в обновляемых примерно раз в 5 лет «Показателях разработки месторождения», которые даются на весь период эксплуатации месторождения с оценкой технологий адаптации ДКС к новым условиям работы (уровень адаптации А — этап проектирования). На основании технико-экономического

анализа показателей разработки месторождения необходимо оценить возможности функционирования ДКС с существующими в каждой КУ типами СПЧ газовых компрессоров, определить сроки модернизации КУ с заменой СПЧ или реконструкции ДКС с изменением типоразмера КУ или строительством новых очередей (компрессорных цехов) ДКС (уровень адаптации Б — строительство, реконструкция, модернизация). Затем необходимо перейти к выбору режимов работы КУ на заданный период эксплуатации с изменяющимися параметрами, с учетом возможностей регулирования. Соответственно, для КУ (в данном случае ГПА) необходимо предусмотреть адаптацию ГДХ компрессоров с учетом меняющихся рабочих параметров, регулирования частотой вращения или байпасированием (уровень адаптации В — эксплуатация). Кроме того, применяя методы к определению ГДХ на режимах регулирования, следует выполнять адаптацию ГДХ с учётом прогнозируемого износа ПЧ с течением времени.

Из перечисленных процессов, реализующих технологии адаптации, не все являются совершенными, научно обоснованными и в достаточной степени достоверными. Процессы, для реализации которых требуется совершенствование или создание научной базы, выделены на рис. 2 курсивом

Самой радикальной технологией адаптации, когда другие технологии адаптации не могут быть реализованы, является замена проточной части компрессора в существующем корпусе или же замена компрессора целиком с новой поточной частью, что может повлечь за собой модернизацию КУ или реконструкцию КС [6–12]. Другой технологией адаптации, наиболее часто реализуемой в условиях эксплуатации, является регулирование.

Состояние вопроса развития технологий и методик адаптации компрессорного оборудования

Вопросы регулирования поворотом лопаток входного направляющего аппарата (ВНА) сравнительно мало освещены в отечественной [13–16] и зарубежной [17–21] литературе. Отсутствуют достоверные методики расчёта ГДХ высоконапорных компрессоров в результате регулирующего воздействия закрутки потока на входе в рабочее колесо (РК). В зарубежной литературе исследования характеристик ВНА в настоящее время в основном, выполняются методами вычислительной газодинамики.

На уровне ГКМС адаптация работы компрессорного оборудования к изменяющимся условиям эксплуатации решается за счёт рационального выбора типа оборудования на стадии проектирования, применением различных способов регулирования, оптимизации схемы работы отдельных КС, загрузки отдельных КУ, с учетом загрузки привода, повышение энергоэффективности работы оборудования при нерасчётных условиях работы [22–27].

Применение математических методов пересчёта ГДХ компрессора для различных целей описано в отечественной литературе [6, 7, 28–32]. Подобные исследования также известны, но без подробных алгоритмов из источников [33–36]. Описание методик экспериментальных исследований, результаты исследований в различных условиях, необходимых для верификации теоретических методов, содержатся в [37–40].

Следует иметь в виду, что известные методы теоретического получения или пересчёта (адаптации) ГДХ компрессора на изменяющиеся условия эксплуатации имеют ограничения по области применения. Ограничения эти связаны с тем, что применение всех известных методов пересчёта ГДХ (кроме пересчёта ГДХ при изменении угла закрутки потока на входе в РК) основаны на теории подобия, которая, в свою очередь, подразумевает обеспечение равенства критериев подобия [6, 7]: геометрического; кинематического; динамического.

Если геометрическое подобие выполняется автоматически при пересчёте ГДХ на меняющиеся условия работы и при регулирующем воздействии, т.е. геометрические размеры проточной части остаются неизменными, то кинематическое и тем более динамическое подобие выполняется не всегда.

Динамическое подобие обеспечивается равенством критериев подобия, которыми принято считать условное число Маха (M_u), условное число Рейнольдса (Re_u) и показатель изоэнтропии.

Как показывает практика проектирования и пересчёта ГДХ турбокомпрессоров, строгое выполнение динамического подобия (Re , M , k) невозможно. Например, методика пересчёта ГДХ при изменении числа оборотов ротора предполагает соответственно изменение и условного числа Маха, а пересчёт на другой состав газа предполагает изменение показателя изоэнтропии. Поэтому установлены области изменения каждого из этих критериев, в пределах которых их влиянием на газодинамические характеристики можно пренебречь, т.е. установить области автомодельности по этим критериям.

Критическое число Маха, выше которого начинает проявляться сжимаемость, обычно находится в пределах $M_{укр} = 0,6...0,8$ [6]. Как показывают опытные данные [7], газодинамические характеристики ступени турбокомпрессора не зависят от k при $M_u < (0,6...0,8)$ и в диапазоне изменения $k = 1,14...1,4$.

Критическое число Рейнольдса, выше которого газодинамические характеристики от него не зависят, можно принимать $Re_{укр} = 5 \cdot 10^5...10^6$ [6, 7]. Поскольку данная область чисел Re характерна для большинства турбокомпрессоров, то отсутствует необходимость обеспечения равенства этого критерия при моделировании ГДХ на разных условиях работы.

Дополнительно следует иметь в виду, что существующие известные методы пересчёта (прогнозирования) ГДХ строго справедливы для одной ступени турбокомпрессора, а для многоступенчатой проточной части будут приводить к погрешностям расчёта, и чем больше ступеней в проточной части, тем больше проявляется погрешность.

Таким образом, при необходимости прогнозирования формы ГДХ компрессора при невыполнении условий динамического подобия, т.е. когда $M_u \geq (0,6...0,8)$ и $k \neq k'$, а также при пересчёте ГДХ многоступенчатой проточной части, существующие известные методы не гарантируют достаточной точности результата и нуждаются в доработке или корректировке.

Существующие известные методы прогнозирования формы ГДХ при изменении закрутки потока перед входом в РК не учитывают ряд факторов, а именно трансформацию треугольников скоростей на выходе из РК при регулирующем воздействии поворотом лопаток ВНА на входе в РК, влияние имеющейся предварительной закрутки потока лопатками ВНА, а также нуждаются в корректировке

эмпирическими зависимостями коэффициента потерь и углов отставания потока в лопаточной решетке ВНА.

Форма ГДХ компрессора, с учетом возможного ее изменения при том или ином способе регулирования, изменения условий работы, влияет на гидравлические и тепловые режимы работы КС и КУ, на принятие решения при проектировании трубопроводной обвязки, агрегатных и стационарных линий рециркуляции, антипомпажных клапанов (АПК), предохранительных клапанов, промежуточных и конечных теплообменных аппаратов [41, 42].

С другой стороны, конфигурация элементов сети КС, в совокупности с режимами работы КУ, оказывают непосредственное влияние на диапазон устойчивой работы системы «компрессор–сеть». Явление динамической неустойчивости или глобальной неустойчивости в работе системы «компрессор–сеть» — помпаж, является негативным с точки зрения целостности компрессора, его надежности и ресурса. Исследования явлений нестационарности в элементах проточной части компрессора, таких как «вращающийся срыв» и в системе «компрессор–сеть» — помпаж являются актуальными в части разработки рекомендаций по повышению газодинамической устойчивости системы. Экспериментальному и теоретическому изучению этих явлений, разработке систем защиты от помпажа, в том числе основанных на диагностике параметров вращающегося срыва, посвящено достаточное количество работ [43–49].

Сведения о методиках выбора АПК, определения параметров и конфигурации линий рециркуляции в научной литературе немногочисленны, например [48, 49], а также отражены в ряде нормативных документов.

Для того, чтобы сформулировать имеющиеся в настоящее время проблемы по адаптации структурных элементов компрессорного оборудования к нестабильным условиям эксплуатации, выпол-

ним условное разделение компрессорных ступеней по «напорности».

Существующая в настоящее время в технической литературе терминология разделения компрессорных ступеней по «напорности», как правило, основана на сравнении их по величине коэффициента теоретического, внутреннего или политропного напора [10].

Коэффициент теоретического напора

$$\Psi_T = \frac{h_T}{U_2^2} = \frac{C_{u2} \cdot U_2 - C_{u1} \cdot U_1}{U_2^2} = 1 - \varphi_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 = \bar{C}_{u1} \cdot \bar{D}_1,$$

где h_T — теоретический напор, Дж/кг; U_1 , U_2 — окружные скорости на входе и выходе лопаток РК, м/с; C_{u2} , C_{u1} — закрутки потока на входе и выходе РК, м/с; φ_2 — коэффициент расхода; β_2 — угол выхода потока из РК в относительном движении, град; $\bar{D}_1 = D_1/D_2$ — безразмерный диаметр наружной поверхности лопаток на входе в РК; $\bar{C}_{u1} = C_{u1}/U_2$ — безразмерная закрутка потока на входе РК.

Коэффициент внутреннего напора

$$\Psi_i = \frac{h_i}{U_2^2} = \frac{c_p \cdot (T_k - T_n)}{U_2^2},$$

где h_i — внутренний напор, Дж/кг; c_p — изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К); T_k , T_n — соответственно конечная и начальная температура газа, К.

Коэффициент политропного напора

$$\Psi_n = \frac{h_n}{U_2^2} = \frac{c_p \cdot T_n \cdot (\epsilon_k^{1/\sigma} - 1)}{U_2^2},$$

где h_n — политропный напор, Дж/кг; $\sigma = n/(n-1) = \eta_n \cdot k/(k-1)$ — число политропы сжа-

Таблица 1. Факторы, ограничивающие (препятствующие) реализации технологии адаптации
Table 1. Factors limiting (hindering) implementation of adaptation technology

Тип компрессорной ступени	Высоконапорная $1,6 \geq M_u \gtrsim 0,86$ $6,0 \geq \epsilon_k \geq 1,75$	Средненапорная $0,85 \sim M_u \geq 0,6$ $1,75 \sim \epsilon_k \geq 1,2$	Низконапорная $0,6 > M_u \geq 0,3$ $1,2 \sim \epsilon_k \geq 1,1$
Тип компрессора	Компрессоры одноступенчатые в составе КУ		
Факторы	Отсутствуют достоверные методики пересчёта ГДХ при изменении частоты вращения (ϵ_k , H_r , N_r , η_n , Q) вследствие невыполнения условий динамического и кинематического подобия	—	Отсутствуют достоверные методики пересчёта ГДХ при изменении частоты вращения (H_r , N_r , η_n)
	Отсутствуют достоверные методики пересчёта ГДХ при изменении угла закрутки лопатками ВНА (ϵ_k , H_r , N_r , η_n , Q)	—	—
	Снижение эффективности компрессорной ступени на режимах регулирования изменением угла закрутки ВНА (η_n)	—	—
	Отсутствуют достоверные методики теоретического определения границ помпажа и максимальной производительности при разных способах регулирования	—	—
Тип компрессора	Компрессоры многоступенчатые и многосекционные в составе КУ		
Факторы	—	Отсутствуют достоверные методики пересчёта ГДХ при изменении условий работы (частоты вращения, состава газа, давления, температуры, массового расхода газа)	
	—	Отсутствуют достоверные методики корректировки ГДХ в связи с изменением состояния проточной части	

Таблица 2. Существующие проблемы и решаемые задачи в рамках совершенствования технологий адаптации компрессоров к нестабильным условиям эксплуатации

Table 2. Existing problems and tasks to be solved as part of improving technologies for adapting compressors to unstable operating conditions

Объектный уровень	Этапы адаптации	
I	А, В	
Тип объекта	Существующая проблема	Решаемые задачи
Высоконапорные одноступенчатые центробежные компрессоры для сжатия воздуха $1,6 \geq M_U \geq 0,86$ $6,0 \geq \epsilon_k \geq 1,75$	Отсутствуют достоверные методики пересчёта ГДХ при изменении частоты вращения ($\epsilon_k, H_p, N_p, \eta_p, Q$) вследствие невыполнения условий динамического и кинематического подобия	Усовершенствование методов пересчёта ГДХ при регулировании изменением числа оборотов
	Отсутствуют достоверные методики пересчёта ГДХ при изменении угла закрутки лопатками ВНА ($\epsilon_k, H_p, N_p, \eta_p, Q$)	Усовершенствование методов пересчёта ГДХ при регулировании поворотом лопаток ВНА
	Снижение эффективности компрессорной ступени на режимах регулирования изменением угла закрутки ВНА (η_p)	Разработка рекомендаций по совершенствованию конструкций ВНА с целью повышения КПД компрессора на режимах регулирования
	Отсутствуют достоверные методики теоретического определения границы помпажа и максимальной производительности при разных способах регулирования	Разработка методики теоретического определения границы помпажа и максимальной производительности
Средненапорные одноступенчатые центробежные компрессоры для сжатия воздуха $0,85 \sim M_U \geq 0,6$ $1,75 \sim \epsilon_k \geq 1,2$	Отсутствуют достоверные методики пересчёта ГДХ при изменении угла закрутки лопатками ВНА ($\epsilon_k, H_p, N_p, \eta_p, Q$)	Усовершенствование методов пересчёта газодинамических характеристик при регулировании поворотом лопаток ВНА
	Снижение эффективности компрессорной ступени на режимах регулирования изменением угла закрутки ВНА (η_p)	Разработка рекомендаций по совершенствованию конструкций ВНА с целью повышения эффективности компрессора на режимах регулирования
	Отсутствуют достоверные методики теоретического определения границы помпажа и максимальной производительности при разных способах регулирования	Разработка методики теоретического определения границы помпажа и максимальной производительности
Объектный уровень	Этапы адаптации	
II, III	А, Б, В	
Тип объекта	Существующая проблема	Решаемые задачи
Промышленные стационарные газовые и воздушные компрессоры с количеством секций более 1-й и количеством ступеней более 2-х в каждой секции (химические, нефтехимические, нефтеперерабатывающие, металлургические предприятия, газовые дожимные КС, КС попутного нефтяного газа и др.)	Вследствие последовательного влияния работы предыдущей ступени на последующую при изменении параметров и состава газа на входе в компрессор в процессе эксплуатации, достоверность применения существующих методов адаптации ГДХ компрессора (секции) на изменившиеся условия эксплуатации снижается с ростом количества ступеней, молекулярной массы газа, а в ряде случаев вообще невозможна (переменная масса газа, изменение конструкции компрессора)	Усовершенствование методики поступенчатого пересчёта (адаптации) ГДХ компрессора и отдельных секций на меняющиеся условия эксплуатации и при регулирующем воздействии, на основе учёта переменности термодинамических свойств рабочего газа по ступеням, учёта межступенчатого теплообмена на КПД ступеней, корректировки границы помпажа
	Вследствие длительной эксплуатации, при сжатии агрессивных газов, с повышенным содержанием мехпримесей и влаги происходит «деградация» ПЧ компрессора, вследствие чего его фактическая ГДХ отличается от «паспортной». Данные обстоятельства приводят к снижению производительности, энергетической эффективности, некорректному отклику компрессора на регулирующие воздействия	Разработка методов «корректировки» ГДХ компрессора на основе статистической обработки эксплуатационных данных, пересчётом рабочих точек и ГДХ компрессора к единым условиям с применением усовершенствованной методики пересчёта, введением корректирующих функций на наклон ГДХ компрессора и его КПД
Объектный уровень	Этапы адаптации	
II, III	А, Б	
Тип объекта	Существующая проблема	Решаемые задачи
Линейные и дожимные КС, КС и КУ нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий	Недостаточность методик и рекомендаций по проектированию линий рециркуляции, пусковых условий, учитывающих нестабильность тепловых и газодинамических процессов	Разработка методик по выбору пропускной способности и конфигурации технологической обвязки, агрегатных и станционных линий рециркуляции с учётом нестабильности тепловых и газодинамических процессов
	Отсутствие информации о влиянии элементов КУ на пределы газодинамической устойчивости и неустойчивости системы «компрессор – сеть»	Разработка и практическая реализация математических моделей нестационарных газодинамических процессов системы «компрессор – сеть»

Продолжение табл. 2.
Table 2.

Объектный уровень	Этапы адаптации	
II, III IV	А, Б, В	
Тип объекта	Существующая проблема	Решаемые задачи
Дожимные компрессорные станции газовых и нефтяных месторождений	Изменение пластового давления газа приводит к необходимости реконструкции ДКС со строительством дополнительных цехов последовательного сжатия, модернизации ГПА с заменой компрессора, привода, технического перевооружения ГПА с заменой СПЧ. Проблемным вопросом является достоверное и оперативное определение сроков предельной эксплуатации оборудования, соответственно, принятия решений о следующей реконструкции, модернизации, техническом перевооружении	Разработка методики определения сроков реконструкции, модернизации, технического перевооружения с заменой СПЧ, определения потерь в добыче газа при смещении сроков начала монтажных работ на основе «диаграммы предельных режимов работы»
Линейные компрессорные станции магистральных газопроводов	Такие внешние факторы, как изменение направлений потоков газа, соответственно, изменение загрузки существующих газотранспортных систем, сезонная неравномерность транспорта газа, приводя к неоптимальной нагрузке действующего оборудования, что приводит к перерасходу топливно-энергетических ресурсов	Разработка методики определения режимов транспортировки газа с учетом анализа фактически сложившихся режимов, определением на этой основе коэффициентов сезонной неравномерности транспорта газа и, соответственно, режимов работы компрессорного оборудования

тия; η_n — политропный КПД; k — показатель изотропы.

Политропный и внутренний коэффициенты напора связаны через политропный КПД

$$\eta_n = \psi_n / \psi_i.$$

Например, по величине теоретического напора существует условное деление компрессорных ступеней на три типа: низконапорные $\psi_T \leq 0,4...0,45$; средненапорные $\psi_T \approx 0,45...0,55$; высоконапорные $\psi_T \geq 0,55$.

Как показано в [7], отношение давлений в ступени можно оценить через безразмерные параметры при условии, что показатель политропы сжатия во всех элементах ступени одинаковый и находится по политропному КПД ступени в целом. Отношение давлений в ступени компрессора

$$\varepsilon_k = [1 + \psi_i \cdot M_U^2 \cdot (k - 1)]^T, \quad (1)$$

где $M_U = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_n}$ — условное число Маха.

Из формулы (1) следует, что отношение давлений в ступени зависит от комбинации безразмерных величин ψ_i , M_U и k . В некоторых работах, например в [23], под термином «высоконапорный центробежный компрессор» понимают компрессор с повышенным отношением давлений, например 1,7 (в двух ступенях) или от 3,0 и более (в корпусе) и т.д. В работе [50] под термином «высоконапорная» ступень понимают высокий уровень окружных скоростей U_2 (более 280 м/с) или условных чисел Маха $M_U (\geq 1)$.

Использовать градацию центробежных компрессорных ступеней по «напорности», используя значения коэффициента теоретического или внутреннего напора, в рамках данной работы в силу ряда причин не представляется логичным. Поэтому предложено выполнить систематизацию компрессорных ступеней по значению условного числа Маха и по отношению давлений. С учётом этого в табл. 1 представлена систематизация проблем по адаптации компрессоров и их ГДХ к нестабильным условиям эксплуатации, а в табл. 2 отражены проблемы

и решаемые задачи в рамках совершенствования технологий адаптации компрессоров к нестабильным условиям эксплуатации.

Взаимосвязь табл. 1 и 2 отражает возможные пути решения существующих проблем адаптации компрессорного оборудования к нестабильным условиям эксплуатации применительно к компрессорам с различными типами ступеней, а также сформулированы существующие проблемы и пути их решения на уровнях КУ и КС.

Заключение

В статье предложена укрупнённая иерархическая структура объектов компрессорной индустрии (Компрессор, Компрессорная установка, Компрессорная станция, Газокомпрессорная макросистема) с учётом их взаимодействия и взаимного влияния. Представлена классификация внешних факторов, изменение которых вызывает нестабильные условия эксплуатации и влияет на необходимость выполнения работ по адаптации компрессорного оборудования. Рассмотрены причины изменения внешних факторов и характер их воздействия на объекты разного уровня.

Систематизированы технологии адаптации компрессорного оборудования к нестабильным условиям эксплуатации, при этом, в зависимости от возникающих задач, технологии адаптации разделены по этапам (уровням) реализации. Выполнен анализ имеющихся в настоящее время проблем научно-методического характера по реализации технологий адаптации компрессорного оборудования к нестабильным условиям эксплуатации на разных уровнях иерархической структуры объектов.

Список источников

- ГОСТ 28567-90. Компрессоры. Термины и определения. Введ. 1991—07—01. Москва: Стандартинформ, 2005. 20 с.
- Онучин М. Ф. О терминологии в компрессорной технике // Компрессорная техника и пневматика. 1996. № 10-11. С. 109—116.
- Сафин А. Х. Основы современной классификации и терминологии компрессорного оборудования. Часть 1. Кон-

структивная классификация компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2008. № 4. С. 29–31.

4. Сафин А. Х. Основы современной классификации и терминологии компрессорного оборудования. Часть 2. Функционально-структурная классификация оборудования // Компрессорная техника и пневматика. 2008. № 6. С. 32–41.

5. Сафин А. Х. Основы современной классификации и терминологии компрессорного оборудования. Часть 3. Конструктивная и конструктивно-технологическая классификация агрегатированного и комплектного оборудования // Компрессорная техника и пневматика. 2008. № 7. С. 31–37.

6. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1981. 351 с.

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

8. Шнепп В. Б. Конструкция и расчёт центробежных компрессорных машин. Москва: Машиностроение, 1995. 240 с.

9. Хисамеев И. Г., Максимов В. А., Баткис Г. С. [и др.]. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Казань: ФЭН, 2010. 671 с. ISBN 978-5-9690-0111-4.

10. Галеркин Ю. Б. Совершенствование метода универсального моделирования и развитие опыта оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров // Тр. XIV Междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной тематике. Казань, 2007. С. 276–286.

11. Юн В. К., Зуев А. В. Разработка системы автоматизированного проектирования центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 2. С. 25–30.

12. Любимов А. Н., Евдокимов В. Е., Семаков А. В. [и др.]. Об использовании экспериментального и расчетных методов при проектировании проточных частей центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 6. С. 12–20.

13. Ден Г. Н., Соловьев В. Г. Некоторые результаты исследований проточных частей ЦКМ с входными регулирующими аппаратами // Энергомашиностроение. 1971. № 7. С. 19–23.

14. Кондратов В. Н., Соловьев В. Г. Оптимальные режимы работы ступени центробежного компрессора с входным регулирующим аппаратом // Энергомашиностроение. 1989. № 1. С. 14–15.

15. Бухарин Н. Н., Ворошнин Д. В., Коротков А. В. [и др.]. Особенности течения и структура потока во входном регулирующем аппарате центробежного холодильного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2006. № 1. С. 8–11.

16. Бондаренко Г. А., Юрко И. В. Численное моделирование регулирования работы центробежного компрессора с входным регулирующим аппаратом // Компрессорная техника и пневматика. 2011. № 3. С. 10–15.

17. Mohseni A., Goldhahn E., Van den Braembussche R. A. [et al.]. Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the impeller // Journal of Turbomachinery. 2012. Vol. 134 (2). P. 021006-1–021006-8. DOI: 10.1115/1.4003235.

18. Sezal I., Chen N., Aalburg C. [et al.]. Introduction of Circumferentially Nonuniform Variable Guide Vanes in the Inlet Plenum of a Centrifugal Compressor for Minimum Losses and Flow Distortion // Journal of Turbomachinery. 2016. Vol. 138 (9). P. 091008-1–091008-10. DOI: 10.1115/1.4032884.

19. Coppinger M., Swain E. Performance Prediction of an Industrial Centrifugal Compressor Inlet Guide Vane System // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy. 2000. Vol. 214, Issue 2. P. 153–164. DOI: 10.1243/0957650001538254.

20. Boehle M., Cagna M., Itter L. Compressible Flow in Inlet Guide Vanes with Mechanical Flaps // ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. 2004. P. 1–9. DOI: 10.1115/GT2004-53191.

21. Grimaldi A., Michelassi V. The Impact of Inlet Distortion and Reduced Frequency on the Performance of Centrifugal

Compressors // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2019. Vol. 141 (2). P. 021012-1–021012-9. DOI: 10.1115/1.4040907.

22. Завальный П. Н., Ревзин Б. С., Тарасов А. В. О рациональном использовании центробежных компрессорных машин в многоточечных газотранспортных системах // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. 3-го Междунар. симп. Санкт-Петербург, 1997. С. 153–156.

23. Огнев В. В., Щуровский В. А., Сальников С. Ю. [и др.]. Сравнительная оценка высоконапорных центробежных компрессоров // Газотурбинные технологии. 2008. № 5 (66). С. 24–26.

24. Воронцов М. А., Грачев А. С., Грачева О. А. [и др.]. Анализ функциональной надежности работы дожимных компрессорных станций при отклонении фактических показателей эксплуатации от проектных значений. Методический подход и практическая значимость // Компрессорная техника и пневматика. 2023. № 1. С. 32–41.

25. Калинин А. Ф. Эффективность отключения компрессорных цехов и компрессорных станций // Газовая промышленность. 2004. № 11. С. 33–35.

26. Калинин А. Ф. Сопоставление и выбор оптимальных схем компримирования природного газа на КС // Газовая промышленность. 2004. № 3. С. 55–57.

27. Микаэлян Э. А. Исследование эффективности работы газотурбинных ГПА в условиях низконапорной технологии транспорта газа // Газотурбинные технологии. 2014. № 7 (126). С. 40–44.

28. Юн В. К. К вопросу испытаний многоступенчатых центробежных компрессорных машин // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. 12-го Междунар. симп. Санкт-Петербург, 2006. С. 144–150.

29. Шамеко С. Л., Любимов А. Н., Гаман Е. В. К пересчету газодинамических характеристик многоступенчатой проточной части ЦКМ на иные условия работы // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 3. С. 28–31.

30. Примаков А. Н. Пересчет газодинамических характеристик ступеней и многоступенчатых секций центробежных компрессоров // Механизация строительства. 2012. № 7 (817). С. 44–48.

31. Воронцов М. А., Глазунов В. Ю., Лопатин А. С. Математическое моделирование режимов работы высоконапорного многоступенчатого центробежного компрессора // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2016. № 1. С. 25–30.

32. Кильдияров С. С. Разработка метода пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых центробежных компрессоров на дожимных компрессорных станциях // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. 2022. № 5–6. С. 28–31. DOI: 10.24412/0131-4270-2022-5-6-28-31.

33. Wang Z. T., Li Y. G., Meng H. [et al.]. Method of extrapolating low speed compressor curves based on improved similarity laws // ASME Turbo Expo. 2015. Vol. 3. DOI: 10.1115/GT2015-44108.

34. Li X. P., Zhuo M. H., Lv B. P. [et al.]. Development and application of performance conversion software for centrifugal compressor // Oil & Gas Storage and Transportation. 2013. Vol. 32. P. 824–828.

35. Albusaidi W., Pilidis P. An Iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating Conditions: Part I: Modelling of Suction Parameters Impact // Energies. 2015. Vol. 8. P. 8497–8515. DOI: 10.3390/en8088497.

36. Swain E. A simple method for predicting centrifugal compressor performance characteristics // Proceedings of IMechE Conference. 1990. C405/040.

37. Глушков Б. К., Селянская Е. Л., Касьянов С. В. Методические вопросы обработки результатов газодинамических ис-

пытаний нагнетателей и СПЧ на воздухе и природном газе // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. 8-го Междунар. симп. Санкт-Петербург, 2002. С. 186 – 190.

38. Лапицкий А. Е., Козаченко Л. И., Королев А. А. Особенности заводских (стендовых) и эксплуатационных испытаний центробежных газовых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 6. С. 10 – 17. EDN: OHMUFL.

39. Семушкин А. В., Черникова Е. А., Щуровский В. А. Об унификации программ и методик приемосдаточных испытаний газовых компрессоров, применяемых на объектах ОАО «Газпром» // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 3. С. 9 – 11. EDN: ТТААРВ.

40. ПР 51-31323949-43-99. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. Москва: ООО ВНИИГАЗ, 1999. 26 с.

41. Акимов В. И., Бакиев Т. А., Скрынников С. В. [и др.]. Обеспечение виброустойчивости технологических трубопроводов пускового контура КС // Газовая промышленность. 2015. № 8 (726). С. 56 – 59. EDN: UZMVAV.

42. Шпотаковский М. М. Оптимизация режимов работы установок воздушного охлаждения газа на КС // Газовая промышленность. 2005. № 11. С. 51 – 53. EDN: HRYOWZ.

43. Казакевич В. В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1974. 264 с.

44. Кустиков Г. Г. Экспериментальная установка для исследования газодинамической устойчивости турбокомпрессорных систем. // Повышение эффективности холодильных и компрессорных машин: межвуз. сб. науч. тр., Омск: Изд-во ОмПИ, 1982. С. 50 – 54.

45. Ден Г. Н., Кустиков Г. Г., Потапов Ю. А. Получение неустойчивого участка характеристики центробежной ступени и определение границы помпажа // Холодильные машины и термотрансформаторы: межвуз. сб. науч. тр. Ленинград: Изд-во ЛТИХП, 1985. С. 14 – 21.

46. Измайлов Р. А., Лебедев А. А. Построение системы защиты центробежного компрессора от помпажа на основе анализа сигналов и современных методов численного моделирования газодинамики // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 1. С. 26 – 31. EDN: TPIPRZ.

47. Гузельбаев Я. З., Хавкин А. Л., Хуснутдинов И. Ф. Интегрированные системы защиты центробежных компрессоров от помпажа // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 4. С. 34 – 38. EDN: YNMIBP.

48. Гузельбаев Я. З. Некоторые особенности динамических свойств центробежных компрессоров и сети // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. 14-го Междунар. симп. Санкт-Петербург, 2008. С. 191 – 196.

49. Щуровский В. А. Особенности статической и динамической работоспособности ЦБК и газотранспортной сети // Потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования: тр. 18-го Междунар. симп. Санкт-Петербург, 2013. С. 53 – 58.

50. Симонов А. М., Смагоринский А. М. Расчет параметров осерадальных рабочих колес высоконапорных ступеней стационарных центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2012. № 5. С. 35 – 41. EDN: PFQMPB.

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

SPIN-код: 1103-5921

AuthorID (РИНЦ): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Адрес для переписки: adv@omgtu.ru

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), ОмГТУ, 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

Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Методы и технологии адаптации основного и вспомогательного оборудования компрессорных установок и станций к нестабильным условиям эксплуатации // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 24 – 35. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-24-35.

Статья поступила в редакцию 14.08.2023 г.

© А. Д. Ваняшов, В. Л. Юша

METHODS AND TECHNOLOGIES FOR ADAPTATION OF MAIN AND AUXILIARY EQUIPMENT OF COMPRESSOR PLANTS AND STATIONS TO UNSTABLE OPERATING CONDITIONS

A. D. Vanyashov, V. L. Yusha

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

The hierarchical structure of the compressor industry facilities is presented, taking into account their interaction and mutual influence. Analysis of production facilities that implement the gas compression technology, unstable operating conditions, the cause and nature of their occurrence, the degree of influence on the impact on facilities of different levels was performed. The technologies of adaptation of compressor equipment to unstable operating conditions are systematized, at the same time, depending on the emerging tasks, adaptation technologies are divided into stages (levels) of implementation. Present problems of scientific and methodological nature on implementation of technologies of adaptation of compressor equipment to unstable operating conditions at different levels of hierarchical structure of facilities are shown.

Keywords: compressor, compressor plant, compressor station, gas compressor macro system, unstable operating conditions, adaptation technologies.

References

1. GOST 28567-90. Kompresory. Terminy i opredeleniya [Compressors. Terms and Definitions]. Moscow, 2005. 20 p. (In Russ.).
2. Onuchin M. F. O terminologii v kompressoroy tekhnike [About terminology in compressor technology] // Kompresornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors & Pneumatics*. 1996. No. 10-11. P. 109–116. (In Russ.).
3. Safin A. Kh. Osnovy sovremennoy klassifikatsii i terminologii kompressorogo oborudovaniya. Chast' 1. Konstruktivnaya klassifikatsiya kompressorov [Bases of modern classification and terminology of the compressor equipment. Part 1. Constructive classification of compressors] // Kompresornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors & Pneumatics*. 2008. No. 4. P. 29–31. EDN: JUMXFP. (In Russ.).
4. Safin A. Kh. Osnovy sovremennoy klassifikatsii i terminologii kompressorogo oborudovaniya. Chast' 2. Funktsional'no-strukturnaya klassifikatsiya oborudovaniya [Fundamentals of modern compressor equipment classification and terminology. Part 2. Functional and structural equipment classification] // Kompresornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors & Pneumatics*. 2008. No. 6. P. 32–41. EDN: JVOIDT. (In Russ.).
5. Safin A. Kh. Osnovy sovremennoy klassifikatsii i terminologii kompressorogo oborudovaniya. Chast' 3. Konstruktivnaya i konstruktivnotekhnologicheskaya klassifikatsiya agregatirovannogo i komplektnogo oborudovaniya [Basics of modern classification and terminology of compressor equipment. Part 3. Design and technological classification of units and complex equipment] // Kompresornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors & Pneumatics*. 2008. No. 7. P. 31–37. EDN: JUYDDF. (In Russ.).
6. Ris V. F. Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny [Centrifugal compressor machines]. 3rd ed., revised and additional. Leningrad, 1981. 351 p. (In Russ.).
7. Den G. N. Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov [Designing the flow path of centrifugal compressors]. Leningrad, 1980. 232 p. (In Russ.).
8. Shnepp V. B. Konstruktsiya i raschat tsentrobezhnykh kompressornykh mashin [Design and calculation of centrifugal compressor machines]. Moscow, 1995. 240 p. (In Russ.).
9. Khisameev I. G., Maksimov V. A., Batkis G. S. [et al.]. Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov [Design and operation of industrial centrifugal compressors]. Kazan, 2010. 671 p. ISBN 978-5-9690-0111-4. (In Russ.).
10. Galerkin Yu. B. Sovershenstvovaniye metoda universal'nogo modelirovaniya i razvitiye opyta optimal'nogo gazodinamicheskogo proyektirovaniya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov [Improvement of the method of universal modeling and development of experience in optimal gas-dynamic design of industrial centrifugal compressors] // Tr. XIV Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii po kompressoroy tematike. *Proceedings of the XIV International Scientific and Technical Conference on Compressor Theme*. Kazan, 2007. P. 276–286. (In Russ.).
11. Yun V. K., Zuev A. V. Razrabotka sistemy avtomatizirovannogo proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov [The development of computer-aided design centrifugal compressors] // Kompresornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors & Pneumatics*. 2016. No. 2. P. 25–30. EDN: VTKIJR. (In Russ.).
12. Lyubimov A. N., Evdokimov V. E., Semakov A. V. [et al.]. Ob ispol'zovanii eksperimental'nogo i raschetnykh metodov pri proyektirovanii protochnykh chastey tsentrobezhnykh kompressorov [About the experimental and computational methods of centrifugal compressors flow part design] // Kompresornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors & Pneumatics*. 2014. No. 6. P. 12–20. EDN: TABOLJ. (In Russ.).
13. Den G. N., Soloviev V. G. Nekotoryye rezul'taty issledovaniy protochnykh chastey TsKM s vkhodnymi reguliruyushchimi apparatami [Some results of studies of the flow parts of the CCM with inlet control devices] // *Energomashinostroyeniye*. 1971. No. 7. P. 19–23. (In Russ.).
14. Kondratov V. N., Solov'yev V. G. Optimal'nyye rezhimy raboty stupeni tsentrobezhnogo kompressora s vkhodnym

reguliruyushchim apparatom [Optimal operating modes of a centrifugal compressor stage with an input control device] // *Energomashinostroyeniye. Energomashinostroyeniye*. 1989. No. 1. P. 14–15. (In Russ.).

15. Bukharin N. N., Voroshnin D. V., Korotkov A. V. [et al.]. Osobennosti tekhnika i struktura potoka vo vkhodnom reguliruyushchem apparate tsentrobezhnogo kholodil'nogo kompressora [Features of the flow and structure of the flow in the inlet control apparatus of the centrifugal refrigeration compressor] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2006. No. 1. P. 8–11. (In Russ.).

16. Bondarenko G. A., Yurko I. V. Chislennoye modelirovaniye regulirovaniya raboty tsentrobezhnogo kompressora s vkhodnym reguliruyushchim apparatom [Numerical simulation of the regulation of the operation of a centrifugal compressor with an inlet control device] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2011. No. 3. P. 10–15. (In Russ.).

17. Mohseni A., Goldhahn E., Van den Braembussche R. A. [et al.]. Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the impeller // *Journal of Turbomachinery*. 2012. Vol. 134 (2). P. 021006-1–021006-8. DOI: 10.1115/1.4003235. (In Engl.).

18. Sezal I., Chen N., Aalburg C. [et al.]. Introduction of Circumferentially Non-Uniform Variable Guide Vanes in the Inlet Plenum of a Centrifugal Compressor for Minimum Losses and Flow Distortion // *Journal of Turbomachinery*. 2016. Vol. 138 (9). P. 091008-1–091008-10. DOI: 10.1115/1.4032884. (In Engl.).

19. Coppinger M., Swain E. Performance Prediction of an Industrial Centrifugal Compressor Inlet Guide Vane System // *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy*. 2000. Vol. 214, Issue 2. P. 153–164. DOI: 10.1243/0957650001538254. (In Engl.).

20. Boehle M., Cagna M., Itter L. Compressible Flow in Inlet Guide Vanes with Mechanical Flaps // *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air*. 2004. P. 1–9. DOI: 10.1115/GT2004-53191. (In Engl.).

21. Grimaldi A., Michelassi V. The Impact of Inlet Distortion and Reduced Frequency on the Performance of Centrifugal Compressors // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2019. Vol. 141 (2). P. 021012-1–021012-9. DOI: 10.1115/1.4040907. (In Engl.).

22. Zavalny P. N., Revzin B. S., Tarasov A. V. O ratsional'nom ispol'zovanii tsentrobezhnnykh kompressornykh mashin v mnogonitochnykh gazotransportnykh sistemakh [On the rational use of centrifugal compressor machines in multi-line gas transmission systems] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Consumers-manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 1997. P. 153–156. (In Russ.).

23. Ognev V. V., Shchurovsky V. A., Salnikov S. Yu. [et al.]. Sravnitel'naya otsenka vysokonapornnykh tsentrobezhnnykh kompressorov [Comparative evaluation of high-pressure centrifugal compressors] // *Gazoturbinnyye tekhnologii. Gas Turbo Technology*. 2008. No. 5 (66). P. 24–26. EDN: JTLBPT. (In Russ.).

24. Vorontsov M. A., Grachev A. S., Gracheva O. A. [et al.]. Analiz funktsional'noy nadezhnosti raboty dozhimnykh kompressornykh stantsiy pri otklonenii fakticheskikh pokazateley ekspluatatsii ot proyektnykh znacheniy. Metodicheskiy podkhod i prakticheskaya znachimost' [Analysis of the functional reliability of the operation of booster compressor stations when the actual performance indicators deviate from the design values. Methodological approach and practical significance] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2023. No. 1. P. 32–41. (In Russ.).

25. Kalinin A. F. Effektivnost' otklyucheniya kompressornykh tsekhov i kompressornykh stantsiy [Shutdown efficiency of compressor shops and compressor stations] // *Gazovaya promyshlennost'. GAS Industry of Russia*. 2004. No. 11. P. 33–35. EDN: HRYKBF. (In Russ.).

26. Kalinin A. F. Sopostavleniye i vybor optimal'nykh skhem komprimirovaniya prirodnogo gaza na KS [Comparison and selection of optimal schemes for natural gas compression at compressor stations] // *Gazovaya promyshlennost'. GAS Industry of Russia*. 2004. No. 3. P. 55–57. EDN: HRYHGN. (In Russ.).

27. Mikaelyan E. A. Issledovaniye effektivnosti raboty gazoturbinnnykh GPA v usloviyakh nizkonapornoy tekhnologii transporta gaza [Study of the efficiency of operation of gas turbine gas compressor units in the conditions of low-pressure gas transport technology] // *Gazoturbinnyye tekhnologii. Gas Turbo Technology*. 2014. No. 7 (126). P. 40–44. EDN: XYEMTR. (In Russ.).

28. Yun V. K. K voprosu ispytaniy mnogostupenchatykh tsentrobezhnnykh kompressornykh mashin [On the issue of testing multi-stage centrifugal compressor machines] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Consumers-manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2006. P. 144–150. (In Russ.).

29. Shameko S. L., Luybimov A. N., Gaman E. V. K pereschetu gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatoy protochnoy chasti TSKM na inye usloviya raboty [To the gas dynamic characteristics conversion of the centrifugal compressor multistage setting from some conditions to other ones] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2010. No. 3. P. 28–31. EDN: MTDJAV. (In Russ.).

30. Primak A. N. Pereschet gazodinamicheskikh kharakteristik stupeney i mnogostupenchatykh sektsiy tsentrobezhnnykh kompressorov [The conversion of gas-dynamic characteristics of sections and multisection centrifugal compressors] // *Mekhanizatsiya stroitel'stva. Mechanization of Construction*. 2012. No. 7 (817). P. 44–48. EDN: OZISLX. (In Russ.).

31. Vorontsov M. A., Glazunov V. Yu., Lopatin A. S. Matematicheskoe modelirovaniye rezhimov raboty vysokonapornogo mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora [Mathematical modeling of operation modes of a high pressure multistage centrifugal compressor] // *Transport i khraneniye nefteproduktov i uglevodorodnogo syr'ya. Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbons*. 2016. No. 1. P. 25–30. EDN: NUYPVL. (In Russ.).

32. Kildiyarov S. S. Razrabotka metoda perescheta gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatykh tsentrobezhnnykh kompressorov na dozhimnykh kompressornykh stantsiyakh [Development of a method for calculating gas-dynamic characteristics of multistage central-stage compressors at booster compressor stations] // *Transport i khraneniye nefteproduktov i uglevodorodnogo syr'ya. Transport and Storage of Oil Products and Hydrocarbon Materials*. 2022. No. 5–6. P. 28–31. DOI: 10.24412/0131-4270-2022-5-6-28-31. EDN: XJBMB. (In Russ.).

33. Wang Z. T., Li Y. G., Meng H. [et al.]. Method of extrapolating low speed compressor curves based on improved similarity laws // *ASME Turbo Expo*. 2015. Vol. 3. DOI: 10.1115/GT2015-44108. (In Engl.).

