Tom 24, Nº 4, 2018	
	Научно-технические
	Естественные
	и инженерные науки
ıкт-Петербург	
Сан	Министерство науки и высшего образования Российской Федерации Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ВЕДОМОСТИ СП6ПУ. ЕСТЕСТВЕННЫЕ И ИНЖЕНЕРНЫЕ НАУКИ

ST. PETERSBURG POLYTECHNIC UNIVERSITY JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES AND TECHNOLOGY

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ ЖУРНАЛА

EDITORIAL COUNCIL

Васильев Ю.С., главный редактор, научный руководитель СПбПУ, академик РАН	<i>Vasiliev Yu.S.</i> — head of the editorial council, full member of the Russian Academy of Sciences, Scientific director of the Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
Алфёров Ж.И., академик РАН	Alferov Zh.I.— full member of the Russian Academy of Sciences
Згуровский М.З., ин. член РАН, академик НАН Украины	Zgurovskiy M.Z.— foreign member of the Russian Academy of Sciences, full member of the National Academy of Sciences of Ukraine
Костюк В.В., академик РАН	Kostiuk V.V. — full member of the Russian Academy of Sciences
Лагарьков А.Н., академик РАН	Lagar'kov A.N. — full member of the Russian Academy of Sciences
Окрепилов В.В., академик РАН	Okrepilov V.A. — full member of the Russian Academy of Sciences
Патон Б.Е., академик НАН Украины и РАН	Paton B.E. — full member of the Russian Academy of Sciences and the National Academy of Sciences of Ukraine
Рудской А.И., академик РАН	Rudskoy A.I. — full member of the Russian Academy of Sciences
Тендлер М.Б., ин. член РАН (Швеция)	<i>Tendler M.B.</i> — foreign member of the Russian Academy of Sciences (Sweden)
Федоров М.П., академик РАН	Fedorov M.P. — full member of the Russian Academy of Sciences
РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ ЖУРНАЛА	JOURNAL EDITORIAL BOARD
Васильев Ю.С., главный редактор, научный руководитель СПбПУ, академик РАН	<i>Vasiliev Yu.S.</i> — editor-in-chief, full member of the Russian Academy of Sciences, Scientific director of the Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University
Кондратьев С.Ю., зам. главного редактора, д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Kondrat'ev S. Yu. — deputy editor-in-chief, Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Аксёнов Л.Б., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Aksyonov L.B. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Башкарёв А.Я., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Bashkarev A.Ya. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Гордеев С.К., д-р техн. наук, ст. научн. сотр. ЦНИИМ	Gordeev S.K. — Dr.Sc. (tech.), prof. CNIIM
Гуменюк В.И., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Gumenyuk V.I. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Забоин В. Н., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Zaboin B.N. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Кириллов А.И., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Kirillov A.I. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Коровкин Н.В., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	<i>Korovkin N.V.</i> — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Митяков А.В., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Mityakov A.V. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
<i>Михайлов В.Г.</i> , д-р техн. наук, профессор Бранденбургского ТУ (Германия)	Michailov V.G. — Dr.Sc. (tech.), prof. BTU (Germania)
<i>Сергееев В.В.</i> , д-р техн. наук, профессор, проректор СПбПУ чл-корр РАН,	<i>Sergeev V.V.</i> — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU, corresponding member of the RAS
Титков В.В., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Titkov V.V. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Толочко О.В., д-р техн. наук, профессор СПбПУ	Tolochko O.V. — Dr.Sc. (tech.), prof. SPbPU
Фокин Г.А., д-р техн. наук, генеральный директор ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург»	Fokin G.A. — Dr.Sc. (tech.), General Director of LLC «Gazprom Transgaz St. Petersburg»
Цеменко В.Н., д-р техн. наук, зав. каф. СПбПУ	Tsemenko V.N. — Dr.Sc. (tech.), Head of Chair SPbPU

Журнал с 1995 года издается под научно-методическим руководством Российской академии наук.

Журнал с 2002 года входит в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук.

Сведения о публикациях представлены в Реферативном журнале ВИНИТИ РАН, в международной справочной системе «Ulrich's Periodical Directory».

Журнал зарегистрирован в Федеральной службе по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия (свидетельство ПИ № ФС77-69285 от 6 апреля 2017 г.)

Подписной индекс **18390** в объединенном каталоге «Пресса России». С 2005 года журнал включен в базу данных «Российский индекс научного цитирования» (РИНЦ), размещенную на платформе Научной электронной библиотеки на сайте http://www.elibrary.ru

При перепечатке материалов ссылка на журнал обязательна.

Точка зрения редакции может не совпадать с мнением авторов статей.

Адрес редакции и издательства: Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29. Тел. редакции (812) 294-22-86.

> © Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

Содержание

К 100-летию со дня рождения Бориса Евгеньевича Патона	5
Энергетика и электротехника	
Васильев Ю.С. Работы научной части СПбПУ в области компрессоростроения (к 85-летию руководителя лаборатории «Газовая динамика турбомашин» профессора Ю.Б. Галеркина и 5-летию лаборатории)	8
Семеновский В.Б. Модельные ступени для центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов	11
Рекстин А.Ф., Бакаев Б.В. Вариантные расчеты промышленных центробежных компрессоров на основе упрощенной математической модели	24
Котлов А.А., Максименко И.А., Кузнецов Ю.Л. Влияние геометрических параметров профиля на эффективность работы кулачково-зубчатого компрессора	39
Котлов А.А. Математический анализ работы двухступенчатого дожимающего компрессора, предназначенного для сжатия метана	51
Никифоров А.Г., Авраменко Д.Ю. Подготовка экспериментальных данных для нейросетевого моделирования характеристик центробежных компрессоров	61
Ишмуратов М.А., Ибрагимов Е.Р., Налимов В.Н., Паранин Ю.А. Оценка показателей спирального детандера	72
Бусаров С.С., Юша В.Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней	80
Никулин Н.К., Свичкарь Е.В., Ключаров В.С. Экспериментальное определение быстродействия молекулярно-вязкостной ступени вакуумного насоса	90
Иванов Н.Г., Кириллов А.И., Смирнов Е.М., Ярославцева Н.А. Вихревая ячейка как средство повышения эффективности кольцевого осерадиального диффузора	97
Аверьянова О.В. Потенциал применения сетей с единым контуром теплонасосных установок в Российской Федерации	106
Лютикова М.Н., Нехорошев С.В., Кульков М.Г. Диагностирование состояния внутренней изоляции высоковольтного оборудования методом хромато-масс-спектрометрии	118

Машиностроение

Манжула К.П. Усталостные напряжения в главных балках кранов пролетного типа							32
Волков А.Н., М мехатронных прив	Мацко О.Н., водов технолог	Мосалова А.В. ических машин	Выбор энергосбе	ерегающих	законов	движения 14	41
Ильиных В.А. технологических к	Влияние ко сомплектов мн	нических профил огоцелевых станкої	тьных соединени в	й на точ	іность и	жесткость	50
				· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·			

Металлургия и материаловедение

Злобина И.В. Исследование микроструктуры арамидных тканей для конструкционных и защитных органопластиков, модифицированных в СВЧ электромагнитном поле	160
Цеменко В.Н., Ганин С.В., Замоздра М.Ю. Механические свойства заготовок, полученных горячей экструзией магниевой стружки	169
Морачевский А.Г., Попович А.А., Демидов А.И. Перспективные анодные материалы для натрий- ионных аккумуляторов	185
Буракова Е.А., Мележик А.В., Герасимова А.В. Получение устойчивых дисперсий графеновых нанопластинок	196

Contents

Celebrating the 100th anniversary of Boris Paton	5
Power engineering and Electrical engineering	
Vasiliev Yu.S. The work of the scientific part of SPbPU in the field of compressor engineering (to the 85th anniversary of the head of the laboratory «Gas dynamics of turbomachines» professor Yu.B. Galerkin and the 5th anniversary of the laboratory)	8
Semenovskiy V.B. Model stages for centrifugal compressors in turboexpander units	11
Rekstin A.F., Bakaev B.V. Variant calculations for industrial centrifugal compressors based on simplified mathematical model	24
Kotlov A.A., Maksimenko I.A., Kuznetsov Y.L. Influence of profile geometry on the performance of a claw compressor	39
Kotlov A.A. Mathematical analysis of operation of a two-stage pressurized compressor designed to compress methane	51
Nikiforov A.G., Avramenko D.Yu. Preparing experimental data for neural network modeling of centrifugal compressor performance	61
Ishmuratov M.A., Ibragimov E.R., Nalimov V.N., Paranin Y.A. Evaluation of parameters of a spiral expander	72
Busarov S.S., Yusha V.L. Prospects for creating low-flow compressor units with medium and highpressuresbased on unified low-speed long-stroke stages	80
Nikulin N.K., Svichkar E.V., Klyucharov V.S. Experimental determination of operational speed of a molecular viscous stage of a vacuum pump	90
Ivanov N.G., Kirillov A.I., Smirnov E.M., Iaroslavtceva N.A. Vortex cell as a means of improving the efficiency of an annular axial-radial diffuser	97
Averyanova O.V. Possibilities of using heat pump systems with a water loop in Russian Federation	106
Lyutikova M.N., Nekhoroshev S.V., Kulkov M.G. Diagnostics of internal isolation in high-voltage equipment by chromatography and mass spectrometry	118
Mechanical engineering	
Manzhula K.P. Fatigue stress in main beams of span-type cranes	132

Manzhula K.P. Fatigue stress in main beams of span-type cranes	132
Volkov A.N., Matsko O.N., Mosalova A.V. Selecting the energy-saving laws of motion for mechatronic	
drives of production machines	141

Metallurgy and Materials technology

Zlobina I.V. Studyof microstructure of aramid fabrics for constructional and protective organoplasticsmodified in a microwave-frequencyelectromagnetic field	160
Tsemenko V.N., Ganin S.V., Zamozdra M.Yu. Mechanical properties of billets produced by hot extrusion of magnesium chips	169
Morachevskiy A.G., Popovich A.A., Demidov A.I. Promising anode materials for sodium-ion batteries	185
Burakova E.A., Melezhik A.V., Gerasimova A.V. Obtaining sustainable dispersions of graphene nanoplatelets	196

К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ БОРИСА ЕВГЕНЬЕВИЧА ПАТОНА



Борис Евгеньевич Патон

27 ноября 2018 г. исполнилось 100 лет Борису Евгеньевичу Патону — выдающемуся ученому, почетному доктору Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

Б.Е. Патон родился в столице Украины в семье профессора Киевского политехнического института Евгения Оскаровича Патона (1870–1953), известного ученого в области сварки и мостостроения, в будущем – академика АН УССР

В июне 1941 года Борис Патон окончил Киевский политехнический институт, где и продолжил работу в качестве научного сотрудника. Молодой инженер начал трудовую деятельность на заводах в г. Горьком и г. Нижнем Тагиле, куда был эвакуирован в годы войны Институт электросварки, основанный Е.О. Патоном. Уже в мирное время Борис Патон успешно защитил кандидатскую и докторскую диссертации.

Борис Евгеньевич творчески развил идеи и продолжил дело отца, достигнув новых вершин в науке. Он является автором многих основополагающих исследований и созданных на их основе современных высоких технологий, талантливым организатором науки. Б.Е. Патон обладает исключительной научной прозорливостью, способностью предвидеть перспективные тенденции развития науки, играющие решающую роль на определенном этапе научно-технического прогресса.

Мировой авторитет Б.Е. Патону принесли его разносторонняя и чрезвычайно плодотворная научная и инженерная деятельность, стремление направить фундаментальные научные исследования на решение проблем общества.

С 1953 года Борис Евгеньевич возглавляет Институт электросварки АН Украины, названный именем Е.О. Патона. За эти годы академический Институт вырос в мощный научно-технический комплекс с широко развитой структурой. Под руководством Б.Е Патона и при его непосредственном участии здесь проводятся глубокие исследования и достигнуты впечатляющие результаты в разработке прогрессивных технологий в области сварочных процессов, позволившие решить уникальные задачи энергетики и химической промышленности. Им предложены принципиально новые способы повышения качества сталей и сплавов, создана современная отрасль знаний спецэлектрометаллургия, благодаря которой открылись перспективы для создания новейших конструкционных и функциональных материалов XXI века.

Б.Е. Патон внес большой вклад в создание новых типов сварных конструкций, индустриальных способов сварки (электрошлаковый, механизированный и контактный стыковой методы сварки). В мире его часто называют «отцом сварки».

Академик Б.Е. Патон является признанным лидером в области исследования по использованию в космической технологии сварочных процессов, выполняемых космонавтами при орбитальных полетах кораблей и в условиях открытого космоса.

Борис Евгеньевич уделяет большое внимание реализации достижений современной науки и техники в практической медицине. Под его руководством сотрудники Института электросварки им. Е.О. Патона и ученыемедики создали принципиально новый способ соединения живых тканей при помощи «биологической сварки», широко используемый сегодня в хирургической практике. В Институте разработано для этих целей современное оборудование и налажено его производство.

Уделяя приоритетное внимание созданию и внедрению в производство современных технологий, Б.Е. Патон одновременно придает важное значение обоснованным научным оценкам их воздействия на окружающую среду и человека.

С 1962 года Б.Е. Патон становится бессменным руководителем Академии наук УССР – Национальной академии наук Украины (НАНУ), ровесником которой он является. За десятилетия Б.Е. Патон много сделал для развития Академии. Он удержал её «на плаву» во время разрухи, царившей после развала науки СССР, сохранил и развил существовавшие при ней школы, определив новые направления работы. Ввел принципы самоуправления, добился закрепления научного статуса на законодательном уровне страны.

Академия превратилась в один из крупнейших научных центров Восточной Европы, широко известный во всем мире. Ему удалось поднять на новый уровень фундаментальные исследования в уже сложившихся традиционных научных школах и развивать актуальные направления науки и техники в области кибернетики, компьютерной науки и техники, теории управления, системотехники, микроэлектроники, ракетно-космической техники, медицины и многих других. Все это — благодаря притоку новых, талантливых, молодых научных кадров, примером для которых служит подвижническая жизнь и деятельность Бориса Евгеньевича Патона.

Б.Е. Патон — один из крупнейших ученых современности, чей вклад в мировую науку общепризнан. Трудно перечислить сделанные им научные разработки и технические изобретения, как и его звания и награды. Число научных работ ученого перевалило за 1000, на его счету двадцать научных монографий и свыше 400 патентов на изобретения.

Академик Б.Е. Патон почти четверть века (до 2017 г.) был бессменным президентом Международной ассоциации академий наук (МААН), объединяющей ряд национальных академий наук, а также известных в мире научных организаций, университетов и фондов. Он является действительным членом Российской академии наук (с 1962 г.), иностранным членом академий и научно-технических обществ многих стран.



Ю.В. Васильев вручает диплом Почетного доктора СПбГПУ Б.Е. Патону (фото из газеты «Политехник», № 17(3266), 2003 г.)

Десятки отечественных и зарубежных университетов избрали академика Б.Е. Патона почетным доктором, в их числе Киевский национальный университет имени Тараса Шевченко, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», Московский государственный университет имени М.В. Ломоносова, Московский физико-технический институт и др.

В декабре 1998 года решением Ученого совета Санкт-Петербургского государственного технического университета Б.Е. Патону было присвоено звание «Почетный доктор СПбГТУ» в знак признания его значительной роли в подготовке специалистов-политехников в области сварки, металлургии и технологии металлов.

Б.Е. Патон прислал на имя Ю.С. Васильева благодарственное письмо, в котором подчеркнул: «Наши глубокие связи, столь успешно и плодотворно развивавшиеся на протяжении всей нашей общей истории как на уровне отдельных ученых, так и целых научных коллективов, направлений и школ, в огромной степени способствовали развитию научных знаний, цивилизации и прогресса».

Политехник. - 1998. - № 27 (30 дек.)

Борис Евгеньевич неоднократно приезжал в Политех, встречался с учеными и преподавателями института. Многие из них обязаны ему своей научной карьерой: он был оппонентом диссертационных работ, писал отзывы, давал рекомендации и т.д. В студенческие годы, по воспоминаниям Б.Е. Патона, он неоднократно проходил практику на ленинградских заводах, а также в лабораториях Политехнического института.

16 июня 2003 года диплом Почетного доктора СПбГПУ был торжественно вручен академику Борису Евгеньевичу Патону, президенту НАНУ. Церемония вручения проходила в Актовом зале университета, где выдающегося ученого приветствовали студенты и преподаватели, академики РАН Ю.С. Васильев, И.В. Горынин, Г.Ф. Терещенко.

Б.Е. Патон прославил науку XX века и, перешагнув в век XXI-й, продолжает оставаться личностью мирового масштаба в сфере научных исследований и подготовки технических специалистов высшего уровня.

Коллектив Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого и редакционная коллегия журнала «Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки» горячо поздравляют дорогого Бориса Евгеньевича со знаменательной датой.

Академики РАН А.И. Рудской, Ю.С. Васильев

ЭНЕРГЕТИКА И ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

DOI: 10.18721/JEST.24401 УДК 621:515

Ю.С. Васильев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

РАБОТЫ НАУЧНОЙ ЧАСТИ СПбПУ В ОБЛАСТИ КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ (к 85-летию руководителя лаборатории «Газовая динамика турбомашин» профессора Ю.Б. Галеркина и 5-летию лаборатории)

Статья посвящена роли и достижениям научной школы компрессоростроения, созданной в Ленинградском политехническом институте (ныне Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого) видным учёным — К.П. Селезнёвым. Ныне это направление развивается в Лаборатории газовой динамики турбомашин СПбПУ под руководством профессора Юрия Борисовича Галёркина. Статья является вводной к публикуемой в этом же номере журнала подборке работ сотрудников лаборатории, их коллег-учёных из других организаций, а также работников промышленности, представляющей современную картину исследований по компрессорной технике.

Ключевые слова: компрессор, турбомашины, лаборатория газодинамики, школа компрессоростроения петербургского Политеха.