34. Li X. P., Zhuo M. H., Lv B. P. [et al.]. Development and application of performance conversion software for centrifugal compressor // *Oil & Gas Storage and Transportation*. 2013. Vol. 32. P. 824–828. (In Engl.).

35. Albusaidi W., Pilidis P. An Iterative Method to Derive the Equivalent Centrifugal Compressor Performance at Various Operating Conditions: Part I: Modelling of Suction Parameters Impact // *Energies*. 2015. Vol. 8. P. 8497–8515. 8497-8515. DOI: 10.3390/en8088497. (In Engl.).

36. Swain E. A simple method for predicting centrifugal compressor performance characteristics // *Proceedings of IMechE Conference*. 1990. C405/040. (In Engl.).

37. Glushkov B. K., Selyanskaya E. L., Kasyanov S. V. Metodicheskiye voprosy obrabotki rezul'tatov gazodinamicheskikh ispytaniy nagnetateley i SPCh na vozdukhe i prirodnom gaze [Methodological issues of processing the results of gas-dynamic tests of superchargers and SFCs in air and natural gas] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo*

оборудованиya. *Consumers-manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2002. P. 186–190. (In Russ.).

38. Lapitskiy A. E., Kozachenko L. E., Korolev A. A., Terentev E. A., Zdorov A. V. Osobennosti zavodskikh (stendovykh) i ekspluatatsionnykh ispytaniy tsentrobezhnykh gazovykh kompressorov [Features factory (poster) and operational tests of centrifugal gas compressors] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2015. No. 6. P. 10–17. EDN: OHMUFL. (In Russ.).

39. Semushkin A.V., Chernikova E., Schurovskiy V. A. Ob unifikatsii programm i metodik priyemo-sdatochnykh ispytaniy gazovykh kompressorov, primenyayemykh na ob"yektakh OAO «Gazprom» [On the unification of programs and methods for acceptance tests of gas compressors used at the facilities of OAO Gazprom] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2015. No. 3. P. 9–11. EDN: TTAAPB. (In Russ.).

40. PR 51-31323949-43-99. Metodicheskiye ukazaniya po provedeniyu teplotekhnicheskikh i gazodinamicheskikh raschetov pri ispytaniyakh gazoturbinnnykh gazoperekachivayushchikh agregatov [Guidelines for conducting heat engineering and gas-dynamic calculations during testing of gas turbine gas compressor units]. Moscow, 1999. 26 p. (In Russ.).

41. Akimov V. I., Bakiyev T. A., Skrynnikov S. V. [et al.]. Obespecheniye vibroustoychivosti tekhnologicheskikh truboprovodov puskovogo kontura KS [Ensuring vibration resistance of technological pipelines of the CS start-up circuit] // *Gazovaya promyshlennost'. GAS Industry of Russia*. 2015. No. 8 (726). P. 56–59. EDN: UZMVAB. (In Russ.).

42. Shpotakovskiy M. M. Optimizatsiya rezhimov raboty ustanovok vozdušnogo okhlazhdeniya gaza na KS [Optimization of operation modes of air gas cooling unit at CS] // *Gazovaya promyshlennost'. GAS Industry of Russia*. 2005. No. 11. P. 51–53. EDN: HRYOWZ. (In Russ.).

43. Kazakevich V. V. Avtokolebaniya (pompazh) v kompressorakh [Self-oscillations (surging) in compressors]. 2nd ed., revised and additional. Moscow, 1974. 264 p. (In Russ.).

44. Kustikov G. G. Eksperimental'naya ustanovka dlya issledovaniya gazodinamicheskoy ustoychivosti turbokompressornykh sistem [Experimental setup for studying the gas-dynamic stability of turbocompressor systems] // *Povysheniye effektivnosti kholodil'nykh i kompressornykh mashin. Improving the Efficiency of Refrigeration and Compressor Machines*. Omsk, 1982. P. 50–54. (In Russ.).

45. Den G. N., Kustikov G. G., Potapov Yu. A. Polucheniye neustoychivogo uchastka kharakteristiki tsentrobezhnoy stupeni i opredeleniye granitsy pompazha [Obtaining an unstable section of the centrifugal stage characteristic and determining the surge boundary] // *Kholodil'nyye mashiny i termotransformatory. Refrigerators and Thermotransformers*. Leningrad, 1985. P. 14–21. (In Russ.).

46. Izmaylov R. A., Lebedev A. A. Postroyeniye sistemy zashchity tsentrobezhnogo kompressora ot pompazha na osnove analiza signalov i sovremennykh metodov chislennogo modelirovaniya gazodinamiki [The building protection system of centrifugal compressor from surging, based on the analysis of signals and modern methods of numerical simulation of gas

dynamics] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2015. No. 1. P. 26–31. EDN: TPIPRZ. (In Russ.).

47. Guzelbaev Ya. Z., Khavkin A. L., Khusnutdinov I. F. Integrirovannyye sistemy zashchity tsentrobezhnykh kompressorov ot pompazha [Integrated systems for protecting centrifugal compressors from surging] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2017. No. 4. P. 34–38. EDN: YNMIBP. (In Russ.).

48. Guzelbaev Ya. Z. Nekotoryye osobennosti dinamicheskikh svoystv tsentrobezhnykh kompressorov i seti [Some features of the dynamic properties of centrifugal compressors and networks] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Consumers-manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2008. P. 191–196. (In Russ.).

49. Shchurovskiy V. A. Osobennosti staticheskoy i dinamicheskoy rabotosposobnosti TsBK i gazotransportnoy seti [Features of static and dynamic performance of centrifugal compressors and gas transmission network] // *Potrebiteli-proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Consumers-manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2013. P. 53–58. (In Russ.).

50. Simonov A. M., Smagorinskiy A. M. Raschet parametrov osesradial'nykh rabochikh koles vysokonapornnykh stupeney statsionarnykh tsentrobezhnykh kompressorov [Computation of parameters of axial-radial compressor wheels for high-pressure stages of stationary centrifugal compressors] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2012. No. 5. P. 35–41. EDN: PFQMPB. (In Russ.).

VANYASHOV Aleksandr Dmitriyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 1103-5921

AuthorID (RSCI): 285096

AuthorID (SCOPUS): 8300390600

Correspondence address: adv@omgtu.ru

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

For citations

Vanyashov A. D., Yusha V. L. Methods and technologies for adaptation of main and auxiliary equipment of compressor plants and stations to unstable operating conditions // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 24–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-24-35.

Received August 14, 2023.

© A. D. Vanyashov, V. L. Yusha



СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ КАК ИНСТРУМЕНТ РЕАЛИЗАЦИИ МАЛООТХОДНОГО И БЕЗОТХОДНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ

А. В. Кульбякина¹, А. И. Савельева¹, Н. А. Озеров¹, П. А. Батраков²

¹Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю. А.,
Россия, 410054, г. Саратов, ул. Политехническая, 77

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

Внедрение малоотходных и безотходных технологий является перспективным направлением развития для предприятий нефтегазовой отрасли, в частности для нефтеперерабатывающих заводов. Разработка методологических подходов анализа и синтеза сложных энергетических систем с целью повышения эффективности и экологической безопасности исследуемых объектов посредством внедрения малоотходных и безотходных технологий, реализации приближенных к замкнутым технологическим циклов. Решение поставленной задачи выполнено в соответствии с основными принципами системного анализа сложных объектов, поэтапно: анализ структуры объекта с использованием декомпозиционно-агрегативного подхода; определение внутренних и внешних связей между элементами системы; определение закономерностей функционирования объекта и комплекса влияющих факторов. Разработана блочно-иерархическая структура предприятия переработки нефти, устанавливающая количественные и качественные связи между элементами системы на всех уровнях иерархии. Предложена система показателей эффективности, в соответствии с которой дана оценка текущему состоянию исследуемого объекта. Определены наиболее энергоемкие производства предприятия переработки нефти, рассчитаны их эксергетические балансы. Проведенный анализ позволил оценить потенциал повышения экологической и энергетической эффективности, основные направления реализации малоотходных и безотходных технологий. Определены научно обоснованные направления повышения экологической безопасности и энергетической эффективности объекта исследования. Предложены несколько вариантов схем энергообеспечения с комплексной утилизацией производственных отходов, проведена оценка энергетической и технико-экономической эффективности интеграции предложенных решений в энергетический комплекс нефтеперерабатывающих предприятий. Полученные показатели подтверждают целесообразность интеграции предложенной схемы на действующем предприятии.

Ключевые слова: углеводородное сырье, энергетический комплекс, системный анализ, безотходные технологии, энергетические ресурсы.

Введение

Внедрение малоотходных и безотходных технологий является перспективным направлением развития для предприятий нефтегазовой отрасли, в частности для нефтеперерабатывающих заводов (НПЗ). Это обусловлено тем, что крупные НПЗ располагаются в густонаселенных промышленных районах РФ и негативно влияют на общее загрязнение атмосферы, гидросферы литосферы [1]. Кроме того, по уровню потребления первичных энергетических ресурсов (ЭР) нефтепереработка занимает ведущее место среди всех отраслей промышленности, потребление прямого топлива в технологических установках достигает 6–8 % (на массу) [2].

В связи с этим актуальной научной задачей является поиск методологических подходов синтеза оптимальных энерготехнологических схем на действующих и проектируемых НПЗ с замкнутыми технологическими и энергетическими потоками, минимизацией газообразных, жидких, твердых отходов [3, 4]. Одной из проблем при разработке

подобной методологии является сложноструктурированная топология объекта исследования: НПЗ включают в себя до десятка производств и более сотен установок и аппаратов, связанных между собой материальными и энергетическими потоками. В общем случае НПЗ топливного профиля, как правило, содержат следующие производства: первичная переработка нефти; каталитический крекинг; легкий гидрокрекинг; каталитический риформинг; производство битумов; термический крекинг; установки очистки углеводородных газов; газодифракционирующая установка; изомеризация; производство водорода; производство серной кислоты.

Необходимо отметить, что каждое из перечисленных производств содержит в себе до десяти крупных подсистем. Так, производство первичной переработки нефти (ЭЛОУ-АВТ) включает в себя: блок подготовки и обессоливания нефти; блок отбензинивания нефти; блок атмосферной перегонки отбензиненной нефти; блок вакуумной перегонки мазута; блок стабилизации и вторичной перегонки бензина. Каждый из блоков кроме основного тех-

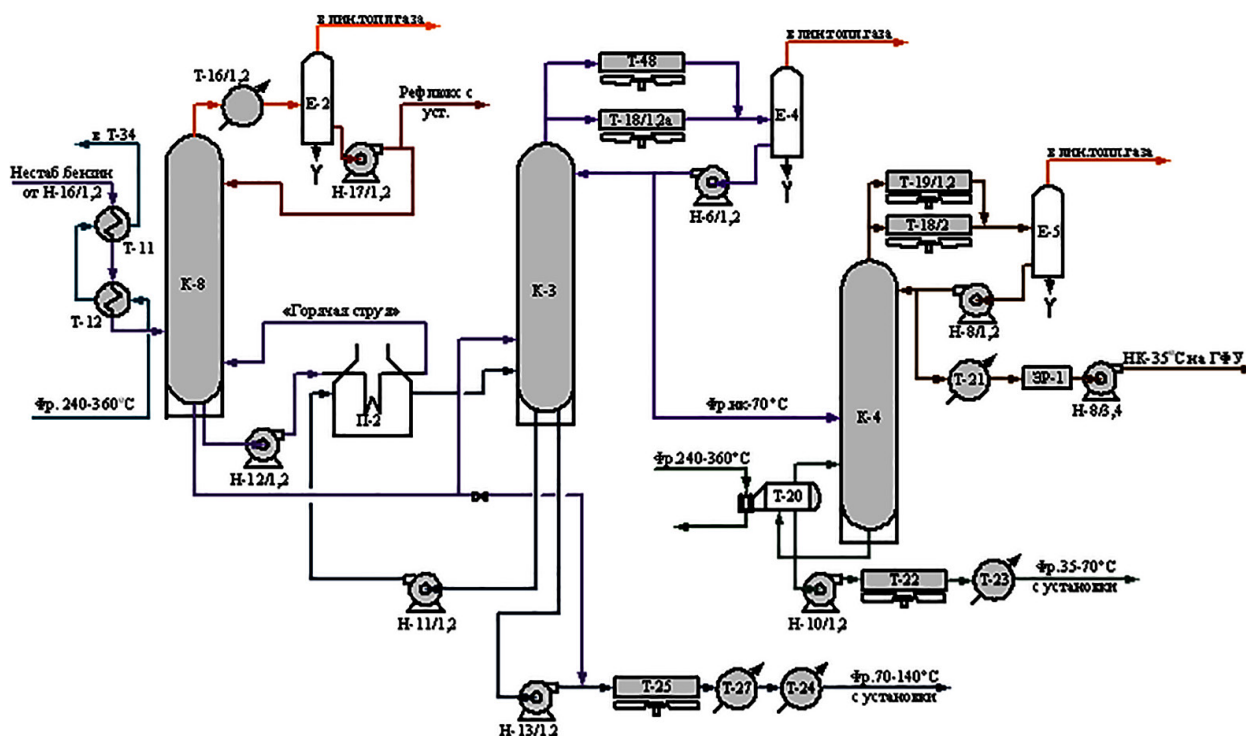


Рис. 1. Принципиальная технологическая схема блока стабилизации и вторичной перегонки бензина.

К-3, К-4, К-8 — колонны; Е-2, Е-4, Е-5 — емкости; Т-11, Т-12, Т-16 / 1,2 — водяные конденсаторы; П-2 — печь; Т-22, Т-25 — воздушные холодильники; Т-21, Т-23, Т-24, Т-27 — водяные холодильники; Т-19/1,2, Т-18/2, Т-18/1,2а — воздушные конденсаторы; ЭР-1 — электроразделитель; Т-20 — подогреватель; Н-6/1,2, Н-8/1,2, Н-8/3,4, Н-10/1,2, Н-11/1,2, Н-12/1,2, Н-13/1,2 — насосы

Fig. 1. Schematic diagram of the block stabilization and secondary distillation of gasoline

К-3, К-4, К-8 — columns; Е-2, Е-4, Е-5 — containers; Т-11, Т-12, Т-16 / 1,2 — water condensers; П-2 — furnace; Т-22, Т-25 — air coolers; Т-21, Т-23, Т-24, Т-27 — water coolers; Т-19/1,2, Т-18/2, Т-18/1,2а — air condensers; ЭР-1 — electrical separator; Т-20 — heater; Н-6/1,2, Н-8/1,2, Н-8/3,4, Н-10/1,2, Н-11/1,2, Н-12/1,2, Н-13/1,2 — pumps

нологического оборудования (печей, ректификационных колонн, сепараторов) имеет теплообменное, холодильное, насосное и др. оборудование. Для визуализации масштаба и сложности технологической структуры НПЗ на рис. 1 приведена принципиальная технологическая схема системы стабилизации и вторичной перегонки бензина (как выше одной из подсистем первичной переработки).

Очевидно, что для анализа эффективности функционирования подобных химико-технологических систем и интеграции малоотходных и безотходных технологий перспективным инструментом является методология системного анализа сложных систем.

Литературный обзор

Вопросами системного анализа технологических процессов производств химического профиля, оптимизации параметров, синтеза рациональных технологических схем и конструктивных характеристик отдельных элементов и химических предприятий в целом посвящен целый ряд известных работ выдающихся ученых: Л. А. Мелентьева, В. М. Бродянского, А. И. Бояринова, В. В. Кафарова, В. П. Мешалкина [5–8]. В них были сформулированы основы системных исследований и термодинамического анализа в энергетике и теплоэнергетике, общие положения выбора критериев оптимальности химико-технологических процессов. Эти основы были развиты и дополнены в последующих многочисленных фундаментальных и прикладных исследованиях, в том числе в посвященных вопросам системного

анализа нефте- и газоперерабатывающих предприятий [9]; разработке математических моделей обеспечения системного анализа сложноструктурированных промышленных комплексов [10], оптимизации теплоэнергетических установок [11], сравнительному термодинамическому анализу различных схем энергообеспечения [12–14], технологии генерации всех видов ЭР на нефтегазовых предприятиях [15].

Однако, несмотря на высокий интерес научного сообщества к вопросам системного анализа сложных систем и организации малоотходных и безотходных технологий, существует ряд особенностей характерных для отечественных НПЗ, обусловленных их структурой, спецификой технологических процессов, которые рассмотрены в меньшей степени и требуют дальнейшего исследования.

Материалы и методы

Решение задачи повышения эффективности и экологической безопасности энергетического комплекса НПЗ, с применением малоотходных и безотходных технологий, с реализацией приближенных к замкнутым технологическим циклам выполнено поэтапно, с учетом всех влияющих факторов и в соответствии с основными принципами системного анализа сложных объектов.

На первом этапе была изучена структура объекта, выполнен анализ его элементов с использованием декомпозиционного подхода, определены внутренние и внешние взаимосвязи, устанавливающие закономерности функционирования объекта.

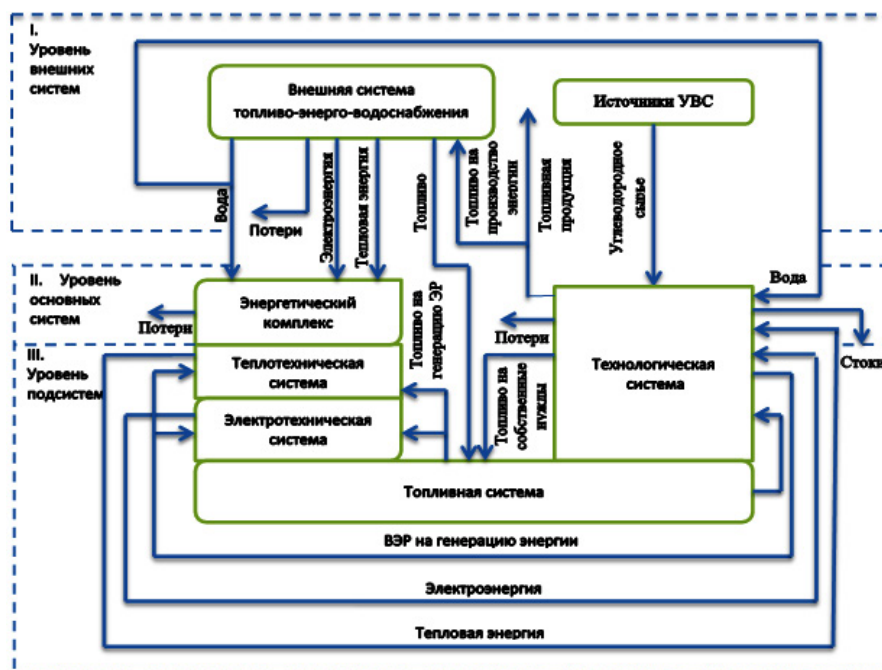


Рис. 2. Блочнo-иерархическая структура предприятия переработки нефти
Fig. 2. Block-hierarchical structure of an oil refining enterprise

На данном этапе была разработана блочно-иерархическая структура исследуемого объекта во взаимосвязи с технологической системой, подсистемами и установками на всех уровнях иерархии (рис. 2).

Приведенная схема позволяет рассмотреть структуру исследуемого объекта на всех уровнях иерархии: от систем (энергетический комплекс и технологическая система) до отдельных аппаратов, установить взаимосвязи между элементами по материальным и энергетическим потокам. Установленная взаимозависимость элементов позволяет сделать вывод о том, что изменение режима работы одного из узлов системы оказывает влияние на работу других. Также установлен ряд внешних и внутренних влияющих факторов, совокупность которых оказывает воздействие на графики энергопотребления, выход товарных и побочных продуктов, образование вторичных энергетических ресурсов и промышленных отходов.

В ходе проведенного анализа определены основные влияющие на рациональное энергопотребление факторы, которые были разделены на две укрупненные группы:

- технологические и режимные факторы (глубина переработки сырья; состав исходного УВС; коэффициент загрузки оборудования по целевым технологическим продуктам; режим загрузки оборудования согласно графикам текущего и капитального ремонта);
- эколого-климатические факторы (регион расположения объекта, температура и влажность окружающей среды);

В качестве примера на приведенных графиках (рис. 3) отражено воздействие климатического фактора и производительности по исходному сырью на абсолютное потребление первичных ЭР: электрической энергии, тепловой энергии, топлива.

Характерное снижение потребления всех видов ЭР в период с августа по октябрь коррелируется со снижением производительности в этот период, обусловленным проведением планового капита-

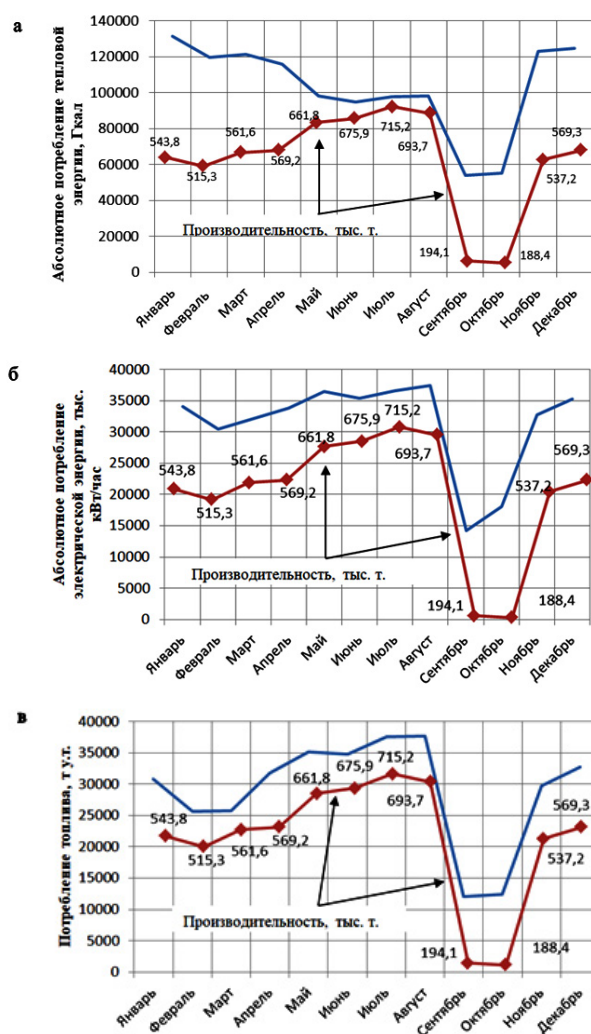


Рис. 3. Графики потребления энергии
(а — потребление тепловой энергии; б — потребление электрической энергии; в — потребление топлива)
Fig. 3. Energy consumption graphs (a — consumption of thermal energy, б — consumption of electrical energy, в — fuel consumption)

ного ремонта. По сравнению с воздействием производительности, климатический фактор, в таком разрезе, представляется менее значимым, однако хорошо видно, что потребление тепловой энергии в зимний период значительно превышает ее потребление в летний период при практически аналогичной производительности.

Для анализа эффективности исследуемой системы на всех уровнях иерархии используется система показателей эффективности (технологических, термодинамических, технико-экономических). На данном этапе определяются в том числе тепловые и эксергетические КПД элементов системы, определяются потери теплоты и эксергии в системе [16]. Рассмотрим отдельные показатели эффективности. Показатель энергоэффективности E_{yg} позволяет провести оценку внедрения малоотходных и безотходных технологий в действующие энерготехнологические схемы объектов исследования

$$E_{yg} = \frac{(E_{in,h} + E_{in,e} + (E_{in,f} - E_{rec,f}) - (E_{out,h} + E_{out,e} + E_{out,f}))}{P_i}, \quad (2)$$

где E_{in} , E_{out} — потоки подведенной и отведенной энергии (Дж); $E_{rec,f}$ — топливо, вырабатываемое в процессе получения товарных продуктов и используемое в производственном процессе (Дж); P_i — продукция i вида (кг).

Индекс энергоэффективности I_{ef} используется с целью оценки степени совершенства существующих процессов, протекающих в энерготехнологическом оборудовании и определения потенциала повышения энергетической и экологической эффективности:

$$I_{ef} = \frac{E_{yg}^H}{E_{yg}^\Phi}, \quad (3)$$

где E_{yg}^H — нормативный показатель энергоемкости рассматриваемого процесса или установки; E_{yg}^Φ — фактический показатель энергоемкости.

Учитывая сложность рассматриваемого объекта, для наиболее точного определения коэффициента энергоэффективности, запишем выражение (3) в следующем виде:

$$I_{ef} = \frac{\sum_{i,j} P_{i,j} \cdot E_{yg,j}^H}{\sum E_{yg}^\Phi}, \quad (4)$$

где $P_{i,j}$ — выпуск продукции вида j технологическим производством i за выбранный период; $E_{yg,j}^H$ — нормативное энергопотребление для вида продукции j .

Качественную оценку эффективности потребления ЭР в технологических процессах НПЗ проведем с использованием первого и второго законов термодинамики на основании известных показателей [17], в том числе эксергетического КПД

$$\eta_{ex} = \sum ex_{вых} / \sum ex_{вх} = 1 - \frac{\sum ex_{п}}{\sum ex_{вх}}, \quad (5)$$

где $\sum ex_{вх}$, $\sum ex_{вых}$ — сумма эксергий входящего и исходящего потока (Дж); $\sum ex_{п} = \sum D$ — сумма потерь в системе, (Дж).

с точки зрения потребления энергетических ресурсов на выпуск товарной продукции:

$$E_{yg} = \frac{\sum E_{in}}{P} = \frac{E_{in,h} + E_{in,e} + E_{in,f}}{P}, \quad (1)$$

где $\sum E_{in}$ — алгебраическая сумма всех первичных ЭР, подведенных к системе (Дж); P — объем произведенной товарной продукции (кг); $E_{in,h}$, $E_{in,e}$, $E_{in,f}$ — подведенные к производственному процессу тепловая энергия (Дж), электроэнергия (Дж), углеводородное топливо (Дж) для обеспечения производственного процесса и выработки продукции P . Различные виды энергии приводятся к эквиваленту.

Для НПЗ характерно потребление энергетических ресурсов, как от сторонних источников, так и за счет внутренней генерации, тогда выражение (1) может быть записано:

$$\sum ex_{п} = \sum D = \sum ex_{вх} - \sum ex_{вых} \geq 0. \quad (6)$$

Для оценки экономической целесообразности внедрения малоотходных и безотходных технологий использовались интегральные показатели экономической эффективности, в качестве основного критерия использован *чистый дисконтированный доход* (интегральный эффект) определяемый как сумма текущих эффектов за анализируемый период, приведенных к начальному шагу

$$ЧДД = \sum_{t=0}^T (R_t - Z_t) \cdot \alpha_t, \quad (7)$$

где R_t — результаты, достигаемые на t -м шаге расчета (руб.); Z_t — затраты, осуществляемые на этом же шаге, (руб.); α_t — коэффициент дисконтирования, определяемый для постоянной нормы дисконта.

Приведенные выше отдельные этапы системного подхода к анализу эффективности сложных химико-технологических систем позволяют сделать вывод о рациональности использования первичных и вторичных энергетических ресурсов и определить научно обоснованные пути совершенствования исследуемых объектов.

Результаты

В соответствии с предложенными выше подходами дана оценка текущему состоянию наиболее значимых производств НПЗ с точки зрения их энергетической эффективности. На основании выражений (1)–(2) определены наиболее энергоемкие по удельному энергопотреблению технологические процессы переработки нефти, в т.ч. на тонну перерабатываемого сырья: каталитический риформинг — более 150; изомеризация — более 70; каталитический крекинг — более 50; первичная переработка — более 45. С использованием формул (3)–(4) определен индекс энергоэффективности отдельных технологических процессов НПЗ (табл. 1).

Кроме того, на основании (5)–(6) были рассчитаны эксергетические балансы основных производств НПЗ, рассчитана эксергия потребляемого топлива отдельными технологическими процессами

Таблица 1. Индекс энергоэффективности отдельных технологических процессов НПЗ

Table 1. Index of energy efficiency of individual technological processes of the refinery

№	Технологический процесс	Индекс энергоэффективности (по топливу)
1	Первичная переработка	0,63–0,73
2	Термический крекинг	0,80–0,90
3	Каталитический крекинг	0,74–0,86
4	Каталитический риформинг	0,51–0,56
5	Изомеризация	0,76–0,86
6	Гидроочистка	0,61–0,71

Таблица 2. Распределение потребления эксергии топлива на НПЗ

Table 2. Distribution of fuel exergy consumption at refineries

Технологические производства	Абсолютное потребление эксергии топлива, %	Удельное потребление эксергии топлива, %
Первичная переработка	35,5–36,5	5,0–6,0
Термический крекинг	12,5–13,5	11,0–12,0
Каталитический крекинг	6,4–7,4	11,0–12,0
Каталитический риформинг	18,7–21,2	20,5–21,5
Гидроочистка	12,0–13,0	1,5–2,0
Изомеризация	0,7–1,2	5,5–6,5
Производство серной кислоты	4,1–5,1	35,0–36,0
Легкий гидрокрекинг	3,9–4,9	7,0–8,0
Газофакельное хозяйство	1,5–2,5	—

Таблица 3. Состав оборудования для блока ПГУ–ТЭЦ

Table 3. Composition of equipment for CCGT-CHP unit

№	Наименование	Размерность	Значение
1	Газовая турбина: SGT–400 (Cyclone) Alstome (2 шт.)		
	Мощность	МВт	12,9
	КПД	%	34,8
2	Турбогенератор: ТС–20–2УЗ (2 шт.)		
	Мощность	МВт	20
3	Котел-утилизатор: КГТ–24/1,3–250 (2 шт.)		
	Паропроизводительность	т/ч	24
	Давление насыщенного пара	МПа	1,3
	Температура насыщенного пара	°С	250
4	Паровая турбина: КТЗ Р–2,5–2,1/0,3		
	Мощность	МВт	2,5
	Начальное давление	МПа	2,1
	Конечное давление	МПа	0,3

* Выбрана с учетом доли высокопотенциального пара после блока термической утилизации

ми, абсолютное и удельное потребление эксергии топлива в процентном соотношении дано в табл. 2.

Результаты проведенного совместного анализа представленных данных легли в основу определения наиболее энергоемких технологических процессов НПЗ и позволили провести оценку потенци-

ала повышения их эффективности. На основании анализа полученных данных для действующих и проектируемых НПЗ были разработаны и предложены схемы энергообеспечения с реализацией принципов малоотходного и безотходного производства [18, 19].

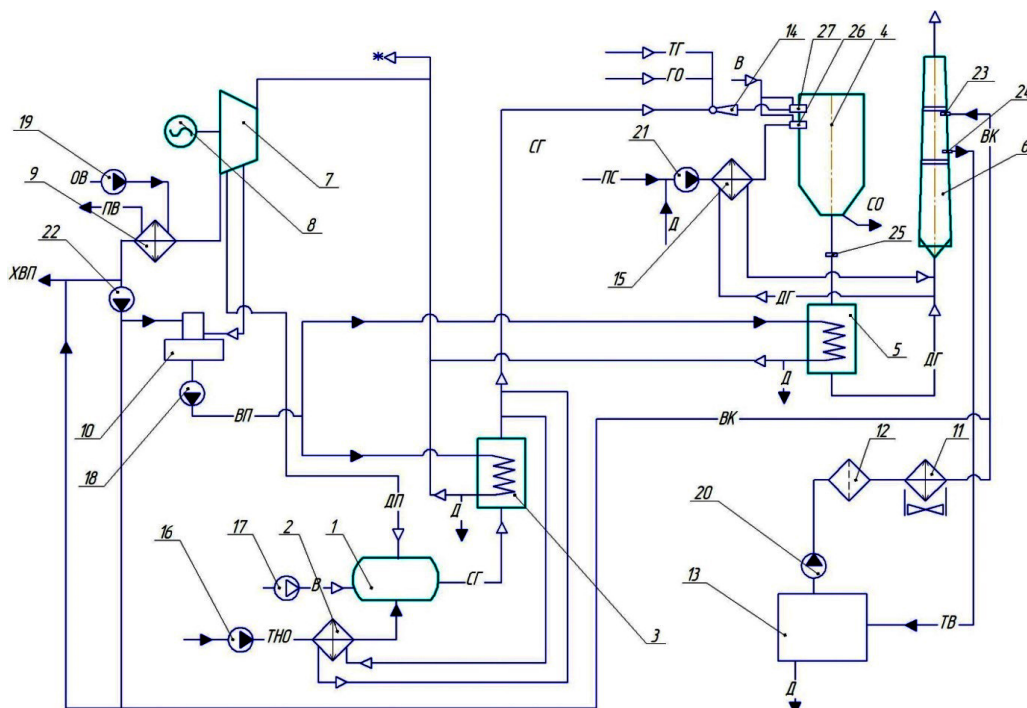


Рис. 4. Схема установки энергообеспечения с комплексной утилизацией отходов предприятий переработки нефти: 1 — газогенератор; 2 — подогреватель мазута; 3, 5 — котлы-утилизаторы; 4 — печь нейтрализации; 6 — дымовая труба; 7 — паровая турбина; 8 — электрогенератор; 9 — теплообменник конденсатор (подогреватель сетевой воды); 10 — деаэратор; 11 — теплообменник охладитель водяного конденсата; 12 — фильтр водяного конденсата; 13 — емкость сбора конденсата; 14 — газовый эжектор; 15 — подогреватель производственных стоков; 16, 18, 19, 20, 21, 22 — насосы (мазута, питательный, сетевой, технической воды, производственных стоков, конденсата); 17 — компрессор; 23 — форсунка водяного конденсата; 24 — патрубок отвода конденсата; 25 — устройство ввода реагента; 26 — форсунка подачи жидких стоков; 27 — входной топливный патрубок; ТНО — тяжелые нефтяные остатки (мазут, гудрон, тяжелый каталитический газойль) на газификацию; В — воздух в газификатор и на горение в печь нейтрализации; СТ — синтез-газ (газ газификации); ДГ — дымовые газы; ГО — горючие газообразные отходы; ПС — производственные стоки; ДП — дутьевой пар; Д — дренаж; ВП — вода питательная; ПВ — прямая теплофикационная вода; ОВ — обратная теплофикационная вода; БК — водяной конденсат; ТВ — техническая вода

Fig. 4. Scheme of the power supply installation with integrated disposal of waste from oil refineries: 1 — gas generator; 2 — fuel oil heater; 3, 5 — waste heat boilers; 4 — neutralization furnace; 6 — chimney; 7 — steam turbine; 8 — electric generator; 9 — heat exchanger condenser (network water heater); 10 — deaerator; 11 — heat exchanger water condensate cooler; 12 — water condensate filter; 13 — condensate collection tank; 14 — gas ejector; 15 — industrial waste water heater; 16, 18, 19, 20, 21, 22 — pumps (fuel oil, feed, network, technical water, industrial wastewater, condensate); 17 — compressor; 23 — water condensate nozzle; 24 — condensate drain pipe; 25 — reagent input device; 26 — liquid waste supply nozzle; 27 — inlet fuel pipe. ТНО — heavy oil residues (fuel oil, tar, heavy catalytic gas oil) for gasification; В — air into the gasifier and combustion into the neutralization furnace; СТ — synthesis gas (gasification gas); ДГ — flue gases; ГО — combustible gaseous waste; ПС — industrial effluents; ДП — blast steam; Д — drainage; ВП — feed water; ПВ — direct heating water; ОВ — return heating water; БК — water condensate; ТВ — technical water

Так на рис. 4 приведена запатентованная схема установки энергообеспечения с комплексной утилизацией отходов предприятий нефтегазовой отрасли. Также была дана оценка эффективности внедрения собственного источника энергообеспечения с комплексной утилизацией отходов и выработкой ЭР, определено его влияние на эффективность энергетического комплекса в целом.

В качестве примера приведены технико-экономические показатели собственного источника энергообеспечения, интегрированного с энергетическим комплексом НПЗ для действующего отечественного предприятия переработки нефти производительностью 8 млн т в год топливного профиля (табл. 3). В рассмотренном варианте в качестве основного генерирующего оборудования принята ПГУ-ТЭЦ электрической мощностью 28 МВт, тепловой мощностью 31,4 Гкал/час. Состав основного генерирующего оборудования (за исключением блока термической утилизации и блока газификации, рис. 3) представлен в табл. 3.

Основные показатели эффективности инвестиционного проекта реализации собственного источника энергообеспечения в структуре энергетического комплекса НПЗ в сопоставлении с базовым вариантом с использованием внешних источников обеспечения ресурсами показан в табл. 4.

Таким образом, с использованием предложенных методологических подходов, на основании анализа блочно-иерархической структуры объекта исследования была предложена схема энергообеспечения, реализующая принципы внедрения малоотходных и безотходных технологий и организации приближенных к замкнутым технологическим циклов. На основании предложенной системы показателей эффективности дана оценка текущего уровня энергопотребления в количественном и качественном выражении. Так же, с использованием приведенных зависимостей, была проведена оценка энергетической и экономической целесообразности интеграции схемы комплексной генерации ЭР (рис. 4) с энерготехнологическим комплексом НПЗ на при-

Таблица 4. Основные технико-экономические показатели
Table 4. Main technical and economic indicators

Технико-экономический показатель	Размерность	Значение
Мощность		
– электрическая	МВт	28
– тепловая	Гкал/час	31,4
Индекс энергоэффективности по использованию отдельных видов ЭР		
– энергопотребления		1,21
– водопотребления		1,102
– водоотведения		1,02
Интегральный эффект (за 10 лет)	млн долларов	51,2
Срок окупаемости	лет	4,8

мере одного из производств. Комплексный подход к утилизации вторичных энергетических ресурсов и промышленных отходов (газообразных, жидких) позволяет не только снизить нагрузку на окружающую среду и экологические издержки, но и получить экономический эффект за счет собственной генерации ЭР, а следовательно, снизить долю потребления энергии от сторонних источников.

Выводы

1. Внедрение малоотходных и безотходных технологий является перспективным направлением развития для НПЗ, что обусловлено высоким уровнем воздействия производственных факторов на окружающую среду, в том числе за счет нерационального потребления ЭР. Высокий потенциал энерго- и ресурсосбережения, снижения нагрузки на окружающую среду содержится в оптимизации энергетического комплекса НПЗ за счет вовлечения в энергетический баланс производственных отходов и вторичных энергетических ресурсов.

2. Решение задачи повышения эффективности и экологической безопасности энергетического комплекса НПЗ возможно с использованием принципов системного подхода к анализу сложных систем с учетом специфики исследуемого объекта: сложной технологической структуры, связи между элементами системы по материальным и энергетическим объектам, определения функциональных зависимостей влияния технологических, режимных и эколого-климатических факторов.

3. Проведен анализ действующего предприятия с использованием предложенных методологических подходов, определены наиболее перспективные направления его совершенствования. Предложена схема, реализующая принципы малоотходного производства. Проведенная технико-экономическая оценка подтвердила целесообразность ее интеграции в энергетический комплекс действующих объектов.

Список источников

1. Васильев А. В. Анализ и оценка загрязнения биосферы при воздействии нефтесодержащих отходов: моногр. Самара: Изд-во Самарского федерального исследовательского центра РАН, 2022. 106 с.
2. Глаголева О. Ф., Пискунов И. В. Энергосбережение — приоритетная задача современной нефтегазопереработки // Деловой журнал Neftegaz.ru. 2021. № 1 (109). С. 32–35.

3. Федюхин А. В., Звончевский А. Г. Перспективные направления использования теплоты низкопотенциальных источников химических производств // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2022. Т. 24, № 3. С. 15–27. DOI: 10.30724/1998-9903-2022-24-3-15-27.

4. Таймаров М. А., Ильин В. К., Осипов А. Л. [и др.]. Теплонасосный комплекс для утилизации вторичных энергоресурсов нефтехимических заводов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019. Т. 21, № 3-4. С. 8–16. DOI: 10.30724/1998-9903-2019-21-3-4-8-16.

5. Кафаров В. В., Мешалкин В. П., Гурьева А. В. Оптимизация теплообменных процессов и систем. Москва: Энергоатомиздат, 1988. 192 с.

6. Бояринов А. И., Кафаров В. В. Методы оптимизации в химической технологии. Москва: Химия, 1969. 564 с.

7. Андрущенко А. И. Системная эффективность бинарных ПГУ-ТЭЦ // Теплоэнергетика. 2000. № 12. С. 11–15.

8. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. Москва: Энергия, 1973. 296 с.

9. Ларин Е. А., Долотовский И. В., Долотовская Н. В. Энергетический комплекс газоперерабатывающих предприятий. Системный анализ, моделирование, нормирование. Москва: Энергоатомиздат, 2008. 440 с.

10. Захирев Л. В., Плотноков В. В., Плотнокова Л. В. Использование программного обеспечения системного анализа для управления энергоэффективностью и структурой энергетических систем // Методические вопросы исследования надежности больших систем энергетики: материалы 92-го заседания Междунар. науч. семинара им. Ю. Н. Руденко, Казань, 21–26 сентября, 2020. Иркутск: ИСЭМ СО РАН, 2020. Вып. 71, кн. 3. С. 90–99.

11. Клер А. М., Маринченко А. М., Потанина Ю. М. Оптимизация теплофикационных теплоэнергетических установок // Теплоэнергетика. 2009. № 9. С. 55–59.

12. Zhang Q., Romaniuk V. N., Khroustalev B. M. Thermodynamic Evaluation of Asphalt Concrete Properties and its Mixing Energy Consumption by Exergy Structure // Science and Technique. 2023. Vol. 22, no. 1. P. 34–41.

13. Кульбякина А. В., Озеров Н. А., Батраков П. А. [и др.]. Аспекты применения эксергии для анализа энергетического комплекса предприятий переработки углеводородного сырья // Динамика систем, механизмов и машин. 2022. Т. 10, № 3. С. 48–55. DOI: 10.25206/2310-9793-2022-10-3-48-55.

14. Луканин П. В. Оценка энергетической эффективности производства сульфатной целлюлозы методом приращения эксергии // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2020. Т. 22, № 2. С. 3–11. DOI: 10.30724/1998-9903-2020-22-2-3-11.

15. Долотовский И. В., Ларин Е. А. Технология полигенерации и оборудование систем энерго- и водообеспечения нефтегазовых предприятий // Энергобезопасность и энерго-

сбережение. 2021. № 6. С. 11–19. DOI: 10.18635/2071-2219-2021-6-11-19.

16. Kulbyakina A. V., Ozerov N. A., Savelyeva A. I. [et al.]. Efficiency improvement of oil and gas facilities power supply systems // Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing Ltd. 2021. P. 012016. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012016.

17. Кульбякина А. В., Озеров Н. А., Батраков П. А. Термодинамический анализ эффективности систем топливообеспечения предприятий переработки углеводородного сырья // Динамика систем, механизмов и машин. 2018. Т. 6, № 3. С. 142–150. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-3-142-150.

18. Пат. 134993 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/02. Установка электро-тепло-водоснабжения / Долотовский И. В., Ленкова А. В., Долотовская Н. В. № 2013130457/06; заявл. 02.07.13; опубл. 27.11.13, Бюл. № 33.

19. Пат. 2713936 Российская Федерация, МПК F 01 K 17/02. Установка энергообеспечения с комплексной утилизацией отходов предприятий нефтегазового сектора / Кульбякина А. В., Озеров Н. А. № 2018143274; заявл. 06.12.19; опубл. 11.02.20, Бюл. № 5.

КУЛЬБЯКИНА Александра Викторовна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тепловая и атомная энергетика имени А. И. Андриященко» (ТАЭ) Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю. А. (СГТУ имени Гагарина Ю. А.), г. Саратов.

SPIN-код: 6031-1158

AuthorID (РИНЦ): 666703

ORCID: 0000-0002-7510-3720

AuthorID (SCOPUS): 57195562500

Адрес для переписки: lenkova_av@rambler.ru

САВЕЛЬЕВА Анастасия Ивановна, аспирант кафедры «Тепловая и атомная энергетика имени

А. И. Андриященко» СГТУ имени Гагарина Ю. А., г. Саратов.

AuthorID (SCOPUS): 57214138790

Адрес для переписки: nastya.life94@mail.ru

ОЗЕРОВ Никита Алексеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Промышленная теплотехника» СГТУ имени Гагарина Ю. А., г. Саратов.

SPIN-код: 2176-1509

AuthorID (РИНЦ): 672952

AuthorID (SCOPUS): 57140736200

Адрес для переписки: nikita-alecseevich@yandex.ru

БАТРАКОВ Петр Андреевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 4626-0054

ORCID: 0000-0002-0939-585X

Author ID (SCOPUS): 5650399260

ResearcherID: D-4330-2016

Адрес для переписки: peter_1cool@mail.ru

Для цитирования

Кульбякина А. В., Савельева А. И., Озеров Н. А., Батраков П. А. Системный анализ как инструмент реализации малоотходного и безотходного производства на предприятиях нефтегазовой отрасли // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 36–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-36-45.

Статья поступила в редакцию 02.09.2023 г.

© А. В. Кульбякина, А. И. Савельева, Н. А. Озеров, П. А. Батраков



SYSTEM ANALYSIS AS A TOOL FOR IMPLEMENTING LOW–WASTE AND WASTE–FREE PRODUCTION AT OIL AND GAS INDUSTRY ENTERPRISES

A. V. Kulbyakina¹, A. I. Savelyeva¹, N. A. Ozerov¹, P. A. Batrakov²

¹ Yuri Gagarin State Technical University of Saratov,
Russia, Saratov, Politechnicheskaya st., 77, 410054

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

The introduction of low–waste and waste–free technologies is an actual development direction for oil and gas enterprises, in particular for oil refineries. Development of methodological approaches to the analysis and synthesis of complex energy systems in order to increase the efficiency and environmental safety of the objects under study through the introduction of low–waste and waste–free technologies, the implementation of technological cycles close to closed. The solution of the task is carried out in accordance with the basic principles of the system analysis of complex objects, in stages: analysis of the structure of the object using the decomposition–aggregation approach; determination of internal and external links between the elements of the system; determination of the regularities of the functioning of the object and the complex of influencing factors. A block–hierarchical structure of an oil refining enterprise has been developed, which establishes quantitative and qualitative links between the elements of the system at all levels of the hierarchy. A system of performance indicators is proposed, in accordance with which an assessment is made of the current state of the object under study. The most energy–intensive production facilities of an oil refining enterprise have been determined, their exergy balances, have been calculated. The analysis made it possible to assess the potential for increasing environmental and energy efficiency, the main directions for the implementation of low–waste and waste–free technologies. Science–based directions for improving environmental safety and energy efficiency of the object of study are determined. Several options for schemes are proposed, an assessment of the energy and technical and economic efficiency of the integration of the proposed solutions into the energy complex of oil refineries is carried out. The results obtained confirm the feasibility of integrating the proposed scheme in an existing enterprise.

Keywords: hydrocarbon raw materials, energy complex, system analysis, waste–free technologies, energy resources.

References

1. Vasil'yev A. V. Analiz i otsenka zagryazneniya biosfery pri vozdeystvii neftesoderzhashchikh otkhodov [Analysis and assessment of biosphere pollution under the impact of oily wastes]. Samara, 2022. 106 p. (In Russ.).
2. Glagoleva O. F., Piskunov I. V. Energoberezheniye – prioritnaya zadacha sovremennoy neftegazopererabotki [Energy saving is a priority task of modern oil and gas refining] // Delovoy zhurnal Neftegaz.ru. *Business Magazine «Neftegaz.RU»*. 2021. No. 109 (1). P. 32–35. (In Russ.).
3. Fedyukhin A. V., Zvonchevskiy A. G. Perspektivnyye napravleniya ispol'zovaniya teploty nizkopotentsial'nykh istochnikov khimicheskikh proizvodstv [Promising directions for the use of heat from low–potential sources of chemical production] // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki. *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2022. Vol. 24, no. 3. P. 15–27. DOI: 10.30724/1998-9903-2022-24-3-15-27. (In Russ.).
4. Taymarov M. A., Il'in V. K., Osipov A. L. [et al.]. Teplonasosnyy kompleks dlya utilizatsii vtorichnykh energoresursov neftekhimicheskikh zavodov [Heat pumps complex for recycling of secondary energy resources of petrochemical plants] // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Problemy energetiki. *Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2019. Vol. 21, no. 3–4. P. 8–16. DOI: 10.30724/1998-9903-2019-21-3-4-8-16. (In Russ.).
5. Kafarov V. V., Meshalkin V. P., Gur'yeva L. V. Optimizatsiya teploobmennyykh protsessov i system [Optimisation of heat exchange processes and systems]. Moscow, 1988. 192 p. (In Russ.).
6. Boyarinov A. I., Kafarov V. V. Metody optimizatsii v khimicheskoy tekhnologii [Optimisation methods in chemical technology]. Moscow, 1969. 564 p. (In Russ.).
7. Andryushchenko A. I. Sistemnaya effektivnost' binarnykh PGU–TETs [The system efficiency of binary combined–cycle cogeneration stations] // Teploenergetika. *Thermal Engineering*. 2000. No. 12. P. 11–15. (In Russ.).
8. Brodyanskiy V. M. Eksergeticheskiy metod termodinamicheskogo analiza [Exergetic method of thermodynamic analysis]. Moscow, 1973. 298 p. (In Russ.).
9. Larin E. A., Dolotovskiy I. V., Dolotovskaya N. V. Energeticheskiy kompleks gazopererabatyvayushchikh predpriyatiy. Sistemnyy analiz, modelirovaniye, normirovaniye [Energy complex of gas processing enterprises. System analysis, modelling, rationing]. Moscow, 2008. 440 p. (In Russ.).
10. Chakhirev L. V., Plotnikov V. V., Plotnikova L. V. Ispol'zovaniye programmogo obespecheniya sistemnogo analiza dlya upravleniya energoeffektivnost'yu i strukturoy energeticheskikh system [Use of system analysis software for management of energy efficiency and structure of power systems]

// Metodicheskiye voprosy issledovaniya nadezhnosti bol'shikh sistem energetiki. *Methodical Issues of Reliability Research of Large Power Systems*. Irkutsk, 2020. Vol. 71, bk. 3. P. 90–99. (In Russ.).

11. Kler A. M., Marinchenko A. M., Potanina Yu. M. Optimizatsiya teplofikatsionnykh teploenergeticheskikh ustanovok [Optimization of cogeneration thermal power units] // *Teploenergetika. Thermal Engineering*. 2009. No. 9. P. 55–59. (In Russ.).

12. Zhang Q., Romaniuk V. N., Khroustalev B. M. Thermodynamic Evaluation of Asphalt Concrete Properties and its Mixing Energy Consumption by Exergy Structure // *Science and Technique*. 2023. Vol. 22, no. 1. P. 34–41. (In Engl.).

13. Kul'byakina A. V., Ozerov N. A., Batrakov P. A. [et al.]. Aspekty primeneniya eksergii dlya analiza energeticheskogo kompleksa predpriyatiy pererabotki uglevodorodnogo syr'ya [Aspects of the exergy application for analysis of the energy supply systems of hydrocarbon processing enterprises] // *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines*. 2022. Vol. 10 (3). P. 48–55. DOI: 10.25206/2310-9793-2022-10-3-48-55. (In Russ.).

14. Lukanin P. V. Otsenka energeticheskoy effektivnosti proizvodstva sul'fatnoy tsellyulozy metodom prirashcheniya eksergii [Estimation of energy efficiency of kraft pulp production with the exergy increment method] // *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Problemy Energetiki. Power Engineering: Research, Equipment, Technology*. 2020. Vol. 22, no. 2. P. 3–11. DOI: 10.30724/1998-9903-2020-22-2-3-11. (In Russ.).

15. Dolotovskiy I. V., Larin E. A. Tekhnologiya poligeneratsii i oborudovaniye sistem energo- i vodoobespecheniya neftegazovykh predpriyatiy [Polygeneration technology and equipment for energy and water supply systems of oil and gas enterprises] // *Energobezopasnost' i energosberezheniye. Energy Security and Energy Saving*. 2021. No. 6. P. 11–19. DOI: 10.18635/2071-2219-2021-6-11-19. (In Russ.).

16. Kulbyakina A. V., Ozerov N. A., Savelyeva A. I. [et al.]. Efficiency improvement of oil and gas facilities power supply systems // *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing Ltd. 2021. P. 012016. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012016. (In Engl.).

17. Kul'byakina A. V., Ozerov N. A., Batrakov P. A. Termodinamicheskiy analiz effektivnosti sistem toplivo-obespecheniya predpriyatiy pererabotki uglevodorodnogo syr'ya [Thermodynamic analysis of fuel systems of hydrocarbon processing enterprises] // *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Dinamika Sistem, Mekhanizmov i Mashin*. 2018. Vol. 6, no. 3. P. 142–150. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-3-142-150. (In Russ.).

18. Patent 134993 Russian Federation, IPC F 01 K 17/02. Ustanovka elektro-teplo-vodosnabzheniya [Power supply unit with complex recycling of oil and gas industry wastes] // Dolotovskiy I. V., Len'kova A. V., Dolotovskaya N. V. No. 2013130457/06. (In Russ.).

19. Patent 2713936 Russian Federation, IPC F 01 K 17/02. Ustanovka energoobespecheniya s kompleksnoy utilizatsiyey otkhodov predpriyatiy neftegazovogo sektora [Power supply unit with complex recycling of oil and gas industry wastes] / Kul'byakina A. V., Ozerov N. A. No. 2018143274. (In Russ.).

KULBYAKINA Alexandra Viktorovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of A. I. Andryushchenko Thermal and Nuclear Power Engineering Department, Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov.

SPIN-code: 6031-1158

AuthorID (RSCI): 666703

ORCID: 0000-0002-7510-3720

AuthorID (SCOPUS): 57195562500

Correspondence address: lenkova_av@rambler.ru

SAVELYEVA Anastasia Ivanovna, Graduate Student of A. I. Andryushchenko Thermal and Nuclear Power Engineering Department, Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov.

AuthorID (SCOPUS): 57214138790

Correspondence address: nastya.life94@mail.ru

OZEROV Nikita Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Industrial Heating Engineering Department, Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov.

SPIN-code: 2176-1509

AuthorID (RSCI): 672952

AuthorID (SCOPUS): 57140736200

Correspondence address: nikita-alecseevich@yandex.ru

BATRAKOV Petr Andreevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Thermal Power Engineering Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 4626-0054

ORCID: 0000-0002-0939-585X

Author ID (SCOPUS): 5650399260

ResearcherID: D-4330-2016

Correspondence address: peter_1cool@mail.ru

For citations

Kulbyakina A. V., Savelyeva A. I., Ozerov N. A., Batrakov P. A. System analysis as a tool for implementing low-waste and waste-free production at oil and gas industry enterprises // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 36–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-36-45.

Received September 02, 2023.

© A. V. Kulbyakina, A. I. Savelyeva, N. A. Ozerov,
P. A. Batrakov



РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ТЕЧЕНИИ НАНОЖИДКОСТЕЙ

Е. Н. Слободина, И. А. Степашкин, Д. В. Коваленко,
А. Г. Михайлов, Е. А. Рогачев

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

В статье рассмотрены особенности протекания процессов теплообмена при течении модифицированных теплоносителей (наножидкостей). Приведены способы получения наножидкостей и их классификация. Особое внимание уделено теплофизическим характеристикам модифицированных теплоносителей, которые определяют интенсивность теплообмена при течении наножидкостей. В настоящей работе представлены результаты расчетных исследований теплофизических характеристик наножидкостей и процессов теплообмена при течении модифицированных теплоносителей.

Ключевые слова: наножидкость, теплообмен, теплопроводность, вязкость, режимы течения, плотность.

I. Введение

В настоящее время создание новых теплоносителей для интенсификации теплообмена в тепло-энергетических установках является актуальным. Одним из возможных методов решения этого вопроса является использование наножидкостей в качестве теплоносителей. Наножидкость создают путем добавления наночастиц в базовую жидкость. Вновь полученные жидкости обладают, в том числе, и более высокой теплопроводностью, что создает предпосылки для интенсификации теплообмена.

Наножидкости характеризуются и особыми свойствами переноса, в отличие от крупных дисперсных частиц наночастицы практически не сегментируют, они не подвергают эрозии каналы, по которым движутся. По этим и некоторым другим причинам наножидкости являются весьма перспективным рабочим телом во многих теплофизических приложениях: для охлаждения различных устройств, при создании новых систем транспортировки и производства тепловой энергии и т.п. Это мотивировало интенсивное исследование теплообменных свойств наножидкостей.

Полученные результаты оказались достаточно противоречивыми.

Наножидкости включают в себя наночастицы, материалом которых являются, например, чистые металлы или их оксиды; неметаллы — графены, углеродные нанотрубки; простые вещества — соединения кремния; композиты и многие другие.

На рис. 1 приведены фотографии наночастиц Al_2O_3 , сделанные при помощи электронного микроскопа JEOL JCM-5700 в научно-образовательном ресурсном центре нанотехнологий «Наноцентр» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

В табл. 1 представлены значения коэффициентов теплопроводности для различных материалов наночастиц.

II. Постановка задачи

В литературе приведены результаты экспериментальных исследований процессов теплопереноса при течении наножидкостей. При этом опытные данные различных авторов не всегда совпадают. Это объясняется сложностью описания процессов теплообмена при течении наножидкостей [1–4].

На текущий момент теоретические и экспериментальные исследования свойств наножидкостей проводятся учеными во многих странах, включая Россию. И это сопровождается многочисленными публикациями, посвященными данной тематике. Вышли в свет монография (Das) и ряд обзорных статей, в которых раскрыт обширный круг проблем и вопросов — от теплофизических свойств наножидкостей до практического их использования в технических устройствах (Das, Ding и др.) [1].

Механизм процесса теплообмена при течении наножидкостей на основе опытных данных широко представлен в работах авторов Терехова В. И., Рудяк В. Я., Ding, в которых осуществлено обобщение опытных данных с использованием критерияльных уравнений для расчета коэффициента теплоотдачи для различных режимов течений при вынужденном движении наножидкостей. Показано, что при вынужденном движении при смешении наночастиц и базовой жидкости (водой) фиксируется увеличение коэффициента теплопроводности в наножидкости по сравнению с базовой [2].

Достижимый эффект интенсификации теплообмена зависит от режима течения и концентрации наночастиц. При установившемся ламинарном режиме течения наножидкости коэффициент теплоотдачи пропорционален коэффициенту теплопроводности теплоносителя.

При турбулентном течении увеличение коэффициента теплоотдачи определяется соотношением между коэффициентами теплопроводности и вязкости [2].

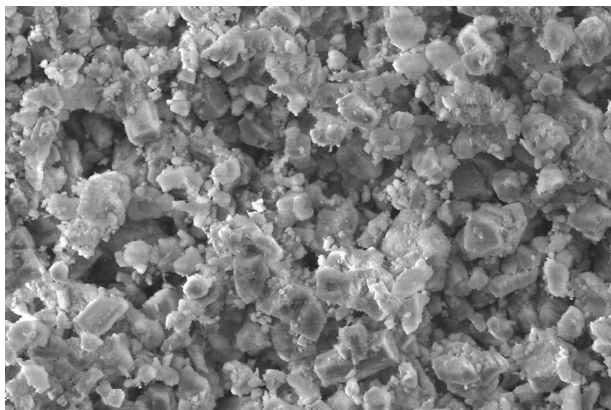


Рис. 1. Наночастицы оксида алюминия
Fig. 1. Nanoparticles of aluminum oxide

Таблица 1. Теплопроводность различных материалов
Table 1. Thermal conductivity of various materials

Название материала	k , Вт/м·К
Глинозем (окись алюминия, Al_2O_3)	20
CuO (окись меди)	40
SiC (карбид кремния)	120
Au (золото)	317
Cu (медь)	401
Углеродные нанотрубки	~3000
Вода	0,55

В настоящей работе представлены методики расчета теплофизических характеристик наножидкостей и процессов теплообмена при течении модифицированных теплоносителей с целью оценки возможности применения данных суспензий в теплоэнергетических установках в качестве теплоносителя.

III. Теория

Существует два основных метода получения наножидкостей.

При реализации первого варианта наночастицы формируются с последующим распределением в базовой жидкости при прохождении химических реакций или возможны к применению методы испарения вещества (диффузии) непосредственно в жидкость.

При реализации второго варианта на первом этапе получают наночастицы, а затем диспергируют их в базовой жидкости с использованием поверхностно-активных веществ, а также ультразвука или магнитного поля. В качестве материалов наночастиц используют, например, чистые металлы, оксиды и углерод. Для формирования базовой жидкости используют воду, различные другие жидкости. Вследствие малых размеров включений (20–100 нм), наножидкости обладают особыми теплофизическими характеристиками. Добавление наночастиц в базовую жидкость интенсифицирует процесс конвективного теплообмена, который, в свою очередь, зависит от плотности ρ , вязкости η , теплоемкости C_p и коэффициента теплопроводности k . Далее по тексту введены следующие обозначения: NF — наножидкость; f — жидкость (вода).

Рассмотрим основные теплофизические характеристики, определяющие теплообмен при течении наножидкостей [2, 5].

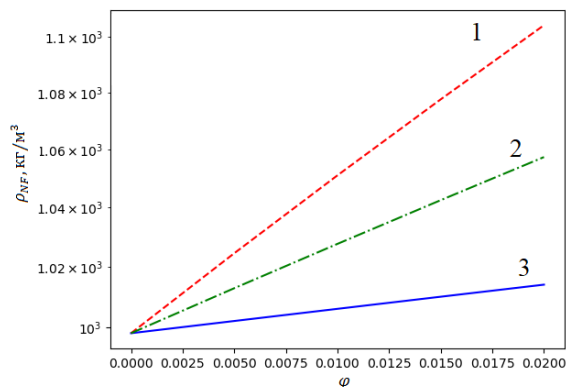


Рис. 2. Изменение плотности наножидкостей в зависимости от концентрации наночастиц:

- 1 — плотность наножидкости на основе углеродных трубок в зависимости от концентрации;
- 2 — плотность наножидкости на основе CuO в зависимости от концентрации;
- 3 — плотность наножидкости на основе Al_2O_3 в зависимости от концентрации

Fig. 2. The variation of nanofluid density as a function of nanoparticle concentration:

- 1 — density of nanofluid based on carbon nanotubes as a function of concentration;
- 2 — density of nanofluid based on CuO as a function of concentration;
- 3 — density of nanofluid based on Al_2O_3 as a function of concentration

Для расчета плотности наножидкости существует следующая зависимость:

$$\rho_{NF} = (1 - \phi)\rho_f + \phi\rho_s,$$

где ϕ — концентрация частиц; ρ_f — плотность базовой жидкости (вода); ρ_s — плотность частиц.

Плотность наножидкости с ростом концентрации растет и зависит от плотностей и концентрации частиц, плотности базовой жидкости (рис. 2).

Для расчета динамической вязкости наножидкости используется модель Эйнштейна в пределах концентраций наночастиц, не превышающих 2 %.

$$\eta_{NF} = \eta_0(1 + k'\phi),$$

где η_{NF} — динамическая вязкость смеси; η_0 — динамическая вязкость чистой жидкости; ϕ — концентрация частиц; k' — коэффициент формы, для сферических частиц равен 2,5. Преимуществом модели Эйнштейна является ее простота и удобство в использовании при расчетах вязкости смесей с небольшими концентрациями частиц.

Вязкость наножидкости растет с увеличением концентрации добавленных в базовую жидкость наночастиц.

Также определяющей является вязкость базовой жидкости (рис. 3).

Теплоемкость наножидкости зависит от теплоемкости базовой жидкости и концентрации наночастиц. Для расчета теплоемкости наножидкости используется следующая модель:

$$(\rho C_p)_{NF} = (1 - \phi)(\rho C_p)_f + \phi(\rho C_p)_s,$$

где C_{pf} — изобарная теплоемкость базовой жидкости; C_{ps} — изобарная теплоемкость частиц; ϕ — концентрация частиц.

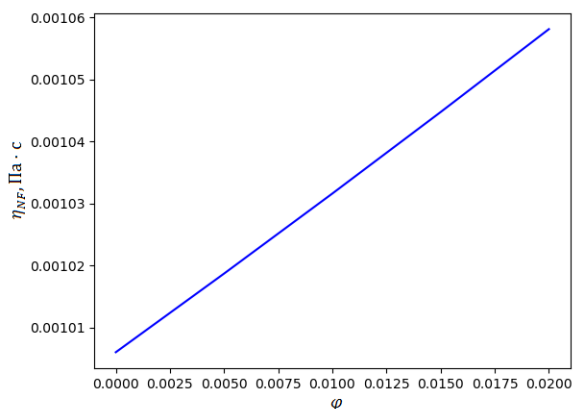


Рис. 3. Зависимость изменения вязкости наножидкости от концентрации наночастиц
Fig. 3. The dependence of viscosity change in the nanofluid on nanoparticle concentration

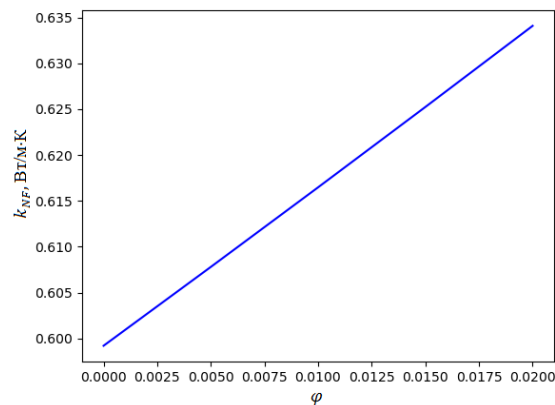


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплопроводности наножидкости от концентрации наночастиц
Fig. 5. The dependence of the thermal conductivity coefficient of the nanofluid on the nanoparticle concentration

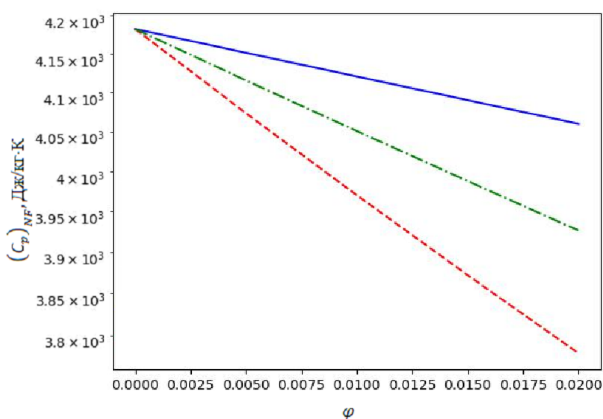


Рис. 4. Изменение теплоемкости наножидкости от концентрации наночастиц:
1 — теплоемкость наножидкости на основе углеродных трубок в зависимости от концентрации;
2 — теплоемкость наножидкости на основе CuO в зависимости от концентрации;
3 — теплоемкость наножидкости на основе Al₂O₃ в зависимости от концентрации
Fig. 4. The change in the specific heat capacity of the nanofluid as a function of nanoparticle concentration:
1 — specific heat capacity of carbon nanotube-based nanofluid as a function of concentration;
2 — specific heat capacity of CuO-based nanofluid as a function of concentration;
3 — specific heat capacity of Al₂O₃-based nanofluid as a function of concentration

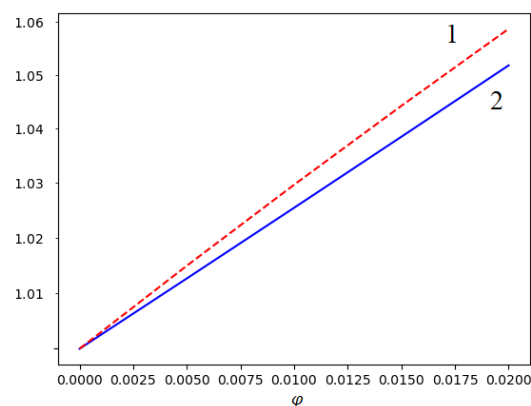


Рис. 6. Изменение относительных коэффициентов теплоотдачи в сравнении с относительным коэффициентом динамической вязкости от концентрации наночастиц:
1 — относительный коэффициент теплоотдачи α_{NF}/α_f наножидкости на основе CuO;
2 — относительный коэффициент динамической вязкости η_{NF}/η_f наножидкости на основе CuO
Fig. 6. Changes in relative heat transfer coefficients compared to the relative dynamic viscosity coefficient as a function of nanoparticle concentration:
1 — relative heat transfer coefficient α_{NF}/α_f of CuO-based nanofluid;
2 — relative dynamic viscosity coefficient η_{NF}/η_f of CuO-based nanofluid

Теплоемкость наножидкости снижается с ростом концентрации наночастиц по сравнению с базовой жидкостью (рис. 4).

Для описания процессов теплопроводности в наножидкостях с низким содержанием наночастиц (до 2 %) применяют модель Максвелла. Результаты расчета с использованием данной модели показывают, что эффективная теплопроводность суспензии, содержащей частицы сферической формы, растет с увеличением концентрации твердых частиц (рис. 5).

$$\frac{k_{NF}}{k_f} = \frac{(k_s + 2k_f) - 2\phi(k_f - k_s)}{(k_s + 2k_f) + \phi(k_f - k_s)},$$

где k_f — коэффициент теплопроводности базовой жидкости; k_s — коэффициент теплопроводности частиц; ϕ — концентрация частиц.

На рис. 5 показано, что с ростом концентрации наночастиц, оксида меди CuO, наблюдается рост коэффициента теплопроводности наножидкости.

Проведенные различными авторами систематические исследования теплопереноса позволяют утверждать, что в общем случае коэффициент теплоотдачи наножидкости существенно выше соответствующего значения для базовой жидкости. Достижимый эффект зависит от режима течения [1, 2]. В ламинарном режиме увеличение коэффициента теплоотдачи достигается во всех случаях и определяется коэффициентом теплопроводности.

В турбулентном режиме получаемый эффект пропорционален комплексу $k^{0.57}/\eta^{0.37}$. Так как теплопроводность наножидкости благодаря наночастицам увеличивается, при ламинарном режиме течения коэффициент теплоотдачи растет вне зависимости от изменения величины коэффициента динамической вязкости.

При турбулентном режиме течения положительный для интенсификации теплообмена эффект определяется соотношением между коэффициентом теплопроводности и динамической вязкости наножидкости [2].

Ламинарный режим течения теплоносителя — наножидкости в теплоэнергетических установках, как правило, является рациональным выбором по сравнению с турбулентным. При этом режиме коэффициент теплоотдачи пропорционален коэффициенту теплопроводности. Также необходимо учитывать значения динамической вязкости (рис. 6) [6–8].

Определяющим фактором энергетической эффективности жаротрубного котла является условие, при котором $\alpha_{NF}/\alpha_f > \eta_{NF}/\eta_f$.

На рис. 6 показано, что изменение относительно коэффициента теплоотдачи выше коэффициента относительной динамической вязкости в диапазоне концентраций от 0–2 %, что является рабочим диапазоном для теплотехнических характеристик жаротрубного котла.

V. Обсуждение результатов

С увеличением концентрации наночастиц в наножидкости происходит рост количества частиц в единице объема, что приводит к увеличению количества взаимодействий между частицами. Эти взаимодействия приводят к изменению теплофизических характеристик наножидкости, таких как плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность [9, 10].

Ламинарный режим течения теплоносителя — наножидкости, как правило, является рациональным выбором по сравнению с турбулентным. В теплоэнергетических установках при ламинарном режиме коэффициент теплоотдачи пропорционален коэффициенту теплопроводности. Также необходимо учитывать значения динамической вязкости, характеризующие потери удельной энергии.

VI. Выводы и заключение

В результате расчетных исследований показано, что увеличение коэффициента теплоотдачи зависит от режима течения наножидкости. При ламинарном режиме всегда отмечается рост теплоотдачи пропорционально коэффициенту теплопроводности наножидкости. При турбулентном коэффициент теплоотдачи также зависит и от вязкости наножидкости.

Ламинарный режим течения теплоносителя — наножидкости — является рациональным выбором по сравнению с турбулентным в теплоэнергетических установках.

Определяющим фактором энергетической эффективности жаротрубного котла является условие, при котором $\alpha_{NF}/\alpha_f > \eta_{NF}/\eta_f$ в объеме с теплоносителем.

Что создает предпосылки для разработки высокоэффективного жаротрубного котла с модифицированным теплоносителем.

Список источников

1. Терехов В. И., Калинина С. В., Леманов В. В. Механизм теплопереноса в наножидкостях: современное состояние проблемы. Часть 2. Конвективный теплообмен // Теплофизика и аэромеханика. 2010. Т. 17, № 2. С. 173–188. EDN: NDNMOT.
2. Рудяк В. Я., Минаков А. В., Краснолуцкий С. А. Физика и механика процессов теплообмена в течениях наножидкостей // Физическая мезомеханика. 2016. Т. 19, № 1. С. 75–83.
3. Минаков А. В., Рудяк В. Я., Гузей Д. В. [и др.]. Измерение коэффициента теплоотдачи наножидкости на основе воды и частиц оксида меди // Теплофизика высоких температур. 2015. Т. 53, вып. 2. С. 256–263. DOI: 10.7868/S0040364415020167. EDN: TLOTON.
4. Slobodina E. N., Mikhailov A. G. Application peculiarities of the higherature fluids containing nanoparticles in gas-tube boilers // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1652. 012037. P. 1–4. DOI: 10.1088/1742-6596/1652/1/012037.
5. Awais M., Bhuiyan A. A., Salehin S. [et al.]. Synthesis, heat transport mechanisms and thermophysical properties of nanofluids: A critical overview // International Journal of Thermofluids. 2021. Vol. 10 (4). DOI: 10.1016/j.ijft.2021.100086.
6. Hadad K., Rahimian A., Nemaollahi M. R. Numerical study of single and two-phase models of water/ Al_2O_3 nanofluid turbulent forced convection flow in VVER-1000 nuclear reactor // Annals of Nuclear Energy. 2013. Vol. 60. P. 287–294. DOI: 10.1016/j.anucene.2013.05.017.
7. Yu W., France D. M., Timofeeva E. V. [et al.]. Thermophysical property-related comparison criteria for nanofluid heat transfer enhancement in turbulent flow // Applied Physics Letters. 2010. Vol. 96 (21). 213109. P. 1–3. DOI: 10.1063/1.3435487.
8. Haghighi E. B., Utomo A. T., Ghanbarpour M. [et al.]. Experimental Study on Convective Heat Transfer of Nanofluids in Turbulent Flow: Methods of Comparing Their Performance // Experimental Thermal and Fluid Science. 2014. Vol. 57. P. 378–387. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2014.05.019.
9. Слободина Е. Н., Михайлов А. Г., Гасс Е. А. Экспериментальные и расчетные исследования процесса кипения наножидкости // Известия Транссиба. 2023. № 1 (53). С. 103–109. EDN: NYYGES.
10. Минаков А. В., Рудяк В. Я., Гузей Д. В. [и др.]. Измерение коэффициента теплоотдачи наножидкости на основе воды и частиц оксида меди // Теплофизика высоких температур. 2015. Т. 53, № 2. С. 256–263. DOI: 10.7868/S0040364415020167. EDN: TLOTON.

СЛОБОДИНА Екатерина Николаевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Теплоэнергетика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 3785-9045

ORCID: 0000-0002-5168-2502

ResearcherID: R-7340-2016

Адрес для переписки: slobodina_e@mail.ru

СТЕПАШКИН Иван Александрович, старший преподаватель кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 3166-3378

AuthorID (РИНЦ): 948077

AuthorID (SCOPUS): 57214754518

КОВАЛЕНКО Дмитрий Валерьевич, старший преподаватель кафедры «Теплоэнергетика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7587-8782

AuthorID (РИНЦ): 901108

ORCID: 0000-0003-4822-4145

AuthorID (SCOPUS): 57193410109

ResearcherID: R-7414-2017



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

SPIN-код: 7337-8036

AuthorID (РИНЦ): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

РОГАЧЕВ Евгений Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Физика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 1373-4622

ORCID: 0000-0003-2622-7492

AuthorID (SCOPUS): 56503848300

ResearcherID: AAS-1459-2020

Для цитирования

Слободина Е. Н., Степашкин И. А., Коваленко Д. В., Михайлов А. Г., Рогачев Е. А. Расчетные исследования теплоотдачи при течении наножидкостей // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 46–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-46-52.

Статья поступила в редакцию 01.09.2023 г.

© Е. Н. Слободина, И. А. Степашкин, Д. В. Коваленко,
А. Г. Михайлов, Е. А. Рогачев

CALCULATION STUDIES OF HEAT TRANSFER IN THE FLOW OF NANOFLUIDS

E. N. Slobodina, I. A. Stepashkin, D. V. Kovalenko,
A. G. Mikhailov, E. A. Rogachev

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

This research delves into the study of heat transfer in nanofluids, which are specialized fluids containing nanoparticles. The investigation focuses on understanding crucial factors affecting heat transfer in nanofluids, such as thermal conductivity, viscosity, flow patterns, and density. Both experimental and computational methods are employed to explore how various nanofluid compositions perform in different scenarios. The outcomes of this study contribute to an improved comprehension of nanofluid behavior and its potential applications in enhancing heat transfer processes.

Keywords: nanofluid, heat transfer, thermal conductivity, viscosity, flow regimes, density.

References

1. Terekhov V. I., Kalinina S. V., Lemanov V. V. Mekhanizm teploperenosa v nanozhidkostyakh: sovremennoye sostoyaniye problemy. Chast' 2. Konvektivnyy teploobmen [The mechanism of heat transfer in nanofluids: state of the art (review). Part 2. Convective heat transfer] // *Teplofizika i Aeromekhanika. Thermophysics and Aeromechanics*. 2010. Vol. 17, no. 2. P. 173–188. EDN: NDNMOT. (In Russ.).
2. Rudyak V. Ya., Minakov A. V., Krasnolutsii S. L. Fizika i mekhanika protsessov teploobmena v techeniyakh nanozhidkostey [Physics and mechanics of heat exchange processes in nanofluid flows] // *Fizicheskaya Mezomekhanika. Physical Mesomechanics*. 2016. Vol. 19, no. 1. P. 75–83. (In Russ.).
3. Minakov A. V., Rudyak V. Ya., Guzey D. V. [et al.]. Izmereniye koeffitsiyenta teplootdachi nanozhidkosti na osnove vody i chastits oksida medi [Measurement of the heat transfer coefficient of a nanofluid based on water and copper oxide particles in a cylindrical channel] // *Teplofizika Vysokikh Temperatur. High Temperature*. 2015. Vol. 53, no. 2. P. 246–253. DOI: 10.7868/S0040364415020167. EDN: TLOTOH. (In Russ.).
4. Slobodina E. N., Mikhailov A. G. Application peculiarities of the higherature fluids containing nanoparticles in gas-tube boilers // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1652. 012037. P. 1–4. DOI: 10.1088/1742-6596/1652/1/012037. (In Engl.).
5. Awais M., Bhuiyan A. A., Salehin S. [et al.]. Synthesis, heat transport mechanisms and thermophysical properties of nanofluids: A critical overview // *International Journal of Thermofluids*. 2021. Vol. 10 (4). DOI: 10.1016/j.ijft.2021.100086. (In Engl.).
6. Hadad K., Rahimian A., Nemaollahi M. R. Numerical study of single and two-phase models of water/Al₂O₃ nanofluid turbulent forced convection flow in VVER-1000 nuclear reactor // *Annals of Nuclear Energy*. 2013. Vol. 60. P. 287–294. DOI: 10.1016/j.anucene.2013.05.017. (In Engl.).
7. Yu W., France D. M., Timofeeva E. V. [et al.]. Thermophysical property-related comparison criteria for nanofluid heat transfer enhancement in turbulent flow // *Applied Physics Letters*. 2010. Vol. 96 (21). 213109. P. 1–3. DOI: 10.1063/1.3435487. (In Engl.).
8. Haghighi E. B., Utomo A. T., Ghanbarpour M. [et al.]. Experimental Study on Convective Heat Transfer of Nanofluids on Turbulent Flow: Methods of Comparing Their Performance // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2014. Vol. 57. P. 378–387. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2014.05.019. (In Engl.).
9. Slobodina E. N., Mikhailov A. G., Gass E. A. Eksperimental'nyye i raschetnyye issledovaniya protsessa kipeniya nanozhidkosti [Experimental and computational studies of the nanofluidic boiling process] // *Izvestiya Transsiba. Journal of Transsib Railway Studies*. 2023. No. 1 (53). P. 103–109. (In Russ.).
10. Minakov A. V., Rudjak V. Ya., Guzei D. V. [et al.]. Izmereniye koeffitsiyenta teplootdachi nanozhidkosti na osnove vody i chastits oksida medi [Measurement of the heat transfer coefficient of a nanofluid based on water and copper oxide particles in a cylindrical channel] // *Teplofizika Vysokikh Temperatur. High Temperature*. 2015. Vol. 53, no. 2. P. 256–263. (In Russ.).

SLOBODINA Ekaterina Nikolaevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Heat Power Engineering Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
SPIN-code: 3785-9045
ORCID: 0000-0002-5168-2502
ResearcherID: R-7340-2016
Correspondence address: slobodina_e@mail.ru
STEPASHKIN Ivan Alexandrovich, Senior Lecturer of Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 3166-3378
AuthorID (RSCI): 948077
AuthorID (SCOPUS): 57214754518
KOVALENKO Dmitry Valerievich, Senior Lecturer of Heat Power Engineering Department, OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 7587-8782
AuthorID (RSCI): 901108
ORCID: 0000-0003-4822-4145
AuthorID (SCOPUS): 57193410109
ResearcherID: R-7414-2017
MIKHAILOV Andrey Garrievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate



Professor of Heat Power Engineering Department,
OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 7337-8036

AuthorID (RSCI): 385534

AuthorID (SCOPUS): 56503044200

ROGACHEV Evgeny Anatolievich, Candidate of
Technical Sciences, Associate Professor of Physics
Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 1373-4622

ORCID: 0000-0003-2622-7492

AuthorID (SCOPUS): 56503848300

ResearcherID: AAS-1459-2020

For citations

Slobodina E. N., Stepashkin I. A., Kovalenko D. V., Mikhailov
A. G., Rogachev E. A. Calculation studies of heat transfer in the
flow of nanofluids // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-
Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 46 – 52. DOI:
10.25206/2588-0373-2023-7-3-46-52.

Received September 01, 2023.

© E. N. Slobodina, I. A. Stepashkin,

D. V. Kovalenko,

A. G. Mikhailov, E. A. Rogachev

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГРУЗОЗАХВАТНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ЛЕСНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

А. Н. Королевских, О. А. Двинская, Е. А. Богданова

Тюменский индустриальный университет,
Россия, 625000, г. Тюмень, ул. Володарского, 38

В статье предложено установить на контактирующие поверхности фрикционно-зажимного грузозахватного устройства зарубежного производства зубчатые пластины. Модернизация грузозахватного устройства предназначена для использования устройства при перемещении грузов из древесины. Обоснована необходимость модернизации. Определены параметры зубчатой пластины. Оценена надежность несущей конструкции модернизированного грузозахватного устройства. Статья будет полезна инженерам и исследователям, работающим над обратным инжинирингом промышленного оборудования зарубежного производства.

Ключевые слова: грузозахватное оборудование, фрикционно-зажимное грузозахватное устройство, обратный инжиниринг.

Введение

Развитие лесной промышленности играет важную роль для экономики Российской Федерации. При этом рост показателей эффективности предприятий лесной промышленности во многом зависит от качества и количества используемого промышленного оборудования, применяемого на различных этапах переработки древесины. Погрузочно-разгрузочные работы (ПРР) и транспортировка занимают значительный объем труда и энергоемкости в технологическом процессе переработки древесины. Для выполнения ПРР существует множество разновидностей транспортных машин, технико-экономические показатели которых влияют на основную долю затрат на ПРР. Улучшение технико-экономических показателей транспортных машин возможно с увеличением их производительности, повышением надежности, снижением себестоимости и затрат на обслуживание и транспортировку машин.

Грузозахватное устройство (ГЗУ) является соединяющим звеном между рабочим органом транспортной (грузоподъемной) машины и грузом. Развитие ГЗУ также влияет на технико-экономические показатели транспортных машин, т.к. напрямую влияет на производительность машины. Основными направлениями развития ГЗУ является повышение максимальной грузоподъемности, надежности, механизации и безопасности ПРР.