Ссылка при цитировании:

Ю.С. Васильев. Работы научной части СПбПУ в области компрессоростроения (к 85-летию руководителя лаборатории «Газовая динамика турбомашин» профессора Ю.Б. Галеркина и 5-летию лаборатории) // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. T. 24. № 4. С. 8–10. DOI: 10.18721/JEST.24401.

Yu.S. Vasiliev

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

THE WORK OF THE SCIENTIFIC PART OF SPbPU IN THE FIELD OF COMPRESSOR ENGINEERING (to the 85th anniversary of the head of the laboratory «Gas dynamics of turbomachines» professor Yu.B. Galerkin and the 5th anniversary of the laboratory)

The article is devoted to the role and achievements of the science school of compressor engineering, established at the Leningrad Polytechnic Institute (now St. Petersburg polytechnic university of Peter the Great) by a prominent scientist, K.P. Seleznev. Now, this direction is being developed at the Gas Dynamics Laboratory of Turbomachines at SPbPU under the supervision of Professor Yury Borisovich Galerkin. The article is introductory to the selection in the same issue of the journal a collection of works by laboratory

staff, their fellow scientists from other organizations, as well as industry workers presenting a modern picture of research on compressor technology.

Keywords: compressor, turbomachines, gas dynamics laboratory, Petersburg polytechnic school of compressor engineering.

Citation:

Yu.S. Vasiliev, The work of the scientific part of SPbPU in the field of compressor engineering (to the 85th anniversary of the head of the laboratory «Gas dynamics of turbomachines» professor Yu.B. Galerkin and the 5th anniversary of the laboratory), *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 8–10, DOI: 10.18721/JEST.24401.



Ю.Б. Галёркин

Компрессорная техника играет очень важную роль в современной экономике. В нашей стране только в газовой промышленности работают центробежные и поршневые компрессоры с общей установленной мощностью около 55 млн кВт. Большинство из них приводится во вращение газовыми турбинами. В состав этих двигателей входят осевые компрессоры. Мощность каждой из этих машин примерно на 60 % больше мощности на валу газотурбинного двигателя. То же относится и к энергетическим газовым турбинам, двигателям самолетов и вертолетов. Компрессоры – это основное машинное оборудование химии, нефтехимии, металлургии, холодильной техники, пневматики. Высокие окружные скорости и давления сжимаемого газа, огромная единичная мощность (до 32-64 МВт у компрессоров газовой промышленности) и при этом невозможность аналитического описания рабочего процесса относят разработку и создание современной компрессорной техники к высоким технологиям.

Понимание важности компрессорной техники привело к созданию в ЛПИ в 1957 г. финансируемой правительством СССР Проблемной лаборатории компрессоростроения, штат которой к 1989 году составил 25 человек. Новаторские исследовательские и проектные разработки лаборатории были обеспечены талантом наиболее одного ИЗ вилных ученыхкомпрессорщиков прошлого столетия - Константина Павловича Селезнёва. Созданная им в Политехе научная школа компрессоростроения получила международное признание и развивается его учениками. После кончины К.П. Селезнёва в 1998 году ее возглавил профессор Юрий Борисович Галёркин, автор передовых методов проектирования и многих проектов компрессоров для российской промышленности.

Еще в 2000 году в печатном органе Правительства РФ журнале «Промышленность России» мы вместе с заместителем председателя Газпрома и руководителем одного из конверсионных предприятий высоко оценили вклад ученых-политехников в создание нового поколения компрессоров газовой промышленности. Каждая из таких машин мощностью от 10 до 25 МВт экономит ежегодно сотни миллионов рублей благодаря оптимальному проектированию их проточной части. Сейчас в нашей стране работает более 400 высокоэффективных компрессоров общей мощностью более 5,5 млн кВт, созданных по проектам профессора Ю. Галёркина.

Научно-исследовательская лаборатория «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института про-

должает традиции компрессорной школы Политеха и отмечает пятилетие своей работы значительными достижениями. Объем работ, выполненных по заказам промышленности, более 95 млн руб., по грантам Президента РФ, правительства Санкт-Петербурга, РФФИ и РНФ – более 18 млн руб. Сотрудники лаборатории были удостоены стипендий Президента и Правительства РФ. Разработаны проекты компрессоров с показателями мирового уровня. Сотрудники лаборатории приняли участие в международных конференциях в США, Франции, Великобритании (дважды), Индии, Австралии (дважды). Защищены докторская и кандидатская диссертации, опубликовано 28 работ, рецензируемых в Scopus, и 49 работ в журналах из перечня ВАК.

В публикуемой далее подборке представлены статьи сотрудников лаборатории «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института СПбПУ, часть из которых суммирует результаты исследований и разработок совместно с сотрудниками Института передовых производственных технологий и Суперкомпьютерного центра «Политехнический». Статьи А.А. Котлова посвящены оптимальному проектированию поршневых компрессоров. Президентом РФ поставлен вопрос о переводе автомобильного транспорта на газомоторное топливо, что требует освоения производства ряда новых типов этих машин. В подборку также включена статья от Санкт-Петербургского АО «Компрессор», которая освещает проблему с позиций производителя компрессорной техники. Работы А.Ф. Рекстина, А.А. Дроздова, В.С. Семеновского демонстрируют отечественные достижения в развитии оптимальных методов компьютерного проектирования центробежных Суперкомпьютерный компрессоров. центр «Политехнический» располагает коммерческими программами, которые по назначению аналогичны программам западных компаний, но возможности последних не достигают того, что могли наши программы 5-й версии, а представляемая 8-я версия оставляет их далеко позади. В журнале представлены статьи сотрудников лаборатории «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института СПбПУ. Статьи ученых и работников промышленности Петербурга, Москвы, Казани, Омска дополняют картину научных исследований по компрессорной технике.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ / THE AUTHOR

ВАСИЛЬЕВ Юрий Сергеевич — доктор технических наук академик РАН научный руководитель Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: president@spbstu.ru VASILIEV Yurii S. — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: president@spbstu.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 11.12.2018

Received: 11.12.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24402 УДК 621.515

В.Б. Семеновский

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

МОДЕЛЬНЫЕ СТУПЕНИ ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ ТУРБОДЕТАНДЕРНЫХ АГРЕГАТОВ

Газодинамические характеристики восьми одноступенчатых центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов аппроксимированы с большой точностью уравнениями новой версии математической модели Метода универсального моделирования и включены в базу данных модельных ступеней. Универсальный набор эмпирических коэффициентов модели несколько модифицирован применительно к каждому из компрессоров, чьи безразмерные газодинамические характеристики лежат в достаточно широких пределах. Рассчитаны семейства характеристик при варьировании критериев подобия сжимаемости. Исследовано влияние шероховатости поверхности, показавшее наличие автомодельности по критерию Рейнольдса. Приведены характеристики коэффициентов потерь в рабочем колесе, лопаточном диффузоре и выходном устройстве двух модельных ступеней. База данных и компьютерные программы Метода универсального моделирования позволяют использовать характеристики модельных ступеней при проектирования компрессоров по методу приближенного газодинамического подобия.

Ключевые слова: центробежный компрессор, турбодетандерный агрегат, лопаточный диффузор, модельная ступень, условный коэффициент расхода, коэффициент внутреннего напора, шероховатость поверхности.

Ссылка при цитировании:

В.Б. Семеновский Модельные ступени для центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 11–23. DOI: 10.18721/JEST.24402.

V.B. Semenovskiy

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

MODEL STAGES FOR CENTRIFUGAL COMPRESSORS IN TURBOEXPANDER UNITS

The gas dynamic characteristics of 8 single-stage centrifugal compressors of turboexpander units have been approximated with great accuracy by the equations of the new version of the mathematical model of the Universal Modeling Method and have been included in the database of model stages. The universal set of empirical coefficients of the model is somewhat modified for each of the compressors, whose dimensionless gas-dynamic characteristics lie within a fairly wide range. The families of characteristics are calculated by varying the similarity criteria for compressibility. The influence of surface roughness has been investigated, revealing the presence of self-similarity according to the Reynolds criterion. The loss coefficients of the impeller, the vaned diffuser and the exit nozzle are given for two model stages. The database and computer programs of the Universal Modeling Method make it possible to use the characteristics of model stages for designing compressors by the method of approximate gas dynamic similarity.

Keywords: centrifugal compressor, turboexpander, vaned diffuser, model stage, mass flow rate, work coefficient, surface roughness.

Citation:

V.B. Semenovskiy, Model stages for centrifugal compressors in turboexpander units, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 11–23, DOI: 10.18721/JEST.24402.

Введение

В газодобывающей промышленности турбодетандерные агрегаты (ТДА) применяются в зонах многолетнемерзлых грунтов для круглогодичного охлаждения газа, а также для отделения жидкой фазы на головных станциях добычи газа, на газоперерабатывающих заводах. С учетом значительного изменения состава компримируемого газа, начальных температур и отношения давлений необходимо проектирование новых центробежных компрессоров (ЦК) для различных месторождений. Мощность компрессоров, входящих в состав агрегата, достаточно большая - 2000-6000 кВт, поэтому вопрос повышения эффективности газодинамического проектирования этих компрессоров весьма актуален. Разработка модельных ступеней — один из путей решения вопроса. На базе безразмерных характеристик модельных ступеней и применения теории подобия газодинамические проекты выполняются быстро и с наиболее высокой степенью соответствия параметрам проектирования [1, 2].

Цели работы — на основе анализа экспериментальных испытаний ЦК ТДА идентифицировать и внести в базу данных характеристики серии модельных ступеней для использования в 8-й версии математической модели Метода универсального моделирования, а также провести расчетное исследование влияния критериев газодинамического подобия на характеристики спроектированных модельных ступеней.

Особенности компрессоров турбодетандерных агрегатов

В статье [3] приведены данные о газодинамических проектах ряда центробежных компрессоров для турбодетандерных агрегатов, которые были выполнены Методом универсального моделирования [5, 6]. Развиваемые в ТДА отношения давлений компрессоров не превышают 1,5. Такие отношения давлений обеспечивают одноступенчатые компрессоры. Рабочее тело — природный газ - легче воздуха. Поэтому даже при небольшом отношении давлений окружные скорости могут достигать 340 м/с при конечном давлении 10 МПа и более. Расчёт напряжений показывает, что для обеспечения прочности рабочих колёс (РК) необходимо применять лёгкие титановые сплавы. Технология изготовления РК - литье, при этом точность выполнения проточной части меньше, а шероховатость поверхности больше, чем у рабочих колес компрессоров, изготавливаемых механической обработкой. Из конструктивных соображений в ЦК ТДА применены лопаточные диффузоры (ЛД) и унифицированный корпус для компрессоров с разным объемным расходом. Это ограничивает правую ветвь характеристики у компрессоров с большим объемным расходом. Перечисленные обстоятельства учитываются при выполнении газодинамических проектов и математической обработке результатов испытания [4].

Методика расчетного исследования

Расчетные исследования используют Метод универсального моделирования [5, 6], разработанный под руководством профессора Ю.Б. Галёркина и реализованный как комплекс компьютерных программ, основанных на математических моделях для расчета подводимой к сжимаемому в компрессоре газу механической энергии. В соответствии с принципами теоретической аэродинамики задача решается в безразмерном виде. Математические модели рассчитывают безразмерные газодинамические характеристики в виде зависимостей коэффициента полезного действия и коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента расхода.

Условный коэффициент расхода описывается формулой

$$\Phi = \frac{4\bar{m}}{\rho_{\mu}^* 3,141 D_2^2 u_2},\tag{1}$$

где \overline{m} — массовый расход газа; $\rho_{\rm H}^*$ — плотность газа по полным параметрам на входе в компрессор; D_2 — диаметр РК; u_2 — окружная скорость.

Политропный КПД по полным параметрам:

$$\eta^{*} = \frac{\lg \pi^{*}}{\frac{k}{k-1} \lg \frac{T_{k}^{*}}{T_{\mu}^{*}}},$$
 (2)

где π^* — отношение давлений в ЦК; T^*_{μ} и T^*_{κ} — начальная и конечная температура газа по полным параметрам; k — показатель изоэнтропы.

Коэффициент внутреннего напора

$$\Psi_{i} = \frac{h_{i}}{u_{2}^{2}} = \frac{\left(1 + \beta_{\rm rp} + \beta_{\rm rp}\right)c_{u2}u_{2}}{u_{2}^{2}}, \qquad (3)$$

здесь h_i — внутренний напор; $\beta_{\text{тр}}$ и $\beta_{\text{пр}}$ — коэффициенты трения и протечек; c_{u2} — окружная составляющая скорости.

Представление о механической работе двигателя, расходуемой на сжатие и перемещение газа, дает коэффициент политропного напора по полным параметрам $\psi_p^* = \psi_i \eta^*$. Переход от безразмерных характеристик к размерным параметрам компрессора — массовому расходу, конечному давлению, потребляемой мощности — изложен, в частности, в монографии [7].

Коэффициент расхода и КПД компрессоров по результатам испытания рассчитаны по формулам (1), (2), коэффициент внутреннего напора – по разности полных температур на входе

и выходе компрессора $\psi_{\rm i} = \frac{c_p \left(T_{\rm k}^* - T_{\rm H}^*\right)}{u_2^2}$, где $c_p - u_2^2$

теплоемкость газа при постоянном давлении.

Экспериментальные зависимости $\eta^*, \psi_i = f(\Phi)$ каждого испытанного компрессора, если его рассматривать как модель, можно использовать для проектирования геометрически подобного компрессора другого размера и при других условиях работы. Давление и температура газа на входе, окружная скорость могут отличаться от тех, при которых испытывался компрессор-модель, но равенства критериев подобия (k = idem), условного числа Маха (M_u = idem) и числа Рейнольдса (Re_u = idem) должны быть выполнены. Это сужает возможности проектирования по подобию.

Автором работы [8] реализован более универсальный подход к использованию результатов заводских испытаний компрессоров для создания базы данных модельных ступеней. Табличные эмпирические зависимости η^* , ψ_i от Φ аппроксимированы характеристиками, рассчитанными по математической модели Метода унимоделирования. версального Компьютерная программа на базе математической модели решает задачу расчета характеристик компрессора с известными размерами проточной части (их символическое обозначение – \overline{F}) и критериями подобия k, M_u. Безразмерные газодинамические характеристики определяются формой проточной части и тремя критериями подобия, т. е. η^{*} и $\psi_i - \phi$ ункции от $\Phi, \overline{F}, k, M_u, \operatorname{Re}_u$. Для настройки математической модели в ее уравнения вводят несколько десятков эмпирических коэффициентов.

Корректность расчетов Методом универсального моделирования проверена обширной проектной и исследовательской практикой [9–11].

Объекты расчетного исследования

Проекты компрессоров ТДА выполнялись в течение длительного периода времени по совершенствующимся версиям Метода универсального моделирования. В табл. 1 перечислены компрессоры, расположенные в порядке возрастания условного коэффициента расхода на расчетном режиме, результаты испытания которых положены в основу разработки базы данных модельных ступеней.

Таблица 1

Газодинамические параметры компрессоров ТДА

Table 1

Gas dynamic parameters of compressors

Название проекта	<i>D</i> ₂ , м	$\Phi_{ m pacy}$	$\psi_{^{T}pac^{_{Y}}}$	Mu	$\overline{D}_{_{ m BT}}$
TK-1	0,320	0,0339	0,550	0,630	0,3438
TK-14A	0,340	0,0416	0,527	0,560	0,3529
TK-8	0,275	0,0438	0,510	0,532	0,4000
TK-3	0,365	0,0508	0,460	0,617	0,3151
TK-11A	0,340	0,0569	0,548	0,556	0,3529
TK-4-410	0,410	0,0576	0,710	0,711	0,2805
TK-4-530	0,390	0,0661	0,558	0,777	0,294
TK-15	0,490	0,069	0,480	0,326	0,2857





Характеристики испытанных ЦК ТДА для базы данных модельных ступеней обработаны программами 8-й версии Метода универсального моделирования [10, 12].

Идентификация математической модели

Математическая модель идентифицирована путем сопоставления характеристик модельных ступеней серии 20СЕ [13] с их рассчитанными характеристиками. Это ступени промежуточного типа, в их составе: осевой вход, рабочее колесо, безлопаточный или лопаточный диффузор, обратно-направляющий аппарат.

Программа IDENT — одна из комплекса программ Метода универсального моделирования [13]. В нашей работе программа использована как инструмент настройки математической модели и хранитель информации о модельных ступенях. На рис. 1 приведены характеристики одной из модельных ступеней с лопаточным диффузором.

Режим работы с максимальным расходом, при котором компрессор почти не развивает давления, не используется при эксплуатации. В процессе идентификации эта точка не участвует. В остальной зоне расходов математическая модель с единым набором эмпирических коэффициентов позволяет рассчитать КПД этих ступеней со средней невязкой 0,7 % в рабочей зоне характеристики.

При аппроксимации эмпирических характеристик компрессоров ТДА уравнениями математической модели за основу был взят универсальный набор эмпирических коэффициентов, идентифицированный по результатам испытания модельных ступеней семейства 20СЕ. Для учета особенностей компрессоров ТДА шероховатость литых поверхностей проточной части была принята равной 200 мкм, а механически обработанных - 6 мкм. Потери во входных патрубках рассчитывались с учетом отношения площадей входных отверстий корпуса и рабочего колеса. Этого оказалось достаточно для точного расчета максимального КПД универсальным набором эмпирических коэффициентов с некоторым изменением коэффициентов, определяющих ударные потери в РК и ЛД на нерасчетных режимах. Рис. 2 демонстрирует точность моделирования характеристик испытанных компрессоров. На нем сопоставлены экспериментальные и рассчитанные характеристики восьми ЦК ТДА.