Различают универсальные (стропы, траверсы, клещевые захваты и т.д.) и специальные (троллейные подвески, вакуумные, магнитные захваты и т.д.) ГЗУ. Фрикционно-зажимные грузозахватные устройства (ФЗГУ) в зависимости от конструкции можно отнести как к универсальным, так и к специальным ГЗУ. ФЗГУ фиксирует груз при помощи сил трения, возникающих между грузом и контактирующей поверхностью ФЗГУ в результате сжатия груза (струбцина, клещевой захват). Совершенствование ФЗГУ является важным для машиностроения, т.к. большинство конструкций ФЗГУ не требуют при выполнении ПРР участия стропальщиков, что

подразумевает использование ФЗГУ при создании автоматизированных производственных линий.

Анализ конструкций ФЗГУ

Патентный анализ конструкций ФЗГУ показал, что развитие ФЗГУ направлено на повышение надежности конструкции [1–3], снижение требуемого сжимающего усилия [1–3] и расширение функциональных возможностей [4–8]. Наибольший интерес вызвала конструкция [3] струбцины, на губках которой установлены зубчатые пластины (рис. 1). Конструкция позволяет перемещать только древесину, но при этом за счет появления сил зацепления значительно увеличивается максимальная грузоподъемность ФЗГУ [9]. Повреждения поверхности груза от зубьев незначительны и не снижают характеристик древесины.

Однако конструкция [3] не лишена недостатков: невозможность применения для древесины, подвергнутой чистовой отделке (лакокрасочное покрытие, полирование); необходимость вручную фиксировать груз.

Кроме анализа научно-технической литературы также был изучен современный рынок ФЗГУ. Анализ конструкций ФЗГУ таких предприятий, как «Probst GmbH» (Германия), «BOLZONI-AURAMO» (Россия), «TGS» (Нидерланды), «Achilli» (Италия) и др., показал, что современные ФЗГУ оснащают гидравлическим приводом. Гидравлический привод увеличивает силу сжатия, что повышает грузоподъемность устройств. ФЗГУ устанавливают на фронтальные погрузчики (транспортировка шин), экскаваторы (добыча нерудного индустриального сырья), автомобильные краны (ПРР кирпича) и транспортные машины, оснащенные грузоподъемным оборудованием (манипуляторы).

Наибольший интерес представляет конструкция ФЗГУ серии AKZ-H-UNIGRIP (рис. 2) предприятия «Probst GmbH» [10], предназначенная для выполнения ПРР паллетов с кирпичом, а также других строительных материалов из керамического камня.

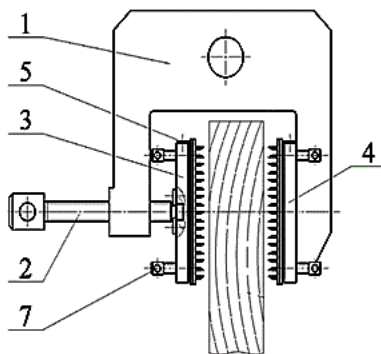


Рис. 1. Струбцина (главный вид) [3]:

1 — корпус; 2 — прижимной винт;
3, 4 — контактные элементы;
5 — зубчатые пластины;
7 — отжимные винты

Fig. 1. Clamp (main view) [3]:

1 — body; 2 — clamping screw;
3, 4 — contact elements; 5 — toothed
plates; 7 — release screws

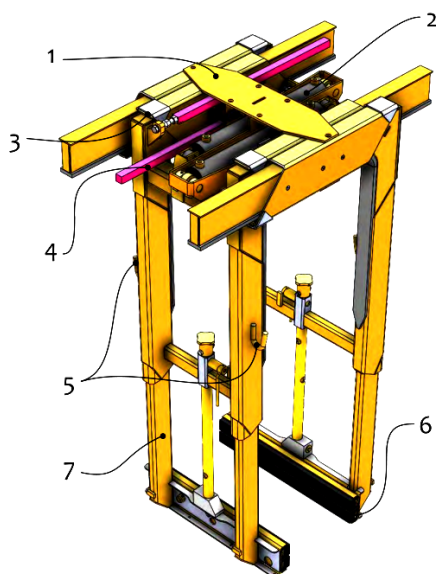


Рис. 2. ФЗГУ серии AKZ-H-UNIGRIP [10]:

1 — пластина крепления;
2 — гидроцилиндр; 3 — выдвижная
Г-образная секция; 4 — ограничитель;
5 — дополнительные крюки;
6 — губки захвата; 7 — выдвижные
П-образные секции

Fig. 2. Block loading grab
AKZ-H-UNIGRIP [10]:

1 — fastening plate; 2 — hydraulic cylinder;
3 — retractable L-shaped section;
4 — limiter; 5 — additional hooks;
6 — gripping jaws;
7 — retractable U-shaped sections

Для крепления ФЗГУ к грузоподъемному оборудованию на пластине крепления ФЗГУ 1 (рис. 2) монтируется кольцо либо устанавливается гидравлический ротор с кольцом, позволяющий выполнять вращение ФЗГУ вдоль вертикальной оси. Усилие сжатия, действующее на груз, создается гидравлическими цилиндрами 2. Выдвижная Г-образная секция 3 позволяет работать с грузами шириной от 370 мм до 1370 мм. Выдвижные П-образные секции 7 дают возможность перемещать грузы высотой до 1650 мм. Грузоподъемность ФЗГУ составляет 1350 кг.

Информация, представленная в [10], позволяет восстановить геометрию конструкции, при этом отсутствуют данные по материалам конструкции, параметрам гидропривода. Однако по изображению (рис. 2) можно заключить, что губки захвата 6 изготовлены из эластомера (каучук, резина). Такие материалы обеспечивают коэффициент трения с камнем не менее 0,6 [11] в отличие от применения стальных поверхностей с коэффициентом трения 0,35–0,45 [11].

Текущая конструкция ФЗГУ допустима для работы с древесиной, т.к. коэффициент трения резины с древесиной изменяется в диапазоне от 0,4 до 0,75 в зависимости от породы древесины и направления волокон [9]. Однако у существующей конструкции есть и недостатки:

1. Чувствительность к низким температурам окружающей среды. При отрицательных температурах ухудшаются упругопластические свойства резиновых губок захвата, что снижает сопротивляемость механическому разрушению губок. Также снижается и коэффициент трения, т.к. на мерзлой древесине могут появиться места незначительного обледенения.

2. Надежность крепления резиновых губок к ФЗГУ. Ограничивает увеличение грузоподъемности ФЗГУ с резиновыми губками захвата их низкая несущая способность (прочность резины на срез в среднем 0,1 МПа [12]) в местах крепления с опорными металлическими деталями ФЗГУ.

С целью исправить недостатки, представленные выше, решено заменить резиновые губки металлическими пластинами с зубьями по аналогии с [3]. Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи:

- подобрать параметры зубчатых пластин;
- оценить грузоподъемность модернизированного ФЗГУ;
- проверить надежность несущей конструкции модернизированного ФЗГУ.

Модернизация ФЗГУ

При расчете параметров зубчатой пластины необходимо учесть следующие факторы: максимальное число зубьев, реализуемое на одной пластине; силу сцепления зубчатых пластин с древесиной (замена силы трения); лимитирующую силу тяжести от груза, не вызывающую срез зубьев, а также смятие зубчатой пластины в местах ее крепления. Кроме того, также было принято учесть лимитирующее разрывное усилие в сварном шве, соединяющем пластину крепления 1 (рис. 2) с несущей рамой ФЗГУ, т.к. это место в конструкции ФЗГУ предположительно получает максимальные нагрузки при эксплуатации.

Параметры зуба пластины приняты такие же, как у пластины, используемой при фиксации деревянных стропильных конструкций (рис. 3). Пластина изготавливается из листового проката (Ст4) толщиной 1 мм. Зубья высотой 8 мм и шириной 12,7 мм получают штампованием. Применение уже существующей конструкции зубчатой пластины снизит затраты на реализацию модернизации ФЗГУ.

Расчет силы сцепления зубчатых пластин с древесиной выполнялся по методике [9], в которой сила сцепления рассчитывается как сумма сил:

$$F_{вз} = F_{зац} + F_{тр} + F_{кр}, \quad (1)$$

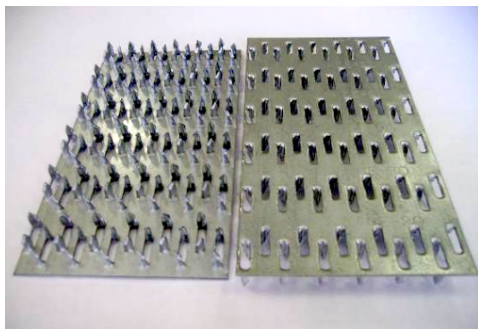


Рис. 3. Зубчатая (гвоздевая) пластина
Fig. 3. Toothed (nail) plate

где $F_{\text{зац}}$ — суммарная сила взаимодействия всех зубьев, внедренных в тело груза, Н; $F_{\text{тр}}$ — сила трения между плоскими поверхностями зубчатых пластин и поверхностью груза, Н; $F_{\text{кр}}$ — сила дополнительного сопротивления на кромке контактных элементов в результате упругой деформации, Н.

$$F_{\text{зац}} = S_3 \cdot \sigma_{\text{см}}^{\text{AP}} \cdot n_3, \quad (2)$$

где S_3 — площадь поверхности зуба, на которую воздействует сила тяжести груза, мм²; $\sigma_{\text{см}}^{\text{AP}}$ — допускаемое напряжение смятия древесины в направлении усилия сдвига, МПа; n_3 — число зубьев на одной пластине, внедренных в тело груза.

$$F_{\text{тр}} = N \cdot \frac{2,4 \tau_0 (1 - \mu_2^2)}{E_{\text{пр}}} \sqrt{\frac{R}{h_{\text{ср}}}} + \beta + 0,2 \alpha_{\text{гис}} \sqrt{\frac{h_{\text{ср}}}{2}}, \quad (3)$$

где N — сжимающая сила контактных элементов, Н; τ_0 — фрикционная константа, зависящая от физико-химического состояния трущихся поверхностей, $\tau_0 = 0,05$ [11]; μ_2 — коэффициент Пуассона древесины, $\mu_2 = 0,5$; $E_{\text{пр}}$ — приведенный модуль упругости, МПа; R — приведенный радиус кривизны, $R = 108$ мм (для плоских поверхностей принимаем радиус, значительно превышающий габариты трущихся поверхностей); $h_{\text{ср}}$ — величина средней микро-неровности; мм; β — фрикционная константа, $\beta = 0,061$ [11]; $\alpha_{\text{гис}}$ — коэффициент гистерезисных потерь материала, $\alpha_{\text{гис}} = 0,2$ [11].

Сжимающая сила контактных элементов рассчитана через максимальную грузоподъемность устройства:

$$N = \frac{F_{\text{тр}}}{f_{\text{тр}}}, \quad (4)$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила тяжести груза, Н; $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения между плоскими поверхностями зубчатых пластин и поверхностью груза, $f_{\text{тр}} = 0,6$ [9].

$$F_{\text{кр}} = \frac{\sigma_{\text{см}}^{\text{AP}} h_{\text{к}} L_{\text{к}} R_{\text{к}}}{\alpha}, \quad (5)$$

где $h_{\text{к}}$ — высота кромки, мм; $L_{\text{к}}$ — длина кромки, мм; $R_{\text{к}}$ — радиус кромки; α — ширина зоны контакта, мм.

Расчет сил, вызывающих срез зубьев, а также смятие зубчатой пластины в местах ее крепления (по 10 винтовых соединений винтами М12 ГОСТ 17475-80), выполнен по классическим формулам расчета деталей машин на прочность [13, 14]:

— сила, вызывающая срез зубьев

$$F_{\text{отр.з.}} = \frac{\tau_{\text{кр}}^{\text{CT}} \cdot W_{\text{к}} \cdot n_3 \cdot 4 \cdot 10^3}{n_{\text{без}} \cdot n_{\text{пр}} \cdot h_3}, \quad (6)$$

где $\tau_{\text{кр}}^{\text{CT}}$ — допускаемое напряжение кручения, $\tau_{\text{кр}}^{\text{CT}} = 103$ МПа (для материала Ст4); $W_{\text{к}}$ — момент сопротивления при кручении, м³; $n_{\text{без}}$ — коэффициент безопасности; $n_{\text{пр}}$ — коэффициент запаса прочности; h_3 — высота зуба, мм;

— сила смятия зубчатой пластины в местах крепления

$$F_{\text{кр.пл.}} = \frac{\sigma_{\text{см}}^{\text{CT}}}{n_{\text{без}} \cdot n_{\text{пр}}} \cdot S_{\text{кр}}, \quad (7)$$

где $\sigma_{\text{см}}^{\text{CT}}$ — допускаемое напряжение смятия, $\sigma_{\text{см}}^{\text{CT}} = 142$ МПа (для материала Ст4); $S_{\text{кр}}$ — площадь контакта зубчатых пластин с крепежными элементами, подвергнутых напряжениям смятия;

— разрывное усилие в сварном шве

$$F_{\text{св}} = L_{\text{св}} \cdot S_{\text{св}} \cdot \frac{\sigma_{\text{св}}}{n_{\text{без}} n_{\text{пр}}}, \quad (8)$$

где $L_{\text{св}}$ — длина сварного шва, $L_{\text{св}} = 280$ мм; $S_{\text{св}}$ — толщина привариваемого элемента, $S_{\text{св}} = 5$ мм; $\sigma_{\text{св}}$ — допускаемые напряжения при растяжении таврового сварного шва, $\sigma_{\text{св}} = 93,16$ МПа;

В расчетах коэффициент безопасности принят равным 1,15, т.к. ФЗГУ используется в транспортных и технологических процессах [15]. Коэффициент запаса прочности принят равным 1,6, как для механизмов подъема груза при втором расчетном случае [15]. Лимитирующее разрывное усилие в сварном шве рассчитано при тех же коэффициентах безопасности и запаса прочности. В расчете принят сварной шов таврового соединения с толщиной свариваемых деталей 5 мм. Длина шва принята по чертежам ФЗГУ.

Для подбора минимального числа зубьев пластины все силы были сведены в общую систему координат [16], где по оси абсцисс изменяется количество зубьев на пластине, по оси ординат — значения расчетных сил (рис. 4). Сила сцепления рассчитана для груза с механическими характеристиками дуба.

На рис. 4 представлено 5 графиков: 1, 3–5 ограничивают область решения задачи график 2 является целевой функцией. Чем больше значение графика 2, тем больше грузоподъемность ФЗГУ.

Как видно из рис. 4, область решения находится между осью абсцисс и графиками 3 и 5. Однако график 2 проходит за пределами области решения. С одной стороны, полученный результат показывает, что даже при контакте с гладкой стальной поверхностью грузоподъемность ФЗГУ сохраняется, но, с другой стороны, появляется возможность снизить сжимающее усилие, развиваемое гидроцилиндрами 2 (рис. 2) ФЗГУ. Снижение требуемого усилия дает несколько преимуществ: снижение энергозатрат на выполнение рабочих операций ФЗГУ; возможность применения гидроцилиндров с меньшим диаметром поршня, что снижает себестоимость ФЗГУ; снижение нагрузки на опоры гидроцилиндров ФЗГУ.

Для того, чтобы определить, во сколько раз можно снизить сжимающее усилие в гидроцилиндрах, было получено отношение ординат точек пересечения графиков 1 и 2 и графиков 1 и 3 (рис. 4). В результате усилие было снижено в 23,7 раза.

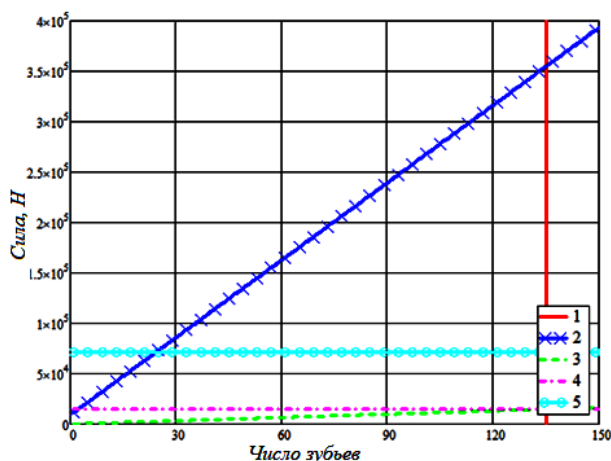


Рис. 4. Определение минимального числа зубьев пластины ФЗГУ: 1 — максимальное число зубьев на одной контактирующей поверхности (геометрическое ограничение); 2 — сила сцепления груза зубчатых пластин с древесиной (грузоподъемность); 3 — сила, вызывающая срез зубьев; 4 — сила, вызывающая смятие пластины в местах крепления зубчатых пластин; 5 — разрывное усилие в сварном шве пластины крепления и несущей рамы

Fig. 4. Determination of the minimum number of teeth of the block loading grab plate: 1 — maximum number of teeth on one contacting surface (geometric limitation); 2 — adhesion force of the load of toothed plates with wood (load capacity); 3 — force causing shearing of teeth; 4 — force causing compression of the plate at the points where the toothed plates are attached; 5 — breaking force in the weld of the fastening plate and the supporting frame

На рис. 5 представлены результаты расчетов при сниженном сжимающем усилии в гидроцилиндрах. Минимальное число зубьев одной пластины 133.

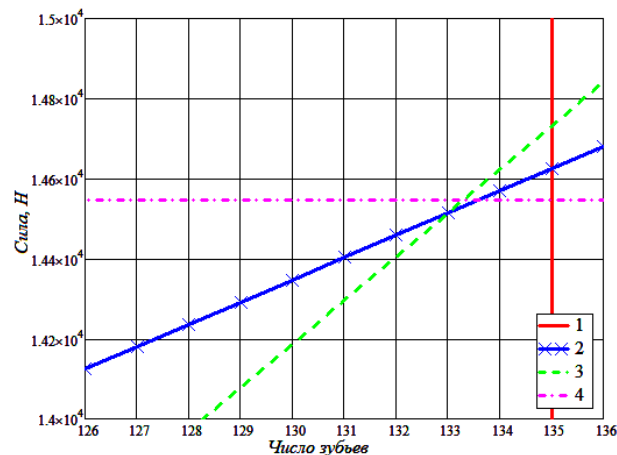


Рис. 5. Определение минимального числа зубьев пластины ФЗГУ при сниженном усилии в гидроцилиндрах
Fig. 5. Determination of the minimum number of teeth of the block loading grab plate with reduced force in hydraulic cylinders

Учитывая тот факт, что различные породы древесины отличаются механическими характеристиками, в табл. 1 представлены результаты расчетов аналогично рис. 4 и рис. 5 для наиболее известных пород древесины.

Результаты расчетов, представленные в табл. 1, показывают, что минимальное число зубьев для всех рассчитанных пород древесины составило 133. Возможность снижения сжимающего усилия варьируется в зависимости от породы древесины, что связано с различными реологическими свойствами и коэффициентами трения пород древесины. Однако результаты расчетов в табл. 1 необходимого

Таблица 1. Расчет минимального числа зубьев для различных пород древесины
Table 1. Calculation of the minimum number of teeth for various types of wood

Параметр	Древесина											
	береза	бук	дуб	липа	лиственница	ольха	орех грецкий	осина	пихта	сосна	тополь	ясень
Предел смятия древесины при сжатии, МПа [9]	54,0	52,9	52,0	45,8	61,5	44,5	55,4	43,1	40,0	46,3	40,0	56,2
Сила, необходимая для внедрения зубьев в древесину, кН	1,43	1,41	1,38	1,21	1,63	1,18	1,47	1,14	1,06	1,23	1,06	1,49
Предельная сжимающая сила до начала разрушения груза, кН	799,6	783,3	770,0	678,2	910,6	658,9	820,3	638,2	592,3	685,6	592,3	832,2
Сжимающая сила гидроцилиндров, кН	22,50											
Коэффициент возможного снижения усилия в гидроцилиндрах	23,7	26,3	23,7	19,9	21,6	21,6	22,7	14,6	14,6	17,8	17,2	23,7
Допускаемое усилие в сварном шве, кН	70,88											
Допускаемое усилие, не вызывающее отрыв зубьев, кН	14,51											
Допускаемое усилие в местах крепления зубчатой пластины, кН	14,55											
Минимальное число зубьев	133											
Расчетная грузоподъемность ФЗГУ, кг	1455	1430	1459	1460	1455	1453	1473	1442	1466	1441	1456	1468

усилия для внедрения зубьев пластин в поверхность древесины показывает, что в случае с лиственницей снижение сжимающего усилия даже в 14,7 раза не позволит зафиксировать груз. Поэтому логично принять требуемое сжимающее усилие с запасом. При номинальном рабочем давлении в гидросистеме 20 МПа (номинальное рабочее давление гидронасоса кранового механизма автомобильного крана) усилие в 2 кН реализуется гидроцилиндром с диаметром поршня 12 мм (нормальный ряд по ГОСТ 6540-88), что позволяет заменить гидроцилиндры с диаметром поршня в 50 мм.

Конкретную конструкцию гидроцилиндров необходимо подбирать, учитывая конструктивную возможность их крепления к корпусу ФЗГУ и преодоление сил трения между выдвижными П-образными секциями 7 (рис. 2) и корпусом. Тем не менее гидроцилиндры с меньшим диаметром поршней увеличат скорость перемещения П-образных секций и снижат массу ФЗГУ.

Расчетная грузоподъемность ФЗГУ, представленная в табл. 1, в среднем превышает на 100 кг грузоподъемность относительно базовой конструкции. Однако увеличение грузоподъемности может снизить надежность несущей конструкции модернизированного ФЗГУ. Поэтому далее выполним оценку ее надежности.

Надежность несущей конструкции модернизированного ФЗГУ

В качестве показателя надежности принята вероятность безотказной работы. Расчет вероятности безотказной работы несущей конструкции ФЗГУ был выполнен с применением компьютерного моделирования [17, 18] методом конечных элементов напряженно-деформированного состояния деталей конструкции (рис. 6 и рис. 7).

При помощи компьютерного моделирования были определены участки с наибольшими напряжениями (рис. 6 и рис. 7). Затем для данных участков был выполнен ряд компьютерных экспериментов при различных значениях силы тяжести груза. Полученные значения напряжений были аппроксимированы кривыми, которые стали математическими моделями изменения напряжений в зависимости от силы тяжести груза (рис. 8). После чего при помощи датчика случайных чисел в программном комплексе Mathcad была сгенерирована выборка значений (нормальный закон распределения [15]) силы тяжести груза, которая была пропущена через полученные математические модели, также запрограммированные в программном комплексе Mathcad. В результате были получены выборки напряжений в расчетных участках, по которым были восстановлены функции плотности распределения действующих напряжений.

Для функций плотности распределения предельных напряжений необходимо определить два параметра: среднее значение предела выносливости и коэффициент вариации. В расчете принята сталь углеродистая низколегированная марки 18К по ГОСТ 5520-79. Для стали был рассчитан предел выносливости на растяжение (по пределу текучести) при числе циклов нагружения 106 (приблизительно равно числу нагружений при трехсменном режиме работы ФЗГУ в течение 5 лет):

$$\mu_{\sigma_{\text{lim}}} = K_{HL} K_p \sigma^{-1} \quad (9)$$

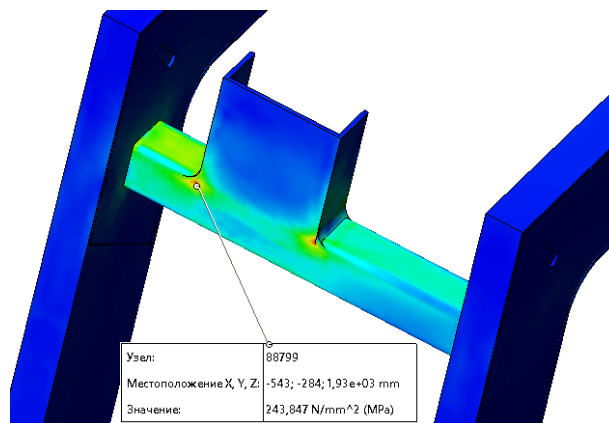


Рис. 6. Картина напряжений выдвижной Г-образной секции ФЗГУ

Fig. 6. Stress pattern of the retractable L-shaped section of the block loading grab

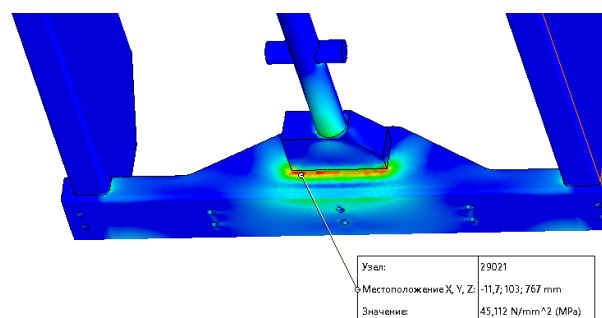


Рис. 7. Картина напряжений выдвижной П-образной секции ФЗГУ

Fig. 7. Stress pattern of the retractable U-shaped section of the block loading grab

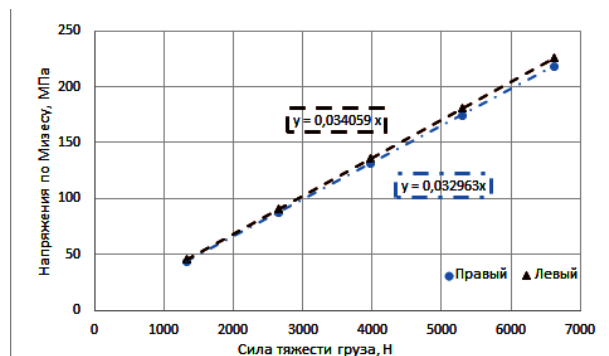


Рис. 8. Математические модели изменения максимальных растягивающих напряжений от силы тяжести груза

Fig. 8. Mathematical models of change in maximum tensile stresses from the force of gravity of the load

где K_{HL} — коэффициент долговечности, $K_{HL} = 1$ (число циклов нагружения не превышает 106); K_p — коэффициент, учитывающий, какой вероятности неразрушения соответствует определяемый предел выносливости; σ^{-1} — предел текучести материала, $\sigma^{-1} = 282,67$ МПа.

Коэффициент, учитывающий, какой вероятности неразрушения соответствует определяемый предел выносливости

$$K_p = \frac{1}{1 + u_p \cdot 9_{\text{lim}}} \quad (10)$$

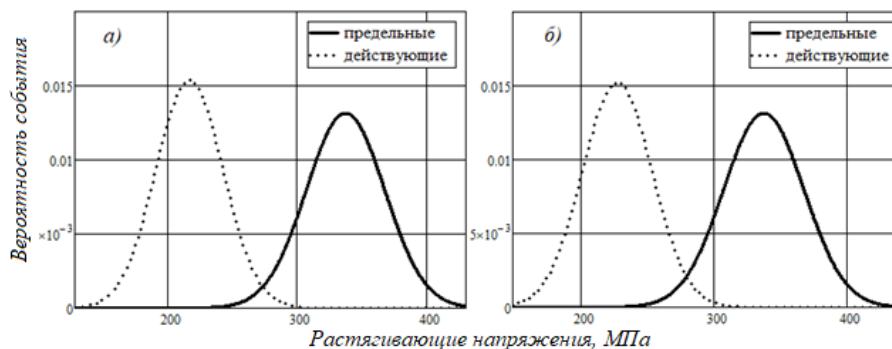


Рис. 9. Вероятность безотказной работы:
а) выдвижная Г-образная секция 99,9 %; б) выдвижная П-образная секция 99,7 %
Fig. 9. Reliability function:
a) retractable L-shaped section 99,9 %; б) retractable U-shaped section 99,7 %

где u_p — квантиль нормального распределения, $u_p = -1,8$ (для вероятности безотказной работы, равной 0,9641 [19]); ϑ_{lim} — коэффициент вариации, $\vartheta_{lim} = 0,09$ (для материалов без термообработки [19]).

Среднее квадратическое отклонение определяем по формуле

$$\sigma_{lim} = \vartheta_{lim} \cdot \mu_{lim}. \quad (11)$$

На рис. 9 представлены результаты расчетов вероятности безотказной работы для выдвижных Г-образной (рис. 9а) и П-образной (рис. 9б) секций ФЗГУ.

Вероятность безотказной работы Г-образной выдвижной секции составила 99,9 %, расчет вероятности безотказной работы второй Г-образной секции показал 100 %. Вероятность безотказной работы обеих П-образных секций составила 99,7 %. Расчет вероятности безотказной работы корпуса и зубчатых пластин в местах креплений показал 100 %. Общую вероятность безотказной работы несущей конструкции ФЗГУ примем как произведение вероятностей безотказной работы всех её элементов, что составило 99,3 % (допустимое значение для грузоподъемных машин общего назначения 99,0 % [15]).

Отметим, что на общую надежность ФЗГУ также будет влиять характеристика надежности гидравлического оборудования ФЗГУ. Однако при проектировании ФЗГУ гидравлическое оборудование будет относиться к стандартным комплектующим изделиям, надежность которых будет указана предприятием-изготовителем, а несущая конструкция ФЗГУ уникальна и требует контроля уровня надежности как при конструировании, так и при обратном инжиниринге ФЗГУ. Поэтому в статье оценена надежность только элементов несущей конструкции ФЗГУ.

Выводы

По результатам выполненной модернизации ФЗГУ получены следующие выводы:

1. Выявлено, что применение зубчатых пластин в конструкции ФЗГУ серии AKZ-H-UNIGRIP позволяет при использовании устройства для грузов из древесины снизить сжимающее усилие гидроцилиндров более чем в 10 раз.

2. За счет модернизации грузоподъемность ФЗГУ увеличена на 80 кг.

3. Расчет вероятности безотказной работы несущей конструкции ФЗГУ при сроке службы в 5 лет составил 99,3 %, что подтверждает возможность эксплуатации модернизированного ФЗГУ.

Список источников

1. Пат. 2714991 С1 Российская Федерация, МПК B66C 1/00. Струбцина с клиновым зажимом для панелей / Руденко А. В., Дужевский И. А. № 2019122843; заявл. 19.07.2019; опубл. 21.02.2020, Бюл. № 6.
2. Пат. 2714996 С1 Российская Федерация, МПК B66C 1/42. Струбцина с клиновым зажимом для плоских грузов / Руденко А. В., Дужевский И. А. № 2019122842; заявл. 19.07.2019; опубл. 21.02.2020, Бюл. № 6.
3. Пат. 2659669 С1 Российская Федерация, МПК B66C 1/42. Грузозахватное устройство для перемещения деревянных конструкций / Мелехов В. И., Бабкин А. И. № 2017133224; заявл. 25.09.2017; опубл. 03.07.2018, Бюл. № 19.
4. Пат. 139925 U1 Российская Федерация, МПК B66C 1/10. Струбцина для грузов / Руденко А. В., Бабкин А. И. № 2013141734/11; заявл. 10.09.2013; опубл. 27.04.2014, Бюл. № 12.
5. Renfro C. J. Screw-type lifting clamp. Canada patent CA1071262A; filed March 3rd, 1977; published February 5th, 1980.
6. Gillesse C. N., De Kruijf C. T. Lifting clamp. US patent US20120134773A1; filed March 10th, 2010; published May 31th, 2012.
7. Berk P. Lifting clamp. US patent US20100109362A1; filed March 10th, 2008; published May 6th, 2010.
8. Davies W. Lifting clamp. Canada patent CA1096421A; filed February 7th, 1979; published February 24th, 1981.
9. Бабкин А. И. Совершенствование фрикционных грузозахватных устройств для перемещения деревянных конструкций: автореф. дис. ... канд. техн. наук: Архангельск, 2018. 20 с.
10. Block Loading Grab AKZ-H-UNIGRIP: Operating Instructions. Probst GmbH. 144 p. URL: <https://www.manualslib.com/manual/2031304/Probst-Akz-Unigrip-1230> (дата обращения: 01.07.2023).
11. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2 кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Аликина. Москва: Машиностроение. Кн. 1. 1978. 400 с. Кн. 2. 1979. 358 с.
12. Лепетов В. А. Резиновые технические изделия. Ленинград: Госхимиздат, 1959. 446 с.
13. Babichev D. T., Lebedev S. Yu. Mechanisms and Machine Science // Mechanisms and Machine Science. 2019. Vol. 73. P. 2937–2953. DOI: 10.1007/978-3-030-20131-9_56. EDN: SBGSKT.
14. Babichev D. T., Lebedev S. Y., Babichev D. A. Calculation of tooth profile radiuses of curvature into line of contact parameters // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering:

10th International Symposium Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering. 2018. Vol. 393. P. 012051. DOI: 10.1088/1757-899X/393/1/012051. EDN: YBWSYN.

15. РТМ 24.090.25-76. Краны грузоподъемные. Расчет вероятности безотказной работы элементов. Введ. 1978–02–09. Москва: ВНИИПТмаш, 1976. 37 с.

16. Babichev D. T., Lebedev S. Y., Babichev D. A. Theoretical fundamentals of spur and helical gear synthesis based on assignment of meshing lines at face section // International Review of Mechanical Engineering. 2018. Vol. 12, no. 9. P. 762–770. DOI: 10.15866/ireme.v12i9.15580. EDN: LDVHZB.

17. Сызранцева К. В., Василега Н. А. Оценка вероятности отказа при эксплуатации сборного режущего инструмента со сменными многогранными пластинами методами непараметрической статистики // Омский научный вестник. 2023. № 2 (186). С. 35–43. DOI: 10.25206/1813-8225-2023-186-35-43. EDN: DYFFFD.

18. Сызранцева К. В., Кусков К. В., Пазяк М. А. Обоснование выбора коррозионно-стойкого материала корпуса превентора на основе моделирования его упругопластического деформирования // Омский научный вестник. 2022. № 4 (184). С. 5–11. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-184-5-11. EDN: MMGSMA.

19. Кудрявцев В. Н., Решетов Д. Н., Кузьмин И. С. [и др.]. О методах оценки несущей способности цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. 1989. № 9. С. 29–36.

КОРОЛЕВСКИХ Анастасия Николаевна, старший преподаватель кафедры «Прикладная механика» Тюменского индустриального университета (ТИУ), г. Тюмень.

SPIN-код: 6436-8272

AuthorID (РИНЦ): 803414

ORCID: 0009-0003-3340-0756

ResearcherID: E-8402-2014

Адрес для переписки: korolevskihan@tyuiu.ru

ДВИНСКАЯ Ольга Асхатовна, ассистент кафедры «Прикладная механика» ТИУ, г. Тюмень.

SPIN-код: 8266-0152

AuthorID (РИНЦ): 1209414

ORCID: 0009-0000-0995-1003

ResearcherID: IYJ-1271-2023

Адрес для переписки: dvinskajaoa@tyuiu.ru

БОГДАНОВА Елена Александровна, ассистент кафедры «Прикладная механика» ТИУ, г. Тюмень.

SPIN-код: 2395-9969

AuthorID (РИНЦ): 685866

ORCID: 0009-0009-8202-0008

ResearcherID: IYJ-0913-2023

Адрес для переписки: bogdanovaea1@tyuiu.ru

Для цитирования

Королевских А. Н., Двинская О. А., Богданова Е. А. Модернизация грузозахватного устройства для целей лесной промышленности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 53–61. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-53-61.

Статья поступила в редакцию 09.08.2023 г.

© А. Н. Королевских, О. А. Двинская,

Е. А. Богданова



MODERNIZATION OF THE LOAD GRIPPING DEVICE FOR FORESTRY INDUSTRY

A. N. Korolevskikh, O. A. Dvinskaya, E. A. Bogdanova

Industrial University of Tyumen,
Russia, Tyumen, Volodarskogo St., 38, 625000

The article proposes to install toothed plates on the contact surfaces of a foreign-made friction-clamping load-gripping device. The modernization of the friction-clamping load-gripping device is designed to use the device when moving goods from wood. The need for modernization is substantiated. The parameters of the gear plate are determined. The reliability of the upgraded friction-clamping load-gripping device is estimated. The article will be useful to engineers and researchers working on reverse engineering of foreign-made industrial equipment.

Keywords: load-gripping equipment, friction-clamping load-gripping device, reverse engineering.

References

1. Patent No. 2714991 Russian Federation, IPC B66C 1/00. Strubtsina s klinovym zazhimom dlya paneley [Clamp with Wedge Clip for Panels] / Rudenko A. V., Duzhevskiy I. A. No. 2714991 C1. (In Russ.).
2. Patent No. 2714996 Russian Federation, IPC B66C 1/00. Strubtsina s klinovym zazhimom dlya ploskikh gruzov [Clamp with Wedge Clip for Flat Loads] / Rudenko A. V., Duzhevskiy I. A. No. 2714996 C1. (In Russ.).
3. Patent No. 2659669 C1 Russian Federation, IPC B66C 1/42. Gruzozakhvatnoye ustroystvo dlya peremeshcheniya derevyannykh konstruktsey [Load handling device for moving wooden structures] / Melekhov V. I., Babkin A. I. No. 2659669 C1. (In Russ.).
4. Patent No. 139925 Russian Federation, IPC B66C 1/10. Strubtsina dlya gruzov [Wedge Clamp] / Rudenko A. V., Babkin A. I. No. 139925 U1. (In Russ.).
5. Renfro C. J. Screw-type lifting clamp. Canada patent CA1071262A; filed March 3rd, 1977; published February 5th, 1980. (In Engl.).
6. Gillesse C. N., De Kruijff C. T. Lifting clamp. US patent US20120134773A1; filed March 10th, 2010; published May 31th, 2012. (In Engl.).
7. Berk P. Lifting clamp. US patent US20100109362A1; filed March 10th, 2008; published May 6rd, 2010. (In Engl.).
8. Davies W. Lifting clamp. Canada patent CA1096421A; filed February 7th, 1979; published February 24th, 1981. (In Engl.).
9. Babkin A. I. Sovershenstvovaniye friktsionnykh gruzozakhvatnykh ustroystv dlya peremeshcheniya derevyannykh konstruktsey [Improvement of friction load gripping devices for moving wooden structures]. 2018. 20 p. (In Russ.).
10. Block Loading Grab AKZ-H-UNIGRIP: Operating Instructions. Probst GmbH. 144 p. URL: <https://www.manualslib.com/manual/2031304/Probst-Akz-Unigrip-1230> (accessed: 01.07.2023). (In Engl.).
11. Kragel'skiy I. V., Alisin V. V. Treniye, iznashivaniye i smazka [Friction, wear and lubrication]. In 2 bks. Moscow. (In Russ.).
Bk. I. 1978. 400 p. (In Russ.).
Bk. II. 1979. 358 p. (In Russ.).
12. Lepetov V. A. Rezinovyye tekhnicheskiye izdeliya [Rubber technical products]. Saint Petersburg. 1959. 446 p. (In Russ.).
13. Babichev D. T., Lebedev S. Yu. Mechanisms and Machine Science. // Mechanisms and Machine Science. 2019. Vol. 73. P. 559–568. DOI: 10.1007/978-3-030-20131-9_56. EDN: SBGSKT. (In Engl.).
14. Babichev D. T., Lebedev S. Y., Babichev D. A. Calculation of tooth profile radiuses of curvature into line of contact parameters // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 10th International Symposium Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering, 2018. Vol. 393. P. 012051. DOI: 10.1088/1757-899X/393/1/012051. EDN: YBWSYH. (In Engl.).
15. TGM 24.090.25-76. Krany gruzopod"emnye. Raschet veroyatnosti bezotkaznoy raboty elementov [Lifting cranes. Calculation of the probability of failure-free operation of elements]. Moscow. 1976. 37 p. (In Russ.).
16. Babichev D. T., Lebedev S. Y., Babichev D. A. Theoretical fundamentals of spur and helical gear synthesis based on assignment of meshing lines at face section // International Review of Mechanical Engineering. 2018. Vol. 12, no. 9. P. 762–770. DOI: 10.15866/ireme.v12i9.15580. EDN: LDVHZB. (In Engl.).
17. Syzrantseva K. V., Vasilega N. A. Otsenka veroyatnosti otkaza pri ekspluatatsii sbornogo rezhushchego instrumenta so smennymi mnogogrannymi platinami metodami neparametricheskoy statistiki [Estimation of the probability of failure during operation of a prefabricated cutting tool with replaceable polyhedral plates by nonparametric statistics methods] // Omskiy Nauchnyy Vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2023. No. 2 (186). P. 35–43. DOI: 10.25206/1813-8225-2023-186-35-43. EDN: DYFFFD. (In Russ.).
18. Syzrantseva K. V., Kuskov K. V., Pazyak M. A. Obosnovaniye vybora korrozionnostoykogo materiala korpusa preventora na osnove modelirovaniya yego uprugoplasticheskogo deformirovaniya [Substantiation of the choice of corrosion-resistant material of the preventer body based on modeling of its elastic-plastic deformation] // Omskiy Nauchnyy Vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2022. No. 4 (184). P. 5–11. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-184-5-11. EDN: MMGSMA. (In Russ.).
19. Kudryavtsev V. N., Reshetov D. N., Kuzmin I. S. [et al.]. O metodah ocenki nesushchey sposobnosti cilindricheskikh zubchatykh peredach [On methods for assessing the load-bearing capacity of cylindrical gears] // Vestnik Mashinostroyeniya. *Russian Engineering Research*. 1989. No. 9. P. 29–36. (In Russ.).

KOROLEVSKI KH Anastasia Nikolaevna, Senior Lecturer of Applied Mechanics Department, Industrial University of Tyumen (IUT), Tyumen.
SPIN-code: 6436-8272
AuthorID (RSCI): 803414

ORCID: 0009-0003-3340-0756
ResearcherID: E-8402-2014
Correspondence address: korolevskihan@tyuiu.ru
DVINSKAYA Olga Askhatovna, Assistant of Applied
Mechanics Department, IUT, Tyumen.
SPIN-code: 8266-0152
AuthorID (RSCI): 1209414
ORCID: 0009-0000-0995-1003
ResearcherID: IYJ-1271-2023
Correspondence address: dvinskajaoa@tyuiu.ru
BOGDANOVA Elena Alexandrovna, Assistant of
Applied Mechanics Department, IUT, Tyumen.
SPIN-code: 2395-9969
AuthorID (RSCI): 685866

ORCID: 0009-0009-8202-0008
ResearcherID: IYJ-0913-2023
Correspondence address: bogdanovaea1@tyuiu.ru

For citations

Korolevskikh A. N., Dvinskaya O. A., Bogdanova E. A.
Modernization of the load gripping device for forestry industry // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 53–61. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-53-61.

Received August 9, 2023.

© A. N. Korolevskikh, O. A. Dvinskaya, E. A. Bogdanova



СИНТЕЗ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ УПРАВЛЕНИЯ БЛОКИРУЮЩИМИ СВОЙСТВАМИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРАНСМИССИИ

А. В. Попов¹, С. В. Ушнурцев², А. В. Келлер^{3,4}

¹ Государственный научный центр РФ ФГУП «НАМИ»,
Россия, 125438, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2

² Омский автобронетанковый инженерный институт,
Россия, 644098, г. Омск, п. Черёмушки, 14 военный городок

³ Центр социологических исследований,
Россия, 123104, г. Москва, ул. Тверской бульвар, д. 13, стр. 1

⁴ Московский политехнический университет,
Россия, 107023, г. Москва, ул. Большая Семёновская, д. 38

При анализе условий эксплуатации полноприводных автомобилей становится очевидным, что они сталкиваются с непрерывными и значительно изменяющимися нагрузками на ведущие колеса, а также различными уровнями сопротивления движению и сцепления с дорогой. Исследования показывают, что существует определенная зона минимальных потерь мощности, которая соответствует определенному распределению мощности между ведущими мостами полноприводного грузового автомобиля. Исходя из этого, степень блокировки межосевых, межтележечных и межколесных связей должна автоматически регулироваться в зависимости от условий движения, чтобы обеспечить автомобилю максимальную тягу при минимальном сопротивлении качению. Однако для достижения оптимальной производительности и эффективности, необходимо учитывать множество факторов, таких как состояние опорного основания, характеристики автомобиля, управления тягой и устойчивостью и др. В связи с чем целью настоящей работы является обоснование синтеза закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов трансмиссии для обеспечения максимально эффективной силы тяги и минимального сопротивления качению, что, в свою очередь, обеспечит полноприводным автомобилям полную реализацию заложенного потенциала в различных условиях эксплуатации. При этом в работе, рассматривается случай постоянного движения всех ведущих колес по опорной поверхности без учета отрыва (вывешивания) одного из мостов задней тележки.

Ключевые слова: полноприводный автомобиль, трансмиссия, дифференциальный механизм, блокировка, ведущие колеса, проходимость.

Введение

Анализ условий эксплуатации полноприводных автомобилей, позволяет сделать вывод, что для них характерен непрерывно и значительно меняющийся разброс значений нагрузок, приходящихся на ведущие колеса, а также разброс сопротивления движению и сцепления колёс с опорной поверхностью. В работах [1–3] доказано, что существует четко выраженная зона минимума потерь мощности, соответствующая определенному распределению мощности между ведущими мостами полноприводного грузового автомобиля.

В этой связи степень блокировки межосевых, межтележечных и межколесных связей должна автоматически изменяться в зависимости от условий движения, обеспечивая автомобилю максимальный запас сил тяги при минимально возможном сопротивлении качению.

При поиске закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов трансмиссии в зависимости от комплекса дорожных, природно-климатических и эксплуатационных факторов представляется необходимым применять метод декомпозиции системы, содержа-

щей три разветвляющие узловые точки, а именно дифференциальные механизмы. Предназначение этих точек разомкнуть, развязать при необходимости замкнутый силовой контур [4]. Для чего, в свою очередь, разобьем систему привода ведущих колес на два участка:

— участок распределения мощности между ведущими мостами полноприводного грузового автомобиля, в котором используются межосевой (в раздаточной коробке) и межтележечный (в проходной главной передаче среднего моста) дифференциалы;

— участок распределения мощности между колесами разных бортов одного моста, в которых используются межколесные дифференциалы.

Теоретическое исследование

Переменные блокирующие свойства дифференциалам можно обеспечить посредством управления моментом трения фрикционных муфт блокировки дифференциалов. В качестве параметра, характеризующего блокирующие свойства дифференциальных механизмов, целесообразно выбрать коэффициент блокировки, равный отношению тормозного момента в дифференциале M_i к моменту M_0 , подво-

димого от двигателя к ведущему валу раздаточной коробки (главной передачи) [5, 6]:

$$K_{\delta} = \frac{M_t}{M_0} \quad (1)$$

Для поиска закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов на первом участке распределения мощности составим уравнения моментов, подводимых к переднему $M_{м1}$ и заднему $M_{м2,3}$ мостам, с учетом передаточного числа межосевого (межтележечного) дифференциала u_{MOA} :

$$M_{м1} = \frac{1}{u_{MOA} + 1} M_0 - K_{\delta} \cdot M_0, \quad (2)$$

$$M_{м2,3} = \frac{u_{MOA}}{u_{MOA} + 1} M_0 + K_{\delta} \cdot M_0. \quad (3)$$

Вместе с тем подводимый к ведущим колесам крутящий момент равен моменту сопротивления качению, из чего следует, что коэффициент сопротивления качению выражается соотношением момента, подводимого к колесу, на произведение радиуса колеса, зависящего от давления воздуха в шине, приходящейся на него нагрузки и номера прохода колеса по опорной поверхности, т.е. размещение колеса в колесной формуле.

В ходе обобщения закономерностей (2) и (3) принята общеизвестная описанная зависимость [7], применяемая в практике распределения моментов блокированного дифференциала, с учетом допущения о незначительности потерь, приводящих не к перераспределению моментов между забегающей и отстающей осью, а к их безвозвратной потере части энергии.

В процессе поиска оптимального распределения мощности, переводящего полноприводный грузовой автомобиль с максимальной нагрузкой (грузом, монтируемым оборудованием, буксируемым прицепом и т.д.) из начальной в конечную точку, за минимальное время и с минимально возможным расходом энергии установлено, что крутящий момент, распределяемый между ведущими мостами автомобиля, может быть определен как сумма пропорциональной сцепным возможностям колес ведущего моста доли момента внешних сил сопротивления $M_{\Sigma c}$ (подъёма, разгона, на крюке, сопротивления воздуха) и суммарного момента сопротивления качению колес ведущего моста M_{fci} :

$$M_{mi} = M_{fci} + k_{ni} M_{\Sigma c} \quad (4)$$

где k_{ni} — доля момента внешних сил сопротивления $M_{\Sigma c}$.

Сопротивление качению колеса зависит от свойств опорной поверхности, нагрузки на него и номера прохода колеса по грунту (для деформируемой опорной поверхности). Оно может быть найдено при помощи следующих выражений:

для твердой опорной поверхности [8]:

$$M_{fci} = \frac{\alpha + \beta \left(\frac{R_{zi}}{2} \right)^2}{1 + p_w} \cdot R_{zi} \cdot r_{ki}, \quad (5)$$

где α и β — постоянные для шин одной модели коэффициенты;

для деформируемого грунта [8]:

$$M_{fci} = \frac{(2R_{zi}^2)^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} \left(1 - \frac{2}{3}\mu + \frac{1}{6}\mu^2 \right)}{r_{kci}^{\frac{\mu+1}{2\mu+1}} (c_i B)^{\frac{1}{2\mu+1}} \left(2 - \frac{13}{15}\mu + \frac{1}{5}\mu^2 \right)}, \quad (6)$$

где μ — показатель степени, характеризующий закон изменения сопротивления по глубине вдавливания;

B — ширина профиля шины.

c_i — удельное сопротивление грунта вдавливания штампа при текущем проходе колеса, для переднего колеса $c_1 = c_0$ — для последующих;

$$c_i = c_{i-1} \cdot H_{i-1}^{\mu}, \quad (7)$$

H_i — приращение глубины колеи:

$$H_i = \left(\frac{2R_{zi}}{c_i B \sqrt{2r_{kci}} \left(2 - \frac{13}{15}\mu + \frac{1}{5}\mu^2 \right)} \right)^{\frac{1}{\mu+0.5}}. \quad (8)$$

Долю момента внешних сил сопротивления k_{ni} можно найти, приняв, что минимальные потери мощности обеспечиваются при равенстве буксовых δ колес ведущего моста [9, 10]. При этом, исходя из известной зависимости радиуса качения колеса от передаваемого им крутящего момента M_{kpi} , буксование δ может быть найдено по следующей зависимости:

$$\delta = \frac{\lambda_i \cdot M_{kpi}}{r_{koi}}, \quad (9)$$

где r_{koi} — радиус качения колеса в свободном режиме; λ_i — коэффициент тангенциальной эластичности колеса.

Тангенциальную эластичность шины, которая определяет зависимость радиуса качения колеса от передаваемого крутящего момента, в функции от условий движения, нагрузки на колесо и номера его прохода по грунту (для деформируемой опорной поверхности), можно найти согласно следующим зависимостям:

а) для твердой дороги [11]:

$$\lambda_i = \lambda^* \frac{R_z^*}{R_{zi}}, \quad (10)$$

где λ^* и R_z^* — константы для данной шины [12];

б) для деформируемого грунта [9]:

$$\lambda_i = \lambda_{i-1} \left(\frac{R_{zi-1}}{R_{zi}} A_i^{\mu} \right)^{-\frac{1}{\mu+0.5}}, \quad (11)$$

где A_i — коэффициент уплотнения грунта, численно равный приращению глубины колеи [9, 13].

Стоит отметить, что для условий непрерывно и значительно меняющихся значений нагрузок, приходящихся на ведущие колеса, а также при деформации профиля колеса до 40 %, в случаях движения по опорным поверхностям со слабой несущей способностью, радиус может меняться примерно на 20 %.

Приняв ограничение, что радиусы качения всех колес в свободном режиме одинаковы, полу-

чим условие равенства буксований всех ведущих колес:

$$\lambda_1 M_{m1} = \lambda_2 M_{m2} = \lambda_3 M_{m3} = \dots = \lambda_n M_{mn}, \quad (12)$$

где M_i — крутящий момент, подводимый к ведущему колесу и формирующий на нем силу тяги, обеспечивающую преодоление внешних сил сопротивления движению автомобиля:

$$M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_N = M_{AB} - \sum_{i=1}^n M_{fci}, \quad (13)$$

Выразив крутящие моменты на колесах через M_i , получим:

$$M_i + \frac{\lambda_i}{\lambda_2} M_i + \frac{\lambda_i}{\lambda_3} M_i + \dots + \frac{\lambda_i}{\lambda_n} M_i = M_{AB} - \sum_{i=1}^n M_{fci}. \quad (14)$$

Решив данное уравнение через M_i , получим:

$$M_i = \frac{M_{AB} - \sum_{i=1}^n M_{fci}}{\lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}}, \quad (15)$$

$$k_{ni} = \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}. \quad (16)$$

Основываясь на зависимости (16), получим:

$$M_{m1} = M_{fc1} + k_{n1} \cdot M_{\Sigma c}, \quad (17)$$

$$M_{m2,3} = M_{fc2,3} + (1 - k_{ni}) \cdot M_{\Sigma c}. \quad (18)$$

Подставив (17) и (18) в (2) и (3), получим:

$$\frac{1}{u_{MOA} + 1} M_0 - K_{\delta} \cdot M_0 = M_{fc1} + k_{n1} \cdot M_{\Sigma c}, \quad (19)$$

$$\frac{u_{MOA}}{u_{MOA} + 1} M_0 + K_{\delta} \cdot M_0 = M_{fc2,3} + (1 - k_{ni}) \cdot M_{\Sigma c}. \quad (20)$$

Решив систему уравнений (19) и (20) относительно K_{δ} , получим зависимость коэффициента блокировки межосевого дифференциала от ключевых факторов, характеризующих условия и режим движения полноприводного грузового автомобиля:

$$K_{\delta} = \frac{M_{fc2,3} - u_{MOA} \cdot M_{fc1} + \left(1 - \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}\right) \cdot M_{\Sigma c}}{(u_{MOA} + 1) \cdot (M_{fc1} + M_{fc2,3} + M_{\Sigma c})}. \quad (21)$$

В свою очередь, коэффициент блокировки межтележечного дифференциала определяется следующей зависимостью:

$$K_{\delta} = \frac{M_{fc3} - u_{MTA} \cdot M_{fc2} + \left(1 - \lambda_i \sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j}\right) \cdot M_{\Sigma c}}{(u_{MTA} + 1) \cdot (M_{fc2} + M_{fc3} + M_{\Sigma c})}. \quad (22)$$

Влияние степени блокирования межколесных дифференциалов проявляется в условиях различного сцепления ведущих колес одного моста и действия значительных сил внешнего сопротивления (разгон, преодоление подъёма, буксирование прицепа, движение по бездорожью) [14]. В этой ситуации оптимальная степень блокирования межколесного дифференциала должна обеспечить максимальное использование потенциальных свойств соединяемых им ведущих колес, исключив циркуляцию мощности и потерю устойчивости автомобилем:

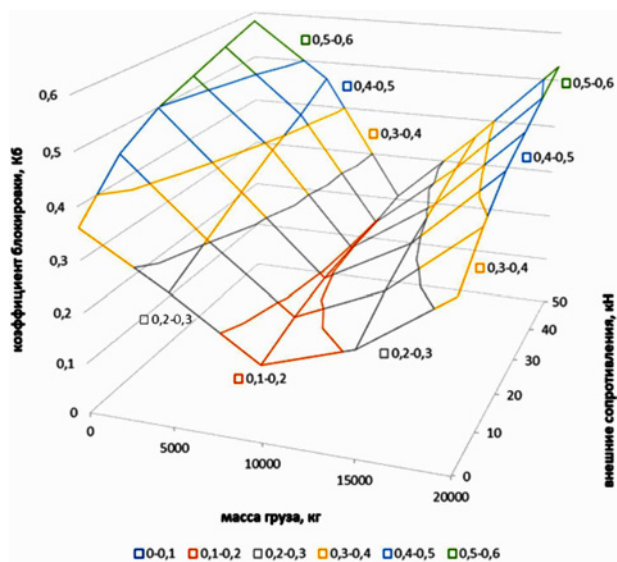
$$K_{\delta} = \frac{0,5 - \frac{\varphi_{\min} R_z \cdot r_k}{M_0} \cdot \frac{\varphi_{\max} R_z \cdot r_k}{M_0} - 0,5}{\frac{\pm \sqrt{[\varphi_{\min} (1 - k\delta) R_z + A(1 + C)]^2 - D[A^2 D + 2\varphi_1 (1 - k\delta) R_z A - R_z (\varphi_{\max} - \varphi_{\min})]}}{[\varphi_{\min} (1 - k\delta) + f_0] R_z D} \cdot \frac{(M_0 - M_{fM}) \cdot \lambda_{np} - \chi_M}{2\lambda_{np} \cdot M_0}}. \quad (23)$$

На основе разработанной математической модели и методики поиска закономерностей распределения мощности посредством управляемого фрикционного дифференциала, а также полученных зависимостей, найдены закономерности изменения коэффициента блокировки межосевого (рис. 1), межтележечного (рис. 2) и межколесных (рис. 3) дифференциалов автомобиля КамАЗ-65222 при движении в различных дорожных условиях (табл. 1), включая движение по местности.

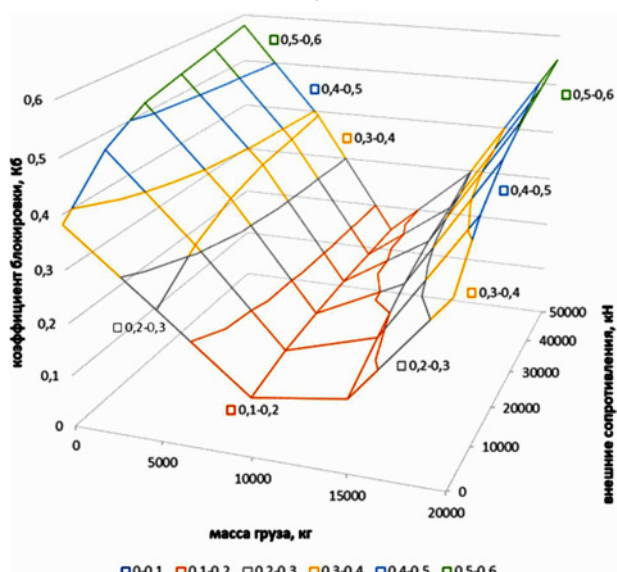
Выводы

Анализ данных, представленных в табл. 1 и на рис. 1–3, позволяет сделать следующие выводы:

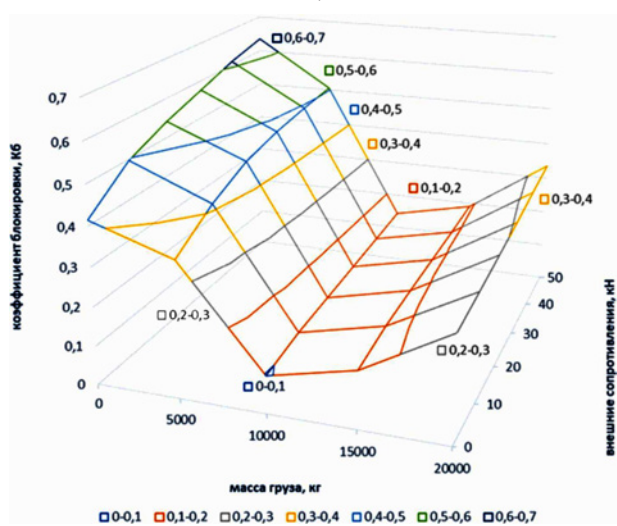
1. Для каждого дорожного условия и нагрузки требуется определенное значение коэффициента блокировки межосевого и межтележечного дифференциала. При этом межосевой дифференциал автомобиля КамАЗ-65222 должен обеспечивать переменную степень блокировки в диапазоне 0,10–0,65, а межтележечный дифференциал — в диапазоне 0,01–0,20. Это связано с зависимостью оптимального коэффициента блокировки от соотношения масс, приходящихся на соединяемые дифференциалом мосты, а также соотношения параметров опорной поверхности (сопротивления качению, сцепления и тангенциальной эластичности), с которой взаимодействуют колеса соединяемых дифференциалом мостов. Для межосевого дифференциала характерен широкий диапазон соотношений нагрузки



а)

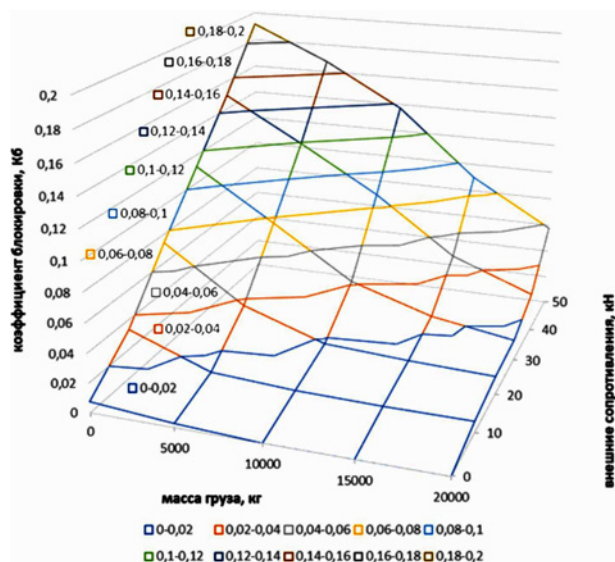


б)

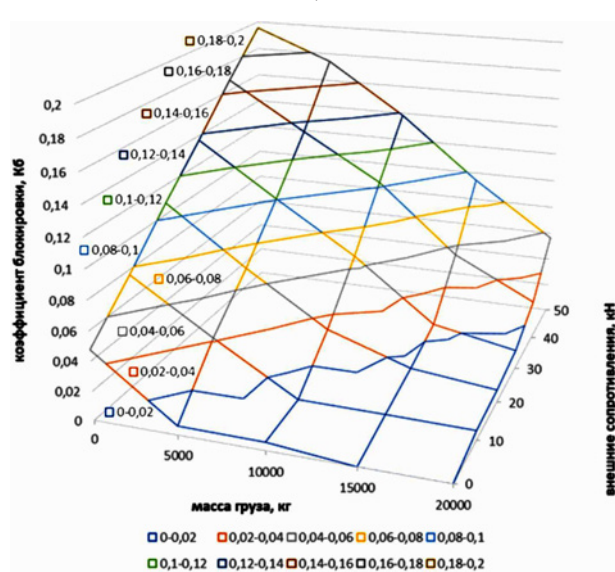


в)

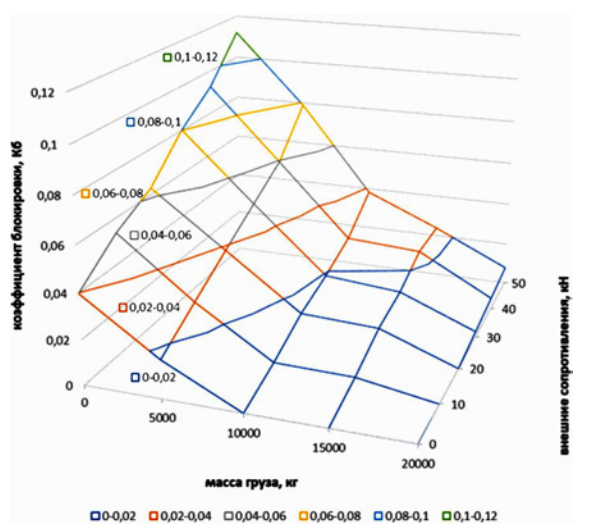
Рис. 1. Зависимость коэффициента блокировки межосевого дифференциала от силы внешних сопротивлений и массы перевозимого груза при движении в различных дорожных условиях: а) суглинок; б) мокрый суглинок; в) сухой песок
 Fig. 1. Dependence of the locking coefficient of the center differential on the strength of external resistances and the weight of the transported cargo when driving in various road conditions: a) loam; b) wet loam; c) dry sand



а)



б)



в)

Рис. 2. Зависимость коэффициента блокировки межтележечного дифференциала от силы внешних сопротивлений и массы перевозимого груза при движении в различных дорожных условиях: а) суглинок; б) мокрый суглинок; в) сухой песок
 Fig. 2. Dependence of the locking coefficient of the interbody differential on the strength of external resistances and the weight of the transported cargo when driving in various road conditions: a) loam; b) wet loam; c) dry sand

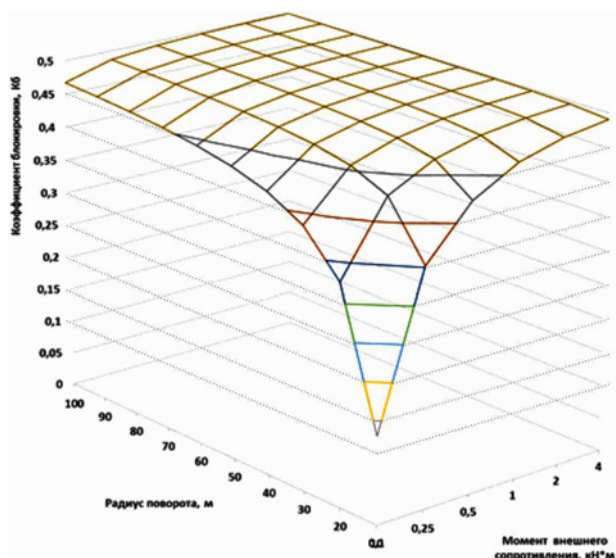
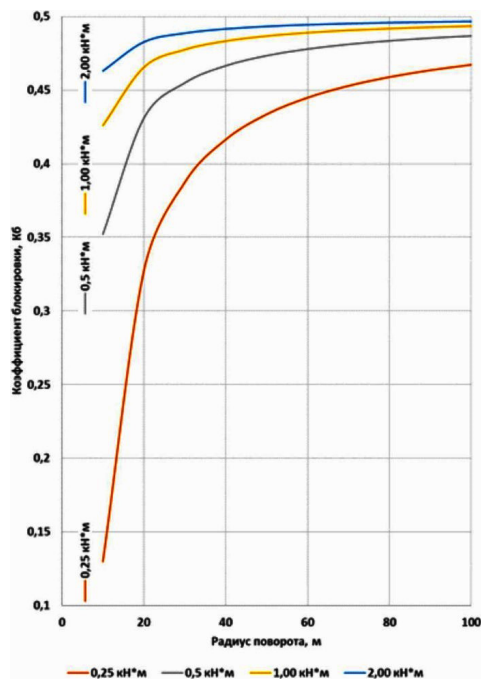


Рис. 3. Зависимость коэффициента блокировки межколесного дифференциала радиуса поворота и внешних сопротивлений

Fig. 3. Dependence of the locking coefficient of the inter-wheel differential of the turning radius and external resistances

зок между передним мостом и мостами задней тележки (в зависимости от массы перевозимого груза доля приходящейся на передний мост нагрузки изменяется от 0,44 для порожнего автомобиля до 0,20 для полностью груженого транспортного средства) и большое изменение параметров опорной поверхности при последовательном проходе колес (так, сопротивление качению по суглинку уменьшается с 0,103 при первом проходе колеса по грунту до 0,061 — при втором).

2. Для коэффициента блокировки межосевого дифференциала характерно наличие зоны минимума, соответствующей близкому к передаточному отношению межосевого дифференциала соотношения нагрузок на передний мост и мосты задней тележки. Наибольшие значения коэффициента блокировки необходимы у порожнего и полностью груженого автомобиля; это связано с существенной

Таблица 1. Диапазон изменения коэффициентов блокировок межколесного и межтележечного дифференциалов полноприводного грузового автомобиля 6×6
Table 1. The range of change in the locking coefficients of the inter-wheel and inter-truck differentials of a 6×6 four-wheel drive truck

Дорожные условия	Вероятность дорожных условий p_i	Коэффициент блокировки дифференциала	
		МОД	МТД
Дороги с твердым покрытием	0,20	0,10—0,44	0,10-0,13
Дороги с щебеночным, булыжным или гравийным покрытием	0,30	0,10—0,48	0,10—0,15
Грунтовые дороги:			
удовлетворительного состояния	0,30	0,10—0,50	0,10—0,20
разбитые	0,10	0,10—0,50	0,10—0,20
в период распутицы	0,05	0,20—0,65	0,10—0,20
Бездорожье (местность):	0,05		
задернованный суглинок		0,10—0,55	0,10—0,20
сухая суглинистая пахота		0,15—0,55	0,10—0,20
влажная суглинистая пахота		0,20—0,65	0,10—0,20
сухой песок		0,10—0,63	0,10—0,15

несимметрией вертикальных нагрузок на ведущие мосты. Из-за равномерного распределения массы между мостами тележки межтележечный дифференциал менее чувствителен к массе перевозимого груза, поэтому оптимальная степень его блокировки определяется преимущественно соотношением параметров опорной поверхности при последовательном проходе колес мостов.

3. Увеличение сил внешнего сопротивления (разгону, подъему, буксированию прицепа) приводит к увеличению оптимального значения коэффициента блокировки межосевого и межтележечного дифференциалов. При этом наиболее значительное изменение степени блокирования дифференциала должно быть достигнуто у порожнего автомобиля. Это связано со значительным несоответствием распределения сцепного веса по ведущим мостам и подводимым к ним крутящим моментом, который определяется передаточным отношением межосевого дифференциала.

4. Степень блокирования межколесного дифференциала должна быть переменной в зависимости от соотношения сцепных свойств соединяемых им ведущих колес, суммарных сил сопротивления движению и радиуса поворота.

В большинстве эксплуатационных условий прямолинейного движения максимальное значение коэффициента блокировки межколесного дифференциала (за исключением случая полного вывешивания ведущего колеса) определяется сцепными свойствами колеса на поверхности с меньшим сцеплением и не превышает 0,5.

При малых силах внешнего сопротивления (менее 5 % от максимально возможных по моменту двигателя) оптимальная степень блокирования межколесного дифференциала уменьшается с уменьшением радиуса поворота, ограничиваясь отсутствием циркуляции мощности. При увеличении радиуса поворота и сил внешних сопротивлений коэффициент блокировки асимптотически приближается к 0,5.

Таким образом, на основании проведенного анализа, с учетом коэффициента полезного действия дифференциалов, целесообразно рекомендовать следующие максимальные значения коэффициентов блокировки полноприводного автомобиля с колесной формулой 6х6:

- межосевого дифференциала — 0,65;
- межтележечного дифференциала — 0,20;
- межколесного дифференциала — 0,50.

Список источников

1. Келлер А. В. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси: моногр. Челябинск, 2009. 217 с. ISBN 978-5-9772-0149-0.
2. Мурог И. А. Научные методы совершенствования трансмиссии и рулевого управления при модернизации автомобилей многоцелевого назначения: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск, 2013. 32 с.
3. Сиразетдинов Т. К. Методы решения многокритериальных задач синтеза технических систем. Москва: Машиностроение, 1988. 158 с. ISBN 5-217-00105-4.
4. Лефаров А. Х., Высоцкий М. С., Ванцевич В. В. [и др.]. Энергонагруженность и надежность дифференциальных механизмов транспортно-тяговых машин. Минск: Навука і тэхніка, 1991. 239 с. ISBN 5-343-00828-3.
5. Андреев А. Ф., Ванцевич В. В., Лефаров А. Х. Дифференциалы колесных машин. Москва: Машиностроение, 1987. 174 с.
6. Петрушов В. А., Московкин В. В., Евграфов А. Н. Мощностной баланс автомобиля. Москва: Машиностроение, 1984. 159 с.
7. Чистов М. П. Исследование сопротивления качению при движении полноприводного автомобиля по деформируемому грунту: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва: Изд-во МВТУ им. Баумана, 1971. 16 с.
8. Шухман С. Б. Обоснование и разработка метода повышения эффективности колесных машин за счет рационального силового привода: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2001. 48 с.
9. Шухман С. Б. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. Москва: Агробизнесцентр, 2007. 333 с. ISBN 978-5-902792-15-4.
10. Антонов А. С. Комплексные силовые передачи: Теория силового потока и расчет передающих систем. Ленинград: Машиностроение, 1981. 496 с.

11. Dygalo V., Keller A., Shcherbin A. Principles of application of virtual and physical simulation technology in production of digital twin of active vehicle safety systems // Transportation Research Procedia. 2020. Vol. 50. P. 121–129. DOI: 10.1016/j.trpro.2020.10.015. EDN: ZOPJNA.

12. Тарасик В. П. Моделирование экстренного торможения автомобиля на опорной поверхности типа «микст» // Автомобильная промышленность. 2022. № 1 (74). С. 64–75. EDN: YTFIPI.

13. Keller A., Aliukov S. Effectiveness of Methods of Power Distribution in Transmissions of All-Wheel-Drive Trucks // SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress. 2015. DOI: 10.4271/2015-01-2732. EDN: WPDDSX.

14. Keller A., Aliukov S., Anchukov V. [et al.]. Investigations of Power Distribution in Transmissions of Heavy Trucks // SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress. 2016. DOI: 10.4271/2016-01-1100.

ПОПОВ Андрей Вячеславович, аспирант государственного научного центра РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва.

Адрес для переписки: popov.andrey@gmail.com

УШНУРЦЕВ Станислав Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры эвакуации и вождения Омского автобронетанкового инженерного института, г. Омск.

SPIN-код: 1546-0660

AuthorID (РИНЦ): 697645

ORCID: 0000-0002-9983-4173

Адрес для переписки: stanislavushnurcev@gmail.com

КЕЛЛЕР Андрей Владимирович, доктор технических наук, профессор (Россия), директор Центра социологических исследований; научный руководитель передовой инженерной школы Московского политехнического университета, г. Москва.

SPIN-код: 4622-5727

AuthorID (РИНЦ): 341094

ORCID: 0000-0003-4183-9489

Адрес для переписки: andreikeller@rambler.ru

Для цитирования

Попов А. В., Ушнурцев С. В., Келлер А. В. Синтез закономерностей управления блокирующими свойствами дифференциальных механизмов трансмиссии // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 62–69. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-62-69.

Статья поступила в редакцию 14.08.2023 г.

© А. В. Попов, С. В. Ушнурцев, А. В. Келлер



SYNTHESIS OF REGULARITIES OF CONTROL OF BLOCKING PROPERTIES OF DIFFERENTIAL TRANSMISSION MECHANISMS

A. V. Popov¹, S. V. Ushnurtsev², A. V. Keller^{3,4}

¹ The State Scientific Center of the Russian Federation FSUE «NAMI»,
Russia, Moscow, Avtomotornaya str., 2, 125438

² Omsk Tank-Automotive Engineering Institute,
Russia, Omsk, Cheryomushki village, 14 Military town, 644098

³ Center for Sociological Research,
Russia, Moscow, Tverskoy Boulevard str., 13, bld. 1, 123104

⁴ Moscow Polytechnic University,
Russia, Moscow, Bolshaya Semenovskaya str., 38, 107023

The analysis of the operating conditions of four-wheel drive vehicles allows us to conclude that they are characterized by a continuously and significantly changing spread of the values of loads falling on the driving wheels, as well as the spread of resistance to movement and wheel adhesion to the bearing surface. In this regard, the degree of blocking of the inter-axle, inter-vehicle and inter-wheel connections should automatically change depending on the driving conditions, providing the car with the maximum reserve of traction forces with the minimum possible rolling resistance.

Keywords: four-wheel drive car, transmission, differential mechanism, locking, driving wheels, cross-country.

References

1. Keller A. V. Printsipy i metody raspredeleniya moshchnosti mezhdu vedushchimi kolesami avtomobil'nykh bazovykh shassi [Principles and methods of power distribution between driving wheels of automobile base chassis]. Chelyabinsk, 2009. 218 p. ISBN 978-5-9772-0149-0. (In Russ.).

2. Murog I. A. Nauchnyye metody sovershenstvovaniya transmissii i rulevogo upravleniya pri modernizatsii avtomobiley mnogotselevogo naznacheniya [Scientific methods of improving transmission and steering in the modernization of multi-purpose vehicles]. Chelyabinsk, 2013. 32 p. (In Russ.).

3. Sirazetdinov T. K. Metody resheniya mnogokriterial'nykh zadach sinteza tekhnicheskikh sistem [Methods for solving multi-criteria problems of synthesis of technical systems]. Moscow, 1988. 158 p. ISBN 5-217-00105-4. (In Russ.).

4. Lefarov A. Kh., Vysotskiy M. S., Vantsevich V. V. [et al.]. Energonagruzhenost' i nadezhnost' differentsial'nykh mekhanizmov transportno-tyagovykh mashin [Energy load and reliability of differential mechanisms of transport and traction machines]. Minsk, 1991. 239 p. ISBN 5-343-00828-3. (In Russ.).

5. Andreev A. F., Vantsevich V. V., Lefarov A. H. Differentsialy kolesnykh mashin [Differentials of wheeled machines]. Moscow, 1987. 174 p. (In Russ.).

6. Petrushov V. A., Moskovkin V. V., Evgrafov A. N. Moshchnostnoy balans avtomobilya [Vehicle power balance]. Moscow, 1984. 159 p. (In Russ.).

7. Chistov M. P. Issledovaniye soprotivleniya kacheniyu pri dvizhenii polnoprivodnogo avtomobilya po deformiruyemomu gruntu [Investigation of rolling resistance when driving a four-wheel drive car on deformable ground]. Moscow, 1971. 16 p. (In Russ.).

8. Shuhman S. B. Obosnovaniye i razrabotka metoda povysheniya effektivnosti kolesnykh mashin za schet ratsional'nogo silovogo privoda [Substantiation and development of a method for increasing the efficiency of wheeled vehicles due to rational power drive]. Moscow, 2007. 48 p. (In Russ.).

9. Shuhman S. B. Kompleksnyye silovyye peredachi: Teoriya silovogo potoka i raschet peredayushchikh sistem [Theory of the power drive of the wheels of high-terrain vehicles]. Moscow, 2007. 333 p. ISBN 978-5-902792-15-4. (In Russ.).

10. Antonov A. S. Kompleksnyye silovyye peredachi: teoriya silovogo potoka i raschet peredayushchikh sistem [Complex power transmissions: theory of power flow and calculation of transmission systems]. Leningrad, 1981. 496 p. (In Russ.).

11. Dygalo V., Keller A., Shcherbin A. Principles of application of virtual and physical simulation technology in production of digital twin of active vehicle safety systems // Transportation Research Procedia. Vol. 50. P. 121–129. DOI: 10.1016/j.trpro.2020.10.015. EDN: ZOPJNA. (In Engl.).

12. Tarasik V. P. Modelirovaniye ekstrennogo tormozheniya avtomobilya na opornoy poverkhnosti tipa «mikst» [Simulation of emergency vehicle braking on support surface of «mix» type] // Avtomobil'naya Promyshlennost'. Automotive Industry. 2022. No 1 (74). P. 64–75. EDN: YTFIPI. (In Russ.).

13. Keller A., Aliukov S. Effectiveness of Methods of Power Distribution in Transmissions of All-Wheel-Drive Trucks // SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress. 2015. DOI: 10.4271/2015-01-2732. EDN: WPDDSX. (In Engl.).

14. Keller A., Aliukov S., Anchukov V. [et al.]. Investigations of Power Distribution in Transmissions of Heavy Trucks // SAE 2015 Commercial Vehicle Engineering Congress. 2016. DOI: 10.4271/2016-01-1100. (In Engl.).

POPOV Andrey Vyacheslavovich, Graduate Student of the State Research Center of the Russian Federation FSUE «NAMI», Moscow.

Correspondence address: popov.andrey@gmail.com
USHNURTSEV Stanislav Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Evacuation

and Driving Department, Omsk Tank-Automotive Engineering Institute, Omsk.

SPIN-code: 1546-0660

AuthorID (RSCI): 697645

ORCID: 0000-0002-9983-4173

Correspondence address: stanislavushnurcev@gmail.com

KELLER Andrey Vladimirovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Director of the Center for Sociological Research, Moscow; Scientific Director of an Advanced Engineering School Moscow Polytechnic University, Moscow.

SPIN-code: 4622-5727

AuthorID (RSCI): 341094

ORCID: 0000-0003-4183-9489

Correspondence address: andreikeller@rambler.ru

For citations

Popov A. V., Ushnurtsev S. V., Keller A. V. Synthesis of regularities of control of blocking properties of differential transmission mechanisms // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 62–69. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-62-69.

Received August 14, 2023.

© A. V. Popov, S. V. Ushnurtsev,
A. V. Keller



ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСКОГО ОБЛИКА ДЕКАРТОВОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ АВТОНОМНОГО СТЫКОВОЧНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ЗАХВАТА МИШЕНИ

В. И. Трушляков, В. В. Юдинцев, В. А. Урбанский,
С. Ю. Онищук, Д. А. Кленин

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

Предложена концепция построения орбитального комплекса для оперативного перехвата мишени, включающая в свой состав метод баллистического построения оперативного перехвата, рекомендации к проектно-конструкторскому облику декартовой двигательной установки автономного стыковочного модуля, функционирующей на этапе ближнего наведения при доставке троса от разгонного блока к мишени, на этапе захвата и перевода мишени на орбиту утилизации в составе вращающейся тросовой космической системы. В качестве критерия выбора проектно-конструкторского облика декартовой двигательной установки (запасы топлива, тяга каждой камеры и их количество, минимальное изменение координат центра масс автономного стыковочного модуля на всем интервале работы декартовой двигательной установки) принята минимальная масса автономного стыковочного модуля. Для сравнения рассматривается два метода построения баллистической схемы перехвата мишени: классический, с выходом орбитального комплекса на орбиту мишени с нулевыми относительными скоростями и метод на основе использования вращающейся тросовой космической системы, с выходом орбитального комплекса на орбиту перехвата мишени со скоростями в точке встречи до 200 м/с.

Ключевые слова: декартовая двигательная установка, разгонный блок, автономный стыковочный модуль, вращающаяся тросовая космическая система, мишень, захват, орбита утилизации.

Введение

Проблема техногенного засорения околоземного пространства является общей для всего человечества [1]. Необходимость предупреждения увеличения риска освоения околоземного пространства (вероятность столкновения функционирующих космических аппаратов (КА) и орбитальных ступеней с объектами крупногабаритного космического мусора и уровень последствий таких столкновений) приводит к увеличению стоимости миссий, снижению срока активного существования КА [2]. Одним из способов предупреждения неконтролируемого увеличения количества космического мусора является очистка околоземных орбит от крупногабаритных объектов космического мусора (далее мишеней) типа отработавших ступеней ракет-носителей (РН) и КА при помощи КА-буксиров, выполняющих перехват объектов, захват и увод объектов космического мусора на орбиту утилизации.

За последние несколько десятков лет было предложено множество способов очистки околоземного пространства от объектов крупногабаритного космического мусора. В работе [3] проведен анализ состояния разработок орбитального комплекса (ОК) и их составных частей для очистки орбит в околоземном космическом пространстве от этапа исследований до проведения лётно-конструкторских испытаний.

Традиционный метод перехвата (А) мишени включает в себя следующие этапы: начиная с опорной орбиты этапы дальнего и ближнего на-

ведения на орбиту, одинаковую с орбитой мишени, в её окрестность с практически нулевыми относительными скоростями (рис. 1а). Мишень является кооперируемой при захвате, т.е. ориентирована в заданном направлении. В качестве примера, реализующего этот метод перехвата, можно привести ОК на базе РН «Союз-2.1а» — транспортный грузовой космический корабль (ТГКК) «Прогресс», обеспечивающий доставку груза на Международную космическую станцию (МКС), вывоз мусора с МКС с последующим переводом ТГКК «Прогресс» на орбиту утилизации с последующим затоплением в Мировом океане [4].