Рис. 2. Экспериментальные и рассчитанные характеристики компрессоров ТДА: политропный КПД – верхние линии, коэффициент внутреннего напора – нижние; эксперимент – сплошные линии, расчет – пунктирные

Fig. 2. Experimental and calculated characteristics of compressors: polytrophic efficiency – the upper lines, the work coefficient – the bottom lines; experiment – solid lines, calculation – dotted lines

База данных модельных ступеней

Испытанные ступени ЦК ТДА существенно отличаются от использованных при их проектировании аналогов из семейства 20СЕ. Хорошие результаты аппроксимации измеренных характеристик ЦК ТДА при использовании 8-й [14, 15] версии математической модели позволяют включить их в базу данных модельных ступеней. Выше отмечалось, что проточные части компрессоров ТДА независимо от объемного расхода размещены в унифицированном корпусе со специфической конструкцией входных патрубков. При проектировании новых компрессоров входные устройства могут быть другими. Поэтому в базе данных размещены модельные ступени, имеющие осевой вход. Параметры проектирования представлены в табл. 2.

На рис. 3 приведены рассчитанные характеристики модельных ступеней при тех условных числах Маха, при которых испытывались компрессоры ТДА. Значения других критериев подобия: k = 1,4; $\text{Re}_u = 6000000$.

Таблица 2

Параметры проектирования модельных ступеней компрессоров ТДА

Table 2

Design parameters model stages of compressors

Название модельной ступени	$\Phi_{ m pac4}$	$\psi_{^{\rm T}pac^{_{\rm Y}}}$	Mu	$\overline{D}_{_{ m BT}}$
ТДА-0030/057-0344	0,030	0,570	0,657	0,344
ТДА-0039/058-0353	0,039	0,580	0,570	0,353
ТДА-0040/051-0400	0,040	0,510	0,555	0,400
ТДА-0051/045-0315	0,051	0,450	0,664	0,315
ТДА-0058/059-0353	0,058	0,590	0,556	0,353
ТДА-0060/067-0280	0,060	0,670	0,710	0,280
ТДА-00625/056-0300	0,0625	0,560	0,705	0,300
ТДА-0070/053-0286	0,070	0,530	0,377	0,286





Fig. 3. Compressor model stages characteristics: a – work coefficient; δ – total efficiency (upper lines) and polytrophic work coefficient (botton lines)

Особенности проектирования по характеристикам модельных ступеней в условиях приближенного подобия

Обычно модельные ступени проектируются, испытываются и доводятся до нужных параметров на специальных экспериментальных установках — стендах с открытой схемой, т. е. работающих на атмосферном воздухе [7]. Затем проводятся испытания в нужном диапазоне частоты вращения ротора, т. е. при переменных значениях условных чисел Маха

 $M_u = u_2 / \sqrt{kRT_0^*}$ и Рейнольдса $\text{Re}_u = u_2 D_2 \rho_0^* / \mu_0$. Здесь μ_0 — динамическая вязкость газа. Результаты представляются в виде семейства характеристик η^* и ψ_i от Φ , M_u при k = idem, $\text{Re}_u \approx$ idem [16, 17].

Такая информация позволяет использовать модельные ступени в проектах компрессоров, работающих в испытанном диапазоне М_и, но остается открытым вопрос о несоответствии двух других критериев подобия аналогичным критериям подобия проектируемого компрессора. Еще один требующий корректности вопрос при использовании приближенного подобия — это относительная шероховатость поверхности, влияющая на потери трения. При геометрическом подобии размеров проточной части проектируемого компрессора и модельной ступени шероховатость поверхности, отнесенная к некоему характерному размеру, может быть разной. Учет влияния критериев k, Re_{u} и относительной шероховатости \overline{k}_{u} может осуществляться пересчетом характеристик с помощью полуэмпирических алгебраических соотношений [18-20].

Математическая модель Метода универсального моделирования позволяет рассчитать характеристики модельных ступеней компрессоров ТДА с большой степенью надежности для любой комбинации M_u, k , $\text{Re}_u, \overline{k}_{\text{m}}$, необходимой при проектировании конкретного компрессора. Влияние этих параметров на газодинамические характеристики ЦК демонстрируют расчеты двух модельных ступеней (см. табл. 2): малорасходной ТДА-0030/057-0343 и среднерасходной ТДА-00625/056-030.

Влияние критерия Рейнольдса и относительной шероховатости

Общепринято полагать, что при турбулентном движении газа в проточной части критерий Рейнольдса не влияет на вихревые потери (они же – потери отрыва потока, или потери смешения) [7]. Вторая составляющая – потери трения газа о поверхности проточной части – с ростом Re_u уменьшаются, если толщина пограничного слоя больше высоты шероховатости поверхности. С ростом числа Рейнольдса толщина пограничного слоя уменьшается. Выступающие в активный поток неровности создают сопротивление, которое не уменьшается при дальнейшем увеличении числа Рейнольдса. Это зона течения, не зависящая от Re_u, – зона автомодельности по критерию Рейнольдса. Влияние Re_u и $\overline{k}_{\rm m}$ следует рассматривать во взаимной связи.

Значения чисел Re_и компрессоров ТДА при испытаниях на воздухе лежат в пределах 5000000–6000000. При работе на месте эксплуатации из-за большой плотности газа при высоком давлении критерий Рейнольдса примерно в 50 раз больше. Европейский стандарт [20] рекомендует пересчет характеристик по такой схеме:

на расчетном режиме потери трения и вихреобразования принимаются в соотношении 7:3;

проточная часть уподобляется трубе с гидравлическим диаметром, равным высоте лопаток РК на выходе b_2 ;

уравнения из [21] определяют, что если коэффициент трения шероховатой поверхности $\lambda = \frac{1}{(2\lg b_2 / k_{III} + 1, 14)^2}$ больше коэффициента трения гидравлически гладкой поверхности $\frac{1}{\sqrt{\lambda_{IT}}} = 2\lg \frac{\text{Re}\sqrt{\lambda_{IT}}}{2,51}$, где $\text{Re} = \frac{b_2c_2}{v_2}$ при воздушных испытаниях (c_2 и v_2 – скорость и кинематическая вязкость газа на выходе из PK), то поверхность – шероховатая, имеет место автомодельность по критерию Рейнольдса и пересчет не нужен;

если при условиях натурных испытаний коэффициент трения гидравлически гладкой трубы λ_{rr} больше коэффициента шероховатой трубы λ_{III} , то составляющую потерь трения следует уменьшить согласно пропорции $\lambda_{rr \text{ нат}}/\lambda_{rr \text{ мод}}$. Допустим пересчет при условии, что Re_{нат} \leq 10Re_{мод};

измеренная при воздушных испытаниях характеристика КПД и напора увеличивается на величину поправки КПД.

Европейский стандарт [20] уподобляет проточную часть трубе с развитым течением, где отсутствует невязкое ядро потока. Эксперименты показывают, что схема течения с невязким ядром больше соответствует реальности [16]. Поэтому математическая модель Метода универсального проектирования рассчитывает потери трения на базе уравнений Прандтля [22] для коэффициентов силы сопротивления трения гидравлически гладкой и шероховатой поверхностей пластинки в бесконечном потоке, описываемых формулами

$$c_{f_{\rm IT}} = X(i) \frac{0.0307}{\text{Re}_w^{1/7}};$$
 (4)

$$c_{f \,\text{III}} = X(j) \frac{1}{\left(1,89+1,62 \, \lg \frac{1}{\bar{k}_{\text{III}}}\right)^{2,5}},$$
 (5)

где *X*(*i*) и *X*(*j*) — эмпирические коэффициенты математической модели.

Влияние шероховатости на потери трения в Методе универсального моделирования рассчитывается отдельно для каждого элемента ступени — рабочего колеса, диффузора и выходного устройства (ВУ).

При принятых для компрессоров ТДА величинах шероховатости – 200 мкм для РК, 6 мкм – для механически обработанного диффузора, 200 мкм выходного устройства - все поверхности проточной части РК и ВУ – шероховатые при заводских испытаниях на воздухе. Поверхность лопаточного диффузора гидравлически гладкая. Но она становится шероховатой при увеличении критерия Рейнольдса всего на 25 %. Практически имеет место автомодельность по критерию Рейнольдса. Более высокие числа Рейнольдса при эксплуатации компрессоров не приведут к росту КПД. Если модельные ступени использовать в компрессорах с тщательно механически обработанными поверхностями проточной части, ситуация изменится. На рис. 4 показаны характеристики среднерасходной ступени ТДА-00625/056-030 и характеристики коэффициентов потерь РК $(\zeta_{0-2} = h_{w0-2} / 0, 5w_1^2),$ ЛД $(\zeta_{2-4} = h_{w2-4} / 0, 5c_2^2)$ и ВУ ($\zeta_{2-\kappa} = h_{w2-\kappa} / 0, 5c_4^2$) для двух вариантов с шероховатостью поверхности как у ТК-4-390 и с шероховатостью 20 мкм для рабочего колеса и выходного устройства, $Re_u = 6000000$.



Рис. 4. Характеристики среднерасходной модельной ступени ТДА-00625/056-030 (*a*) и характеристики коэффициентов потерь РК, ЛД, ВУ при разной шероховатости поверхностей проточной части (*б*): *I* – PK – 200 мкм, ЛД – 6 мкм, ВУ – 200 мкм; *2* – PK – 20 мкм, ЛД – 6 мкм, ВУ – 20 мкм

Fig. 4. Characteristics of the medium flow rate model stage type TDA-00625/056-030 (*a*) and the characteristics of the loss coefficients of the impeller, vaned diffuser and exit nozzle (δ) for different surface roughness of the flow path: $1 - \text{impeller} - 200 \,\mu\text{m}$, vaned diffuser $- 6 \,\mu\text{m}$, exit nozzle $- 200 \,\mu\text{m}$; $2 - \text{impeller} - 20 \,\mu\text{m}$, vaned diffuser $- 6 \,\mu\text{m}$, exit nozzle $- 200 \,\mu\text{m}$; $2 - \text{impeller} - 20 \,\mu\text{m}$, vaned diffuser $- 6 \,\mu\text{m}$, exit nozzle $- 20 \,\mu\text{m}$

При уменьшении шероховатости рост КПД очень значителен, но аналогичные ступени с безлопаточными диффузорами демонстрировали КПД на уровне 87 % и более [13]. В условиях заводских испытаний поверхности – гидравлически шероховатые и при 20 мкм, так что повышение чисел Рейнольдса не приведет к дальнейшему росту КПД.

Влияние критериев сжимаемости k, М_и

Соотношения, определяющие изменение давления и плотности газа в процессе сжатия, следуют из уравнений энергии и процесса:

$$T_2^* / T_1^* = 1 + (k - 1) \psi_i M_u^2;$$
(6)

$$\rho_{0'}^* / \rho_0^* = \left[1 + (k - 1) \psi_i M_u^2 \right]^{\frac{1}{n-1}};$$
(7)

$$\pi^* = \mathbf{p}_{0'}^* / \mathbf{p}_0^* = \left[1 + (k-1) \psi_i M_u^2 \right]^{\frac{n}{n-1}}; \quad (8)$$

$$\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}.$$
(9)

Из уравнений следует, что критерии *k*, M_{*u*} совместно определяют изменение давления и плотности газа в процессе сжатия.

Анализ уравнений (7), (8) показывает: чем больше показатель изоэнтропы, тем большее отношение давлений развивает ступень, но плотность газа при этом увеличивается меньше. Изменение плотности влияет на расходные составляющие скорости с_т в контрольных сечениях, т. е. на форму треугольников скоростей, направление потока, углы атаки. Это отражается на величине КПД, на показателе *n* процесса по уравнению (9), на давлениях и плотности. Таким образом, невыполнение условия $k_{\text{нат}} \neq k_{\text{мод}}$, М_{и нат} ≠ М_{и мод} может привести к ошибочному результату при проектировании компрессора по характеристикам модельной ступени. Но математическая модель, оперирующая уравнениями (7)-(9) и уравнениями моделей КПД и коэффициента напора, в состоянии количественно отразить влияние критериев сжимаемости и оценить допустимость или недопустимость приближенного моделирования.

На рис. 5 показано семейство характеристик малорасходной ступени ТДА-0030/057-0343 и характеристики коэффициентов потерь РК, ЛД и ВУ при $M_u = 0.85 = idem$, $Re_u = 6000000 = idem$ и трех значениях показателя изоэнтропы k - 1.2; 1.4; 1.6.



Рис. 5. Семейство характеристик малорасходной модельной ступени ТДА-0030/057-0343 (*a*) и характеристики коэффициентов потерь РК, ЛД, ВУ (б) при разных показателях коэффициента изоэнтропы: 1 - k = 1,2; 2 - k = 1,4; 3 - k = 1,6

Fig. 5. Characteristics of the low flow rate model stage type TDA-0030/057-0343 (*a*) and the characteristics of the loss coefficients of the impeller, vaned diffuser and exit nozzle (δ) at different isentropic coefficient: 1 - k = 1,2; 2 - k = 1,4; 3 - k = 1,6



Рис. 6. Семейство характеристик среднерасходной модельной ступени ТДА-00625/056-030 (*a*) и характеристики коэффициентов потерь РК, ЛД, ВУ (*б*): $1 - M_u = 0,55$; $2 - M_u = 0,65$; $3 - M_u = 0,75$; $4 - M_u = 0,85$

Fig. 6. Characteristics of the medium flow rate model stage type TDA-00625/056-030 (*a*) and the characteristics of the loss coefficients of the impeller, vaned diffuser and exit nozzle (δ) at different Mach number: $1 - M_u = 0.55$; $2 - M_u = 0.65$; $3 - M_u = 0.75$; $4 - M_u = 0.85$

Сильнее всего различие плотности при разных k проявляется при больших расходах. В этом случае лопаточный диффузор лучше справляется с возрастающим объемным расходом, когда сжатие газа сильнее, чем при больших показателях изоэнтропы. В основной части характеристики влияние на коэффициент внутреннего напора и КПД небольшое. На максимальный КПД показатель изоэнтропы не оказывает влияния. Можно считать, что проектирование компрессора на основе значений максимального КПД $\eta^*_{\text{макс}}$ и оптимального коэффициента напора модельной ступени $\psi_{i \text{ опт}}$ гарантированно обеспечит заданные параметры. Расчет характеристики спроектированного компрессора при $k_{\text{нат}} \neq k_{\text{мод}}$ по 8-й версии математической модели тоже представляется достаточно точным.

На рис. 6 показано семейство характеристик среднерасходной модельной ступени ТДА-00625/056-030 и характеристики коэффициентов потерь при k=1,4=idem, Re_u=6000000=idem и разных значениях условного числа Маха M_u: 0,55; 0,65; 0,75; 0,85.

Характеристики изменяются в соответствии с экспериментально наблюдаемыми закономерностями. Максимальный КПД уменьшается не более чем на 1 %, что характерно для тщательно спроектированных ступеней. С ростом условного числа Маха зона помпажа приближается к расчетному режиму. Это особенно заметно по характеристикам отношения давлений. Границей помпажа считается расход, при котором отношение давлений достигает максимума. Кривые коэффициентов потерь колеса и лопаточного диффузора становятся круче при увеличении числа Маха. Характерно смещение зоны работы в сторону больших расходов. При росте плотности газа лопаточный диффузор в состоянии пропустить больший объемный расход. В табл. 3 на примере среднерасходной ступени ТДА-00625/056-030 представлены: максимальные КПД; оптимальные значения коэффициентов напора и расхода, отношение коэффициента расхода на границе помпажа к оптимальному коэффициенту расхода.

Таблица 3

Газодинамические параметры ступени ТДА-00625/056-030 при разных условных числах Маха

Table 3

The gas-dynamic parameters of the TDA-00625/056-030 stage at different Mach numbers

Mu	$\eta^*_{\text{макс}}$	ψ_i	$\Phi_{\text{опт}}$	$\Phi_{\rm крит}$	$\Phi_{\text{крит}} / \Phi_{\text{опт}}$
0,55	0,8547	0,5546	0,0620	0,0428	0,6903
0,65	0,8532	0,5572	0,0632	0,0455	0,7199
0,75	0,8511	0,5533	0,0657	0,0482	0,7336
0,85	0,8458	0,5589	0,0668	0,0508	0,7605

Влияние условного числа Маха у этой ступени определяется тем, что она спроектирована для работы с $M_u = 0,705$. При $M_u = 0,65$ ее параметры наиболее близки к расчетным параметрам $\Phi_{\text{расч}} = 0,0625$, $\psi_{\text{т расч}} = 0,056$. При увеличении M_u происходят экспериментально наблюдаемые и теоретически обоснованные снижение КПД и сужение зоны работы. При меньших M_u проявляется рассогласование рабочего колеса и лопаточного диффузора, что уменьшает оптимальный коэффициент расхода, увеличивает оптимальный коэффициент напора, препятствует повышению КПД и расширению зоны работы.

Заключение

В базу данных включены параметры 8 модельных ступеней центробежных компрессоров в диапазонах условного коэффициента расхода 0,030–0,070, коэффициента теоретического напора 0,450–0,670 и втулочного отношения 0,280–0,400 с политропным КПД 0,82–0,86.

Проведен расчетный анализ характеристик модельных ступеней при варьировании критериев подобия и относительной шероховатости. Максимальный КПД модельных ступеней практически не зависит от показателя изоэнтропы и уменьшается не более чем на 1% при возрастании условного числа Маха от 0,55 до 0,85. Определена граница автомодельности по числу Рейнольдса, которая достигается при Re_u ≈ 7500000.

Математическая модель 8-й версии и наборы эмпирических коэффициентов предоставляют возможность использования модельных ступеней для проектирования центробежных компрессоров на основе приближенного газодинамического подобия.

Благодарность

Работа выполнена в научно-исследовательской лаборатории «Газовая динамика турбомашин» ОНТИ СПбПУ Петра Великого под руководством профессора Ю.Б. Галёркина, которому автор выражает глубокую признательность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть I // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 2. С. 2–11.

2. Галеркин Ю.Б., Солдатова К.В. Новое поколение модельных ступеней для газодинамического проектирования центробежных компрессоров и сменных проточных частей. Часть 2 // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 3. С. 15–22.

3. Рекстин А.Ф., Семеновский В.Б., Солдатова К.В., Галеркин Ю.Б., Соколов К.К. Особенности моделирования газодинамических характеристик центробежных компрессоров турбодетандерных агрегатов // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 13–20.

4. Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Galerkin Y.B., Sokolov K.K. The analysis of design and measured gasdynamic characteristics of the centrifugal compressor within turboexpander aggregate // Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007. Omsk. Russia. 2018. 030028-1–030028-11; https://doi.org/10.1063/1.5051889

5. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Верификация новых версий Метода универсального моделирования центробежных компрессоров по результатам экспериментов // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 21–31. 6. Galerkin Y., Drozdov A. New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation // International Conference on Compressors and their Systems. London. City University. UK. 2015. http://iops cience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040.

7. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры [Монография]. М.: Изд-во ООО «ИИЦ КХТ», 2010. 750 с.

8. Солдатова К.В. Создание новой математической модели проточной части центробежных компрессоров и базы данных модельных ступеней: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.06 / Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. Науч. консультант Ю.Б. Галеркин. Санкт-Петербург, 2017. 357 с.

9. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф, Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А. Развитие научной школы турбокомпрессоростроения ЛПИ-СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями // 17 Международная научнотехническая конференция. Казань. 2017. С. 19–29.

10. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Анализ напорной характеристики центробежных компрессорных рабочих колес // Журнал СФУ. Техника и технология. Красноярск. 2017. С. 1042–1061

11. Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. An alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling // International Conference on Compressors and their Systems / London. City University. UK. 2017. http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/2 32/1/012046. – DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012039.

12. Галеркин Ю.Б., Дроздов А.А. Вопросы моделирования расчетного режима рабочего колеса центробежного компрессора // Наука и образование. МГТУ им. Баумана [Электрон. журн.]. Москва. 2017. № 07. С. 112–135. DOI: 10.7463/0717.0001290.

13. Галеркин Ю.Б, Солдатова К.В. Моделирование рабочего процесса промышленных центробежных компрессоров. Научные основы, этапы развития, современное состояние [Монография]. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 2011. 327 с.

14. Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. Methods of calculating loading factor characteristic of a centrifugal compressor impeller. – Oil and Gas Engineering (OGE-2018). -AIP Conf. Proc. 2007. – Omsk. – Russia. – 2018. 030037-1–030037-9; https://doi.org/1 0.1063/1.5051898

15. **Drozdov A., Galerkin Y.** Modeling the nonincidence inlet flow rate coefficient in a centrifugal compressor impeller // Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007. Omsk. Russia. 2018. 030052-1–030052-10; https://doi.org/10.1063/1.5051913

16. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Машиностроение. Л., 1982

17. Hazby H., Casey M., Robinson C., Spataro R., Lunacek O. The Design of a Family of Process Compressor Stages // 12th European Turbomachinery Conference, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.

18. **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.

19. **Ден Г.Н.** Механика потока в центробежных компрессорах. Л.: Машиностроение, 1973. 270 с.

20. ISO 5389 Turbocompressors Performance test code. 2005.

21. Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С. Методы исследования центробежных компрессорных машин. Л.: Машиностроение, 1969.

22. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1970. 904 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

СЕМЕНОВСКИЙ Василий Борисович — старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: swb@neva.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 25.09.2018

REFERENCES

[1] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Novoye pokoleniye modelnykh stupeney dlya gazodinamicheskogo proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov i smennykh protochnykh chastey. Chast I. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. \mathbb{N} 2. 2010. S. 2–11. (rus.) [2] Galerkin Yu.B., Soldatova K.V. Novoye pokoleniye modelnykh stupeney dlya gazodinamicheskogo proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov i smennykh protochnykh chastey. Chast 2. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2010. \mathbb{N} 3. S. 15–22. (rus.) [3] Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Soldatova K.V., Galerkin Yu.B., Sokolov K.K. Osobennosti modelirovaniya gazodinamicheskikh kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov turbodetandernykh agregatov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2018. № 1. S. 13–20. (rus.)

[4] Rekstin A.F., Semenovskiy V.B., Galerkin Yu.B., Sokolov K.K. The analysis of design and measured gasdynamic characteristics of the centrifugal compressor within turboexpander aggregate. *Oil and Gas Engineering* (*OGE-2018*). *AIP Conf. Proc. 2007*. Omsk. Russia. 2018. 030028-1–030028-11; https://doi.org/10.1063/1.5051889

[5] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Verifikatsiya novykh versiy Metoda universalnogo modelirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov po rezultatam eksperimentov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 4. S. 21–31. (rus.)

[6] Galerkin Y., Drozdov A. New generation of Universal modeling for centrifugal compressors calculation. *International Conference on Compressors and their Systems*. London. City University. UK. 2015. http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/90/1/012041/meta. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012040.

[7] **Galerkin Yu.B.** Turbokompressory [Monografiya]. M.: Izdatelstvo OOO «IITs KKhT», 2010. 750 s. (rus.)

[8] **Soldatova K.V.** Sozdaniye novoy matematicheskoy modeli protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov i bazy dannykh modelnykh stupeney: Dis. ... d-ra tekhn. nauk: 05.04.06 / Soldatova K.V. Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy politekhnicheskiy universitet; Nauch. konsultant Yu.B. Galerkin. Sankt-Peterburg, 2017. 357 s. (rus.)

[9] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F, Soldatova K.V., Drozdov A.A., Popov Yu.A. Razvitiye nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya LPI-SPbPU Petra Velikogo, rezultaty sotrudnichestva s kompressorostroitelyami. *17 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya*. Kazan, 2017. S. 19–29. (rus.)

[10] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Analiz napornoy kharakteristiki tsentrobezhnykh kompressornykh rabochikh koles. *Zhurnal SFU. Tekhnika i tekhnologiya*. Krasnoyarsk. 2017. S. 1042–1061. (rus.)

[11] Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. An alternative method of centrifugal compressor loading factor modeling. *International Conference on Compressors and their Systems*. London. City University. UK. 2017. http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/2 32/1/012046. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012039.

[12] Galerkin Yu.B., Drozdov A.A. Voprosy modelirovaniya raschetnogo rezhima rabochego kolesa tsentrobezhnogo kompressora. *Nauka i obrazovaniye*. *MGTU im. Baumana*. [Elektron. Zhurn]. Moskva. 2017. № 07. S. 112–135. DOI: 10.7463/0717.0001290. (rus.)

[13] Galerkin Yu.B, Soldatova K.V. Modelirovaniye rabochego protsessa promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. *Nauchnyye osnovy, etapy razvitiya, so-vremennoye sostoyaniye* [Monografiya]. SPb.: Izdatelstvo SPbGPU. 2011. 327 s.

[14] Galerkin Y., Drozdov A., Rekstin A., Soldatova K. Methods of calculating loading factor characteristic of a centrifugal compressor impeller. Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007. Omsk. Russia. 2018. 030037-1–030037-9; https://doi.org/10.1063/1.5051898

[15] **Drozdov A., Galerkin Y.** Modeling the nonincidence inlet flow rate coefficient in a centrifugal compressor impeller. *Oil and Gas Engineering (OGE-2018). AIP Conf. Proc. 2007.* Omsk. Russia. 2018. 030052-1–030052-10; https://doi.org/10.1063/1.5051913

[16] **Seleznev K.P., Galerkin Yu.B.** Tsentrobezhnyye kompressory. Mashinostroyeniye. L., 1982

[17] Hazby H., Casey M., Robinson C., Spataro R., Lunacek O. The Design of a Family of Process Compressor Stages. *12th European Turbomachinery Conference*, April 3–7, 2017, Stockholm, Sweden.

[18] **Ris V.F.** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye. 1981. 351 s. (rus.)

[19] **Den G.N.** Mekhanika potoka v tsentrobezhnykh kompressorakh. L.: Mashinostroyeniye, 1973. 270 s. (rus.)

[20] ISO 5389 Turbocompressors Performance test code. 2005.

[21] Galerkin Yu.B., Rekstin F.S. Metody issledovaniya tsentrobezhnykh kompressornykh mashin. L.: Mashinostroyeniye, 1969.

[22] **Loytsyanskiy L.G.** Mekhanika zhidkosti i gaza. 3-ye izd., pererab. i dop. Moskva: Nauka, 1970. 904 s. (rus.)

THE AUTHOR

SEMENOVSKIY Vasilii B. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university* E-mail: swb@neva.ru

Received: 25.09.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24403 УДК 621.515

А.Ф. Рекстин¹, Б.В. Бакаев²

 Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
 Балттурбоком, Санкт-Петербург, Россия

ВАРИАНТНЫЕ РАСЧЕТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ НА ОСНОВЕ УПРОЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Вариантный расчет — первый шаг газодинамического проектирования. Приведены краткая информация об упрощенной математической модели КПД, а также основные уравнения для оценки КПД и основных параметров компрессоров. Возможно сопоставление компрессоров с разным числом валов, частотой их вращения, количеством и местоположением в проточной части газоохладителей, типом рабочих колес и диффузоров. Приведены примеры вариантного расчета двух типов компрессоров линейного газоперекачивающего агрегата, компрессора для подземного хранилища газа и воздушного компрессора общего назначения. Показано, что одновальные компрессоры для подземных хранилищ газа следует оптимизировать путем выбора максимально возможного числа ступеней и подбора соотношения коэффициентов напора и диаметров рабочих колес. Показано, что одновальная схема воздушного компрессора общего назначения уступает по эффективности двухвальной схеме с большим количеством промежуточных охлаждений.

Ключевые слова: центробежный компрессор, математическая модель, условный коэффициент расхода, коэффициент напора, КПД.

Ссылка при цитировании:

А.Ф. Рекстин, Б.В. Бакаев. Вариантные расчеты промышленных центробежных компрессоров на основе упрощенной математической модели // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 3. С. 24–38. DOI: 10.18721/JEST.24403

A.F. Rekstin', B.V. Bakae v^2

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia
 2 - Baltturbokom. St. Petersburg, Russia

VARIANT CALCULATIONS FOR INDUSTRIAL CENTRIFUGAL COMPRESSORS BASED ON SIMPLIFIED MATHEMATICAL MODEL

Variant calculation is the first step in gas dynamic design. The study provides brief information on the simplified mathematical model of efficiency and basic equations for estimating the efficiency and basic parameters of compressors. It is possible to compare the variants of compressors with a different number of shafts and rotation frequencies, with a different number and location of gas coolers in the flowing part, with different types of impellers and diffusers. Examples of a variant calculations are given for two types of compressors of a linear gas compressor unit and of a compressor for underground gas storage. It is shown that single-shaft compressors for underground gas storages should be optimized by selecting the maximum possible number of stages, by selecting the ratio of loading factors and the diameters of the impellers. It is shown that the single-shaft scheme of a general-purpose air compressor is inferior in efficiency to a two-shaft scheme with a large number of intermediate cooling.

Keywords: centrifugal compressor, mathematical model, conditional flow coefficient, pressure ratio, efficiency.

Citation:

A.F. Rekstin, B.V. Bakaev, Variant calculations for industrial centrifugal compressors based on simplified mathematical model, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 24–38, DOI: 10.18721/JEST.24403.

Введение

Центробежные компрессоры применяются в различных отраслях промышленности (нефтехимическое производство, металлургия). В России наиболее широко центробежные компрессоры применяют при добыче и транспортировке природного газа. Развитие газотранспортной системы страны требует разработки новых компрессоров на различные параметры проектирования. На привод компрессоров затрачивается большое количеств энергии, поэтому необходимо создавать проточные части с максимальной энергетической эффективностью (наивысшим КПД), при этом обеспечивая сокращение сроков и уменьшение стоимости проектирования центробежных компрессоров.

Цель газодинамического проектирования – проект проточной части компрессора, обеспечивающего определенный техническим заданием (ТЗ) расход газа из обасти с известными исходными давлением и температурой в область с требуемым давлением. Для расчета необходимо знание физических свойств газа. Число оборотов ротора в минуту может быть указано в ТЗ или выбрано проектировщиком.

Параметры компрессора могут быть обеспечены практически неисчислимым количеством вариантов компрессора. В общем случае к предметам выбора для проектировщика относятся:

количество валов, на которых установлены рабочие колеса ступеней;

количество ступеней на валу;

число оборотов вала в минуту;

количество промежуточных охлаждений;

количество ступеней;

диаметры рабочих колес;

типы рабочих колес (радиальные или осерадиальные);

типы диффузоров (лопаточные, безлопаточные).

Промышленные компрессоры — мощные машины с большим сроком эксплуатации. Стоимость энергии для привода компрессоров многократно перекрывает капиталовложения (включая стоимость компрессора) и расходы на обслуживание. Поэтому чаще всего цель газодинамического проектирования — создать компрессор с минимальным потреблением энергии, т. е. с максимальным КПД.

Помимо петербургской политехнической школы компрессоростроения, расчетом и проектированием центробежных компрессоров занимаются российские и зарубежные организации [1–11].

Компьютерные программы Метода универсального моделирования [12–15] позволяют рассчитать газодинамические характеристики любого из возможных вариантов полностью спроектированного компрессора. Но сравнение большого количества вариантов было бы слишком затратным. Приводимые ниже уравнения показывают, что вариантный расчет может быть достаточно простым, если существует простая математическая модель расчета КПД ступеней.

Цель работы — представить возможности упрощенной математической модели для быстрого вариантного расчета промышленных центробежных компрессоров и выбора лучшего варианта, причем эта модель используется для расчета нескольких промышленных компрессоров на различные параметры.)

Методы и подходы

Основные уравнения термодинамического расчета

Заданный в ТЗ массовый расход компрессора одинаков у всех ступеней, от первой до последней «z» ступени:*

$$\overline{m}_{\text{pacy}} = \overline{m}_{\text{pacy}1} = \overline{m}_{\text{pacy}2} = \dots = \overline{m}_{\text{pacy}z} =$$

$$= \Phi_{\text{pacy}1} \left(\frac{p_0^*}{RT_0^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{pacy}1} =$$

$$= \Phi_{\text{pacy}2} \left(\frac{p_0^*}{RT_0^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{pacy}2} = \dots$$

$$\dots = \Phi_{\text{pacy}z} \left(\frac{p_0^*}{RT_0^*} D_2^2 u_2 \right)_{\text{pacy}z}.$$
(1)

Поскольку $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = 0,05235 D_2 n$, то для сту-

пеней, расположенных на одном валу, получаем

$$\overline{m}_{\text{pacy}} / \rho_{0(1)}^{*} \left(0,05235 D_{2(1)}^{3} n \right)_{\text{pacy}} = \Phi_{\text{pacy1}} = \Phi_{\text{pacy1}} = \Phi_{\text{pacy2}} \frac{\rho_{0\text{pacy}(2)}^{*}}{\rho_{0(1)}^{*}} \left(D_{2(2)} / D_{2(1)} \right)^{2} = (2)$$
$$= \dots = \Phi_{\text{pacy1}} \frac{\rho_{0\text{pacy}(i)}^{*}}{\rho_{0(1)}^{*}} \left(D_{2(i)} / D_{2(1)} \right)^{2}.$$

Здесь отношение диаметров рабочих колес (РК) ступеней к диаметру первой ступени на валу $D_{2(i)} / D_{2(1)}$ — это исследуемый параметр вариантного расчета.

Коэффициент сжимаемости для ступени – отношение плотности газа на выходе к плотности на входе – допустимо рассчитывать по полным параметрам исходя из уравнения политропного процесса, так как $\rho_{0(i+1)}^* / \rho_{0(i)}^* \approx \rho_{0(i+1)} / \rho_{0(i)}$:

$$\varepsilon_{(i)}^{*} = \frac{\rho_{0(i+1)}^{*}}{\rho_{0(i)}^{*}} = \left(\frac{\rho_{0}^{*}}{RT_{0}^{*}}\right)_{(i+1)} / \left(\frac{\rho_{0}^{*}}{RT_{0}^{*}}\right)_{(i)} = \\ = \left(\frac{T_{0(i+1)}^{*}}{T_{0(i)}^{*}}\right)^{\left(\frac{1}{n-1}\right)_{(i)}}.$$
(3)

Показатель процесса сжатия в ступени зависит от показателя изоэнтропы и КПД. Из известного соотношения $\frac{n}{n-1} = \eta \frac{k}{k-1}$ приближенно с учетом малого отличия КПД ступени по полным и статическим параметрам следует

$$n = \frac{\eta^* \frac{k}{k-1}}{\eta^* \frac{k}{k-1} - 1}.$$
 (4)

Отношение полных температур получается из уравнения энергии:

$$\left(\frac{T_{0(i+1)}^{*}}{T_{0(i)}^{*}}\right)_{\text{pacy}} = \frac{T_{0(i)}^{*} + \frac{\Psi_{i(i)\text{pacy}} u_{2(i)}^{*}}{\frac{k}{k-1}R}}{T_{0(i)}^{*}}.$$
 (5)

Здесь коэффициент внутреннего напора ψ_i зависит от коэффициента теоретического напора и коэффициентов дискового трения и протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска:

$$\psi_{i} = \psi_{T} \left(1 + \beta_{Tp} + \beta_{Tp} \right) =$$

$$= \left(c_{u2} / u_{2} \right) \left(1 + \beta_{Tp} + \beta_{Tp} \right).$$
(6)

При проектировании Методом универсального моделирования коэффициент теоретического напора $\psi_{\text{трасч}}$ каждой из ступеней — это параметр проектирования, выбираемый с учетом известного влияния на КПД, форму характеристики, размеры, окружную скорость [16—17]. Таким образом, коэффициент теоретического напора это исследуемый параметр вариантного расчета, который дает количественную оценку КПД, окружной скорости, диаметра рабочих колес.

Для расчета коэффициентов дискового трения и протечек в лабиринтном уплотнении покрывающего диска применяются полуэмпирические уравнения:

$$\beta_{\rm rp} = 0,01182 \frac{\varepsilon_2}{\Phi \,\psi_{\rm T} \cdot 22,68};$$

$$\beta_{\rm np} = 0,707 \frac{\overline{\delta}_{\rm ymn}}{\Phi} \frac{\overline{D}_{\rm l}}{K_D}.$$
(7)

^{*} См. принятые обозначения в Приложении.