Предлагаемый метод оперативного перехвата (Б), рассмотренный в [5, 6], ОК которого включает в свой состав: разгонный блок (РБ), АСМ, отделяемый от РБ на тросовой связи и осуществляющий захват мишени. Захват мишени производится при помощи устройства захвата (например, штанга), установленного на автономном стыковочном модуле (АСМ). ОК выводится на орбиту перехвата мишени по эллиптической орбите с относительной скоростью в точке встречи с мишенью до 200 м/с. Из-за значительных относительных скоростей РБ и системы «АСМ + мишень» в момент натяжения троса происходит обмен импульсами, а из-за наличия троса между РБ и системой «АСМ + мишень», возникает вращающаяся тросовая космическая система (ВТКС), движущаяся по другой орбите. Метод перехвата мишени на основе ВТКС отличается от других известных методов перехвата мишеней, находящихся на круговых орбитах, тем, что РБ

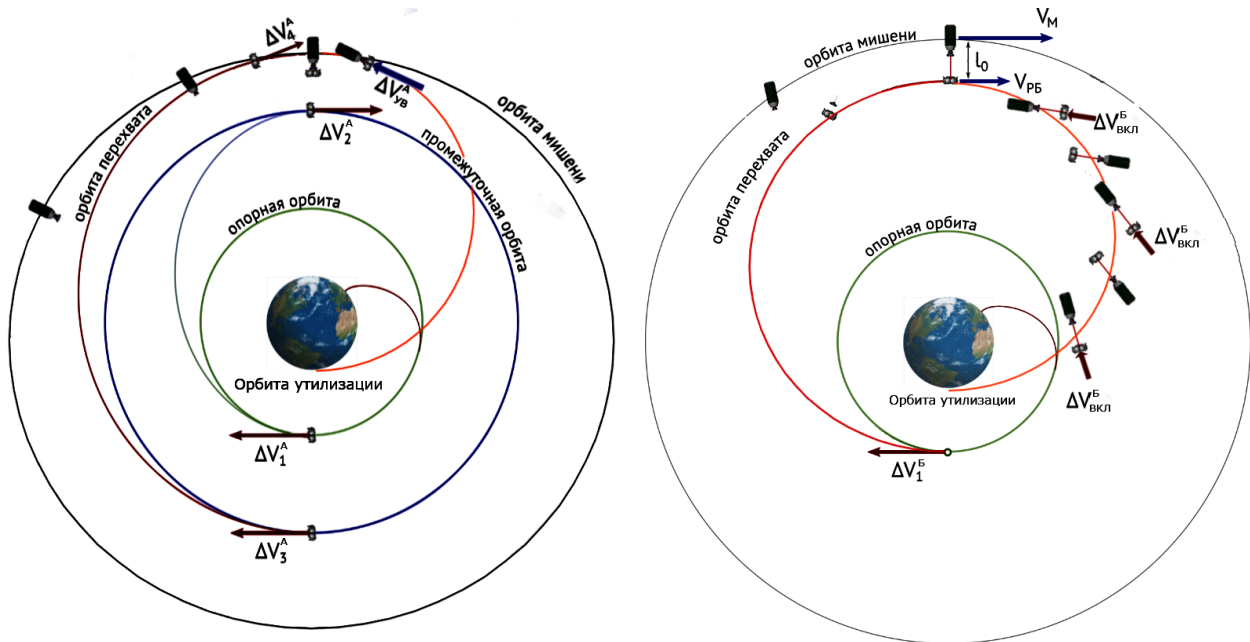


Рис. 1. а) Баллистическая схема перехвата по методу А: $\Delta V_1^A, \Delta V_2^A$ — импульсы для перевода ОКА с опорной на промежуточную орбиту; $\Delta V_3^A, \Delta V_4^A$ — импульс для перевода ОКА на орбиту мишени (дальнее наведение); ΔV_{yb}^A — тормозной импульс увода связки «ОКА + мишень» на орбиту утилизации;
 б) баллистическая схема перехвата по методу Б: V_m, V_{pb} — орбитальные скорости мишени и АМ [8]; l_0 — начальная длина троса в момент захвата; ΔV_1^B — импульс для перевода ОК_Б с опорной на орбиту перехвата (дальнее наведение); ΔV_{bkl}^B — тормозные импульсы АМ для увода связки «ОК_Б + мишень» на орбиту утилизации;
 Fig. 1. а) Ballistic scheme of intercept by method A: $\Delta V_1^A, \Delta V_2^A$ — impulses for transferring the U_C from the reference to the intermediate orbit; $\Delta V_3^A, \Delta V_4^A$ — pulse for transferring the U_C to the target orbit (long-range guidance); ΔV_{yb}^A — braking impulse for taking the « U_C + target» bundle to the disposal orbit;
 б) ballistic scheme of intercept using method B: V_m, V_{pb} — orbital velocities of the target and AM [8]; l_0 — initial length of the tether at the moment of capture; ΔV_1^B — impulse for transferring the OK_B from the reference to the intercept orbit (long-range guidance); ΔV_{vkl}^B — braking impulses of AM for taking the « OK_B + target» bundle to the disposal orbit

в процессе перехвата мишени движется по внутренней эллиптической орбите по отношению к орбите мишени, что позволяет снизить затраты топлива на перехват мишени, сформировать ВТКС и использовать толкающую схему буксировки на упругой тросовой связке между мишенью и РБ для перевода ВТКС на орбиту утилизации.

1. Постановка задачи

Для оценки энергетической эффективности и затрат времени на перехват мишени на основе традиционного метода (А) и метода на основе ВТКС (Б) приведён сравнительный численный анализ параметров схем баллистического построения, начиная с круговой опорной орбиты $H_{кр} = 200$ км, на основе гомановских переходов, т.е. приложении импульсов манёвров только в апогее и перигее орбит. В качестве мишени выбрана вторая ступень омской РН «Космос-3М», находящаяся на круговой орбите $H_{кр} = 800$ км с наклоном $i = 83^\circ$. Этот выбор обоснован тем, что количество этих ступеней на орбитах в защищаемом околоземном пространстве (до высот 2000 км) около 300 шт., кроме того, конкретные вторые ступени «Космос-3М» входят в перечень наиболее опасных 20 объектов крупногабаритного космического мусора, представляющих опасность для функционирующих КА [7].

На рис. 1а, б приведены баллистические схемы перехвата по методам А и Б.

Сравнение двух методов перехвата показывает существенные отличия:

— традиционный (метод А), РБА отрабатывает импульсы дальнего $\Delta V_{1,2,3,4}^A$, ближнего наведения

и стыковки, и перевод на орбиту утилизации V_{yb}^A с использованием собственной декартовой двигательной установки (ДДУ);

— при перехвате (метод Б) импульс дальнего наведения ΔV_1^B , тормозные импульсы для спуска на орбиту утилизации ΔV_{bkl}^B отрабатываются двигательной установкой АМ, доставка троса от АМ к мишени на этапе ближнего наведения, а также обеспечение нулевой относительной скорости между АСМ и мишенью на момент захвата обеспечивается ДДУ АСМ.

Эти отличия в методах приводят, как будет показано ниже, к существенной разнице в начальных массах орбитальных частей на опорной орбите и интервалах времён на захват мишени.

Целью данного исследования является разработка рекомендаций к проектно-конструкторскому облику ДДУ АСМ (вариант Б), с учётом основных положений предлагаемой концепции:

- 1) обеспечение расширения диапазона возможных некооперируемых мишеней, в том числе и по ограничениям по угловым скоростям вращения;
- 2) возможность использования различных устройств захвата типа штанга, сеть, гарпун;
- 3) осуществление оперативного перехвата мишени с меньшими затратами средств (масса ОК и, соответственно, грузоподъёмности РН) и меньшим интервалом времени на перехват;
- 4) возможность использования попутных пусков РН для проведения технологических экспериментов по отработке бортовых систем АСМ;
- 5) расширение относительной скорости движения РБ и мишени на момент захвата, при этом обеспечение ДДУ АСМ практически нулевой скорости

на несколько секунд для обеспечения процесса захвата мишени;

6) обеспечение минимизации рывка троса до приемлемых величин после обмена импульсами движения между РБ и связкой «АСМ + мишень» и, соответственно, образование ВТКС «РБ + трос + АСМ + мишень» и её переход на другую орбиту;

7) управление продольными колебаниями троса, обусловленными его упругими свойствами, и обеспечение ориентации связки «АСМ + мишень» по линии центра масс РБ и центра масс связки «АСМ + мишень» за счёт ДДУ АСМ и двигательной установки РБ.

Для решения сформулированной цели в рамках концептуальных положений оперативного перехвата мишени на основе ВТКС необходимо решение следующих задач:

1.1. Оценка сравнительных проектно-баллистических параметров методов А, Б для построения баллистических схем перехватов.

1.2. Определение проектно-конструкторского облика АСМ, ДДУ.

1.3. Максимальное использование отработанных узлов и агрегатов, входящих в состав ДДУ и конструктивных методов обеспечения минимального смещения центра масс конструкции АСМ в процессе функционирования ДДУ до момента захвата мишени.

2. Сравнительная оценка

проектно-баллистических параметров ОК

2.1. Состав ОК для реализации варианта А

В состав ОК варианта А (ОКА) входят:

— РБ_А с соответствующими запасами топлива для ДУ, баки с выжимными мембранами, магистралями подачи топлива, двигателями (камера с катализатором и сопло (аналог камеры на перексиде водорода с космическим кораблем (КК) «Орёл» [8]) в количестве 24 шт., клапаны управления на топливных магистралях либо использование в качестве аналога ДУ на агрегатном модуле РН «Ангара-1.2» [9];

— система управления наведением на этапах дальнего и ближнего наведения, захвата, спуска (аналог система управления (ТГКК «Прогресс»);

— источник питания (аналог ТГКК «Прогресс»);

— телеметрическая система (аналог ТГКК «Прогресс»);

— система стыковки с РБ, система демпфирования при контакте с мишенью и т.д. (аналог ТГКК «Прогресс»);

— целевая система: система захвата типа штанга (аналог ТГКК «Прогресс»).

На рассматриваемом этапе полагаем, что масса «сухой конструкции» ОК для варианта А принимается 1050 кг, которая складывается из 650 кг агрегатного модуля и дополнительных 400 кг, на которые приходится масса систем управления, сближения, телеметрии и захвата.

2.2. Состав орбитальной ОК для реализации варианта Б

В состав ОК варианта Б входят:

— РББ типа АМ РН «Ангара-1.2» [9];

— АСМ, в том числе: запасы топлива, топливные баки с выжимными мембранами, магистралями подачи топлива, двигателями [10] в количестве 24 шт., клапаны управления на топливных магистралях и т.д.;

— система управления наведением на этапах дальнего и ближнего наведения, захвата, спуска (аналог система управления ТГКК «Прогресс»);

— источник питания (аналог ТГКК «Прогресс»);

— телеметрическая система (аналог ТГКК «Прогресс»);

— система стыковки с РБ (АМ), система демпфирования при контакте с мишенью и т.д. (аналог ТГКК «Прогресс»);

— целевая система: система захвата типа штанга (аналог ТГКК «Прогресс»).

На рассматриваемом этапе масса «сухой» конструкции АСМ принимается 300 кг без топливного отсека.

В адаптере АМ располагаются системы:

— высокоскоростного выпуска троса по аналогии парашютной стропы;

— система торможения троса для предотвращения его разрыва при рывке на основе торможения троса в виде тормозных колодок с датчиком определения дальности.

В системе управления АМ планируется реализация дополнительных процедур:

1) ориентации продольной оси АМ по направлению линии между центрами масс АМ и системы «АСМ + мишень» в течение времени существования ВТКС;

2) обработка импульсов двигательной установки АМ при:

— натяжении троса в процессе рывка;

— при демпфировании продольных колебаний троса;

— при обработке импульсов спуска ВТКС при заданных угловых положениях.

2.3. Сравнительная оценка энергетических затрат при перехвате мишени для методов А, Б

В зависимости от методов А, Б могут быть разные схемы выведения:

а) с опорной орбиты;

б) при наличии орбиты фазирования (промежуточной);

в) орбиты перехвата.

Орбита фазирования (промежуточная) для метода А (рис. 1а) может вводиться для корректировки ошибок выведения, обеспечения прибытия перехватчика в зону захвата мишени в заданный момент времени с уже частично скорректированными ошибками выведения РН.

Для метода А (рис. 1а) импульсы гомановских манёвров перехвата, в соответствии с [11], имеют вид:

$$\Delta V_1^A = \sqrt{\frac{\mu}{r_{оп}}} \left(\sqrt{\frac{2r_{пр}}{r_{пр} + r_{оп}}} - 1 \right). \quad (1)$$

$$\Delta V_2^A = \sqrt{\frac{\mu}{r_{пр}}} \left(1 - \sqrt{\frac{2r_{оп}}{r_{пр} + r_{оп}}} \right). \quad (2)$$

$$\Delta V_3^A = \sqrt{\frac{\mu}{r_{пр}}} \left(\sqrt{\frac{2r_m}{r_m + r_{пр}}} - 1 \right). \quad (3)$$

$$\Delta V_4^A = \sqrt{\frac{\mu}{r_m}} \left(1 - \sqrt{\frac{2r_{пр}}{r_m + r_{пр}}} \right). \quad (4)$$

$$\Delta V_{\text{УВ}}^A = \sqrt{\frac{\mu}{r_m}} \left(1 - \sqrt{\frac{2r_{\text{УТ}}}{r_m + r_{\text{УТ}}}} \right), \quad (5)$$

где $\Delta V_1^A - \Delta V_4^A$ — величины импульсов, необходимые для гомановских переходов, м/с;

$\Delta V_{\text{УВ}}^A$ — величина импульса увода связки «РБ_А + Мишень» на орбиту утилизации, м/с;

$r_{\text{оп}}$ — радиус опорной орбиты (орбита выведения на рис. 1а, б), км;

$r_{\text{пр}}$ — радиус промежуточной орбиты ($h_{\text{пр}} = 600 \times 600$ км), км;

r_m — радиус орбиты мишени, км;

μ — гравитационный параметр Земли, $\mu = 3,986 \cdot 10^{14}$ м³/с².

Для метода Б (рис. 1б) импульс для перевода РББ с опорной орбиты на орбиту перехвата ΔV_1^B

$$\Delta V_1^B = \sqrt{\frac{\mu}{r_{\text{оп}}}} \left(\sqrt{\frac{2r_{\text{пер}}}{r_{\text{пер}} + r_{\text{оп}}}} - 1 \right), \quad (6)$$

где $r_{\text{пер}}$ — радиус апогея орбиты перехвата, км, равная $r_{\text{пер}} = r_m - l_0$;

l_0 — длина троса в момент его натяжения, $l_0 = 2$ км.

После захвата мишени центр масс (ц.м.) ВТКС движется по кеплеровой орбите [12], параметры которой определяются исходя из известного начального состояния ВТКС в момент захвата мишени (высоты апогея $h_{\text{цм}}^a$ и апогейной скорости $V_{\text{цм}}^a$ ц.м. ВТКС соответственно).

Из [5, 6, 12] параметры орбиты ц.м. ВТКС (высота апогея и апогейная скорость) можно представить в виде:

$$h_{\text{цм}}^a = h_m - \frac{l_0 \cdot m_{\text{РБ}}}{m_{\text{РБ}} + m_m + m_{\text{АСМ}}}. \quad (7)$$

$$V_{\text{цм}}^a = \frac{(m_m + m_{\text{АСМ}}) \cdot V_m + m_{\text{РБ}} \cdot V_{\text{РБ}}}{m_{\text{РБ}} + m_m + m_{\text{АСМ}}}, \quad (8)$$

где h_m — высота круговой орбиты мишени, км;

$m_{\text{РБ}}$ — масса РББ (АМ) в момент захвата, $m_{\text{РБ}}$ кг;

m_m — масса мишени, $m_m = 1400$ кг;

$m_{\text{АСМ}}$ — сухая масса АСМ в момент захвата, $m_{\text{АСМ}} = 310$ кг;

V_m — орбитальная скорость мишени в момент захвата;

$V_{\text{РБ}}$ — орбитальная скорость РББ в момент захвата.

Скорость ц.м. ВТКС орбитальной скорости в апогее эллиптической орбиты имеет вид [11]:

$$V_{\text{цм}}^a = \sqrt{\mu \left(\frac{2}{r_{\text{цм}}^a} - \frac{2}{r_{\text{цм}}^a + r_{\text{цм}}^n} \right)}, \quad (9)$$

где $r_{\text{цм}}^a$ и $r_{\text{цм}}^n$ — радиусы апогея и перигея орбиты ц.м. ВТКС.

Из уравнения (5) определяют радиус перигея орбиты ц.м. ВТКС:

$$r_{\text{цм}}^n = \frac{(r_{\text{цм}}^a \cdot V_{\text{цм}}^a)^2}{2\mu - r_{\text{цм}}^a \cdot (V_{\text{цм}}^a)^2}. \quad (10)$$

Соответственно, высота перигея орбиты ц.м. ВТКС:

$$h_{\text{цм}}^n = r_{\text{цм}}^n - R_3, \quad (11)$$

R_3 — радиус Земли, $R_3 = 6371$ км.

Затраты характеристической скорости $\Delta V_{\text{УВ}}^{\text{ВТКС}}$ с использованием ВТКС определяются как разница между апогейной скоростью связки $V_{\text{УТ}}^a$ на орбите утилизации ($h_{\text{УТ}} = 100 \times 800$ км) и скоростью ц.м. ВТКС после захвата $V_{\text{цм}}^a$:

$$\Delta V_{\text{УВ}}^{\text{ВТКС}} = V_{\text{УТ}}^a - V_{\text{цм}}^a = V_{\text{цм}}^a - \sqrt{\mu \left(\frac{2}{r_{\text{цм}}^a} - \frac{2}{r_{\text{цм}}^a + r_{\text{УТ}}} \right)}, \quad (12)$$

где $r_{\text{УТ}}^a$ — радиус перигея орбиты утилизации;

$r_{\text{цм}}^a, r_{\text{цм}}^n$ — радиусы апогея и перигея орбиты ц.м. ВТКС.

Увод ВТКС на орбиту утилизации в соответствии с [5, 6, 12] осуществляется посредством включения установленных на АМ двигателей коррекции (ДК) в определенные моменты времени (рис. 2), в частности, при спуске в атмосферу в апогейной точке при движении по орбите утилизации для обеспечения снижения высоты перигея орбиты, т.е. тормозные апогейные импульсы.

Величина проекции вектора тяги ДК на скорость ц.м. ВТКС (рис. 2) в соответствии с гомановской теорией предполагает приложение в апогейной точке.

Затраты интервала времени на перехват мишени определяют с момента первого включения ДДУ на опорной орбите для вариантов А и Б до перигея орбиты утилизации.

Время полета по переходным эллиптическим орбитам равно половине орбитального периода $\Delta T_{\text{пер}} = T_{\text{эл}}/2$. Период обращения ОЧ по эллиптической орбите определяется по закону Кеплера:

$$T_{\text{эл}} = 2\pi \sqrt{\frac{a^3}{\mu}}, \quad (13)$$

где a — длина большой полуоси орбиты.

Перехват для схемы А состоит из следующих участков пассивного полета по полувитковой схеме (рис. 1а) отрабатывается ДУ АМ:

$\Delta T_{\text{пер1}}^A$ — с опорной на промежуточную орбиту $h_{\text{перог}}^A = 200 \times 600$ км;

$\Delta T_{\text{пер2}}^A$ — по промежуточной орбите до орбиты перехвата ($h_{\text{пр}}^A = 600 \times 600$ км);

$\Delta T_{\text{пер3}}^A$ — по орбите перехвата ($h_{\text{пер}}^A = 600 \times 800$ км);

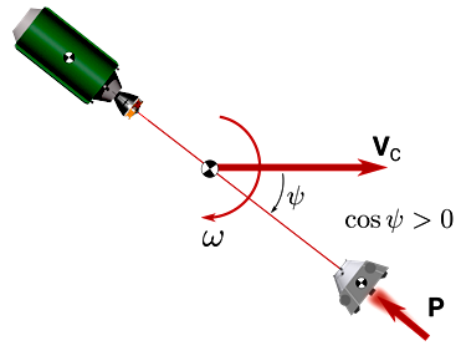


Рис. 2. Схема включения РБ (АМ) при движении по орбите утилизации
Fig. 2. Schematic of RB (AM) switching on when moving along the utilization orbit

$\Delta T_{\text{пер}4}^A$ — спуск по орбите утилизации ($h_{\text{ум}}^A = 100 \times 800$ км).

Суммарное время на дальнейшее наведение и увод для схемы А:

$$\Delta T_{\Sigma}^A = \Delta T_{\text{пер}1}^A + \Delta T_{\text{пер}2}^A + \Delta T_{\text{пер}3}^A + \Delta T_{\text{пер}4}^A. \quad (14)$$

Перехват для схемы Б состоит из следующих участков пассивного полета по полуэллиптической схеме (рис. 1б) и отрабатывается ДУ АМ:

$\Delta T_{\text{пер}1}^B$ — с опорной на орбиту перехвата ($h_{\text{пер}}^B = 200 \times 798$ км);

$\Delta T_{\text{пер}2}^B$ — спуск ВТКС по орбите утилизации ($h_{\text{ум}}^B = 100 \times 799,2$ км).

Суммарное время на дальнейшее наведение и увод для схемы Б:

$$\Delta T_{\Sigma}^B = \Delta T_{\text{пер}1}^B + \Delta T_{\text{пер}2}^B. \quad (15)$$

В табл. 1 приведены оценки энергетических затрат и временных затрат в импульсной постановке для методов перехвата А, Б в рамках гомановской постановки. В дальнейшем развитии метода Б будет рассмотрен переход к определению интервала времени спуска и затрат энергии на основе уравнений Ламберта — Эйлера [13].

2.4. Сравнительная оценка массовых затрат топлива при перехвате мишени и веса ОК на опорной орбите для методов А, Б

По полученным затратам характеристической скорости определяют массы ОК по следующей схеме. Для ОК_А расчёт начальной массы, затрат топлива на каждый этап перехвата определяется по следующей схеме, начиная с конечного этапа:

1) спуск по орбите утилизации. Конечная масса ОК_А на орбите утилизации $m_{\text{ОК.ум}}^A = 2450$ кг складывается из массы мишени ($m_m = 1400$ кг), сухой массы конструкции ОК_А $m_{\text{ОК.сух}}^A = 1050$ кг

$$m_{\text{ОК.ум}}^A = m_m + m_{\text{ОК.сух}}^A, \quad (16)$$

где $m_{\text{ОК.сух}}^A$ — сухая массы конструкции ОК_А, складывается из сухой массы агрегатного модуля $m_{\text{АМ.сух}} = 650$ кг и $m_{\text{сух}}^A \sim 400$ кг (двигательная установка сближения и стыковки, массы приборов системы управления, системы питания, конструкции, системы демпфирования, топливная арматура и т.д.):

$$m_{\text{ОК.сух}}^A = m_{\text{АМ.сух}} + m_{\text{сух}}^A. \quad (17)$$

Учитывая затраты энергии $\Delta V_{\text{уб}}^A = 194$ м/с на этапе перевода на орбиту утилизации (табл. 1) после захвата мишени, определяют начальную массу ОК_А на начало этапа спуска:

$$m_{\text{ОК.спуск}}^A = m_{\text{ОК.ум}}^A \cdot e^{-\frac{\Delta V_{\text{уб}}^A}{I_{\text{yg}}}}, \quad (18)$$

где I_{yg} — удельный импульс для топливной пары АТ-НДМГ (аналог ДУ АМ) [9];

2) далее конечная масса ОК_А $m_{\text{ОК.зах}}^A$ на начало этапа захвата мишени определяется как начальная масса ОК_А без учёта мишени, захват которой ещё не произведён,

$$m_{\text{ОК.зах}}^A = m_{\text{ОК.спуск}}^A - m_m. \quad (19)$$

Таблица 1. Энергетические и временные затраты на перехват мишени для методов А, Б
Table 1. Energy and time cost of intercepting a target for methods А, В

№	Сравниваемые позиции	Вариант А (Высота перигея орбиты перехвата 800 км)	Вариант Б (Высота перигея орбиты перехвата 200 км)
1	Относительная скорость РБ — мишень, $\Delta V_{\text{отн}}^A$, м/с	0	163
2	Высота перигея орбиты связки после стыковки, $h_{\text{цв}}^B$, км	800	543,8 ¹
3	Энергетические затраты на дальнейшее наведение, $\Delta V_{\text{дт}}^A$, м/с	333	168 ²
4	Энергетические затраты на ближнее наведение $\Delta V_{\text{бл}}^A$, м/с	0	198 ³
5	Энергетические затраты на спуск на орбиту утилизации $\Delta V_{\text{уб}}^A$, м/с	194	125,7
6	Суммарные энергетические затраты, ΔV_{Σ}^A , м/с	527	456,4
7	Суммарное время на дальнейшее наведение и увод, T_{Σ} , мин	191	94

3) начальная масса ОК_А на опорной орбите определяется по аналогии с $m_{\text{ОК.спуск}}^A$

$$m_{\text{ОК.опор}}^A = m_{\text{ОК.зах}}^A \cdot e^{\frac{\Delta V_{\text{дт}}^A}{I_{\text{yg}}}}. \quad (20)$$

Расчет затрачиваемых масс топлива и интервалов времени работы ДУ по этапам проводят по известным формулам:

$$m_T = \left(e^{\frac{\Delta V}{I_{\text{yg}}}} - 1 \right) \cdot m_K, \Delta t_{\text{раб}} = \frac{m_T}{m_{\text{расх}}}, \quad (21)$$

где ΔV — характеристическая скорость, м/с;

I_{yg} — удельный импульс тяги, м/с;

M — сухая масса ОК, кг;

m_T — масса топлива, кг;

$m_{\text{расх}}$ — секундно-массовый расход топлива, кг/с.

В табл. 2 приведены секундно-массовые характеристики ОК_А по этапам полета для метода А. Масса заправляемого в АМ топлива составила 313 кг.

Суммарные затраты топлива и время работы ДУ для метода А соответствуют возможностям по запасам топлива и времени работы ДК АМ (менее 385 кг и 1000 сек соответственно) [9].

Для ОК_Б расчёт начальной массы по этапам рассчитывается по несколько иной схеме: спуск ВТКС по орбите утилизации осуществляется включением двигательной установки АМ. Конечная масса ОК_Б на орбите утилизации $m_{\text{ОК.ум}}^B = 2360$ кг складывается из массы мишени ($m_m = 1400$ кг), сухой массы конструкции ОК_Б $m_{\text{ОК.сух}}^B = 960$ кг (конструкция ОК_Б, разделяющаяся на две части: АМ и АСМ, приборы системы управления, система питания, конструкция, системы демпфирования, топливные магистрали, залитые топливом АСМ и т.д.), топливные баки АСМ, баки для сжатого газа:

Таблица 2. Секундно-массовые характеристики ОК по этапам полета (метод А)
Table 2. Second-mass characteristics of OC by flight stages (method A)

№	Этапы полета	Импульс характеристической скорости, м/с	Масса ОК на начало этапа, кг	Время работы ДУ, с	Затраты топлива, кг	Масса ОК на конец этапа, кг
1	Отделение от РН на опорной орбите	—	1363	—	—	—
2	Включения ДУ для перевода РБ _А на орбиту перехвата	$\Delta V_1^A = 114$	1363	97	52	1311
		$\Delta V_2^A = 113$	1311	92	49	1262
		$\Delta V_3^A = 53$	1262	42	23	1239
		$\Delta V_4^A = 53$	1239	41	22	1217
3	Захват мишени	—	1217	—	—	2617
4	Увод связки «ОК _А + Мишень» на орбиту утилизации	$\Delta V_{уб} = 194$	2617	311	167	2450
5	Итоговые затраты на перехват	$\Delta V_{\Sigma} = 527$	1363	583	313	2450

Таблица 3. Секундно-массовые характеристики ОК по этапам полета (вариант В)
Table 3. Second-mass characteristics of OC by flight stages (method B)

№	Этапы полета		Импульс характеристической скорости, м/с	Масса ОК на начало этапа, кг	Время работы ДУ, с	Затраты топлива, кг	Масса ОК на конец этапа, кг
1	Отделение от РН на опорной орбите		—	1175	—	—	—
2	Включение ДУ для перевода ОК на орбиту перехвата		$\Delta V_{АН} = 168$	1175	122	65	1110
3	Ближнее наведение и захват мишени	Отделение АСМ	—	1110	—	—	753
		Сближение АСМ с мишенью	$\Delta V_{БН} = 198$	357	73	47	310
		Захват мишени	—	310	—	—	1710
	Масса связки «АМ + АСМ» после сближения и захвата мишени		$\Delta V_{БН} = 198$	1110	73	47	2463
4	Увод связки «АМ + АСМ + Мишень» на орбиту утилизации		$\Delta V_{уб} = 125,7$	2463	192	103	2360
5	Итоговые затраты на перехват		$\Delta V_{\Sigma} = 492$	1175	387	215	2360

$$m_{ОК,ум}^B = (m_m + m_{ОК,сх}^A), \quad (22)$$

где $m_{ОК,сх}^B$ — сухая масса конструкции ОК_Б, складывается из сухой массы агрегатного модуля $m_{АМ,сх} = 650$ кг и сухой массы АСМ. $\sim m_{АСМ,сх} = 310$ кг):

$$m_{ОК,сх}^B = m_{АМ,сх} + m_{АСМ,сх}. \quad (23)$$

Затраты топлива на увод и на дальнейшее наведение для метода Б рассчитываются аналогично методу А с таким допущением, что центробежная сила, действующая на ВТКС, больше тяги АМ, и увод осуществляется по «толкающей» схеме.

Затраты отделившегося на тросе АСМ на ближнее наведение (доставка троса до мишени и компенсация относительных скоростей) были рассчитаны отдельно для ДДУ на гидразине. Начальная масса АСМ с ДДУ на гидразине составила 357 кг при сухой массе в 310 кг.

В табл. 3 приведены секундно-массовые характеристики ОКБ по этапам полета для метода Б. Масса заправляемого в АМ топлива составила 168 кг. Масса заправляемого в ДДУ АСМ топлива на гидразине — 47 кг.

Затраты топлива ДУ АМ 168 кг и время работы ДУ АМ 314 с. Затраты топлива АСМ на гидразине 47 кг. Суммарные затраты топлива и время работы ДУ для метода Б соответствуют возможностям

по запасам топлива и времени работы ДУ АМ (менее 385 кг и 1000 сек соответственно) [9].

3. Рекомендация к проектно-конструкторскому облику ДДУ

3.1. Выбор компонентов топлива, запасов топлива, камер ЖРД из условия наличия отработанных технических решений

Для отработки задач ближнего наведения необходимо выбрать топливо для ДДУ.

В работе [10] проведен анализ экологически чистых видов топлива (энергетически ионные жидкости, оксиды азота и водный раствор пероксида водорода) для работы однокомпонентного ЖРДМТ. Анализ показал, что большинство из существующих в настоящее время экологически чистых монотоплив могут применяться в орбитальных операциях с малыми спутниками благодаря своим возможностям работать в импульсном режиме и отличным физическим и термохимическим свойствам.

Если проанализировать современные разработки ЖРДМТ тягой не более 100 Н, то заметно возрастание интереса к использованию пероксида водорода в качестве компонента топлива, так как он является более экологичным в сравнении с гидразином. В работе [14] был спроектирован ЖРДМТ, использующий в качестве топлива пероксид водорода. Результаты экспериментов показали надежность конструкции и потенциальные возможности такой ДУ.

Одним из распространенных монотоплив является гидразин. С течением времени данный вид топлива зарекомендовал себя благодаря высокому удельному импульсу при низких затратах по массе, однако он является крайне токсичным. В качестве сравнения по массовым характеристикам были выбраны 2 вида монотоплив: гидразин, пероксид водорода, а также сжатый газ гелий.

Для каждой из заданных характеристических скоростей ΔV по формуле Циолковского определены массы топлив:

$$m_m = \left(e^{\frac{\Delta V}{I_{yg}}} - 1 \right) \cdot m_k, \quad (24)$$

где ΔV — характеристическая скорость, м/с;

I_{yg} — удельный импульс тяги, м/с;

m_k — сухая масса ОК, кг.

Удельный импульс тяги определяется:

$$I_{yg} = \sqrt{2 \cdot R_{смеси} \cdot T_{смеси} \cdot \left(\frac{\gamma_{смеси}}{\gamma_{смеси} - 1} \right) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_k} \right)^{\frac{\gamma_{смеси} - 1}{\gamma_{смеси}}} \right]}, \quad (25)$$

где $R_{смеси}$, $T_{смеси}$ — газовая постоянная смеси и температура газов в камере двигателя соответственно;

$\gamma_{смеси}$ — показатель адиабаты смеси газов;

p_a — давление на срезе сопла, Па;

p_k — давление в камере двигателя, Па.

Масса топливных баков для каждого из топлив и баллонов наддува:

$$m_b = 4 \cdot \pi \cdot r_b^2 \cdot \delta_b \cdot \rho_{об}, \quad (26)$$

где r_b — радиус бака, м;

δ_b — толщина стенки бака, м;

$\rho_{об}$ — плотность материала оболочки, кг/м³.

Суммарная масса ДДУ:

$$m_{ДДУ} = m_b + m_{надг} + m_{арм}, \quad (27)$$

где $m_{арм}$ — масса арматуры ДДУ (магистралей, камер ДДУ, управляющих клапанов), кг;

$m_{надг}$ — масса баллонов наддува, кг.

Для ОК расчёт начальной массы, затрат топлива на каждый этап перехвата определяется по следующей схеме, начиная с конечного этапа:

1) спуск по орбите утилизации. Конечная масса ОК_А складывается из массы мишени, сухой массы конструкции ОК_А (приборы системы управления, система питания, конструкция, системы демпфирования, топливная арматура и т.д. ~ 300 кг), топливные баки,

$$m_{кспА} = (m_{миш} + m_{сухА}), \quad (28)$$

где $m_{сухА}$ — сухая масса ОК, кг:

$$m_{сухА} = 300 + m_{тб}. \quad (29)$$

Учитывая затраты энергии $\Delta V_{уб} = 194$ м/с на этап перевода на орбиту утилизации (табл. 1) после захвата мишени, определяют начальную массу ОК_А на начало этапа спуска:

$$m_{0снаА} = (m_{сухА} + m_{миш}) e^{\frac{\Delta V}{I_{yg}}}. \quad (30)$$

Удельный импульс I_{yg} используется для топливной пары АТ-НДМГ (аналог ДУ АМ) [8];

2) далее конечная масса на начало этапа захвата ОК_А определяется как начальная масса ОК_А без учёта мишени, захват которой ещё не произведён,

$$m_{кнээ} = m_{0снаА} - m_{миш}. \quad (31)$$

3) начальная масса ОК_А на опорной орбите определяется по аналогии с $m_{0снаА}$:

$$m_{0наА} = (m_{0снаА} - m_{миш}) e^{\frac{\Delta V}{I_{yg}}}. \quad (32)$$

Для ОК_Б расчёт начальной массы по этапам рассчитывается по несколько иной схеме: спуск ВТКС по орбите утилизации осуществляется включением двигательной установки АМ. Конечная масса ОК_Б складывается из массы мишени, сухой массы конструкции ОК_Б (конструкция ОК_Б, разделяющаяся на две части АМ и АСМ, приборы системы управления, система питания, конструкция, системы демпфирования, топливные магистрали, залитые топливом АСМ и т.д. ~ 300 кг), топливные баки АСМ, баки для сжатого газа.

$$m_{кспБ} = (m_{миш} + m_{сухА}), \quad (33)$$

где $m_{сухБ}$ — сухая масса ОКБ, кг:

$$m_{сухБ} = 300 + m_{тб}. \quad (34)$$

На основе суммарных энергетических затрат (табл. 1) приведены соответствующие параметры.

В связи с большой массой бака гелия (при его температуре в баке, равной 300К), был произведен предварительный расчет бака, изготовленного из композитного материала. Материал бака и баллона наддува — титан марки ВТ-6.

Для оценки затрат также был проведен анализ тяговооруженности ОК и АСМ для вариантов А и Б (табл. 5).

Тяговооруженность АСМ:

$$\eta_{АСМ} = \frac{P_{АСМ}}{m_{АСМ,0} \cdot g_0}, \quad (35)$$

где $P_{АСМ}$ — тяга ДДУ АСМ, взятая как на КК «Орел» [9], $P_{АСМ} = 735$ Н; $m_{АСМ,0}$ — масса заправленного АСМ, кг (табл. 4); g_0 — ускорение свободного падения, $g_0 = 9,80665$ м/с².

Тяговооруженность ОК:

$$\eta_{ОК} = \frac{P_{АМ}}{m_{ОК,опор} \cdot g_0}, \quad (36)$$

где $m_{ОК,опор}$ — масса ОК после отделения от РН на опорной орбите (табл. 3, 4);

$P_{АМ}$ — тяга ДУ АМ, $P_{АМ} = 1570$ Н. [8].

Исходя из табл. 1 по тяговооруженности, оптимальным является гидразин, но окончательный выбор топлива для ДДУ АСМ будет в дальнейшей работе.

3.2. Пневмогидросистема ДДУ

Для ДДУ предпочтительней выбор монотоплива, это обусловлено большим количеством магистра-

Таблица 4. Предварительный массовый анализ ДДУ АСМ для метода Б для различных типов топлива, в том числе на основе гелия
Table 4. Preliminary mass analysis of CPS ADMs for Method B, for different fuel types, including helium-based fuels

№	Виды топлива	Параметр
1	Масса АСМ без ДДУ, кг	300
2	Суммарная характеристическая скорость, м/с	198
3	Удельный импульс, м/с	
3.1	Пероксид водорода	1299
3.2	Гидразин	1404
3.3	Газ гелий	1592
4	Масса топлива, кг	
4.1	Пероксид водорода	51
4.2	Гидразин	47
4.3	Газ гелий	41
5	Масса бака, кг	
5.1	Пероксид водорода	3
5.2	Гидразин	4
5.3	Газ гелий, материал баллона ВТ-6/ПКМ	256/40
6	Масса бака с топливом, кг	
6.1	Пероксид водорода	54
6.2	Гидразин	51
6.3	Газ гелий, материал баллона ВТ-6/ПКМ	289/73
7	Масса баллона с газом наддува, кг	
7.1	Пероксид водорода	1
7.2	Гидразин	1
8	Суммарная масса ДДУ ⁴	
8.1	Пероксид водорода, кг	61
8.2	Гидразин, кг	57
8.3	Газ гелий, материал баллона ВТ-6/ПКМ	294/78
9	Сухая масса АСМ	
9.1	Пероксид водорода, кг	304
9.2	Гидразин, кг	305
9.3	Газ гелий, материал баллона ВТ-6/ПКМ	589/373
10	Начальная масса ОК (сухая масса ОК + масса ДДУ)	
10.1	Пероксид водорода, кг	361
10.2	Гидразин, кг	357
10.3	Газ гелий, материал баллона ВТ-6/ПКМ	594/378

Таблица 5. Тяговооруженность АСМ и ОК_{А, Б}
Table 5. Thrust capacity of ADM and OCA, B

Тип ОК	Тип ДУ			Этап перехвата	Тяга, Н	Масса, кг	Тяговооруженность
ОК _А	АМ Ближнее наведение			Дальнее наведение	1570 0,138	1296	0,124
				1158			
ОК _Б	АМ			Дальнее наведение	1570	1214	0,132
	АСМ _Б	Пероксид водорода		Ближнее наведение	735	367	0,204
		Гидразин				357	0,21
		Газ гелий	ВТ-6			594	0,126
			ПКМ			378	0,198

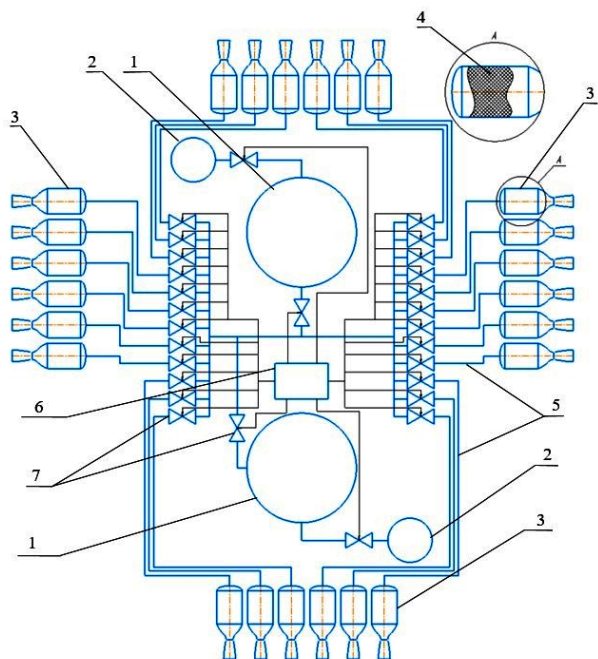


Рис. 3. Предварительная схема ДДУ АСМ:
1 — выжимные топливные баки; 2 — баллоны наддува с газом гелий; 3 — жидкостные однокомпонентные двигатели; 4 — катализатор; 5 — трубопроводы подачи топлива; 6 — блок управления; 7 — управляющие клапаны
Fig. 3. Preliminary scheme of the ADM CPS:
1 — squeeze propellant tanks; 2 — helium balloons for tank pressurization; 3 — monopropellant thrusters; 4 — catalyst; 5 — propellant supply pipelines; 6 — control unit; 7 — control valve

лей, управляющих клапанов и баков с топливом для 24 ЖРДМТ (рис. 3).

Еще одним преимуществом ДДУ на монотопливе над двухкомпонентным топливом является работа в импульсном режиме. Способность работы как в импульсном режиме, так и постоянно можно применить при компенсации возмущений, используя камеры ДДУ. Это позволяет упростить конструкцию ДДУ, а также выдвинуть требования к камерам и катализаторам [15].

На рис. 4 представлена 3D-модель ДДУ с предварительным расположением камер ДДУ, топливными баками, баллонами наддува и магистралями.

Выводы

На основании проведённых исследований получены следующие основные результаты:

1. Сформулированы основные положения концепции создания орбитального комплекса для проведения демонстрационного спуска мишени с орбиты, в том числе для выбора проектно-конструкторского облика ДДУ, являющейся основной частью АСМ.

2. При анализе методов построения баллистической схемы перехвата мишени рассматривались альтернативные варианты орбитального комплекса на примере схемы перехвата, реализуемой транспортным грузовым кораблём типа «Прогресс» (метод А), и предлагаемый метод на основе ВТКС (метод Б), начиная с опорной орбиты.

3. Для проектно-конструкторской реализации метода А в качестве аналога единой двигательной установки взята ДУ агрегатного модуля РН «Ангара-1.2». В варианте Б, состоящем из двух составных частей — агрегатного модуля и автономного сты-

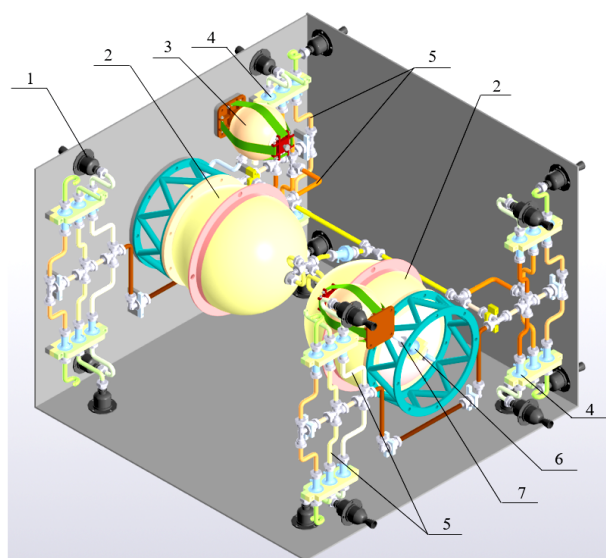


Рис. 4. Предварительная 3D-модель ДДУ (разрез):
1 — ЖРДМТ; 2 — выжимной топливный бак; 3 — баллон наддува; 4 — клапан подачи топлива; 5 — трубопровод подачи топлива; 6 — клапан подачи газа наддува; 7 — трубопровод подачи газа наддува
Fig. 4. Preliminary 3D model of the CPS (section):
1 — monopropellant thrusters; 2 — squeeze propellant tank; 3 — helium balloons for tank pressurization; 4 — propellant supply valve; 5 — propellant supply pipeline; 6 — pressurant gas supply valve; 7 — pressurant gas supply pipeline

ковочного модуля, имеющих в своём составе свои ДУ. Для этапа ближнего наведения используется декартовая двигательная установка, а остальные этапы перехвата реализуются с использованием ДУ агрегатного модуля.

4. Проведённые оценки энергетических, временных и массовых затрат на проведение перехвата мишени, начиная с опорной орбиты до перехода на орбиту утилизации, предусматривающей вход в атмосферу и последующее сгорание в плотных слоях атмосферы, для методов А и Б показали следующие результаты:

— по энергетическим затратам оба варианта близки к друг другу, разница составляет порядка 10 %;

— затраты времени на перехват существенно ниже для метода Б.

Благодарности

Работа выполнена при поддержке гранта Мин обрнауки РФ «Приоритет-2030» в рамках НИР № 23101В.

Примечания

¹ Высота перигея орбиты перехвата варианта Б в дальнейшем будет уточняться, т.к. от её величины зависит скорость относительного движения мишени и АМ $\Delta V_{\text{отн}}$ в данном случае она составляет 198 м/с, которая должна погаситься на этапе ближнего наведения $\Delta V_{\text{БН}}$. С другой стороны, для формирования орбиты утилизации необходимо опускать величину перигея до высоты входа в атмосферу, например, до 100 км, что требует дополнительных затрат энергии, для рассматриваемого случая это 125,7 м/с.

² Импульс дальнего наведения для варианта Б отрабатывается двигательной установкой АМ.

³ Импульс ближнего наведения отрабатывается ДДУ АСМ, являющейся частью ОКБ, в отличие от варианта А, где

все энергетические затраты отрабатываются ОКА с общей массой. Это приводит к существенной разной массе топлива на отработку одной и той же величины ΔV .

⁴ Масса магистралей, камер ДДУ, управляющих клапанов принята $\approx 15\%$ от массы топлива (газа).

Список источников

1. Kessler D. J., Cour-Palais B. G. Collision frequency of artificial satellites: The creation of a debris belt // *Journal of Geophysical Research: Space Physics*. 1978. Vol. 83, no. A6. P. 2637–2646. DOI: 10.1029/JA083iA06p02637.
2. Schaub H., Jasper L. E. Z., Anderson P. V. [et al.]. Cost and risk assessment for spacecraft operation decisions caused by the space debris environment // *Acta Astronautica*. 2015. Vol. 113. P. 66–79. DOI: 10.1016/j.actaastro.2015.03.028.
3. Трушляков В. И., Юдинцев В. В., Урбанский В. А. Онищук С. Ю. Анализ состояния разработок средств очистки орбит в околоземном космическом пространстве от объектов крупногабаритного космического мусора // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2022. Т. 6, № 4. С. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-4-42-52. EDN: EETJHM.
4. Технические характеристики транспортного грузового корабля «Прогресс МС». РКК «Энергия» им. С. П. Королева. URL: <https://www.energia.ru/ru/spaceactivities/progress-ms/specifications.html> (дата обращения: 07.08.2023).
5. Trushlyakov V. I., Yudinsev V. V. Rotary Space Tether System for Active Debris Removal // *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*. 2020. Vol. 43, no. 2. P. 354–364. DOI: 10.2514/1.G004615.
6. Trushlyakov V. I., Yudinsev V. V. Dynamics of rotating tethered system for active debris removal // *Acta Astronautica*. 2022. Vol. 195. P. 405–415. DOI: 10.1016/j.actaastro.2022.03.023.
7. Anselmo L., Pardini C. Ranking upper stages in low Earth orbit for active removal // *Acta Astronautica*. 2016. Vol. 122. P. 19–27. DOI: 10.1016/j.actaastro.2016.01.019.
8. Центр Хруничева и НИЦ РКП. Успешные огневые стендовые испытания агрегатного модуля ракеты-носителя «Ангара». URL: <https://www.roscosmos.ru/24356/> (дата обращения: 19.08.2023).
9. «Орёл» — новый КК России. URL: <https://habr.com/ru/companies/first/articles/684124/> (дата обращения: 19.08.2023).
10. Сихарулидзе Ю. Г. Баллистика и наведение летательных аппаратов. Москва: БИНОМ, 2014. 407 с. ISBN 978-5-9963-0531-5.
11. Trushlyakov V. I., Yudinsev V. V. Method of Active Debris Removal Using Rotating Space Tether System // *First Int'l. Orbital Debris Conf.*, December 2019. URL: <https://www.hou.usra.edu/meetings/orbitaldebris2019/orbital2019paper/pdf/6167.pdf> (дата обращения: 19.08.2023).
12. Бурдаев М. Н. О поиске новых методов и форм решения уравнения Ламберта–Эйлера // *Программные системы: теория и приложения*. 2018. Т. 9, № 4 (39). С. 293–305. DOI: 10.25209/2079-3316-2018-9-4-293-305.
13. Nosseir A. E. S., Cervone A., Pasini A. Review of State-of-the-Art Green Monopropellants: For Propulsion Systems Analysts and Designers // *Aerospace*. 2021. Vol. 8, no. 1. 20 p. DOI: 10.3390/aerospace8010020.
14. Cassese S., Gallo G., Mungiguerra S. [et al.]. Preliminary Design And Study of 5N HTP Monopropellant Thruster for Small Satellites // *Acta Astronautica*. 2022. Vol. 202. P. 94–103. DOI: 10.1016/j.actaastro.2022.10.006.

15. Гусейнов Ш. Л., Федоров С. Г., Косых В. А. [и др.]. Катализаторы разложения пероксида водорода, используемые в ракетных двигателях // *Журнал прикладной химии*. 2020. Т. 93, № 4, С. 459–482. DOI: 10.31857/S0044461820040015. EDN: AAFAOK.

ТРУШЛЯКОВ Валерий Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.
SPIN-код: 2910-2159
AuthorID (РИНЦ): 9914
ORCID: 0000-0002-8444-6880
AuthorID (SCOPUS): 35792803600
ResearcherID: D-7270-2015

Адрес для переписки: vatrushlyakov@yandex.ru

ЮДИНЦЕВ Вадим Вячеславович, кандидат технических наук, доцент (Россия), старший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Парогазовые смеси в конструкциях ракет-носителей» ОмГТУ, г. Омск.

ORCID: 0000-0002-3244-017X
AuthorID (SCOPUS): 36676070000
ResearcherID: N-1367-2014

Адрес для переписки: yudinsev@gmail.com

УРБАНСКИЙ Владислав Александрович, аспирант кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 2487-9142

ORCID: 0000-0002-8837-7050
AuthorID (РИНЦ): 978934
ResearcherID: AAX-1703-2021

Адрес для переписки: vladurba95@gmail.com

ОНИЩУК Сергей Юрьевич, аспирант кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 6122-7947

AuthorID (РИНЦ): 979474
ORCID: 0000-0002-9641-5459
AuthorID (SCOPUS): 57211128570
ResearcherID: D-9183-2019

Адрес для переписки: onishchuksy@gmail.com

КЛЕНИН Данила Андреевич, лаборант научно-исследовательской лаборатории «Парогазовые смеси в конструкциях ракет-носителей» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 7400-8573

AuthorID (РИНЦ): 1210637
Адрес для переписки: klenin.d37@gmail.com

Для цитирования

Трушляков В. И., Юдинцев В. В., Урбанский В. А., Онищук С. Ю., Кленин Д. А. Исследование проектно-конструкторского облика декартовой двигательной установки автономного стыковочного модуля для захвата мишени // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2023. Т. 7, № 3. С. 70–81. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-70-81.

Статья поступила в редакцию 28.08.2023 г.

© В. И. Трушляков, В. В. Юдинцев, В. А. Урбанский,
С. Ю. Онищук, Д. А. Кленин



DESIGN AND DEVELOPMENT OF CARTESIAN PROPULSION SYSTEM OF THE AUTONOMOUS DOCKING MODULE FOR TARGET ACQUISITION

V. I. Trushlyakov, V. V. Yudintsev, V. A. Urbansky, S. Yu. Onishchuk, D. A. Klenin

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Prospect Mira, 11, 644050

The concept of building an orbital complex for operational interception of a target is proposed, including in its composition the method of ballistic construction of operational interception, recommendations to the design appearance of the Cartesian propulsion system of the autonomous docking module, functioning at the stage of close-in guidance during tether delivery from the upper stage to the target, at the stage of capture and transfer of the target to the disposal orbit as part of the rotating tether space system. As a criterion for selecting the Cartesian propulsion system design (fuel reserves, thrust of each chamber and their number, minimum change in the coordinates of the autonomous docking module center of mass over the entire interval of Cartesian propulsion system operation), the minimum mass of the autonomous docking module is taken. For comparison, two methods of constructing the ballistic scheme of target intercept are considered: the classical method, with the orbital complex entering the target orbit with zero relative velocities, and the method based on the use of rotating tether space system, with the orbital complex entering the target intercept orbit with velocities at the rendezvous point of up to 200 m/s.

Keywords: Cartesian propulsion system, upper stage, autonomous docking module, rotating tether space system, target, capture, disposal orbit.

Acknowledgments

The work was supported by the grant of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation «Priority-2030» within the framework of NIR № 23101B.

References

1. Kessler D. J., Cour-Palais B. G. Collision frequency of artificial satellites: The creation of a debris belt // *Journal of Geophysical Research: Space Physics*. 1978. Vol. 83, no. A6. P. 2637–2646. DOI: 10.1029/JA083iA06p02637. (In Engl.).
2. Schaub H., Jasper L. E. Z., Anderson P. V. [et al.]. Cost and risk assessment for spacecraft operation decisions caused by the space debris environment // *Acta Astronautica*. 2015. Vol. 113. P. 66–79. DOI: 10.1016/j.actaastro.2015.03.028. (In Engl.).
3. Trushlyakov V. I., Yudintsev V. V., Urbansky V. A. [et al.]. Analiz sostoyaniya razrabotok sredstv ochistki orbit v okolozemnom kosmicheskom prostranstve ot ob'yektov krupnogabaritnogo kosmicheskogo musora [The analysis of the state of development of devices for cleaning orbits in near-Earth space from large-sized space debris objects] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 4. P. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-4-42-52. EDN: EETJHM. (In Russ.).
4. Tekhnicheskiye kharakteristiki transportnogo gruzovogo korablya «Progress MS». RKK «Energia» im. S.P. Koroleva. [Technical characteristics of the Progress MS transport cargo spacecraft. RSC Energia named after S. P. Korolev]. URL: <https://www.energiya.ru/ru/spaceactivities/progress-ms/specifications.html> (accessed: 07.08.2023). (In Russ.).
5. Trushlyakov V. I., Yudintsev V. V. Rotary Space Tether System for Active Debris Removal // *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*. 2020. Vol. 43, no. 2. P. 354–364. DOI: 10.2514/1.G004615. (In Engl.).
6. Trushlyakov V. I., Yudintsev V. V. Dynamics of rotating tethered system for active debris removal // *Acta Astronautica*. 2022. Vol. 195. P. 405–415. DOI: 10.1016/j.actaastro.2022.03.023. (In Engl.).
7. Anselmo L., Pardini C. Ranking upper stages in low Earth orbit for active removal // *Acta Astronaut*. 2016. Vol. 122. P. 19–27. DOI: 10.1016/j.actaastro.2016.01.019. (In Engl.).
8. Tsentr Khrunicheva i NITs RKP. Uspeshnyye ognemyye stendovyye ispytaniya agregatnogo modulya rakety-nositelya «Angara». [Khrunichev Center and SIC RKP. Successful firing bench tests of the aggregate module of the Angara launch vehicle]. URL: <https://www.roscosmos.ru/24356/> (accessed: 19.08.2023). (In Russ.).
9. «Orël» — novyy KK Rossii. [«Oryol» — Russia's new spacecraft]. URL: <https://habr.com/ru/companies/first/articles/684124/> (accessed: 19.08.2023). (In Russ.).
10. Sikharulidze Yu. G. Ballistika i navedeniye letatel'nykh apparatov [Ballistics and guidance of aircraft]. Moscow, 2014. 407 p. ISBN 978-5-9963-0531-5. (In Russ.).
11. Trushlyakov V. I., Yudintsev V. V. Method of Active Debris Removal Using Rotating Space Tether System // *First Int'l. Orbital Debris Conf., December 2019*. URL: <https://www.hou.usra.edu/meetings/orbitaldebris2019/orbital2019paper/pdf/6167.pdf> (accessed: 19.08.2023). (In Engl.).
12. Burdaev M. N. O poiske novykh metodov i form resheniya uravneniya Lamberta—Eylera [About finding new methods and forms of solving the Euler-Lambert equation] // *Programmnyye Sistemy: Teoriya i Prilozheniya. Program Systems: Theory and Applications*. Vol. 9, no. 4 (39). P. 293–305. DOI: 10.25209/2079-3316-2018-9-4-293-305. (In Russ.).
13. Nosseir A. E. S., Cervone A., Pasini A. Review of State-of-the-Art Green Monopropellants: For Propulsion Systems Analysts

and Designers // Aerospace. 2021. Vol. 8, no. 1. 20 p. DOI: 10.3390/aerospace8010020. (In Engl.).

14. Cassese S., Gallo G., Mungiguerra S. [et al.]. Preliminary Design And Study of 5N HTP Monopropellant Thruster for Small Satellites // Acta Astronautica. 2022. Vol. 202. P. 94–103. DOI: 10.1016/j.actaastro.2022.10.006. (In Engl.).

15. Guseinov S. L., Fedorov S. G., Kosykh V. A. [et al.]. Katalizatory razlozheniya peroksida vodoroda, ispol'zuyemye v raketnykh dvigatelyakh [Hydrogen peroxide decomposition catalysts used in rocket engines] // Zhurnal Prikladnoy Khimii. Russian Journal of Applied Chemistry. 2020. Vol. 93, no. 4. P. 467–487. DOI: 10.31857/S0044461820040015. EDN: AAFAOK. (In Russ.).

TRUSHLYAKOV Valeriy Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 2910-2159

AuthorID (RSCI): 9914

ORCID: 0000-0002-8444-6880

AuthorID (SCOPUS): 35792803600

ResearcherID: D-7270-2015

Correspondence address: vatrushlyakov@yandex.ru

YUDINTSEV Vadim Vyacheslavovich, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Senior Researcher at the Research Laboratory «Steam and Gas Mixtures in Launch Vehicle Designs», OmSTU, Omsk.

ORCID: 0000-0002-3244-017X

AuthorID (SCOPUS): 36676070000

ResearcherID: N-1367-2014

Correspondence address: yudintsev@gmail.com

URBANSKY Vladislav Alexandrovich, Graduate Student of Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2487-9142

ORCID: 0000-0002-8837-7050

AuthorID (RSCI): 978934

ResearcherID: AAX-1703-2021

Correspondence address: vladurba95@gmail.com

ONISHCHUK Sergei Yurievich, Graduate Student of Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 6122-7947

AuthorID (RSCI): 979474

ORCID: 0000-0002-9641-5459

AuthorID (SCOPUS): 57211128570

ResearcherID: D-9183-2019

Correspondence address: onishchuksy@gmail.com

KLENIN Danila Andreyevich, Laboratory Assistant at the Research Laboratory «Steam and Gas Mixtures in Launch Vehicle Designs», OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 7400-8573

AuthorID (RSCI): 1210637

Correspondence address: klenin.d37@gmail.com

For citations

Trushlyakov V. I., Yudintsev V. V., Urbansky V. A., Onishchuk S. Yu., Klenin D. A. Design and development of Cartesian propulsion system of the autonomous docking module for target acquisition // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 70–81. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-70-81.

Received August 28, 2023.

© V. I. Trushlyakov, V. V. Yudintsev,

V. A. Urbansky, S. Yu. Onishchuk, D. A. Klenin



РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОГЕНЕРАТОРЕ С УНИТАРНЫМ ТОПЛИВОМ ДЛЯ ПИТАНИЯ ТУРБИНЫ ЖИДКОСТНОЙ РАКЕТНОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

А. Б. Яковлев

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

В статье рассматривается динамическая модель газогенератора с управляющим дросселем жидкостной ракетной двигательной установки с насосной системой подачи и унитарным топливом для питания турбины. Получена система уравнений динамики, описывающих процессы, происходящие в однокомпонентном газогенераторе и дроссельном кране. Математическая модель позволяет провести анализ и выявить основные закономерности влияния входных величин на управляемую величину.

Ключевые слова: динамические процессы, система автоматического регулирования, однокомпонентный газогенератор, дроссельный кран, жидкое ракетное топливо.

Введение

Жидкостная ракетная двигательная установка (ЖРДУ) в настоящий момент выступает как в отечественной, так и в зарубежной космической отрасли основным бортовым энергетическим комплексом ракет космического назначения (РКН), выполняющим задачи по созданию тяги и обеспечению необходимого удельного импульса с заданной глубиной регулирования. ЖРДУ имеет превосходство перед двигателями на твердом топливе, используемыми в РКН в качестве бустеров. Однако процессы, происходящие в элементах жидкостных двигателей, изучены недостаточно, их конструкция требует дальнейшего совершенствования. Среди основных направлений усовершенствования ЖРДУ можно отметить следующие [1–6]:

- 1) упрощение и оптимизация схемы двигательной установки, ее структуры, усовершенствование конструкции систем и агрегатов;
- 2) оптимизация динамических процессов, происходящих в агрегатах ЖРДУ;
- 3) применение высокоэффективных топлив;
- 4) точность и экономичность выполнения задач полета.

Решая задачи по совершенствованию двигательной установки можно повысить массу выводимой полезной нагрузки РКН, увеличить высоту орбиты, снизить стоимость выполнения космического запуска, тем самым повысить эффективность космического ракетного комплекса.

Постановка задачи

В структуре РКН рассматриваемая ЖРДУ может выступать как объект управления по отношению к системе управления внутридвигательными процессами, либо управляющим устройством в системе управления движением ракеты-носителя [7, 8]. При этом двигательная установка сама по себе — это ди-

намическая система, процессы в составляющих элементах (камера сгорания двигателя, газогенератор, насосы, турбина, трубопроводы, регуляторы и др.) которой имеют динамический характер, изменяются во времени. Для изучения процессов, протекающих в элементах ЖРДУ и в двигательной установке, в целом успешно используется системный подход [5, 8], устанавливающий вначале свойства отдельных элементов и в дальнейшем получающий динамическую модель всей системы более высокого порядка. Такой метод позволяет построить структурную схему ЖРДУ, определить динамические свойства системы, выявить возможности по изменению ее свойств в нужном разработчику направлении. Для определения динамических свойств элементов сложной системы необходимо вначале получить ее статические свойства (характеристики) [9, 10].

Исходя из вышесказанного, целью работы является определение уравнения динамики газогенератора (ГГ), работающего на унитарном топливе и являющегося элементом ЖРДУ с насосной системой подачи и автономным топливом для питания турбины. В рассматриваемом случае ЖРДУ с однокомпонентным ГГ рабочее тело турбины получается разложением жидкого компонента на твердом катализаторе. В состав ГГ входит также и управляющий элемент (дроссельный кран переменного проходного сечения), дозирующий подачу в ГГ унитарного топлива (рис. 1) [10].

Задачи, решенные для выполнения указанной цели:

- 1) получены дифференциальные уравнения и передаточные функции составляющих частей ГГ и построена его структурная схема;
- 2) определены параметры (коэффициенты усиления, постоянная времени) ГГ и управляющего элемента, определяющие его динамические характеристики;
- 3) получены графики переходных процессов элементов ГГ от входных воздействий.

Для решения вышеперечисленных задач необходимо было получить в начале статические характеристики ГГ.

Уравнения, описывающие статические характеристики элементов ГГ (пакет катализатора и камера разложения, форсуночная головка, дроссельный кран подачи унитарного топлива), будут иметь вид [10]:

$$\Delta p_{\kappa.ГГ} = p_{\kappa.ГГ} - p_T = A_{\kappa.ГГ} \frac{\dot{m}_T^2}{\rho_T} = \left(\zeta_{\kappa.ГГ} \frac{l^2}{2M_{\kappa.ГГ}^2 (1/\rho_{\text{нас}} - 1/\rho_{\text{кр}})^2} \right)_{\text{прол}} \frac{\dot{m}_T^2}{\rho_T}; \quad (1)$$

$$\Delta p_{\phi.ГГ} = p_{\phi.ГГ} - p_{\kappa.ГГ} = A_{\phi.ГГ} \frac{\dot{m}_T^2}{\rho_T} = \left(\frac{\Delta p_{\phi.ГГ} \rho_T}{\dot{m}_T^2} \right)_{\text{прол}} \frac{\dot{m}_T^2}{\rho_T}; \quad (2)$$

$$\Delta p_{\text{гр.ГГ}} = p_{\text{гр.ГГ}} - p_{\phi.ГГ} = \left(\frac{1}{2\mu_{\text{гр.ГГ}}^2 F_{\text{гр.ГГ}}^2} \right)_{\text{прол}} \frac{\dot{m}_T^2}{\rho_T}, \quad (3)$$

где $\dot{m}_T$ — расход рабочего тела (унитарного топлива) для питания турбины; $\Delta p_{\kappa.ГГ} = p_{\kappa.ГГ} - p_T$ — потери давления в пакете катализатора; $\Delta p_{\phi.ГГ} = p_{\phi.ГГ} - p_{\kappa.ГГ}$ — перепад давления на форсуночной головке ГГ; $p_{\kappa.ГГ}$ — давление в камере ГГ перед катализатором; p_T — полное давление перед турбиной (на выходе из ГГ); $p_{\phi.ГГ}$ — давление перед форсунками ГГ; $p_{\text{гр.ГГ}}$ — давление перед дроссельным краном ГГ; $M_{\kappa.ГГ}$ — масса катализатора в пакете; $\zeta_{\kappa.ГГ}$ — приведенный коэффициент местного сопротивления пакета катализатора; ρ_T — плотность компонента унитарного топлива; l — длина пакета катализатора; $\rho_{\text{нас}}$ — насыпная плотность катализатора; $\rho_{\text{кр}}$ — плотность катализатора в кристаллическом состоянии; $\mu_{\text{гр.ГГ}}$ — коэффициент расхода дроссельного крана ГГ, зависящий от площади его проходного сечения $F_{\text{гр.ГГ}}$; прол — коэффициенты, определяемые с помощью проливки (экспериментально).

При получении выражений (1)–(3) были использованы следующие допущения:

1) компонент унитарного топлива, проходя через слой катализатора, изменяет свое агрегатное состояние, и гидравлическое сопротивление пакета может несколько изменяться во времени по мере выработки катализатора;

2) форсунки ГГ и дроссельный кран рассматриваются как местные (сосредоточенные) гидравлические сопротивления;

3) величины коэффициентов, полученных экспериментально, действительны только для тех пределов изменения перепадов давлений, в которых производилась проливка.

Описание динамических свойств сложной технической системы и/или составляющих ее звеньев требует применения дифференциальных уравнений [11, 12]. Для получения уравнения динамики и передаточной функции ГГ с управляющим дросселем необходимы были динамические свойства каждого из составляющих газогенератор звеньев. При этом были приняты допущения, применяемые в области низких частот в аналогичных расчетах и обеспечивающие приемлемые результаты [13–15]:

1) использовались линейные дифференциальные уравнения с постоянными коэффициентами,

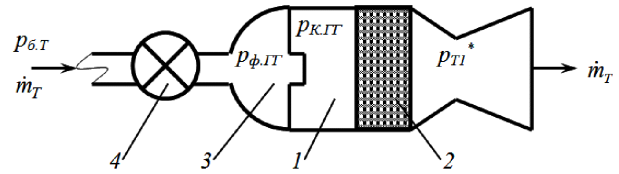


Рис. 1. Физическая модель однокомпонентного газогенератора с управляющим дросселем:

1 — камера разложения; 2 — пакет с твердым катализатором; 3 — форсуночная головка; 4 — управляющий элемент
Fig. 1. Physical model of a single-component gas generator with a control throttle:
1 — decomposition chamber; 2 — package with a solid catalyst; 3 — nozzle head; 4 — control element

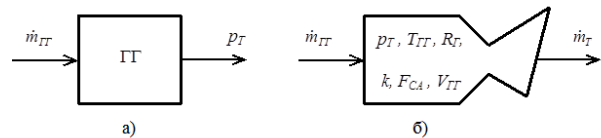


Рис. 2. Физическая (а) и расчетная (б) модели камеры разложения газогенератора

Fig. 2. Physical (a) and computational (б) models of the decomposition chamber of the gas generator

все параметры звеньев сосредоточенные, характеристики элементов линеаризованы;

2) компонент унитарного топлива считался несжимаемой жидкостью;

3) не учитывалась податливость материалов стенок элементов конструкций.

Динамическая характеристика звеньев ГГ определялась как взаимосвязь изменения выходной величины во времени при определенном законе изменения входной величины.

В рассматриваемом случае ГГ для питания турбины рабочим телом работает с использованием саморазлагающегося однокомпонентного топлива и состоит из форсуночной головки (ФГ), пакета с катализатором и камеры разложения, куда входит сопловой аппарат турбины. На входе в ГГ располагается управляющий дроссель. ФГ ГГ и пакет катализатора объединены в один узел и рассматриваются как единый элемент с сосредоточенным сопротивлением. Тогда ГГ будет представлен двумя звеньями: камерой разложения и ФГ с пакетом катализатора.

Рассмотрим сначала динамические свойства камеры разложения ГГ с сопловым аппаратом турбины. Ее физическая и расчетная модели показаны на рис. 2. Равновесному режиму работы камеры соответствует следующий баланс расходов на входе и выходе ГГ:

$$\dot{m}_{ГГ} = \dot{m}_T \text{ или } \dot{m}_{ГГ} - \dot{m}_T = 0, \quad (4)$$

где $\dot{m}_{ГГ}$ — расход топлива на входе в ГГ.

При отклонении от номинала любого из расходов с учетом сжимаемости газа и конечного объема камеры разложения ГГ баланс будет:

$$(\dot{m}_{ГГ} + \Delta \dot{m}_{ГГ}) - (\dot{m}_T + \Delta \dot{m}_T) = \frac{dm_T}{dt}, \quad (5)$$

где m_T — масса газа в камере разложения.

Баланс расходов (5) необходимо записать относительно давления газа в камере ГГ, которое одновременно является полным давлением перед сопловым аппаратом турбины p_T и служит выходной величиной рассматриваемого звена. Для этого используем уравнение состояния газа

$$m_r = \frac{p_T V_{ГГ}}{R_r T_r}; \quad dm_r = \frac{V_{ГГ}}{R_r T_r} dp_r \quad (6)$$

и связь между отклонением расхода и отклонением давления в активной газовой турбине

$$\Delta \dot{m}_r = \frac{F_{CA}}{\beta_T} \Delta p_r, \quad (7)$$

где $V_{ГГ}$ — объем камеры разложения ГГ; F_{CA} — проходная площадь соплового аппарата; β_T — расходный комплекс турбины, определяемый по выражению

$$\beta_T = \varphi_{CA} \sqrt{\frac{R_r T_r}{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}},$$

здесь φ_{CA} — коэффициент потерь в сопловом аппарате; R_r и T_r — постоянная газа и температура газа в турбине; k — показатель адиабаты газа.

После подстановки равенств (6) и (7) в уравнение (5) и вычитания уравнения статики (4) получим

$$\frac{V_{ГГ}}{R_r T_r} \frac{dp_r}{dt} + \frac{F_{CA}}{\beta_T} \Delta p_r = \Delta \dot{m}_{ГГ}.$$

Разделив последнее уравнение на комплекс $\dot{m}_{ГГ,ном} = F_{CA} p_{Т,ном} / \beta_T$ и перейдя к безразмерным отклонениям, будем иметь:

$$\frac{V_{ГГ} \beta_T}{F_{CA} R_r T_r} \frac{d\Delta \bar{p}_T}{dt} + \Delta \bar{p}_T = \Delta \bar{\dot{m}}_{ГГ}, \quad (8)$$

здесь $\Delta \bar{x}$ — безразмерные отклонения величин, $\Delta \bar{x} = \Delta x / x_{ном}$, $x_{ном}$ — номинальное значение величины.

Введем в левой части уравнения (8) постоянный коэффициент, имеющий размерность времени [с] — комплекс постоянных величин при первой производной — назовем постоянной времени газогенератора $T_{ГГ}$:

$$T_{ГГ} = \frac{V_{ГГ} \beta_T}{F_{CA} R_r T_r}. \quad (9)$$

Тогда выражение (8) в операторной (символической) форме записи будет

$$(T_{ГГ} \cdot p + 1) \Delta \bar{p}_T = \Delta \bar{\dot{m}}_{ГГ}, \quad (10)$$

здесь p — оператор Лапласа.

С учетом запаздывания процесса саморазложения топлива можно записать уравнение динамики камеры ГГ в следующем виде:

$$(T_{ГГ} \cdot p + 1) \Delta \bar{p}_T = e^{-\tau_{зам}} \Delta \bar{\dot{m}}_{ГГ}. \quad (11)$$

ФГ, объединенная с пакетом катализатора и представленная как сосредоточенное сопротивление, на установившемся режиме имеет следующую связь определяющих величин:

$$\dot{m}_{ГГ} = \mu_{ф.ГГ} F_{ф.ГГ} \sqrt{2 p_T (p_{ф.ГГ} - p_T)}. \quad (12)$$

Переменными во времени величинами будут расход топлива $\dot{m}_{ГГ}$ и давления $p_{ф.ГГ}$ и p_T . Задавая переменным величинам отклонения, можно записать выражение (12) в виде:

$$\begin{aligned} (\dot{m}_{ГГ} + \Delta \dot{m}_{ГГ}) &= \\ &= \mu_{ф.ГГ} F_{ф.ГГ} \sqrt{2 p_T [(p_{ф.ГГ} + \Delta p_{ф.ГГ}) - (p_T + \Delta p_T)]}. \end{aligned} \quad (13)$$

Вследствие учета ранее введенных допущений уравнение (13) не будет содержать производных по времени, т.е. является алгебраическим. Переход к уравнению в отклонениях после вычитания из уравнения (13) выражения (12) и предварительной линеаризации с помощью разложения в ряд Тейлора, ограничиваясь только первыми членами, дает

$$\Delta \dot{m}_{ГГ} = \frac{\partial \dot{m}_{ГГ}}{\partial p_{ф.ГГ}} \Delta p_{ф.ГГ} - \frac{\partial \dot{m}_{ГГ}}{\partial p_T} \Delta p_T.$$

После перехода к безразмерным отклонениям в последнем уравнении получим

$$\begin{aligned} \Delta \bar{\dot{m}}_{ГГ} &= \left(\frac{p_{ф.ГГ}}{\dot{m}_{ГГ}} \right)_{ном} \frac{\partial \dot{m}_{ГГ}}{\partial p_{ф.ГГ}} \Delta \bar{p}_{ф.ГГ} - \\ &- \left(\frac{p_T}{\dot{m}_{ГГ}} \right)_{ном} \frac{\partial \dot{m}_{ГГ}}{\partial p_T} \Delta \bar{p}_T. \end{aligned} \quad (14)$$

Константы в правой части уравнения (14) имеют смысл безразмерных коэффициентов усиления, рассчитанных на номинальном режиме работы:

$$K_{ГГ1} = \frac{p_{ф.ГГ,ном}}{\dot{m}_{ГГ,ном}} \frac{\partial \dot{m}_{ГГ}}{\partial p_{ф.ГГ}}; \quad K_{ГГ2} = \frac{p_{Т,ном}}{\dot{m}_{ГГ,ном}} \frac{\partial \dot{m}_{ГГ}}{\partial p_T}. \quad (15)$$

Окончательное уравнение динамики ФГ [16]:

$$\Delta \bar{\dot{m}}_{ГГ} = K_{ГГ1} \Delta \bar{p}_{ф.ГГ} - K_{ГГ2} \Delta \bar{p}_T. \quad (16)$$

Управляющим элементом в канале управления тягой ракетного двигателя является дроссельный кран на входе в ГГ, дозирующий подачу унитарного топлива. На установившемся режиме для него можно записать выражение связи определяющих величин как для сосредоточенного сопротивления:

$$\dot{m}_{ГГ} = \mu_{gp} F_{gp} \sqrt{2 p_T (p_{Б.Т.} - p_{ф.ГГ})},$$

где $p_{Б.Т.}$ — давление в баке компонента унитарного топлива для питания ГГ.

Так как выходной величиной дроссельного крана будет являться входная величина в ФГ ГГ (давление перед форсунками ГГ), запишем

$$p_{ф.ГГ} = p_{Б.Т.} - \frac{\dot{m}_{ГГ}^2}{2 p_T (\mu_{gp} F_{gp})^2}.$$

Постоянной величиной в последнем выражении будет только плотность компонента унитарного топлива. Задаваясь отклонениями переменных величин, вычитая из уравнения с отклонениями выра-

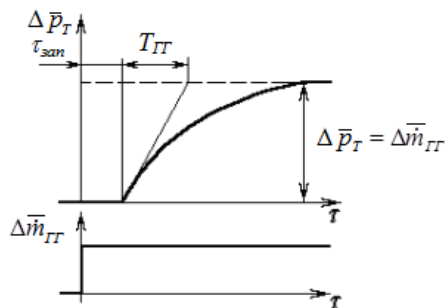


Рис. 3. Переходный процесс в камере разложения газогенератора
Fig. 3. The transient process in the decomposition chamber of the gas generator

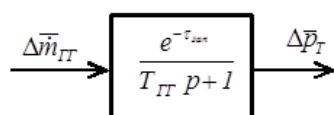


Рис. 4. Структурная схема камеры разложения газогенератора
Fig. 4. Block diagram of the decomposition chamber of the gas generator

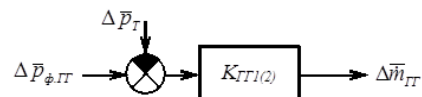


Рис. 5. Структурная схема форсунной головки с пакетом катализатора
Fig. 5. Block diagram of the nozzle head with a catalyst package

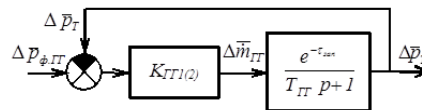


Рис. 6. Структурная схема газогенератора с пакетом катализатора
Fig. 6. Block diagram of a gas generator with a catalyst package

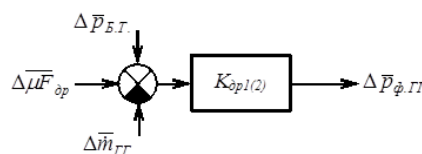


Рис. 7. Структурная схема управляющего элемента
Fig. 7. Block diagram of the control element

жение для установившегося режима и линеаризуя, получим:

$$\begin{aligned} (p_{ф.Г.} + \Delta p_{ф.Г.}) &= \\ &= (p_{Б.Г.} + \Delta p_{Б.Г.}) - \frac{(\dot{m}_{Г.Г.} + \Delta \dot{m}_{Г.Г.})^2}{2\rho_T(\mu F_{гр} + \Delta \mu F_{гр})^2}; \\ \Delta p_{ф.Г.} &= \Delta p_{Б.Г.} - \frac{\partial p_{ф.Г.}}{\partial \dot{m}_{Г.Г.}} \Delta \dot{m}_{Г.Г.} + \frac{\partial p_{ф.Г.}}{\partial \mu F_{гр}} \Delta \mu F_{гр}. \end{aligned} \quad (17)$$

Переходя в уравнении (17) к безразмерным отклонениям, запишем

$$\begin{aligned} \Delta \bar{p}_{ф.Г.} &= \left(\frac{p_{Б.Г.}}{p_{ф.Г.}} \right)_{ном} \Delta \bar{p}_{Б.Г.} - \left(\frac{\dot{m}_{Г.Г.}}{p_{ф.Г.}} \right)_{ном} \times \\ &\times \frac{\partial p_{ф.Г.}}{\partial \dot{m}_{Г.Г.}} \Delta \bar{m}_{Г.Г.} + \frac{\mu F_{гр. max}}{p_{ф.Г. ном}} \frac{\partial p_{ф.Г.}}{\partial \mu F_{гр}} \Delta \bar{\mu F}_{гр}, \end{aligned} \quad (18)$$

где $\Delta \bar{\mu F}_{гр} = \frac{\Delta \mu F_{гр}}{\mu F_{гр. max}}$ — относительная площадь открытия дроссельного крана.

Константы в правой части уравнения (18) имеют смысл безразмерных коэффициентов усиления, рассчитанных на номинальном режиме работы:

$$\begin{aligned} K_{гр1} &= \frac{\mu F_{гр. max}}{p_{ф.Г. ном}} \frac{\partial p_{ф.Г.}}{\partial \mu F_{гр}}; \quad K_{гр2} = \frac{\dot{m}_{Г.Г. ном}}{p_{ф.Г. ном}} \frac{\partial p_{ф.Г.}}{\partial \dot{m}_{Г.Г.}}; \\ K_{гр3} &= \frac{p_{Б.Г. ном}}{p_{ф.Г. ном}}. \end{aligned} \quad (19)$$

Окончательно уравнение динамики дроссельного крана будет иметь вид:

$$\Delta \bar{p}_{ф.Г.} = K_{гр1} \Delta \bar{p}_{Б.Г.} - K_{гр2} \Delta \bar{m}_{Г.Г.} + K_{гр3} \Delta \bar{\mu F}_{гр}. \quad (20)$$

Результаты экспериментов

Для визуализации свойств элементов рассматриваемой системы построены структурные схемы каждого элемента, входящего в соединение.

Постоянная времени ГГ, входящая в уравнение (11), характеризует инерционные свойства камеры разложения при передаче сигнала от входной величины (расхода рабочего тела) до выходной (давления перед турбиной). Переходный процесс, соответствующий уравнению динамики (11) как инерционного звена с запаздыванием, показан на рис. 3, а структурная схема камеры ГГ, соответствующая этому уравнению, — на рис. 4.

Структурная схема ФГ с пакетом катализатора показана на рис. 5 [16]. Переходная функция данного элемента соответствует безынерционному звену.

Для получения уравнения динамики всего ГГ, объединяющего ФГ с пакетом катализатора и камеру разложения, необходимо решить систему уравнений (11) и (16) совместно. На рис. 6 показана структурная схема ГГ, отвечающая этим уравнениям динамики.

Структурная схема управляющего элемента, соответствующая уравнению (20), показана на рис. 7. Переходная функция этого элемента соответствует безынерционному звену.

Обсуждение результатов

Таким образом, система дифференциальных уравнений, описывающих динамические свойства ГГ с управляющим дросселем, будет включать выражения (11), (16), (20). Для определения динамических свойств данного узла в целом необходимо совместно решить эту систему уравнений. А для получения структурной схемы узла (ГГ с управляющим дросселем) соединить полученные структурные схемы (рис. 6 и 7).

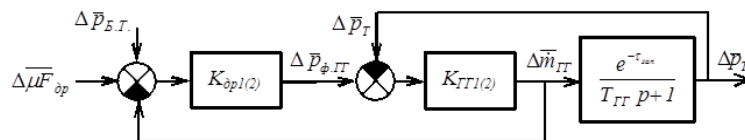


Рис. 8. Структурная схема газогенератора с управляющим дросселем
Fig. 8. Block diagram of a gas generator with a control throttle

Структурная схема ГГ с управляющим дросселем показана на рис. 8.

В рассматриваемом узле регулируемая величина — давление перед турбиной $\Delta \bar{P}_T$, основной входной величиной (командным воздействием) является проходная площадь управляющего элемента $\Delta \mu F_{\delta p, ГГ}$. В качестве возмущающего воздействия выступает давление в баке унитарного топлива $\Delta \bar{P}_{Б.Г.}$, изменяющееся в зависимости от действующих на систему внешних факторов (например, перегрузка ракеты, отклонения в работе системы надува бака и пр.).

Полученная структурная схема дает представление о свойствах каждого из элементов ГГ и восстанавливает картину внутренних связей между звеньями газогенератора и управляющим дросселем, в частности отрицательных обратных связей по сигналам $\Delta \bar{P}_T$ и $\Delta \bar{m}_{ГГ}$.

Наличие в системе инерционного газогенератора и безынерционных элементов позволяет считать ГГ с управляющим дросселем апериодическим (инерционным) звеном с запаздыванием на время разложения унитарного компонента топлива в присутствии катализатора. Постоянная времени ГГ $T_{ГГ}$ характеризует длительность переходного процесса на новый уровень работы и зависит от параметров газовой смеси, получаемой в результате разложения компонента, а также от внутреннего объема камеры разложения ГГ. С целью снижения инерционности процесса перехода на новый уровень работы требуется уменьшение значения $T_{ГГ}$.