Заданное отношение давлений компрессора определяет внутренний напор, необходимый для получения требуемого отношения давлений с учетом КПД компрессора:

$$H_{i \text{pacy}} = \frac{k}{k-1} R T_{\text{H}}^{*} \left(\pi_{\text{pacy}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)^{\frac{k}{k-1}\eta^{*}}.$$
 (8)

С другой стороны, внутренний напор компрессора есть сумма напоров ступеней:

$$H_i = h_{i(1)} + h_{i(2)} + \dots + h_{i(z)} = \sum_{1}^{z} \psi_i u_2^2.$$
(9)

Мощность на валу компрессора:

$$N_i = H_i \overline{m}. \tag{10}$$

Отношение давлений компрессора равно произведению отношений давлений всех ступеней:

$$\pi^* = \pi^*_{(1)} \pi^*_{(2)} \dots \pi^*_{(z)}.$$
 (11)

Отношение давлений ступени, следующее из уравнения процесса:

$$\pi^* = \left(\frac{T_2^*}{T_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}\eta^*} = \left(1 + \frac{h_i}{\frac{k}{k-1}RT_0^*}\right)^{\frac{k}{k-1}\eta^*}.$$
 (12)

Для расчета вариантов компрессора с заданным массовым расходом $\bar{m}_{\rm расч}$ и отношением давлений $\pi^*_{\rm расч}$ надо знать температуру и давление на входе в компрессор ($T^*_{\rm H} = T^*_{0(1)}$ и $p^*_{\rm H}$), показатель изоэнтропы $k = c_p / c_v$ и газовую постоянную R, Дж/кг/К. С учетом потерь давления во входном патрубке следует рассчитать полное давление p^*_0 на входе в 1-ю ступень.

Для расчета вариантов одновального компрессора без промежуточных охлаждений достаточно знать коэффициенты полезного действия всех ступеней компрессора, для определения которых служит представляемая ниже упрощенная математическая модель. Следует выбрать: число оборотов ротора в минуту либо коэффициент расхода 1-й ступени, количество ступеней, коэффициенты теоретического напора каждой ступени. По приведенному выше алгоритму итерациями можно рассчитать коэффициент расхода 1-й ступени, если заданы обороты, или — наоборот, а также коэффициенты расхода всех ступеней, диаметры рабочих колес, окружные скорости, КПД компрессора и внутреннюю мощность.

При расчете компрессоров с промежуточным охлаждением следует выбрать положение газоохладителей. Нужно задать потерю полного давления в газоохладителе по отношению к давлению на входе, а также разность температур на выходе из газоохладителя и на входе в компрессор.

При расчете многовальных компрессоров следует выбрать либо число оборотов ротора в минуту, либо коэффициент расхода 1-й ступени каждого из валов. Далее каждый из валов рассчитывается как одновальный компрессор. Многовальные компрессоры, как правило, имеют промежуточные охладители.

Упрощенная математическая модель расчета КПД центробежной ступени

Упрощенная математическая модель КПД для расчетного режима использует особенности проектирования ступени компрессора Методом универсального моделирования. Метод оперирует размерами проточной части, отнесенными к диаметру рабочего колеса, критериями подобия и газодинамическими коэффициентами.

Метод универсального моделирования трактует условный коэффициент расхода $\Phi_{\text{расч}}$ и коэффициент теоретического напора $\psi_{\text{трасч}}$ как два основных параметра проектирования ступени, от которых зависят основные размеры проточной части. Кроме $\Phi_{\text{расч}}$ на размеры рабочего колеса и скорости потока влияет

конструктивное ограничение $-\overline{D}_{\rm BT}$. Чем больше $\overline{D}_{\rm BT}$, тем больше скорости на входе в рабочее колесо. При этом, если прочие условия равны, КПД ниже.

В монографии [15] рассмотрено влияние на КПД ступени параметров проектирования $\Phi_{\text{расч}}$, $\psi_{\text{трасч}}$. При малых $\Phi_{\text{расч}}$ каналы проточной части узкие и в них превалируют неустранимые потери трения. При больших $\Phi_{\text{расч}}$ растет кинетическая энергия потока и в РК, и в неподвижных элементах. Возникают проблемы с пространственным обтеканием высоких лопаток, соответственно КПД снижается. Существует диапазон значений $\Phi_{\text{расч}}$, в котором при прочих равных условиях КПД ступеней может быть максимальным.

Влияние другого параметра проектирования — $\psi_{\text{трасч}}$ — в практически используемом диапазоне значений монотонное. Чем больше $\psi_{\text{трасч}}$, тем больше кинетическая энергия в неподвижных элементах, что увеличивает потерю КПД. Чем больше $\psi_{\text{трасч}}$, тем больше выходной угол лопаток РК, больше поворот потока лопатками и выше коэффициент потерь РК.

Изложенные соображения показывают, что КПД ступеней, спроектированных по единой методике, зависит от параметров проектирования и критериев подобия. Формальное уравнение выглядит следующим образом:

$$\eta_{\text{pacy}}^* \simeq f\left(\Phi_{\text{pacy}}, \Psi_{\text{Tpacy}}, \overline{D}_{\text{BT}}, \mathbf{M}_u, \operatorname{Re}_u, \overline{k}_u\right).$$
(13)

В проведенных расчетах использована модернизированная версия упрощенной модели из работы [19]:

$$\eta_{\text{pacy}}^* = 1 - X_1 K_{\Phi} K_{\Psi_{\text{T}}} K_{D_{\text{BT}}} K_{M_{\text{u}}} + \Delta \eta_{\pi\pi} - \Delta \eta_{\text{BT}}.$$
(14)

При $X_1 = 0,12$ и поправочных коэффициентах K = 1 максимально возможный КПД ступени принят равным 88 %. Влияние числа Рейнольдса и относительной шероховатости не учитывается. Модель верифицирована по измеренным КПД модельных ступеней с условным числом Рейнольдса $\operatorname{Re}_u = u_2 D_2 / v_u \approx 6\,000\,000$ и относительной шероховатостью $\overline{k}_{\mathrm{III}} = k_{\mathrm{III}} / D_2 \approx 0,000015$.

Поправочные коэффициенты: *для учета коэффициента расхода* при Ф_{расч} ≤ 0,085

$$K_{\Phi} = 1 + X_2 \left[X_3 \left(0,085 - \Phi_{\text{pacy}} \right) \right]^{X_4};$$
 (15)

при Ф_{расч} > 0,085

$$K_{\Phi} = 1 + X_5 \left(\Phi_{\text{pacy}} - 0,085 \right)^{X_6} \left(1 + X_{\text{T}} \overline{D}_{\text{BT}}^{X_8} \right); \ (16)$$

в случае $\Phi_{\text{расч}} > 0,085$ применяются осерадиальные рабочие колеса;

для учета коэффициента теоретического напора

$$K_{\psi_{\rm T}} = 1 + X_9 \left(\psi_{\rm T \, pacy} - 0.5 \right)^{X_{10}}; \qquad (17)$$

если $\psi_{\text{т расч}} < 0,5$, то

$$K_{\psi_{T}} = 1; \tag{18}$$

при $\psi_{r pacy} < 0,42$ нет экспериментальных данных, подтверждающих пригодность упрощенной модели;

для учета втулочного отношения

$$K_{D_{\rm BT}} = 1 + X_{11} \overline{D}_{\rm BT}^{X_{12}} \left(1 + \Phi_{\rm pac4} \right)^{X_{13}}.$$
 (19)

Эта формула учитывает тот факт, что у малорасходных ступеней на входе небольшая высота лопаток и диаметр входа небольшой даже при больших втулочных отношениях. Негативное влияние втулочного отношения сильнее проявляется у среднерасходных и высокорасходных ступеней;

для учета числа Маха

$$K_{M_u} = 1 + X_{14} (M_u - 0.5)^{X_{15}} (\Phi - 0.01)^{X_{16}}.$$
 (20)

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние числа Маха, включает значение условного коэффициента расхода. Это отражение того факта, что при больших $\Phi_{\text{расч}}$ больше скорости на входе в РК, где влияние критерия сжимаемости проявляется наиболее сильно.

Для учета потерь во входном патрубке и влияния типа диффузора на КПД предложены эмпирические зависимости. Верификация упрощенной математической модели КПД ступени дала положительные результаты. По этой версии математической модели сделаны приведенные далее вариантные расчеты.

Расчетное исследование. Примеры вариантных расчетов

Особенности расчета компрессоров простой схемы (одновальные без промежуточного охлаждения). Уравнения расчета основных параметров и размеров компрессора при известном КПД ступеней приведены выше — уравнения (1)–(12). Уравнения решаются итерационно при расчете КПД ступеней по представленной выше упрощенной математической модели.

Конструктивное ограничение $\overline{D}_{\rm BT}$ следует ввести, если оно обусловлено ТЗ, либо оценить по эмпирическим формулам [4]. Втулочное отношение для гибкого и жесткого валов рассчитываются так (в любом случае $\overline{D}_{\rm BT}$ не менее 0,25):

$$\overline{D}_{\rm BT} = 0,00044(i_{\rm cT}+2,3)n^{0.5}$$
 – гибкий вал;
 $\overline{D}_{\rm BT} = 0,000813(i_{\rm cT}+2,3)n^{0.5}$ – жесткий вал. (21)

Для сравнительной оценки размеров корпуса в зависимости от диаметра рабочих колес и их условных коэффициентов расхода, количества ступеней, втулочного отношения, относительного диаметра диффузора в программе использована система эмпирических формул:

$$V_{\text{корп}} = \frac{\pi}{4} \, \overline{L}_{\text{корп}} \, \overline{D}_{\text{max}}^2 \, \overline{D}_{2(1)}^3, \tag{22}$$

где $\overline{L}_{\text{корп}} = 11\overline{b}_{1} + 4,5\sum_{1}^{i} \overline{D}_{1}\overline{b}_{1}$ — длина корпуса; $\overline{D}_{1} = \sqrt{\overline{D}_{\text{BT}}^{2} + 1,26\Phi_{\text{расч}}^{2/3}}$ — диаметр начала лопаток; $\overline{b}_{1} = \frac{\overline{D}_{1}^{2} - \overline{D}_{\text{BT}}^{2}}{4\overline{D}_{1}}$ — высота лопаток РК на входе; $\overline{D}_{4} = 1,57$, если $\Phi_{\text{расч(1)}>0,055}$, и $\overline{D}_{4} = 1,57-2,5(0,055 - -\Phi_{\text{ст}1})$, если $\Phi_{\text{расч(1)}} \le 0,055$; $\overline{D}_{\text{max}} = \overline{D}_{4} + 4\overline{b}_{1}$.

Формулы (21) и (22) основаны на анализе размеров ступеней с радиальными рабочими колесами. При оценке длины роторов не учитывается возможность установки герметичных газовых уплотнений.

При возможности мгновенно рассчитать КПД ступени, не прибегая к профилированию проточной части, несложно провести сопоставление вариантов компрессора.

Сопоставляются варианты компрессора с разным числом ступеней. При каждом числе ступеней рассчитываются параметры компрессора при разных значениях коэффициента напора в пределах $\psi_{\text{трасч}} = 0,30-0,80$. При большем числе ступеней и больших коэффициентах напора $\psi_{\text{трасч}}$ коэффициенты расхода $\Phi_{\text{расч}}$ выходят за верхний предел (0,15), выше которого снижение КПД центробежных ступеней неизбежно.

Рассмотренные ниже примеры связаны с реальной проектной практикой применения Метода универсального моделирования.

Компрессор линейного ГПА 25 МВт ($\pi^*_{\text{расч}} = 1,44$) для газопровода 7,45 МПА

Турбина компрессора развивает 4850 об/мин. На рис. 1 показаны результаты вариантного расчета в графическом виде.

Для компрессоров линейных ГПА не следует применять $\psi_{\text{т расч}}$ более 0,55–0,57. Чем больше коэффициент напора, тем более полога напорная характеристика. Нежелательные последствия [15]:

потребляемая мощность монотонно растет с увеличением расхода. Мощности газотурбинного привода недостаточно для работы компрессора с увеличенным расходом и пониженным отношением давлений;

граница помпажа приближается к расчетному режиму. Максимальный КПД также снижается.

У одноступенчатого варианта при приемлемом $\psi_{\text{т расч}} = 0,55$ коэффициент расхода равен $\Phi_{\text{расч}} = 0,174$, что делает КПД низким. Требуемая окружная скорость 357 м/с также создает ненужные проблемы. Вариант неприемлем.





Рис. 1. Параметры вариантов компрессора линейного ГПА 25 МВт ($p_{\kappa}^* = 7,45$ МПа) при одной, двух и трех ступенях

Fig. 1. Parameters of variants of the compressor of linear GPU 25 MW ($p_{\kappa}^* = 7,45$) MPa at one, two and three stages

Вариант с двумя ступенями близок по параметрам к хорошим отечественным компрессорам линейных ГПА мощностью 16 МВт ($p_{\kappa}^* = 7,45$ МПа). Ряд похожих проектов сделан Методом универсального моделирования. Компрессоры по этим проектам и поставляются газовой промышленности до сих пор [12]. При $\psi_{\tau pacy} = 0,55$ условные коэффициенты расхода его ступеней не слишком далеки от оптимальных значений.

Вариант с тремя ступенями и $\psi_{\text{т расч}} = 0,45$ превосходит по КПД вариант с двумя ступенями на заметные 1,5 %. Диаметры его колес меньше, но ступеней три, поэтому корпус меньше по диаметру, но длиннее – объемы практически одинаковые. Условные коэффициенты расхода его ступеней — в оптимальной зоне. При меньшем коэффициенте расхода у трехступенчатого варианта предпочтительнее форма характеристики. Выбор варианта — за заказчиком газодинамического проекта с учетом технологии производства, соотношения стоимости деталей ротора и статора, и т. п.

Компрессор линейного ГПА 25 МВт $(\pi^*_{\text{расч}} = 1,44)$ для газопровода 9,91 МПА

Более высокое давление в трубе увеличивает пропускную способность и существенно уменьшает затраты на транспортировку газа [20]. Современные газопроводы работают при таком давлении. Турбина компрессора развивает 4850 об/мин.



Рис. 2. Параметры вариантов компрессора линейного ГПА 25 MBт ($p_{\kappa}^* = 9,91$ МПа) при двух и трех ступенях Fig. 2. Parameters of variants of the compressor of linear GPU 25 MW ($p_{\kappa}^* = 9,91$ MPa) at two and three stages

На рис. 2 показаны в графическом виде результаты вариантного расчета.

Одноступенчатый вариант еще менее приемлем, чем у предыдущего компрессора с меньшим конечным давлением. Двухступенчатый вариант явно неоптимален, так как для получения хотя бы приемлемого КПД надо применить рабочие колеса с $\psi_{\rm T pacu} = 0,65-0,70$. Выше названы причины, по которым это нежелательно.

Этот компрессор близок по параметрам к уже рассмотренному компрессору на конечное давление 7,45 МПа. У них турбинный привод с одинаковой мощностью и числом оборотов, одинаковое отношение давлений. При этом массовый расход тоже одинаковый. Из-за большего конечного давления меньше объемный расход, поэтому коэффициенты расхода меньше у вариантов с одинаковым числом ступеней при $p_{\nu}^{*} = 9,91$ МПа. В результате более привлекателен трехступенчатый вариант с максимальным КПД при $\psi_{\text{трасч}} = 0,50$. Опыт проектирования, имеющийся в лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ Петра Великого, в которой работает один из авторов, показывает, что в проточной части с $\Phi_{\text{расч}}$

 $\leq 0,085$ не обязательно применять дорогие осерадиальные рабочие колеса.

Компрессор для подземного хранилища газа 7,8 МВт ($\pi^*_{\text{расч}} = 3,0, \ p^*_{\kappa} = 12,3$ МПа)

Турбина компрессора развивает 9000 об/мин.

На рис. 3 показаны графики зависимости параметров компрессора от коэффициента теоретического напора при разном числе ступеней.

Очевидно, что главная проблема этого компрессора – недостаточная быстроходность привода. При числе ступеней 6 нельзя применить низконапорные ступени из-за малых значений коэффициента расхода концевых ступеней. При 7-ми ступенях и высоконапорных рабочих колесах КПД приближается к 80 %. При 9-ти ступенях КПД может быть достаточно высоким для компрессора этого типа, но возможность обеспечить жесткость ротора сомнительна. Число ступеней 8 представляется максимально возможным.

При приемлемом КПД первых ступеней низкий КПД малорасходных последних ступеней делает скромной эффективность всего компрессора.



Рис. 3. Параметры компрессора ПХГ в зависимости от коэффициента теоретического напора при разном числе ступеней

Fig. 3. Parameters of the compressor of the underground gas storage, depending on the theoretical head ratio for a different number of stages

Значение $\psi_{T pacy} = 0,625$ сравнительно небольшое. За счет больших коэффициентов напора можно повысить КПД. Вариант с разными коэффициентами напора и одинаковыми диаметрами рабочих колес при коэффициентах напора первых четырех ступеней $\psi_{T pacy} = 0,72$ и остальных четырех ступеней $\psi_{T pacy} = 0,648$ компрессор становится более эффективным на 1,38 %

Но повышенные коэффициенты напора делают неблагоприятной мощностную характеристику и приближают границу помпажа к расчетному режиму. Приемлемость такого варианта следует изучить после первичного проектирования проточной части и расчета газодинамических характеристик Методом универсального моделирования.

При одинаковом $\psi_{T pac4} = 0,625$ уменьшение диаметра рабочих колес концевых ступеней приводит к повышению КПД не более чем на 0,1 %. Радикальное решение — переход на быстроходный привод от современных газовых турбин.

Воздушный компрессор общего назначения 160 м³/мин ($p_{\kappa}^* = 9,0$ ата)

Воздушные компрессоры с таким конечным давлением и разной производительностью применяются для обслуживания пневматических сетей и иных целей на предприятиях металлургии, машиностроения, пищевой промышленности и других. В РФ наиболее распространены компрессоры с производительностью 100, 160, 250, 500 м³/мин. Компрессор с производительностью 160 м³/мин выбран для иллюстрации вопросов, решаемых на стадии вариантного расчета. Для уменьшения мощности сжатия у компрессоров со значительным отношением давлений применяют отвод тепла от сжимаемого газа в промежуточных воздухоохладителях между неохлаждаемыми секциями компрессора. Эффективность компрессоров с охлаждением газа оценивает изотермный КПД:

$$\eta_{\rm H3}^* = \frac{RT_{\rm H} \ln \pi^*}{H_i}.$$
 (23)

Изотермный КПД оценивает потери напора в проточной части и в газоохладителях, а также степень приближения к сжатию с постоянной температурой.

С середины прошлого столетия классическая схема компрессора общего назначения одновальный, 6 ступеней, 2 промежуточных охлаждения, разработанная профессором В.Ф. Рисом. Позже нашли широкое применение многовальные схемы (2–4 вала), четыре ступени с промежуточными охладителями после каждой ступени, и др. [15]. Далее приведен анализ вариантов компрессоров с одновальной и двухвальной схемами.

Одновальная схема. Компрессоры общего назначения имеют электропривод с повышающей зубчатой передачей — мультипликатором. Для привода компрессора нужен двигатель мощностью 1000 кВт и с максимальной синхронной скоростью 3000 оборотов в минуту. Одноступенчатый мультипликатор трудно выполнить с отношением оборотов более 6, поэтому для вариантного анализа число оборотов принято максимально возможным — 18000 об./мин.

У компрессора три неохлаждаемых секции по две ступени. Между секциями расположены промежуточные воздухоохладители и концевой воздухоохладитель. Заданные недоохлаждение 15° и потеря полного давления 5 % соответствуют реальным параметрам промежуточных охладителей. Воздухоохладители установлены между 2–3 и 4–5 ступенями. На выходе – концевой воздухоохладитель.

В соответствии с современной тенденцией диффузоры — безлопаточные, для расширения зоны работы по расходу. По правилам проектирования Методом универсального моделирования при $\Phi_{\text{расч}} > 0,085$ рабочие колеса — пространственные осерадиальные (3*D*). При $\Phi_{\text{расч}} = 0,085$ и менее — колеса радиальные (2*D*).

Сначала сопоставлены три варианта компрессора:

1) у всех ступеней одинаковые диаметры рабочих колес и коэффициенты теоретического напора $\psi_{\text{т расч}} = 0,65;$

2) диаметры рабочих колес у второй и третей неохлаждаемой секции — меньшие, а коэффициенты теоретического напора — одинаковы ($\psi_{\text{т расч}} = 0,65$);

3) вариант с меньшими диаметрами рабочих колес у второй и третьей секций и разными коэффициентами теоретического напора (0,65, 0,60 и 0,55 у колес соответственно первой, второй и третьей секций). Уменьшение коэффициентов напора концевых ступеней расширяет зону работы многоступенчатых компрессоров [15].

У всех вариантов окружная скорость менее 300 м/с, что вполне приемлемо из прочностных соображений. Чем больше коэффициент напора, тем меньше нужные для получения заданного отношения давлений окружная скорость и диаметр рабочих колес. Соответственно, больше коэффициенты расхода. У варианта 1 с одинаковыми диаметрами и коэффициентами напора РК $\psi_{\text{т расч}} = 0,65$ коэффициент расхода 1-й ступени равен $\Phi_{\text{расч}} = 0,167$. Это за пределами зоны, где можно ожидать высокого КПД ступени. Кроме того, у высокорасходных ступеней выше уровень скоростей во входном патрубке и больше потери напора. Результат: КПД 1-й ступени вместе с входным патрубком всего 78,7%, Изотермный КПД компрессора – 66%. Это не очень маленькая величина, поскольку у средних ступеней оптимальные коэффициенты расхода и их высокий КПД компенсирует низкую эффективность первой ступени.

У варианта 2, как и у варианта 1, коэффициент напора $\psi_{\text{трасч}} = 0,65$ одинаков лля всех РК. Но диаметры колес второй секции меньше, чем у колес первой секции. У третьей секции диаметры РК еще меньше. Для получения нужного напора диаметр РК первой секции стал 300 мм - против 280 мм у 1-го варианта. Коэффициент расхода первой ступени стал $\Phi_{\text{расч}} = 0,141 - против 0,167 у 1-го варианта.$ КПД первой ступени (включая потери в ВП) увеличился до приемлемой величины 0,822. Коэффициенты расхода концевых ступеней увеличились, и их КПД стал больше, чем у ступеней 1-го варианта. КПД компрессора стал равен 0,673 (на 1,3% больше, чем у 1-го варианта), что неплохо для компрессора с одновальной схемой.

Третий вариант с уменьшающимися диаметрами и коэффициентами напора показал КПД 0,671, т. е. на 0,2 меньше, чем у 2-го варианта. Это округленная оценка эффективности. Более точно считается потребляемая мощность. Она больше у 3-го варианта всего на 10 Вт. Но преимущество 3-го варианта больший запас по помпажу. Это качественная, но верная оценка. Этот вариант можно еще более оптимизировать, подбирая наилучшие соотношения диаметров и коэффициентов напора рабочих колес. Двухвальная схема. Так как при такой схеме радиальные размеры ограничены межцентровым расстоянием валов, нужно применять компактные в радиальном направлении ступени с большими коэффициентами расхода. Обычно для первой ступени Ф_{расч} > 0,09.

Меньшее на треть число ступеней по сравнению с рассмотренной выше одновальной схемой требует больших коэффициентов напора и больших окружных скоростей. Применяются исключительно полуоткрытые осерадиальные рабочие колеса. Одно из преимуществ схемы: для обоих валов можно подобрать оптимальное число оборотов, при которых у ступеней будут коэффициенты расхода $\Phi_{расч}$ в зоне высоких КПД.

На рис. 4 показаны конструктивные и газодинамические параметры первого из рассмотренных вариантов двухвального компрессора.

Сопоставлены варианты с $\Phi_{\text{расч 1}} = 0,09$, отличающиеся коэффициентами напора $\psi_{\text{трасч}}$ (0,75, 0,70, 0,65, 0,60), которые приняты одинаковыми у всех ступеней.

Преимущество большего количества промежуточных охлаждений и близких к оптимуму коэффициентов расхода всех ступеней проявилось в увеличении КПД на 1 % по сравнению с лучшим из вариантов одновального компрессора. Окружная скорость у этого варианта — менее 300 м/с. Расчет аналогичных вариантов с меньшими коэффициентами напора показал, что повысить КПД не удается. Но при меньших коэффициентах напора лучше характеристики. У наиболее привлекательного варианта ($\psi_{T pасч} = 0,65$) приемлемая окружная скорость — менее 320 м/с, КПД больше на 0,1%, но должна быть лучше форма характеристик.

Варьирование коэффициентов расхода и соотношений диаметров не привело к повышению КПД. Наиболее интересен вариант с уменьшающимися от первой до четвертой ступени коэффициентами напора.



Рис. 4. Конструктивные и газодинамические параметры первого из рассмотренных вариантов двухвального компрессора

Fig. 4. Constructive and gas dynamic parameters of the first of the considered versions of a two-shaft compressor

У этого варианта приемлемая окружная скорость — 313 м/с, КПД всего на 0,1 % ниже, чем у предшествующего, но уменьшающиеся от первой к последней ступени коэффициенты напора обещают более широкую зону работы влево от расчетной точки.

Обсуждение результатов

Для привода компрессоров линейных газоперекачивающих агрегатов создаются быстроходные газовые турбины. При отношении давлений порядка 1,3 это позволяет применить одноступенчатый компрессор, имеющий ряд преимуществ, позволяющих получить наиболее высокий КПД. При менее быстроходном приводе, большем отношении давлений и высоком конечном давлении более эффективно применение трех ступеней.

Одновальные компрессоры для подземных хранилищ газа следует оптимизировать за счет

выбора максимально возможного числа ступеней, подбора соотношения коэффициентов напора и диаметров рабочих колес. В перспективе нужно переходить на более быстроходные газовые турбины.

Одновальная схема воздушного компрессора общего назначения даже при оптимальной быстроходности уступает по эффективности двухвальной схеме с большим количеством промежуточных охлаждений. Упрощенная модель рассчитывает внутренний КПД без учета объемных и механических потерь. Известно, что эти потери меньше у двухвальных компрессоров со встроенным мультипликатором. Соотношение параметров двухвального компрессора таково, что выбор параметров проектирования ступеней — коэффициентов расхода и напора — мало влияет на максимальный КПД. Это позволяет проектировщику уделить внимание размерам проточной части и выбрать вариант, у которого будут более благоприятные газодинамические характеристики.

Заключение

Представлены примеры вариантного расчета: компрессора для подземного хранилища газа, двух типов компрессоров линейного газоперекачивающего агрегата и воздушного компрессора общего назначения. Расчеты показали, что одновальные компрессоры для подземных хранилищ газа следует оптимизировать, выбирая максимально возможное число ступеней, подбирая соотношения коэффициентов напора и диаметров рабочих колес. Одновальная схема воздушного компрессора общего назначения уступает по эффективности двухвальной схеме.

Представленные расчеты показали, что компьютерные программы на базе новой версии упрощенной математической модели дают достоверную и достаточную информацию для выполнения вариантных расчетов.

Благодарность

Работа выполнена в лаборатории «Газовая динамика турбомашин» СПбПУ, возглавляемой профессором Ю. Галеркиным, которому авторы выражает признательность за советы и консультации при выполнении работы.

Приложение

Условные обозначения:

 D_2 – наружный диаметр рабочего колеса; \overline{D} – относительный диаметр; \overline{D}_{BT} – втулочное отношение; k – показатель изоэнтропы; n – показатель политропы; T – температура; p – давление; M_u – условное число Маха; \overline{m} – массовый расход; \overline{R}_S – относительный радиус закругления покрывающего диска z_{PK} – число лопаток рабочего колеса; Φ_{pact} – расчетный условный коэффициент расхода; ψ_T – коэффициент теоретического напора; ρ – плотность газа.

Подстрочные индексы:

0, 1, 2 – индексы контрольных сечений; расч – относящийся к расчетному режиму (по расходу);

Надстрочные индексы:

^{*} – относится к полным параметрам (параметры торможения).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1980. 230 с.

2. Кулагин В.А., Никифоров А.Г. Моделирование напорной характеристики центробежной компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 2. С. 36–40.

3. Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин. Москва, Ленинград: Машиностроение, 1966. 340 с.

4. **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машгиз. 1951. 245 с.

5. **Рис В.Ф.** Центробежные компрессорные машины. Л.: Машиностроение, 1981. 351 с.

6. Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С., Гузельбаев Я.З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Изд. 2-е, испр. и дополн. Казань: Изд-во «ФЭН», 2012. 671 с.

7. Чернявский Л.К., Онацкая Э.М. Коэффициенты потерь напора в кольцевом обратном колене центробежной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 5. С. 44–47.

8. **Aungier R.H.** Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis. New York: ASME Press, 2000. 320 p.

9. Japikse D. Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond // JANNAF Conference. Cleveland. Ohio. July 15–17. 1998.

10. Kryłłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr.Z. Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization. // 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, April 3–7, 2017. Stockholm, Sweden.

11. **Kabalyk K., Kryłłowicz W.** Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient // Transactions of the institute of fluid-flow machinery. 2016. No 131. P. 41–53.

12. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А., Попов Ю.А. Развитие научной школы
турбокомпрессоростроения ЛПИ – СПбПУ Петра Великого, результаты сотрудничества с компрессоростроителями // 17 Международная научнотехническая конференция. Казань. 2017. Май. С. 19-29.

13. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Особенности газодинамического проектирования центробежных компрессоров для газовой промышленности // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 5. С. 4–12.

14. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Высокоэффективный одноступенчатый полнонапорный компрессор ГПА (газодинамический проект, результат модельных испытаний) // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 8. С. 19–25.

15. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчёт и проектирование проточной части. М.: ООО «Информационно-издательский центр «КХТ», 2010. 596 с.

16. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Альтернативный способ расчета характеристики коэффициента теоретического напора центробежного компрессорного колеса // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 6. С. 11–19. 17. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Анализ напорной характеристики центробежных компрессорных рабочих колес // Журнал СФУ. Техника и технология. Красноярск. 2017. С. 1042–1061.

18. Попова Е.Ю. Оптимизация основных параметров ступеней турбомашин на основе математического моделирования: Дис...канд. техн. наук / СПбГПУ. СПб., 1991.

19. Рекстин А.Ф., Попова Е.Ю., Уцеховский А.А. Анализ эффективности центробежных компрессорных ступеней с помощью приближенных алгебраических уравнений // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 33–40.

20. Галиуллин З.Т., Сальников С.Ю., Шуровский В.А. Современные газотранспортные системы и технологии. Москва, 2014. 345 с.

21. Смирнов А.В., Паненко В.Г., Гадяка В.Г., Парафейник В.П., Бороденко А.М. Новая конструкция высокоэффективного центробежного компрессора для агрегата ГПА-Ц-32/76-1,35 линейных компрессорных станций магистральных газопроводов // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 3. С. 12–18.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РЕКСТИН Алексей Феликсович — кандидат технических наук заместитель заведующего НИЛ «Газовая динамика турбомашин» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: rekstin2k7@mail.ru

БАКАЕВ Борис Владимирович – *генеральный директор ООО «Балттурбоком»* E-mail: baltcompressor@gmail.com

Дата поступления статьи редакцию: 26.09.2018

REFERENCES

[1] **Den G.N.** Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov. Leningrad: Mashinostroyeniye, Leningradskoye otdeleniye, 1980. 230 s. (rus.)

[2] Kulagin V.A., Nikiforov A.G. Modelirovaniye napornoy kharakteristiki tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2017. № 2. S. 36–40. (rus.)

[3] **Livshits S.P.** Aerodinamika tsentrobezhnykh kompressornykh mashin. Moskva, Leningrad: Mashino-stroyeniye, 1966. 340 s. (rus.)

[4] **Ris V.F.** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashgiz, 1951. 245 s. (rus.) [5] **Ris V.F.** Tsentrobezhnyye kompressornyye mashiny. L.: Mashinostroyeniye, 1981. 351 s. (rus.)

[6] **Khisameyev I.G., Maksimov V.A., Batkis G.S., Guzelbayev Ya.Z.** Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov. Izd. 2-ye, ispr. i dopoln. Kazan: Izd-vo «FEN», 2012. 671 s. (rus.)

[7] Chernyavskiy L.K., Onatskaya E.M. Koeffitsiyenty poter napora v koltsevom obratnom kolene tsentrobezhnoy stupeni. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 5. S. 44–47. (rus.) [8] **Aungier R.H.** Centrifugal compressors: a stragedy for aerodynamic design and analysis. New York: ASME Press, 2000. 320 p.

[9] **Japikse D.** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs and a decade beyond. *JANNAF Conference*. Cleveland. Ohio. July 15–17. 1998.

[10] Kryłłowicz W., Świder P., Kozanecki Z., Kabalyk K., Kozanecki Jr.Z. Technical and Aerodynamical Aspects of a High Pressure Synthesis Gas Turbocompressor Modernization. *12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, April 3–7, 2017. Stockholm, Sweden.

[11] **Kabalyk K., Kryłłowicz W.** Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient. *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*. 2016. No 131. P. 41–53.

[12] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A., Popov Yu.A. Razvitiye nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya LPI – SPbPU Petra Velikogo, rezultaty sotrudnichestva s kompressorostroitelyami. *17 Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya*. Kazan. 2017. May. S. 19–29. (rus.)

[13] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Osobennosti gazodinamicheskogo proyektirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov dlya gazovoy promyshlennosti. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. N $^{\circ}$ 5. S. 4–12. (rus.)

[14] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Vysokoeffektivnyy odnostupenchatyy polnonapornyy kompressor GPA (gazodinamicheskiy proyekt, rezultat modelnykh ispytaniy). *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. № 8. S. 19–25. (rus.) [15] Galerkin Yu.B. Turbokompressory. Rabochiy protsess, raschet i proyektirovaniye protochnoy chasti.
M.: OOO «Informatsionno-izdatelskiy tsentr «KKhT», 2010. 596 s. (rus.)

[16] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Alternativnyy sposob rascheta kharakteristiki koeffitsiyenta teoreticheskogo napora tsentrobezhnogo kompressornogo kolesa. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2016. № 6. S. 11–19. (rus.)

[17] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov A.A. Analiz napornoy kharakteristiki tsentrobezhnykh kompressornykh rabochikh koles. *Zhurnal SFU. Tekhnika i tekhnologiya*. Krasnoyarsk. 2017. S. 1042–1061. (rus.)

[18] **Popova Ye.Yu.** Optimizatsiya osnovnykh parametrov stupeney turbomashin na osnove matematicheskogo modelirovaniya: Dis...kand. tekhn. nauk / SPbGPU. SPb., 1991. (rus.)

[19] **Rekstin A.F., Popova Ye.Yu., Utsekhovskiy A.A.** Analiz effektivnosti tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney s pomoshchyu priblizhennykh algebraicheskikh uravneniy. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika.* 2018. №1. S. 33–40. (rus.)

[20] Galiullin Z.T., Salnikov S.Yu., Shchurovskiy V.A. Sovremennyye gazotransportnyye sistemy i tekhnologii. Moskva, 2014. 345 s. (rus.)

[21] Smirnov A.V., Panenko V.G., Gadyaka V.G., Parafeynik V.P., Borodenko A.M. Novaya konstruktsiya vysokoeffektivnogo tsentrobezhnogo kompressora dlya agregata GPA-Ts-32/76-1,35 lineynykh kompressornykh stantsiy magistralnykh gazoprovodov. *Kompressor*naya tekhnika i pnevmatika. 2015. № 3. S. 12–18. (rus.)