Наличие контуров местных отрицательных обратных связей позволяет обеспечить поддержание устойчивого процесса подачи унитарного топлива через ФГ в камеру разложения ГГ с одновременным выходом продуктов разложения (горячего газа) через сопловой аппарат на рабочее колесо турбины. Разность приращений между подводом массы топлива и отводом массы газа, которая возникает при отклонениях от равновесного режима работы ГГ, будет сама устранять эти отклонения, т.е. будет проявляться свойство самостабилизации работы.

Выводы и заключение

Методика получения динамической характеристики ГГ с унитарным топливом была реализована в программном пакете Maple. Полученная динамическая модель ГГ с управляющим элементом позволяет с учетом сделанных допущений получать возможные виды переходных процессов при приложении входных сигналов (командного и возмущающего воздействий).

При использовании ЭВМ не составляет большого труда проведение вариаций коэффициентами уравнений звеньев при решении задач синтеза необходимого вида переходных процессов и их временных показателей с целью обеспечения требуемых динамических качеств. Информация о пе-

реходных процессах может служить для постановки задачи разработки замкнутой системы автоматического управления, способной, например, компенсировать отклонение управляемой величины (система стабилизации) или изменять по определенной программе (система программного управления или следящая система).

Список источников

- Орлин С. А. Повышение экономичности кислородно-углеводородных жидкостных ракетных двигателей различного назначения путем внедрения промежуточного охладителя // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 4 (16). С. 30.
- Абдуллин М. Р., Давлатов Н. Б., Шигапов Р. Р. Анализ и классификация путей совершенствования жидкостных ракетных двигателей одно- и многоразового использования на углеводородных и азотсодержащих горючих и охладителях // XXIV Туполевские чтения (школа молодых ученых): материалы Междунар. молодеж. науч. конф. В 6 т. Казань, 2019. Т. 2. С. 314–320.
- Пиунов В. Ю., Назаров В. П., Коломенцев А. И. Совершенствование энергетических характеристик кислородно-водородных жидкостных ракетных двигателей разгонных блоков методом оптимизации конструктивных схем // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24, № 3. С. 23–33.
- Косовягин К. В., Скоморохов Г. И. Моделирование газодинамического тракта тарельчатого сопла жидкостного ракетного двигателя с обратным потоком в кольцевой камере сгорания // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2019. Т. 15, № 1. С. 100–106. DOI: 10.25987/VSTU.2019.15.1.015.
- Бабкин А. И., Белов С. И., Рутовский Н. Б. [и др.]. Основы теории автоматического управления ракетных двигательных установок. 2-е изд. Москва: Машиностроение, 1986. 458 с.
- Яковлев А. Б. К вопросу о выборе схемы двигательной установки летательного аппарата // Омский научный вестник. 2013. № 1 (117). С. 109–113.
- Беляков В. В., Ивченко В. Д. Система управления тягой ракетного двигателя на основе параметров рабочего тела // Вестник МГТУ МИРЭА. 2013. № 1. С. 125–128.
- Калачевский Б. А., Яковлев А. Б. ЖРДУ как исполнительный орган системы управления движением // Полет. Общероссийский научно-технический журнал. 2012. № 5. С. 46–51.
- Лебединский Е. В., Калмыков Г. Л., Мосолов С. В. [и др.]. Компьютерные модели жидкостных ракетных двигателей / под ред. А. С. Коротева. Москва: Машиностроение, 2009. 375 с. ISBN 978-5-217-03449-9.
- Кузьменко И. А., Яковлев А. Б. Расчет статической характеристики системы подачи унитарного топлива в газогенератор жидкостного ракетного двигателя // Омский научный вестник. 2018. № 6 (162). С. 15–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-162-15-18.
- Волков Е. Б., Сырицын Т. А., Мазинг Г. Ю. Статика и динамика ракетных двигательных установок. Книга II. Динамика. Москва: Машиностроение, 1978. 320 с.

12. Беляев Е. Н., Чванов В. К., Черваков В. В. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей. Москва: Изд-во МАИ, 1999. 228 с. ISBN 5-7035-2221-8.

13. Karimi H., Mohammadi R., Taheri E. E. Dynamic Simulation and Parametric Study of a Liquid Propellant Engine // 2007 3rd International Conference on Recent Advances in Space Technologies. Istanbul, 2007. P. 219–224. DOI: 10.1109/RAST.2007.4283980.

14. Hetem A., Miraglia J., Burian R. [et al.]. Numerical Simulation of Liquid Propellant Rocket Engines // 2011 Proceedings of the 34th International Convention MIPRO. Opatija, 2011. P. 930–934.

15. Беляев Е. Н., Коломенцев А. И., Насименто Л. Б., Назаров В. П. Влияние конструктивных параметров регулятора расхода на его статические и динамические характеристики // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М. Ф. Решетнева. 2014. № 1 (53). С. 109–113.

16. Калачевский Б. А., Яковлев А. Б. Моделирование процессов, происходящих в газогенераторе, работающем на унитарном топливе // Омский научный вестник. 2014. № 2 (130). С. 48–52.

ЯКОВЛЕВ Алексей Борисович, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 8194-5800

AuthorID (РИНЦ): 488687

ORCID: 0000-0002-1987-2138

AuthorID (SCOPUS): 56503089200

ResearcherID: E-7451-2014

Адрес для переписки: yakovlev@omgtu.ru

Для цитирования

Яковлев А. Б. Разработка математической модели процессов в газогенераторе с унитарным топливом для питания турбины жидкостной ракетной двигательной установки // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 82–88. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-82-88.

Статья поступила в редакцию 15.09.2023 г.

© А. Б. Яковлев

UDC 681.51+533.665

DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-82-88

EDN: TWJQSQ

DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL OF PROCESSES IN GAS GENERATOR WITH UNITARY FUEL FOR POWERING TURBINE OF LIQUID ROCKET ENGINE

A. B. Yakovlev

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

The article considers the dynamic model of a gas generator with control throttle of liquid rocket engine with pumping supply system and unitary fuel for powering the turbine. The system of dynamic equations describing the processes occurring in a single-component gas generator and a throttle valve is obtained. The mathematical model makes it possible to analyze and identify the main patterns of the influence of input quantities on the controlled quantity.

Keywords: dynamic processes, automatic control system, single-component gas generator, throttle valve, liquid rocket fuel.

References

1. Orlin S. A. Povysheniye ekonomichnosti kislородno-uglevodorodnykh zhidkostnykh raketnykh dvigateley razlichnogo naznacheniya putem vnedreniya promezhutochnogo okhladitelya [Increase of intermediate coolant lox-he engines efficiency of various application] // Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2013. No. 4 (16). P. 30. (In Russ.).

2. Abdullin M. R., Davlatov N. B., Shigapov R. R. Analiz i klassifikatsiya putey sovershenstvovaniya zhidkostnykh raketnykh dvigateley odno- i mnogorazovogo ispol'zovaniya na uglevodorodnykh i azotosoderzhashchikh goryuchikh i okhladitelyakh [Analysis and classification of the ways to improve liquid rocket engines of non-reusable and reusable applying on hydrocarbon and nitrogen-containing fuels and coolers] //

XXIV Tupolevskiy chteniya (shkola molodykh uchenykh). XXIV *Tupolevskiy chteniya (shkola molodykh uchenykh)*. In 6 vols. Kazan, 2019. Vol. 2. P. 314–320. (In Russ.).

3. Pionov V. Yu., Nazarov V. P., Kolomentsev A. I. Sovershenstvovaniye energeticheskikh kharakteristik kislородno-vodorodnykh zhidkostnykh raketnykh dvigateley razgonnykh blokov metodom optimizatsii konstruktivnykh skhem [Upper stage oxygen—hydrogen rocket engine energy characteristics improvement by structural scheme optimization method] // Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta. *Aerospace MAI Journal*. 2017. Vol. 24, no. 3. P. 23–33. (In Russ.).

4. Kosovayagin K. V., Skomorokhov G. I. Modelirovaniye gazodinamicheskogo trakta tarel'chatogo sopla zhidkostnogo raketnogo dvigatelya s obratnym potokom v kol'tsevoy kamere sgoraniya [Design of the gas dynamic tract of the disc nozzle of a liquid rocket engine with reverse flow in an annular combustion

chamber] // Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. *Bulletin of the Voronezh State Technical University*. 2019. Vol. 15, no 1. P. 100–106. DOI: 10.25987/VSTU.2019.15.1.015. (In Russ.).

5. Babkin A. I., Belov S. I., Rutovskij N. B. [et al.]. Osnovy teorii avtomaticheskogo upravleniya raketnykh dvigatel'nykh ustanovok [Fundamentals of the theory of automatic control of rocket propulsion systems]. 2nd ed. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1986. 458 p. (In Russ.).

6. Yakovlev A. B. K voprosu o vybere skhemy dvigatel'noy ustanovki letatel'nogo apparata [To a question of a choice of the scheme of the propulsion system of the aircraft] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2013. No. 1 (117). P. 109–113. (In Russ.).

7. Belyakov V. V., Ivchenko V. D. Sistema upravleniya tyagoy raketnogo dvigatelya na osnove parametrov rabocheho tela [Traction control system rocket engine based on the parameter combustion products] // Vestnik MGTU MIREA. *Herald of MSTU MIREA*. 2013. No 1. P. 125–128. (In Russ.).

8. Kalachevskiy B. A., Yakovlev A. B. ZhRDU kak ispolnitel'nyy organ sistemy upravleniya dvizheniyem [The liquid rocket engine as an executive organ of a control system of movement] // Polet. Obshcherossiyskiy nauchno-tekhnicheskij zhurnal. *All-Russian Scientific-Technical Journal «Polyot» («Flight»)*. 2012. No. 5. P. 46–51. (In Russ.).

9. Lebedinskiy E. N., Mosolov S. V., Kalmykov G. P. [et al.]. Komp'yuternyye modeli zhidkostnykh raketnykh dvigateley [Computer models of liquid-propellant rocket engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2009. 375 p. ISBN 978-5-217-03449-9. (In Russ.).

10. Kyzmenko I. A., Yakovlev A. B. Raschet staticheskoy harakteristiki sistemy podachi unitarnogo topliva v gazogenerator zhidkostnogo raketnogo dvigatelya [Computation of static characteristic of the fuel supply system to the unitary gas generator of a liquid rocket engine] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2018. No. 6 (162). P. 15–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-162-15-18. (In Russ.).

11. Volkov E. B., Syritysyn T. A., Mazing G. Yu. Statika i dinamika raketnykh dvigatel'nykh ustanovok. Kniga II. Dinamika [Statics and dynamics of rocket propulsion systems. Book II. Dynamics]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1978. 320 p. (In Russ.).

12. Belyayev E. N., Chvanov V. K., Chervakov V. V. Matematicheskoye modelirovaniye rabocheho protsessa zhidkostnykh raketnykh dvigateley [Mathematical modeling of liquid rocket engines working process]. Moscow, 1999. 228 p. ISBN 5-7035-2221-8. (In Russ.).

13. Karimi H., Mohammadi R., Taheri E. E. Dynamic Simulation and Parametric Study of a Liquid Propellant Engine // 2007 3rd International Conference on Recent Advances in Space Technologies. Istanbul, 2007. P. 219–224. DOI: 10.1109/RAST.2007.4283980. (In Engl.)

14. Hetem A., Miraglia J., Burian R. [et al.]. Numerical Simulation of Liquid Propellant Rocket Engines // 2011 Proceedings of the 34th International Convention MIPRO. Opatija, 2011. P. 930–934. (In Engl.)

15. Belyayev E. N., Kolomentsev A. I., Nasimento L. B., Nazarov V. P. Vliyaniye konstruktivnykh parametrov regul'yatora raskhoda na ego staticheskiye i dinamicheskiye kharakteristiki [Influence of design parameters of a flow regulator on its static and dynamic characteristics] // Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M. F. Reshetneva. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta im. akademika M. F. Reshetneva*. 2014. No. 1 (53). P. 109–113. (In Russ.).

16. Kalachevskiy B. A., Yakovlev A. B. Modelirovaniye processov, proiskhodyashchih v gazogenerator, rabotayushchem na unitarnom toplive [Modeling of the Processes in Gas Generator Working on Unicomponent Fuel] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2014. No. 2 (130). P. 48–52. (In Russ.).

YAKOVLEV Aleksey Borisovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 8194-5800

AuthorID (RSCI): 488687

ORCID: 0000-0002-1987-2138

AuthorID (SCOPUS): 56503089200

ResearcherID: E-7451-014

Correspondence address: yakovlev@omgtu.ru

For citations

Yakovlev A. B. Development of mathematical model of processes in gas generator with unitary fuel for powering turbine of liquid rocket engine // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 82–88. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-82-88.

Received September 15, 2023.

© A. B. Yakovlev

ВЛИЯНИЕ ЭЛЕКТРОПРОВОДНОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УГЛЕРОДА НА СВОЙСТВА ЛИНЕЙНОГО ПОЛИЭТИЛЕНА НИЗКОЙ ПЛОТНОСТИ

О. В. Кропотин¹, Е. А. Рогачев¹, Е. А. Дроздова², А. А. Каленчук¹,
Е. Г. Глуховеря¹, О. В. Малий¹

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

² ООО «Омск Карбон Групп»,
Россия, 644024, г. Омск, ул. Пушкина, 17/1

Экспериментально исследовано влияние электропроводного технического углерода на электрофизические и механические свойства линейного полиэтилена низкой плотности. Определены структурные параметры технического углерода, которые оказывают существенное влияние на электропроводность технического углерода и электропроводность полимерных композиционных материалов при его применении в качестве наполнителя. Установлено, что введение 10–20 масс. % технического углерода в линейный полиэтилен низкой плотности обеспечивает высокую проводимость композиционных материалов, повышая при этом их модуль упругости, но в то же время снижает относительное удлинение при разрыве. Показано, что в целом исследованный технический углерод является перспективным наполнителем при разработке электропроводных полимерных композиционных материалов электротехнического и радиотехнического назначения.

Ключевые слова: электропроводный технический углерод, линейный полиэтилен низкой плотности, электропроводные полимерные композиты, структура технического углерода, механические свойства полимерных композитов.

Введение

Уникальное сочетание электрофизических и механических свойств электропроводных полимерных композиционных материалов (ПКМ) обуславливает их широкое применение в различных областях, в том числе в электротехнике и радиотехнике [1–4]. Электропроводность таких ПКМ, необходимая для конкретного технического применения, обеспечивается применением в качестве наполнителей электропроводящих материалов, чаще всего — технического углерода (ТУ).

Наиболее распространенной полимерной матрицей для подобных материалов является полиэтилен. Широкая номенклатура видов и марок полиэтилена с различным сочетанием физико-химических свойств позволяет создавать ПКМ различного назначения. Линейный полиэтилен низкой плотности (ЛПЭНП) обладает высокой эластичностью и химической стойкостью, расплав ЛПЭНП характеризуется высокой текучестью. Поэтому он вызывает большой интерес у исследователей в качестве матрицы для электропроводных ПКМ [5, 6].

Среди марок технического углерода, представленных на рынке, особый интерес вызывают новые перспективные марки электропроводного ТУ, применение которых открывает возможности создания электропроводных ПКМ с регулируемыми эксплуатационными параметрами [7–9]. Эффективное управление физическими свойствами ПКМ в этом случае может быть реализовано благодаря существенно меньшему (по сравнению с известными

марками) содержанию ТУ в матрице, обеспечивающему необходимую электропроводность ПКМ и, таким образом, максимальное сохранение свойств полимерной матрицы и возможность для дополнительной модификации.

Цель данной работы — экспериментальное исследование влияния электропроводной марки технического углерода OMCARB CN600 на электрическую проводимость и механические характеристики ПКМ на основе ЛПЭНП, определение области применения разработанных ПКМ и путей повышения эффективности применения исследуемого наполнителя.

Объекты и методы исследования

Объекты исследования в данной работе — электропроводные полимерные композиты на основе ЛПЭНП RM3845UV (ТУ 20.16.10-236-00203335-2019), модифицированного электропроводным техническим углеродом серии OMCARB CN600 производства ООО «Омск Карбон Групп».

В работе исследовались ненаполненные ЛПЭНП и ПКМ на его основе, содержащие 5, 10, 15, 20 масс. % ТУ. Измерение общей площади поверхности по многоточечной адсорбции азота NSA проводили в соответствии с ASTM D 6556, измерение внешней площади поверхности по адсорбции азота STSA проводили в соответствии с ASTM D 6565.

Удельное электрическое сопротивление технического углерода измеряли в соответствии с ТУ 38 11574-86.

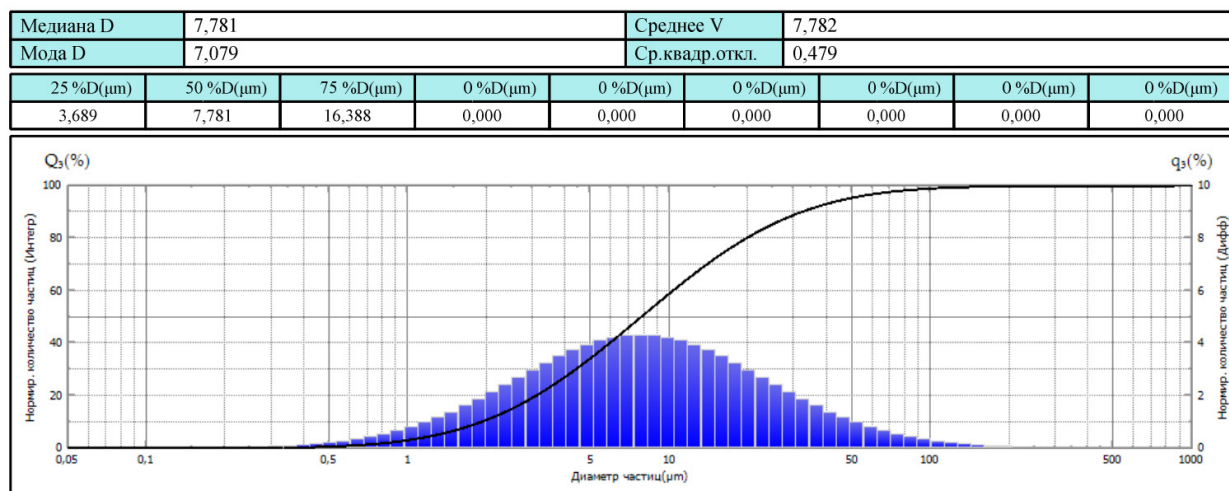


Рис. 1. Распределение частиц ТУ по размерам
Fig. 1. Distribution of carbon black particles by size

Таблица 1. Удельная электропроводность композитов ЛПЭНП+ТУ
Table 1. Electrical conductivity composites LLDPE+CB

Содержание ТУ, масс. %	0	5	10	15	20
Удельная электропроводность, Ом·см) ⁻¹	< 1,4·10 ⁻²⁰	< 1,4·10 ⁻²⁰	3,3·10 ⁻⁵	5,1·10 ⁻⁴	1,3·10 ⁻²

Распределение частиц ТУ по размерам определяли с помощью лазерного анализатора размеров частиц Shimadzu SALD-2300.

Удельное объемное электрическое сопротивление ПКМ измеряли с помощью милли-тераомметра Milli TO-3 (ASTM D 991-89).

Испытания образцов ПКМ на растяжение проводили на разрывной машине Zwick/Roell (ГОСТ 11262-2017).

Показатель текучести расплава (ПТР) исследованных материалов измерялся с помощью экструзионного пластометра Instron CEAST Modular Melt Flow Tester MF 20 при нагрузке 21,19 Н.

При изготовлении образцов для лабораторных исследований композиционную смесь ЛПЭНП+ТУ предварительно смешивали в шаровой мельнице в течение 60 минут (скорость 200 об/мин). Изготовление композитов осуществлялось двойным экструдированием на лабораторном одношнековом экструдере SCAMEX RHEOSCAM Micro-extruder. Полученная после каждого экструдирования стренга разрезалась на гранулы с использованием гранулятора Scamex Granulateur Fraise. Образцы для лабораторных исследований получали спеканием на термопрессе JOOS LAP 40.

Результаты эксперимента и их обсуждение

Измеренные значения общей NSA и внешней STSA площади поверхности OMCARB CN600 составили 598 м²/г и 360 м²/г соответственно. В соответствии с классификацией ТУ по значениям NSA и STSA, использованной в работе [8], данная марка технического углерода относится к высокоструктурным маркам ТУ. Высокая структурность технического углерода является одним из основных требований для обеспечения высокой электропроводности ПКМ на его основе.

Удельное электрическое сопротивление ТУ составило 0,0015 Ом·м, что также характеризует CN600 как марку с высокой электропроводностью.

Распределение частиц ТУ по размерам (рис. 1) описывается логнормальным распределением с медианой 7,781 мкм. Одной из задач, решаемых при подготовке композиционной смеси в шаровой мельнице, является измельчение гранул ТУ, что предположительно повысит эффективность применения ТУ при формировании электропроводящей сетки из частиц наполнителя в полимерной матрице.

По результатам исследования электропроводности ПКМ ЛПЭНП+ТУ (табл. 1) установлено, что порог перколяции находится в интервале 5–10 масс. % содержания наполнителя. При содержании 20 масс. % ТУ в композите удельная проводимость ПКМ увеличивается в 394 раза в сравнении с образцом ПКМ, содержащим 10 масс. % ТУ.

Сопоставляя результаты, представленные в табл. 1, с литературными данными [2, 5, 6, 10], можно сделать следующие выводы:

— применение в качестве наполнителя ЛПЭНП технического углерода марки CN600 отечественного производства позволяет получить объемную электропроводность ПКМ при содержании наполнителя 15–20 масс. % на 1–2 порядка больше, чем применение высокоструктурного ТУ зарубежного производства в полиэтилене низкой плотности по данным работы [8];

— CN600 является эффективным наполнителем при создании электропроводных полимерных композитов на основе ЛПЭНП: порог перколяции соответствует содержанию ТУ в интервале 5–10 масс. %;

— композиты на основе ЛПЭНП, содержащие 10–20 масс. % ТУ, по уровню электропроводности относятся к электропроводным материалам, рекомендуемым к использованию в сенсорах, саморегулирующихся нагревателях, самовосстанавливающихся предохранителях [2, 10].

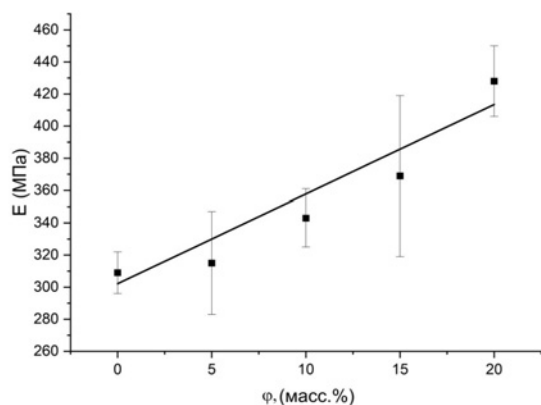


Рис. 2. Зависимость модуля упругости композитов ЛПЭНП+ТУ от содержания наполнителя
Fig. 2. Dependence of the elastic modulus of composites LLDPE + CB on the content of the filler

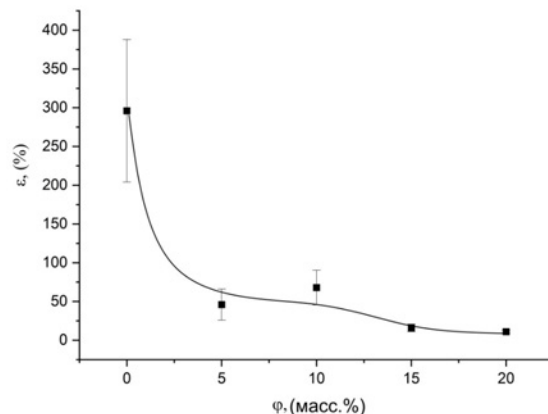


Рис. 4. Зависимость относительного удлинения при разрыве композитов ЛПЭНП+ТУ от содержания наполнителя
Fig. 4. Dependence of the relative elongation of composites LLDPE + CB on the content of the filler

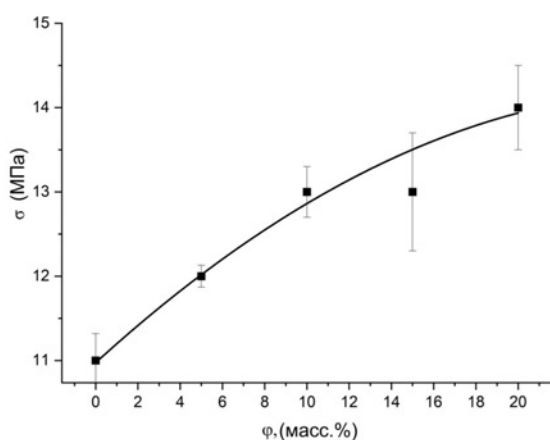


Рис. 3. Зависимость прочности при растяжении композитов ЛПЭНП+ТУ от содержания наполнителя
Fig. 3. Dependence of the tensile strength of composites LLDPE + CB on the content of the filler

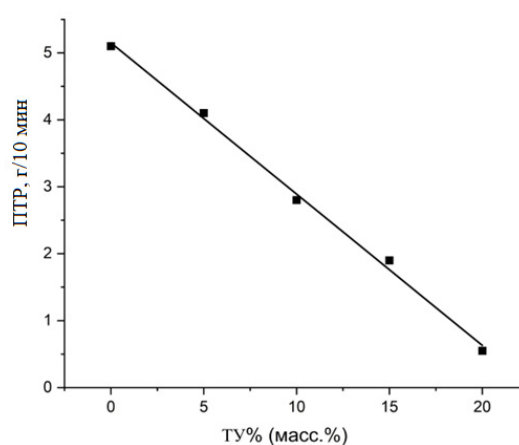


Рис. 5. Зависимость показателя текучести расплава композитов ЛПЭНП+ТУ от содержания наполнителя
Fig. 5. Dependence of the melt flow rate of composites LLDPE + CB on the content of the filler

При введении в ЛПЭНП технического углерода СН600 модуль упругости ПКМ линейно увеличивается (рис. 2) вплоть до значения, превышающего значение для ненаполненного полимера на 38 %, при содержании ТУ 20 масс. %.

Прочность при растяжении (максимальное механическое напряжение при растяжении) ПКМ ЛПЭНП+ТУ при увеличении содержания ТУ возрастает и при содержании ТУ 20 масс. % превышает соответствующее значение для ненаполненного ЛПЭНП на 27 % (рис. 3).

Относительное удлинение при разрыве ПКМ при введении в ЛПЭНП СН600 снижается (рис. 4). Для композита, содержащего 5 масс. % ТУ, значение относительного удлинения при разрыве меньше, чем для ненаполненного ЛПЭНП в 6,4 раза.

В целом, полученные результаты исследования зависимости механических свойств композитов ЛПЭНП+ТУ от содержания наполнителя качественно соответствуют общим закономерностям для таких ПКМ [5, 6, 8]. В качестве общих причин снижения прочностных характеристик для полиэтилена, наполненного ТУ, обычно рассматриваются слабая адгезия поверхности углеродного наполнителя и полимера, агломерация и неравномерное распределение частиц ТУ в матрице [6, 11].

Показатель текучести расплава композитов ЛПЭНП+ТУ (рис. 5) линейно уменьшается во всем исследуемом интервале содержания ТУ. Значение ПТР для ПКМ, содержащего 20 масс. % ТУ меньше соответствующего значения для ненаполненного ЛПЭНП, в 9 раз. Такая закономерность изменения ПТР полимерных композитов при введении в полимер жестких частиц с углеродным молекулярной подвижности в полимере частицами наполнителя [12, 13].

Заключение

Технический углерод СН600 проявил себя как эффективный наполнитель при создании электропроводных композиционных материалов на основе ЛПЭНП, обеспечивающий удельную электрическую проводимость ПКМ в интервале $3,3 \cdot 10^{-5} - 1,3 \cdot 10^{-2} \text{ (Ом·см)}^{-1}$ при содержании в композите 10–20 масс. % ТУ. Применение разработанных ПКМ с содержанием ТУ 10–20 масс. % возможно в качестве электропроводных ПКМ при умеренных требованиях к модулю упругости материала и прочности при растяжении с допустимостью пониженных значений относительного удлинения при разрыве.



Для повышения прочностных характеристик ПКМ ЛПЭНП+ТУ целесообразно применение комплексного наполнителя, включающего кроме СН600 армирующий компонент, и (или) внесение изменений в технологию получения ПКМ относительно использованной в данной работе.

Список источников

1. Donnet J. B. Carbon black: science and technology. 2nd ed. USA, 1993. 460 p. DOI: 10.1201/9781315138763.
2. Цобкалло Е. С., Москалюк О. А., Степашкина А. С. Функциональные композиционные полимерные материалы электротехнического назначения // Известия Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета). 2020. № 78 (52). С. 28–35. DOI: 10.36807/1998-9849-2020-52-78-28-35. EDN ZRBXWB.
3. Bezzon V. D. N., Montanheiro T. L. A., de Menezes B. R. C. [et al.]. Carbon Nanostructure-based Sensors: A Brief Review on Recent Advances // Advances in Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 2019, no. 4. P. 1–21. DOI: 10.1155/2019/4293073.
4. Liu Y., Zhang H., Porwal H. [et al.]. Pyroresistivity in conductive polymer composites: a perspective on recent advances and new applications // Polymer International. 2019. Vol. 68, no. 3. P. 299–305. DOI: 10.1002/pi.5735.
5. Al-Qahtani N., Al-Ejji M., Ouederin M. [et al.]. Effect of Carbon Black Loading on Linear Low-Density Polyethylene Properties // Journal of Material Science and Metallurgy. 2020. Vol. 10. P. 1–10. DOI: 10.21203/rs.3.rs-134229/v1.
6. Badrul F., Mohd Salleh M. A. A., Osman A. F. [et al.]. Effect of Various Conductive Filler Additions on the Percolations Threshold of LLDPE Conductive Polymer Composites // Acta Physica Polonica A. 2022. Vol. 142, no. 1. P. 137–140. DOI: 10.12693/APhysPolA.142.137.
7. Раздьяконова Г. И., Лихолобов В. А., Моисеевская Г. В. Инновационный дисперсный углерод. От идеи до технологии: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2014. 312 с. ISBN 978-5-8149-1907-6.
8. Fathi A., Hatami K., Grady B. P. Effect of carbon black structure on low-strain conductivity of polypropylene and low-density polyethylene composites // Polymer Engineering and Science. 2012. Vol. 52, no. 3. P. 549–556. DOI: 10.1002/pen.22115.
9. Моисеевская Г. В., Раздьяконова Г. И., Петин А. А. [и др.]. Инновационные направления расширения ассортимента технического углерода в России // Химия в интересах устойчивого развития. 2017. Т. 25, № 1. С. 49–56. DOI: 10.15372/KhUR20170107. EDN: XWRWIH.
10. Pang H., Xu L., Yan D.-H., Li Z.-M. Conductive polymer composites with segregated structures // Progress in Polymer Science. 2014. Vol. 39, no. 11. P. 1908–1933. DOI: 10.1016/j.progpolymsci.2014.07.007.
11. Noer Z., Nasruddin M. N., Bukit N. [et al.]. Characterization of low-density polyethylene (LDPE)/carbon black (CB) nanocomposite-based packaging material // Journal of Physics Conference Series. 2018. Vol. 1120, no. 1. P. 012066. DOI: 10.1088/1742-6596/1120/1/012066.
12. Paszkiewicz S., Szymczyk A., Zubkiewicz A. [et al.]. Enhanced Functional Properties of Low-Density Polyethylene Nanocomposites Containing Hybrid Fillers of Multi-Walled Carbon Nanotubes and Nano Carbon Black // Polymers. 2020. Vol. 12, no. 6. P. 1356. DOI: 10.3390/polym12061356.
13. Khanam P. N., AlMaadeed M. A., Ouederni M. [et al.]. Melt processing and properties of linear low density polyethylene-

graphene nanoplatelet composites // Vacuum. 2016. Vol. 130. P. 63–71. DOI: 10.1016/j.vacuum.2016.04.022.

КРОПОТИН Олег Витальевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Физика», заведующий кафедрой «Физика» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 4218-4900

AuthorID (РИНЦ): 118225

ORCID: 0000-0002-6620-9945

AuthorID (SCOPUS): 6505835545

ResearcherID: H-4616-2013

Адрес для переписки: kropotin@mail.ru

РОГАЧЕВ Евгений Анатольевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Физика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 1373-4622

AuthorID (РИНЦ): 670217

ORCID: 0000-0003-2622-7492

AuthorID (SCOPUS): 56503848300

ResearcherID: AAS-1459-2020

Адрес для переписки: evg.rogachev@yandex.ru

ДРОЗДОВА Екатерина Андреевна, руководитель проектов ООО «Омск Карбон Групп», г. Омск.

SPIN-код: 5357-2358

AuthorID (РИНЦ): 1178997

ORCID: 0000-0001-8099-5148

ResearcherID: HKV0849-2023

Адрес для переписки: Ea_ntk@mail.ru

КАЛЕНЧУК Анастасия Александровна, ассистент кафедры «Физика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 1088-8851

AuthorID (РИНЦ): 1174971

ORCID: 0000-0002-6221-2135

ResearcherID: AEL4759-2022

Адрес для переписки: sia.k98@mail.ru

ГЛУХОВЕРЯ Евгений Григорьевич, ассистент кафедры «Физика» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 2578-4140

AuthorID (РИНЦ): 814812

Адрес для переписки: jon31_1992@yahoo.com

МАЛИЙ Ольга Владимировна, студентка группы БИОМ-221 ОмГТУ, г. Омск.

ORCID: 0000-0001-5405-5902

ResearcherID: HTT-0376-2023

Адрес для переписки: malij_olga@mail.ru

Для цитирования

Кропотин О. В., Рогачев Е. А., Дроздова Е. А., Каленчук А. А., Глуховеря Е. Г., Малий О. В. Влияние электропроводного технического углерода на свойства линейного полиэтилена низкой плотности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 3. С. 89–94. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-89-94.

Статья поступила в редакцию 20.09.2023 г.

© О. В. Кропотин, Е. А. Рогачев, Е. А. Дроздова, А. А. Каленчук, Е. Г. Глуховеря, О. В. Малий

THE EFFECT OF ELECTRICALLY CONDUCTIVE CARBON BLACK ON PROPERTIES OF THE LINEAR LOW-DENSITY POLYETHYLENE

O. V. Kropotin¹, E. A. Rogachev¹, E. A. Drozdova², A. A. Kalenchuk¹,
E. G. Glukhovaya¹, O. V. Maliy¹

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

² LLC «Omsk Carbon Group»,
Russia, Omsk, Pushkin str., 17/1, 644024

The effect of electrically conductive carbon black on the electrophysical and mechanical properties of the linear low-density polyethylene has been experimentally investigated. The structural parameters of carbon black have been determined, which have a significant effect on the electrical conductivity of carbon black and the electrical conductivity of polymer composite materials when it is used as a filler. It is established that the introduction of 10–20 wt. % carbon black in linear low-density polyethylene provides high conductivity of composite materials, while increasing their modulus of elasticity, but at the same time reduces elongation at break. It is shown that, in general, the studied carbon black is a promising filler in the development of electrically conductive polymer composite materials for electrical and radio engineering purposes.

Keywords: electrically conductive carbon black, linear low-density polyethylene, electrically conductive polymer composites, carbon black structure, mechanical properties of polymer composites.

References

1. Donnet J. B. Carbon black: science and technology. 2nd ed. USA, 1993. 460 p. DOI: 10.1201/9781315138763. (In Engl.).
2. Tsobkallo E. S., Moskalyuk O. A., Stepashkina A. S. Funktsional'nyye kompozitsionnyye polimernyye materialy elektrotekhnicheskogo naznacheniya [Functional composite polymer materials for electrical purpose] // Izvestiya Sankt-Peterburgskogo Gosudarstvennogo Tekhnologicheskogo Instituta (Tekhnicheskogo Universiteta). *Bulletin of the Saint Petersburg State Institute of Technology (Technical University)*. 2020. No. 78 (52). P. 28–35. DOI: 10.36807/1998-9849-2020-52-78-28-35. EDN ZRBXWB. (In Russ.).
3. Bezzon V. D. N., Montanheiro T. L. A., de Menezes B. R. C. [et al.]. Carbon Nanostructure-based Sensors: A Brief Review on Recent Advances // *Advances in Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 2019, no. 4. P. 1–21. DOI: 10.1155/2019/4293073. (In Engl.).
4. Liu Y., Zhang H., Porwal H. [et al.]. Pyroresistivity in conductive polymer composites: a perspective on recent advances and new applications // *Polymer International*. 2019. Vol. 68, no. 3. P. 299–305. DOI: 10.1002/pi.5735. (In Engl.).
5. Al-Qahtani N., Al-Ejji M., Ouederin M. [et al.]. Effect of Carbon Black Loading on Linear Low-Density Polyethylene Properties // *Journal of Material Science and Metallurgy*. 2020. Vol. 10. P. 1–10. DOI: 10.21203/rs.3.rs-134229/v1. (In Engl.).
6. Badrul F., Mohd Salleh M. A. A., Osman A. F. [et al.]. Effect of Various Conductive Filler Additions on the Percolations Threshold of LLDPE Conductive Polymer Composites // *Acta Physica Polonica A*. 2022. Vol. 142, no. 1. P. 137–140. DOI: 10.12693/APhysPolA.142.137. (In Engl.).
7. Razd'yakonova G. I., Likholobov V. A., Moiseevskaya G. V. Innovatsionnyy dispersnyy uglerod. Ot idei do tekhnologii [Innovative dispersed carbon. From idea to technology]. Omsk, 2014. 312 p. ISBN 978-5-8149-1907-6. (In Russ.).
8. Fathi A., Hatami K., Grady B. P. Effect of carbon black structure on low-strain conductivity of polypropylene and low-density polyethylene composites // *Polymer Engineering and Science*. 2012. Vol. 52, no. 3. P. 549–556. DOI: 10.1002/pen.22115. (In Engl.).
9. Moiseevskaya G. V., Razd'yakonova G. I., Petin A. A. [et al.]. Innovatsionnyye napravleniya rasshireniya assortimenta tekhnicheskogo ugleroda v Rossii [Innovative trends in expanding carbon black types in Russia] // *Khimiya v Interesakh Ustoychivogo Razvitiya. Chemistry for Sustainable Development*. 2017. Vol. 25, no. 1. P. 49–56. DOI: 10.15372/KhUR20170107. EDN: XWRWIH. (In Russ.).
10. Pang H., Xu L., Yan D.-H., Li Z.-M. Conductive polymer composites with segregated structures // *Progress in Polymer Science*. 2014. Vol. 39, no. 11. P. 1908–1933. DOI: 10.1016/j.progpolymsci.2014.07.007. (In Engl.).
11. Noer Z., Nasruddin M. N., Bukit N. [et al.]. Characterization of low-density polyethylene (LDPE)/carbon black (CB) nanocomposite-based packaging material // *Journal of Physics Conference Series*. 2018. Vol. 1120, no. 1. P. 012066. DOI: 10.1088/1742-6596/1120/1/012066. (In Engl.).
12. Paszkiewicz S., Szymczyk A., Zubkiewicz A. [et al.]. Enhanced Functional Properties of Low-Density Polyethylene Nanocomposites Containing Hybrid Fillers of Multi-Walled Carbon Nanotubes and Nano Carbon Black // *Polymers*. 2020. Vol. 12, no. 6. P. 1356. DOI: 10.3390/polym12061356. (In Engl.).
13. Khanam P. N., AlMaadeed M. A., Ouederni M. [et al.]. Melt processing and properties of linear low density polyethylene-graphene nanoplatelet composites // *Vacuum*. 2016. Vol. 130. P. 63–71. DOI: 10.1016/j.vacuum.2016.04.022. (In Engl.).

KROPOTIN Oleg Vitalievich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Physics Department, Head of Physics Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
SPIN-code: 4218-4900
AuthorID (RSCI): 118225
ORCID: 0000-0002-6620-9945
AuthorID (SCOPUS): 6505835545



ResearcherID: H-4616-2013
Correspondence address: kropotin@mail.ru
ROGACHEV Evgeniy Anatolievich, Candidate of
Technical Sciences, Associate Professor of Physics
Department, OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 1373-4622
AuthorID (RSCI): 670217
ORCID: 0000-0003-2622-7492
AuthorID (SCOPUS): 56503848300
ResearcherID: AAS-1459-2020
Correspondence address: evg.rogachev@yandex.ru
DROZDOVA Ekaterina Andreevna, Project Manager
Omsk Carbon Group LLC, Omsk.
SPIN-code: 5357-2358
AuthorID (RSCI): 1178997
ORCID: 0000-0001-8099-5148
ResearcherID: HKV0849-2023
Correspondence address: ea_ntk@mail.ru
KALENCHUK Anastasiia Alexandrovna, Assistant of
Physics Department, OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 1088-8851
AuthorID (RSCI): 1174971
ORCID: 0000-0002-6221-2135
ResearcherID: AEL4759-2022

Correspondence address: sia.k98@mail.ru
GLUHOVERA Evgeny Grigorievich, Assistant of
Physics Department, OmSTU, Omsk.
SPIN-code: 2578-4140
AuthorID (RSCI): 814812
Correspondence address: jon31_1992@yahoo.com
MALIY Ol'ga Vladimirovna, Student of the BIOm-221
gr., OmSTU, Omsk.
ORCID: 0000-0001-5405-5902
ResearcherID: HTT-0376-2023
Correspondence address: malij_olga@mail.ru

For citations

Kropotin O. V., Rogachev E. A., Drozdova E. A., Kalenchuk A. A., Glukhovaya E. G., Maliy O. V. The effect of electrically conductive carbon black on properties of the linear low-density polyethylene // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 3. P. 89–94. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-3-89-94.

Received September 20, 2023.

© O. V. Kropotin, E. A. Rogachev, E. A. Drozdova, A. A. Kalenchuk,
E. G. Glukhovaya, O. V. Maliy

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК
Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение

включен в **Перечень** рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук

Адрес издателя и редакции: 644050, Омская обл., г. Омск, пр. Мира, 11,
Омский государственный технический университет, корпус 6, каб. 424;
тел. (3812) 65-32-08; e-mail: onv@omgtu.ru

Адрес типографии: 644050, Омская обл., г. Омск, пр. Мира, 11,
Омский государственный технический университет, корпус 6, каб. 333,
тел. (3812) 65-32-08.

Цена свободная