THE AUTHORS

REKSTIN Alekseii F. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university* E-mail: rekstin2k7@mail.ru **BAKAEV Boris V.** – *Baltturbokom* E-mail: baltcompressor@gmail.com

Received: 26.09.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24404 УДК 621.514

А.А. Котлов¹, И.А. Максименко¹, Ю.Л. Кузнецов²

 Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
 АО «Компрессор», Санкт-Петербург, Россия

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОФИЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ КУЛАЧКОВО-ЗУБЧАТОГО КОМПРЕССОРА

Кулачково-зубчатые компрессоры без смазки имеют большие перспективы, так как объединяют преимущества поршневых и ротационных компрессоров. Профили роторов имеют сложную форму и состоят из некоторого количества однотипных кривых, выполненных так, что линия контакта при обкатывании роторов всегда параллельна их осям. Рассмотрено влияние основных геометрических параметров профиля (R, αR и r) на величину ометаемой роторами площади, объем парной полости и величину перетечек через зазоры. Исследование проводилось по разработанной компьютерной программе, предназначенной для выбора оптимального варианта соотношения геометрических параметров профиля. Приведены результаты теоретических исследований влияния геометрических параметров профиля на интегральные характеристики роторно-шестеренчатого компрессора. Приведены оптимальные соотношения между параметрами роторов, которые определяют геометрию газораспределительных элементов.

Ключевые слова: кулачково-зубчатый компрессор, профиль роторов, перетечки газа, математическая модель, оптимизация.

Ссылка при цитировании:

А.А. Котлов, И.А. Максименко, Ю.Л. Кузнецов. Влияние геометрических параметров профиля на эффективность работы кулачково-зубчатого компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 39–50. DOI: 10.18721/JEST.24404.

A.A. Kotlov¹, I.A. Maksimenko¹, Y.L. Kuznetsov²

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia 2 – JSC «Compressor», St. Petersburg, Russia

INFLUENCE OF PROFILE GEOMETRY ON THE PERFORMANCE OF A CLAW COMPRESSOR

Dry (non-lubricated) claw compressors have a promising future because they possess the advantages of both piston and rotary compressors. The rotor profiles have sophisticated form including several curves of similar type, combined so that the line of contact is always parallel to the rotor axis. We have considered the effect of the main geometric parameters of the profile (\mathbf{R} , $\alpha \mathbf{R}$ and \mathbf{r}) on the rotor-swept area value, on the volume of the cavity and on the amount of leakage through the clearances. The study has been carried out by the developed computer program intended for selecting the optimal variant for the ratio of geometrical parameters of the profile. We have given the results of theoretical studies on the influence of the profile's geometric parameters on integrated characteristics of a rotor-geared compressor. We have presented optimal relations between the parameters defining the geometry of gas distribution elements.

Keywords: claw compressor, rotor profile, gas leakage, mathematical model, optimization.

Citation:

A.A. Kotlov, I.A. Maksimenko, Y.L. Kuznetsov, Influence of profile geometry on the performance of a claw compressor, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 39–50, DOI: 10.18721/JEST.24404

Введение

Кулачково-зубчатые компрессоры без смазки имеют большие перспективы, так как объединяют преимущества поршневых и ротационных компрессоров. В кулачково-зубчатом компрессоре относительная длина роторов может быть меньше, чем в других типах роторных машин. При этом оптимальные окружные скорости на периферии роторов можно получить при меньшем значении частоты вращения. Больший диаметр позволяет получить более высокие отношения площади окон всасывания к объёму рабочих полостей, что при меньшей частоте вращения уменьшает газодинамические потери. Профили роторов имеют сложную форму и выполнены так, что линия контакта при их обкатывании всегда параллельна осям роторов [1-4].

Профиль роторов должен отвечать технологическим требованиям, т. е. должен легко обрабатываться [5]. Поэтому предпочтительно использование профилей, состоящих преимущественно из прямолинейных участков и дуг окружностей. В связи с этим в конструкции компрессора рационально использовать одинаковые однозубые роторы с прямолинейной тыльной стороной зуба.

Цель работы — оценка влияния геометрических параметров профиля на производительность кулачково-зубчатого компрессора.

Объект исследования. При проектировании профиля с прямолинейной тыльной стороной зуба выбирают следующие параметры (рис. 1): радиус с начальной окружности; относительную величину радиуса окружности выступа ($\overline{R} = R/r$) и угловую толщину зуба по окружности выступа (α_R) [6].

Профиль состоит из семи кривых, припасованных друг к другу так, чтобы при вращении роторы входили в зацепление практически беззазорно. Аналитическое описание кривых представляет собой систему параметрических уравнений. При выводе уравнений линий учитывалось взаимное расположение участков профиля и производилось их согласование (см. рис. 1).



Рис. 1. Профиль с прямолинейной тыльной стороной зуба Fig. 1. Profile with a straight back of a tooth

Уравнения в общем виде выражены через параметры \overline{R} , α_R и *r*, определяющие геометрию профиля, и включают следующие выражения:

для кривой AB (исходный прямолинейный участок)

$$X = r \cos \left[-\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) \right] - r \operatorname{tg} \varphi \sin \left[-\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) \right];$$
$$Y = r \sin \left[-\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) \right] + r \operatorname{tg} \varphi \cos \left[-\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) \right];$$
$$0^{\circ} < \varphi < \arccos\left(1/\overline{R}\right);$$

для кривой BC (дуга окружности)

$$X = r\overline{R} \cdot \cos\varphi \cos(-\alpha_R) - r\overline{R}\sin\varphi \sin(-\alpha_R);$$

$$Y = r\overline{R} \cdot \cos\varphi \sin(-\alpha_R) + r\overline{R}\sin\varphi \cos(-\alpha_R);$$

$$0^{\circ} < \varphi < \alpha_R;$$

для кривой CD (удлиненно-эпициклоидальный участок)

$$X = 2r\cos\varphi - r\overline{R}\cos(2\varphi);$$

$$Y = 2r\sin\varphi - r\overline{R}\sin(2\varphi);$$

$$\arccos(1/\overline{R}) > \varphi > 0^{\circ};$$

для кривой DE (дуга окружности)

$$X = r(2 - \overline{R})\cos\varphi;$$

$$Y = r(2 - \overline{R})\sin\varphi;$$

$$0^{\circ} < \varphi < \alpha_{R};$$

для кривой EF (удлиненно-эпициклоидальный участок)

$$X = \left[2r\cos\varphi - r\overline{R}\cos(2\varphi)\right]\cos\alpha_{R} + \left[2r\sin\varphi - r\overline{R}\sin(2\varphi)\right]\sin\alpha_{R};$$
$$Y = \left[2r\cos\varphi - r\overline{R}\cos(2\varphi)\right]\sin\alpha_{R} - \left[2r\sin\varphi - r\overline{R}\sin(2\varphi)\right]\cos\alpha_{R};$$
$$0^{\circ} < \varphi < \varphi^{*};$$

для кривой FG (криволинейный участок)

$$X = r \left[2\left(1 - \mathrm{tg}^{2}\varphi\right)^{\frac{3}{2}} - \left(1 - 2\,\mathrm{tg}^{2}\varphi\right) \right] \times$$

$$\times \cos[\arccos(1/\overline{R}) + \alpha_{R}] + r \left[2\,\mathrm{tg}\,\varphi(1 - \sqrt{1 - \mathrm{tg}^{2}\varphi}) + \right] + \mathrm{tg}\,\varphi(1 - 2\,\mathrm{tg}^{2}\varphi) \sin[\arccos(1/\overline{R}) + \alpha_{R}];$$

$$Y = r \left[2\left(1 - \mathrm{tg}^{2}\varphi\right)^{\frac{3}{2}} - \left(1 - 2\,\mathrm{tg}^{2}\varphi\right) \right] \times$$

$$\times \sin[\arccos(1/\overline{R}) + \alpha_{R}] - r \left[2\,\mathrm{tg}\,\varphi(1 - \sqrt{1 - \mathrm{tg}^{2}\varphi}) + \right] + \mathrm{tg}\,\varphi(1 - 2\,\mathrm{tg}^{2}\varphi) \cos[\arccos(1/\overline{R}) + \alpha_{R}];$$

$$\varphi^{**} > \varphi > 0^{\circ};$$

для кривой GA (дуга окружности)

$$X = r \cos \varphi \cos \left[-\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) \right] - r \sin \varphi \sin \left[-\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) \right];$$

$$Y = r \cos \varphi \sin \left[-\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) \right] + r \sin \varphi \cos \left[-\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) \right];$$

$$\left[2\left(\arccos\left(1/\overline{R}\right) + \alpha_R \right) - 360^\circ \right] < \varphi < 0^\circ.$$

Точка пересечения кривых *EF* и *FG* определяет величину ϕ^* , а точка пересечения кривых *FG* и *GA* — угол ϕ^{**} . Эти углы находятся численным методом с любой заданной точностью.

Рабочий процесс в компрессоре, т. е. давление и температура газа в рабочей камере в произвольный момент времени, определяется зависимостью объёма камеры от угла поворота, характеризующего взаимное расположение роторов. Поскольку роторы прямолинейны, т. е. незакручены, моделью сжатия газа в компрессоре будет зависимость торцевой площади рабочей камеры от угла поворота ротора — $S(\varphi)$.

Текущее значение $S(\phi)$ определяется геометрией профиля и зависит от ометаемой роторами площади, представляющей собой разность площадей нормального сечения расточки корпуса и нормального сечения роторов. Ометаемая роторами площадь может быть найдена по формуле

$$S_{\rm om} = 2(r\overline{R})^2 [\pi - \arccos(1/\overline{R}) + 0.5\sin(2\arccos(1/\overline{R}))] - 2S_{\rm por},$$

где $S_{\text{рот}}$ — площадь нормального сечения ротора.

Для исследования влияния геометрии профиля на эффективность работы компрессора был реализован в компьютерной программе алгоритм, позволяющий рассчитать координаты теоретического профиля при любых физически обоснованных значениях \overline{R} , α_R и r для произвольного значения угла поворота роторов, взаимное расположение роторов относительно друг друга, площадь нормального сечения роторов и ометаемую ими площадь.

С помощью разработанной компьютерной программы были получены и аппроксимированы зависимости величины ометаемой роторами площади от каждого из трех параметров профиля (\overline{R} , α_R и r) при прочих неизменных. В качестве исходного варианта был принят профиль с r = 40 мм, $\overline{R} = \sqrt{2}$, $\alpha_R = 20^\circ$ (S_{40}). Результаты приведены на рис. 2–4.



Рис. 2. Зависимость $S_{\text{ом}}(r)$ Fig. 2. Dependence of S(r)



Fig. 3. Dependence of $S(R/r)/S_{40}$



Приведенные на рис. 2–4 результаты теоретических расчётов показывают, что зависимость ометаемой роторами площади от радиуса начальной окружности *r* имеет практически параболическую форму. Зависимости ометаемой площади от относительной высоты \overline{R} и угловой толщины зуба α_R получены в относительном виде по отношению к исходному варианту профиля и практически линейны. После аппроксимации проиллюстрированных зависимостей получена формула для вычисления ометаемой роторами площади:

$$S_{\rm OM} = 5,3r^2 \left(2,758\overline{R} - 2,895\right) \left(1,023 - 0,406\frac{\alpha_R^\circ}{360^\circ}\right)$$

Найденное по предложенной формуле значение ометаемой роторами площади используется для расчёта текущего значения площади торцевого сечения $S(\phi)$ рабочей камеры. Для определения объёма рабочей камеры достаточно полученную площадь умножить на длину рабочей части ротора.

На рис. 5 приведена расчётная зависимость $V/V_{\text{max}}(\varphi)$ для профиля с параметрами $\overline{R} = \sqrt{2}$, $\alpha_R = 20^\circ$. Максимальный объём рабочей камеры V_{max} определяется произведением длины рабочей части ротора на ометаемую роторами площадь.

Окна всасывания и нагнетания располагаются на торцевых крышках и имеют такую конфигурацию, чтобы при вращении один из роторов определял открытие и закрытие окна всасывания, а другой — окна нагнетания.

Определить угол открытия окна нагнетания φ_3 (рис. 6) можно, зная закон изменения объёма рабочей камеры:

$$V(\varphi_1)/V_{\max} = (p_1 / p_3)^{1/n},$$

где p_1 — давление газа в рабочей камере в момент начала геометрического сжатия; p_3 — давление газа в рабочей камере в момент открытия окна нагнетания; n — температурный показатель политропы сжатия по конечным параметрам.

Угол ф₄ закрытия окна нагнетания (см. рис. 6) выбирается из условий уменьшения перетеканий и герметичности рабочей камеры. Этот угол определяет величину защемлённого объёма, который приводит к увеличению индикаторной мощности.

Угол ϕ_1 открытия окна всасывания (см. рис. 6) выбирается из условия обеспече-

ния технологичного, развитого по всей глубине впадины участка окна всасывания. Угловая протяжённость окна всасывания влияет на относительную величину перетеканий газа и на коэффициент недоиспользования объёма рабочей камеры, что определяет угол φ_2 закрытия окна всасывания (см. рис. 6).

Расположение окон всасывания и нагнетания, определяющее углы ϕ_1 , ϕ_2 и ϕ_4 , обосновывается геометрически. Теоретический контур окон газораспределения образуется пересечением открывающей и закрывающей кромок профиля. Действительный контур окон газораспределения имеет более простые в изготовлении кромки и незначительно отличающиеся габариты, что практически не сказывается на работе компрессора, так как отсекаются узкие и малоэффективные части газораспределительных окон. Перетекания газа из камеры сжатия можно уменьшить, изменяя относительную высоту ρ/r верхней кромки окон газораспределения (см. рис. 6).



Рис. 6. Углы окон всасывания и нагнетания Fig. 6. Angles suction port and closing port

Математическая модель

Для исследования влияния на работу кулачково-зубчатого компрессора геометрических соотношений профиля и других факторов, определяющих газо- и термодинамику процесса сжатия, была разработана программа расчёта интегральных характеристик, позволяющая осуществлять подбор оптимального варианта соотношения геометрических параметров профиля и газораспределительных органов. Разработанная программа позволяет оценить эффективность работы кулачково-зубчатого компрессора при различных геометрических параметрах профиля роторов и конструктивных решениях.

Термодинамический расчёт производился по методике СПбПУ, предназначенной для расчёта кулачково-зубчатого компрессора.¹ В основе методики лежит оценка эффективности компрессора с использованием коэффициента производительности [7–11]

$$\lambda = \lambda_{\rm d} \lambda_T (1 - v_{\rm HCH}) - v_{\rm BV} - v_{\rm HD},$$

где λ_{a} — коэффициент давления; λ_{T} — коэффициент подогрева; $\nu_{исп}$ — коэффициент недоиспользования объёма; $\nu_{вy}$ — относительная величина внешних утечек; ν_{np} — относительная величина внутренних притечек.

В ротационных компрессорах имеют место протечки газа через зазоры, составляющие иногда значительную часть от полезной производительности [12–14]. Расчёт протечек производился по методу С.Е. Захаренко [15]. Значение массового расхода протечек (из области давления p_2 в область давления p_1) при каждом фиксированном угле поворота ротора определяется по формуле

$$\dot{m}_{\varphi} = \mu \delta l \left(\frac{\rho_1^* p_1 \left(\varepsilon^2 - 1 \right)}{2 \ln \varepsilon + \xi + \lambda_r \Sigma} \right)^{1/2}$$

где $\rho_1^* = p_1 / (RT_2);$ $\varepsilon = p_2 / p_1;$ $\Sigma = [b/(2\delta)] \times \times [1 + \delta/l];$ μ – коэффициент расхода; ξ – коэффициент местных сопротивлений; λr – коэффициент шероховатости; Σ – коэффициент формы; параметры, определяющие геометрию

щели: δ , *l* — приведённые ширина и длина щели; *b* — приведённая пути газа в щели.

Значение коэффициента местных сопротивлений зависит от формы щели: для щелей с резким сужением и расширением потока $\xi = 2,5$; для щелей с плавным сужением и расширением потока $\xi = 1,418$.

Значение коэффициента шероховатости определяется по эмпирическим зависимостям: для Re < 1200 по формуле $\lambda_r = 189,2$ Re^{-1,127}; для Re $\geq 1200 - \lambda_r = 3,6$ Re^{-0,566}.

Расчетное исследование

По разработанной компьютерной программе произвели оценку влияния геометрии профиля на эффективность работы одноступенчатого компрессора с параметрами: производительность – 2 м³/мин, конечное давление – 0,25 МПа, синхронная частота вращения роторов – 3000 об/мин.

Проектирование кулачково-зубчатого компрессора может быть реализовано двумя способами: 1) определением оптимальной длины рабочей части роторов и геометрии выступов при неизменном радиусе начальной окружности профиля ротора; 2) определением оптимальной длины рабочей части роторов и геометрии выступов при неизменном радиусе расточки корпуса. Выбор способа проектирования не влияет на формы зависимостей параметров работы компрессора, определяющих его эффективность. Разработанная программа позволяет производить расчёты при обоих способах проектирования. Ниже приведена оценка влияния геометрии профиля на эффективность работы компрессора, проектируемого первым способом. Из конструктивных соображений был принят радиус начальной окружности профиля r = 55 мм.

На рис. 7–12 приведены результаты исследования. Геометрия профиля определяет длину рабочей части роторов, необходимую для обеспечения заданной производительности при выбранной частоте вращения роторов компрессора (рис. 7). При этом параметры профиля и длина рабочей части роторов определяют геометрию торцевых и продольных щелей, через которые осуществляются перетекания газа, влияющие на эффективность компрессора.

¹ Диментов Ю.И., Прилуцкий И.К. Винтовые компрессоры: Учебное пособие. Л., ЛПИ, 1978. 69 с.



Рис. 7. Осевая протяженность рабочей части роторов в зависимости от длины ротора и угловой толщины зуба Fig. 7. Axial working length of rotors depending on relative addendum and angular tooth thickness



Рис. 8. Коэффициент недоиспользования объема парной полости Fig. 8. Utilization factor of the steam space volume







Рис. 10. Коэффициент недоиспользования объема парной полости в зависимости от осевой протяженности окна всасывания ($\alpha_R = 20$ град)

Fig. 10. The rate of underutilization of the steam space volume, depending on the axial length of the suction port ($\alpha_R = 20 \text{ deg}$)



Рис. 11. Относительная величина внутренних протечек в зависимости от осевой протяженности окна всасывания ($\alpha_R = 20$ град)





в зависимости от осевой протяженности окна всасывания ($\alpha_R = 20$ град) Fig. 12. Variation of the coefficient of efficiency depending on the axial length of the suction port ($\alpha_R = 20$ deg)

Изменение параметров профиля определяет изменение степени использования теоретического объёма парной полости при заполнении рабочей камеры в процессе всасывания (рис. 8), а также ведёт к перераспределению протечек между торцевыми и продольными щелями ввиду изменения высоты и толщины выступа зуба и длины рабочей части роторов (рис. 9).

На коэффициент недоиспользования и длину рабочей части роторов также оказывает влияние расположение кромок и угловая протяжённость окна всасывания (рис. 10). При уменьшении угловой протяжённости окна всасывания снижается относительная величина протечек как через торцевые, так и через продольные щели (рис. 11), что, однако, не компенсирует увеличение коэффициента недоиспользования и приводит к снижению коэффициент производительности (рис. 12).

Заключение

Проведенный анализ показывает, что основное влияние на производительность компрессора оказывают внутренние перетечки газа через щели, которые зависят от высоты и толщины выступа зуба и от длины рабочей части роторов. Установлено, что наибольшее значение имеют перетечки через торцевые зазоры между ротором и статором, поэтому в первую очередь необходимо стремиться к минимизации торцевого зазора со стороны окна всасывания. При уменьшении угловой протяжённости окна всасывания с 315 до 295° относительная величина протечек снижается на 28 % через торцевые щели и на 14 % через продольные щели. Однако коэффициент производительности при этом уменьшается, что связано с увеличением коэффициента недоиспользования, которое составляет 54 %. Разработанная компьютерная программа позволяет осуществлять как предварительное проектирование кулачково-зубчатого компрессора, так и поверочные расчеты с поиском оптимальных значений геометрических параметров профиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. United States Patent 2097037. Rotary compressor or vacuum pump / Northey A.J. 1937.

2. Wang J., Cui D., Pang X., Feng H., Wang Z. Geometric design and performance analysis of a novel smooth rotor profile of claw vacuum pumps // Vacuum. 2017. No 143. C. 174–184. DOI: 10.1016/j.vacuum.2017.06.006.

3. Wang J., Jiang X., Cai Y. Investigation of a novel circular arc claw rotor profile for claw vacuum pumps and its performance analysis // Vacuum. 2015. No 114, C. 66–77. DOI: 10.1016/j.vacuum.2014.12.029.

4. Райков А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Кулачково-зубчатый вакуумный насос. Экспериментальные индикаторные диаграммы // Вакуумная техника и технология. 2011. Т. 21, № 3. С. 151–157.

5. **Ksayer E., Bou L., Clodic D.** Analysis and Development of a Turbivo Comoressor for MVR Applications» // International Compressor Engineering Conference. 2010. Paper 1980. http://docs.lib.pardue.edu/icec/1980

6. **Яминский В.В.** Роторные компрессоры. М.: Машгиз, 1960. 223 с.

7. Андреев П.А. Винтовые компрессорные машины. Л.: Судпромгиз, 1961. 252 с.

8. Докукин В.Н., Пронин В.А. К расчету протечек в рабочей части винтового компрессора // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 3. С. 17–23.

9. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. Казань: ФЭН, 2000. 638 с.

10. Чернов Г.И. [и др.]. Теоретический анализ экономичности рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора на режимах частотного регулирования холодопроизводительности / Г.И. Чернов, А.А. Панютич, В.Л. Юша, В.К. Васильев, А.В. Зиновьева, С.Н. Михайлец // Омский научный вестник. 2015. № 3. С. 100–103.

11. **Grieb M., Brümmer A.** Design and examination of a small-scale screw expander for waste heat recovery // International Conference on Screw Machines 2014, Dortmund, DE, Sep 23–24, 2014. P. 197–210.

12. Kauder K., Fost C. Improving chamber filling in screw-type engines // Schraubenmaschinen 2002, Tagung, VDI-Gesellschaft Energietechnik, Dortmund, DE, 25.-26. Sep, 2002. – P. 179-196.

13. Автономова И.В., Братусь А.В., Сорокин С.Г. Метод определения объема парной полости винтового компрессора // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 7. С. 11–19. 14. Mustafin T.N., Yakupov R.R., Khamadullin M.S., Khisameev I.G., Uybekova L.K., Paranina O.Y. Calculation and experimental analysis of profile clearance values in screw compressor rotors // Oil and Gas Engineering (OGE). 2018. Vol. 2007. DOI: 10.1063/1.5051910.

15. Захаренко С.Е. К вопросу о протечках газа через щели // Тр. ЛПИ им. М.И. Калинина. Ленин-град, 1953. № 2. С. 144–160.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич — кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого Б. maik katlay, and mail ma

E-mail: kotlov_andrej@mail.ru

МАКСИМЕНКО Иван Алексеевич – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: maximenko_ivan@rambler.ru

КУЗНЕЦОВ Юрий Леонидович – кандидат технических наук первый заместитель генерального директора – директор по науке АО «Компрессор»

E-mail: Office@compressor.spb.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.09.2018

REFERENCES

[1] Rotary compressor or vacuum pump / Northey A.J. 1937. United States Patent 2097037.

[2] Wang J., Cui D., Pang X., Feng H., Wang Z. Geometric design and performance analysis of a novel smooth rotor profile of claw vacuum pumps. *Vacuum*. 2017. No 143.
 S. 174–184. DOI: 10.1016/j.vacuum.2017.06.006.

[3] Wang J., Jiang X., Cai Y. Investigation of a novel circular arc claw rotor profile for claw vacuum pumps and its performance analysis. *Vacuum* 2015. No 114. S. 66–77. DOI: 10.1016/j.vacuum.2014.12.029.

[4] **Raykov A.A., Salikeyev S.I., Burmistrov A.V.** Kulachkovo-zubchatyy vakuumnyy nasos. Eksperimentalnyye indikatornyye diagrammy. *Vakuumnaya tekhnika i tekhnologiya*. 2011. T. 21, № 3. C. 151–157. (rus.)

[5] Ksayer E., Bou L., Clodic D. Analysis and Development of a Turbivo Comoressor for MVR Applications». *International Compressor Engineering Conference*. 2010. Paper 1980. http://docs.lib.pardue. edu/icec/1980

[6] **Yaminskiy V.V.** Rotornyye kompressory. M.: Mashgiz, 1960. 223 s. (rus.)

[7] **Andreyev P.A.** Vintovyye kompressornyye mashiny. L.: Sudpromgiz, 1961, – 252 s. (rus.) [8] **Dokukin V.N., Pronin V.A.** K raschetu protechek v rabochey chasti vintovogo kompressora. *Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya: Kholodilnaya tekhnika i konditsionirovaniye.* 2014. № 3. S. 17–23. (rus.)

[9] **Khisameyev I.G., Maksimov V.A.** Dvukhrotornyye vintovyye i pryamozubyye kompressory. Teoriya, raschet i proyektirovaniye. Kazan: FEN, 2000. 638 s. (rus.)

[10] Chernov G.I. [at al.]. Teoreticheskiy analiz ekonomichnosti rabochego protsessa vintovogo maslozapolnennogo kompressora na rezhimakh chastotnogo regulirovaniya kholodoproizvoditelnosti / G.I. Chernov, A.A. Panyutich, V.L. Yusha, V.K. Vasilyev, A.V. Zinovyeva, S.N. Mikhaylets. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2015. № 3. S. 100–103. (rus.)

[11] **Grieb M., Brümmer A.** Design and examination of a small-scale screw expander for waste heat recovery. *International Conference on Screw Machines*. 2014. Dortmund, DE, Sep 23–24, 2014. P. 197–210.

[12] **Kauder K., Fost C.** Improving chamber filling in screw-type engines. *Schraubenmaschinen 2002*, Tagung, VDI-Gesellschaft Energietechnik, Dortmund, DE, 25–26. Sep, 2002. P. 179–196. [13] **Avtonomova I.V., Bratus A.V., Sorokin S.G.** Metod opredeleniya obyema parnoy polosti vintovogo kompressora. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*. 2014. № 7. S. 11–19. (rus.) tion and experimental analysis of profile clearance values in screw compressor rotors. *Oil and Gas Engineering* (OGE). 2018. Vol. 2007. DOI: 10.1063/1.5051910.

[14] Mustafin T.N., Yakupov R.R., Khamadullin M.S., Khisameev I.G., Uybekova L.K., Paranina O.Y. Calcula[15] **Zakharenko S.Ye.** K voprosu o protechkakh gaza cherez shcheli. *Trydy LPI im. M.I. Kalinina*. Leningrad. 1953. № 2. S. 144–160. (rus.)

THE AUTHORS

KOTLOV Andrei A. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: kotlov_andrej@mail.ru
MAKSIMENKO Ivan A. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: maximenko_ivan@rambler.ru
KUZNETSOV Yurii L. – «Compressor»
E-mail: Office@compressor.spb.ru

Received: 24.09.2018

[©] Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24405 УДК 621.512

А.А. Котлов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ДОЖИМАЮЩЕГО КОМПРЕССОРА, ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО ДЛЯ СЖАТИЯ МЕТАНА

Обеспечение эффективной и надежной работы поршневых компрессоров в широких диапазонах режимных параметров — одна из важнейших задач при проектировании, производстве и эксплуатации компрессорной техники. Поршневые компрессоры, работающие в составе передвижных автомобильных газовых заправщиков, предназначены для сжатия природного газа до конечного давления 20—25 МПа. При проектировании такого оборудования стоит задача определения реальных свойств сжимаемой среды. В работе выполнено теоретическое исследование влияния начальных параметров газа на рабочий процесс компрессора. Приведены результаты исследования работы компрессора при сжатии как идеального газа, так и реального, краткое описание разработанной математической модели и методики определения термодинамических свойств метана, а также результаты сравнения расчетных данных с табличными и проверки математической модели на адекватность.

Ключевые слова: поршневой компрессор, реальный газ, метан, математическая модель, клапан.

Ссылка при цитировании:

А.А. Котлов. Математический анализ работы двухступенчатого дожимающего компрессора, предназначенного для сжатия метана // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 51–60. DOI: 10.18721/JEST.24405.

A.A. Kotlov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

MATHEMATICAL ANALYSIS OF OPERATION OF A TWO-STAGE PRESSURIZED COMPRESSOR DESIGNED TO COMPRESS METHANE

Ensuring efficient and reliable operation of reciprocating compressors in a wide range of operating parameters is one of the most important problems in design, manufacture and operation of compressor equipment. Reciprocating compressors, working as part of mobile automotive gas refuellers, are intended for compressing natural gas to a final pressure of 20–25 MPa. The task in designing such equipment is to determine the real properties of the compressible medium. We have carried out a theoretical study on the influence of initial gas parameters on the operation of the compressor. We have given the results for operation of the compressor both for compression of an ideal gas and for a real gas. The developed mathematical model and the method for determining the thermodynamic properties of methane have been briefly described, with the results of comparison of calculated and tabulated data given. The results of testing the mathematical model for adequacy have been presented.

Keywords: reciprocating compressor, real gas, methane, mathematical model, valve.

Citation:

A.A. Kotlov, Mathematical analysis of operation of a two-stage pressurized compressor designed to compress methane, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 51–60, DOI: 10.18721/JEST.24405.

Введение

Передвижной автомобильный газовый заправщик (ПАГЗ) предназначен для заправки транспортных средств компримированным природным газом. При проектировании компрессоров для ПАГЗ необходимо решение следующих задач: обеспечение работоспособности компрессора в широких диапазонах режимов по параметрам всасывания и нагнетания (давление и температура); обеспечение прочности и эффективной работы самодействующих клапанов на переменных режимах; определение параметров реальности сжимаемого газа.

Одним из путей повышения технического уровня оборудования является повышение качества проектирования за счет применения современных методов и методик, основанных на научно обоснованных и экспериментально проверенных математических моделях (MM) объектов [1].

Математическое моделирование — зачастую единственный источник информации для специалиста (например, если речь идет об испытаниях компрессоров для сжатия агрессивных и горючих газов, когда по соображениям пожаробезопасности проведение комплексных исследований представляет сложную и дорогостоящую задачу).

Применение хорошо обоснованных MM дает возможность удешевить и сократить сроки выполнения проектных и экспериментальных работ, поднять энергоэффективность выпускаемой продукции, ускорить процесс повышения ее конкурентоспособности [1, 2].

Цели работы — повышение эффективности компрессорных установок, работающих в составе ПАГЗ, улучшение качества их проектирования и сокращение сроков экспериментальной доводки за счет внедрения методов цифрового проектирования.

Объектом исследования является двухступенчатый дожимающий поршневой компрессор, предназначенный для откачки метана или природного газа из емкости-аккумулятора ПАГЗа. Приведем некоторые данные по компрессору:

Число ступеней	2
Начальное давление	2-12 МПа
Конечное давление	20-25 МПа
Начальная температура газа ((-30)-(+30) °C
Скорость вращения вала	900 об/мин
Мощность, потребляемая на валу	
компрессоран	е более 16,5 кВт
Объемная производительность	0,05 м ³ /мин
Ход поршня	100 мм
Диаметр поршня ступень1/ступень2	32/24 мм
Относительное мертвое пространство	24/33,5 %
Клапаны	тарельчатые
	inperio inibie

Особенность этого компрессора в том, что его работа происходит при переменных давлениях всасывания и нагнетания. Давление всасывания изменяется в пределах от 2 до 12 МПа, а давление нагнетания — от 20 до 25 МПа.

Математическая модель

Решение задачи эффективного проектирования компрессоров требует моделирования физических процессов и свойств веществ. Математическая модель рабочего процесса включает следующие уравнения: первого начала термодинамики в дифференциальной форме [3, 4]; массовых расходов [1, 5]; состояния; калорические; динамики механизма движения и динамики клапана [6–8].

Уравнения термодинамики тела переменной массы записываются в энергетической форме, т. е. в качестве основного выбрано уравнение изменения внутренней энергии, а значения давления и температуры находятся из уравнения состояния газа. Система уравнений выглядит следующим образом [1, 9]:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p\frac{dV}{dt} + \sum_{j} i_{j}\overline{m}_{j} - \sum_{k} i_{k}\overline{m}_{k};$$
$$\frac{dM}{dt} = \sum_{j} \overline{m}_{j} - \sum_{k} \overline{m}_{k}; \ \rho = M / V; \ u = U / M;$$

для идеального газа

$$T = (k-1)u / R; \ p = \rho RT; \ i = k / (k-1)RT;$$

для реального газа

 $T = f(u, \rho); \ z = f(T, \rho); \ p = z\rho RT; \ i = u + p / \rho.$

Здесь U — внутренняя энергия газа в рассматриваемой емкости; dQ/dt — поток тепла через поверхность емкости; p — давление; V — объем емкости; i — удельная энтальпия; \overline{m}_j , \overline{m}_k — массовый расход газа притекающего через j-е отверстие и утекающего через k-е отверстие; t — время; M — масса газа в емкости; ρ — плотность газа; u — удельная внутренняя энергия; T — температура газа; k — показатель адиабаты; R — газовая постоянная; z — коэффициент сжимаемости.

Уравнение движения запорного органа клапана в зависимости от времени имеет следующий вид [10–13]:

$$m_{\rm np}\frac{d^2h}{dt^2} = \xi_p F_{\rm c}\Delta P - c(h+h_0) - \eta \frac{dh}{dt} + m_{\rm np}g\cos\beta,$$

где $m_{\rm пp}$ — приведенная масса подвижных элементов клапана; h — перемещение запорного органа клапана; $\xi_{\rm p}$ — коэффициент давления; $F_{\rm c}$ — площадь проходного сечения в седле клапана; ΔP — перепад давления на клапане; c — жесткость упругих элементов клапана; h — предварительное поджатие упругих элементов клапана; η — коэффициент демпфирования [14]; g — ускорение свободного падения; β — угол между осью движения и направлением силы тяжести.

Совокупность приведенных уравнений позволяет при соответствующих начальных условиях описать термодинамические процессы в емкости как постоянного, так и переменного во времени объема. При этом свойства вещества могут моделироваться как для случая идеального газа, так и для реального.

Реальные свойства метана рассчитываются по методике, изложенной в [15]. Термодинамические свойства вещества рассчитываются по усредненному *уравнению состояния*

$$\pi = \frac{\overline{\omega}\tau}{z_{\rm kp}} \left(1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^{S_i} \overline{b}_{ij} \frac{\overline{\omega}^i}{\tau^j} \right),$$

где $\pi = p/p_{\kappa p}$ – приведенное давление; $\overline{\omega}$ – среднее значение плотности; $\tau = T/T_{\kappa p}$ – приведенная температура; b_{ij} – коэффициенты уравнения (значения коэффициентов приведены в [15]); «кр» – параметры газа в критической точке.

На рис. 1 приведены графики изменения плотности метана и коэффициента сжимаемости в зависимости от давления и температуры в пределах рабочей зоны компрессора. Для сравнения на графиках приводятся данные по свойствам метана, взятые из [15]. Сравнение показывает корректность рассчитанных зависимостей.

Метод расчета промежуточного давления, которое зависит от давлений всасывания и нагнетания, основан на допущении равенства массовых расходов по всем ступеням. Для определения промежуточных давлений необходимо иметь зависимости производительности всех ступеней как от давления всасывания, так и от давления нагнетания. Совмещенные характеристики (рис. 2) обеих ступеней строятся в координатах «производительность давление».

При постоянном давлении нагнетания для второй ступени имеем только одну характеристику, а для первой — семейство кривых для различных давлений всасывания. Точки пересечения построенных зависимостей дают искомые значения промежуточных давлений P_m в зависимости от давления всасывания.

Результаты расчетов и их обсуждение

Исследование компрессора проводилось в несколько этапов: на первом этапе необходимо было оценить влияние начальных параметров газа на промежуточное давление; на втором — выполнить анализ компрессора в его рабочей зоне. Кроме того, было выполнено исследование работы компрессора при сжатии как идеального газа, так и реального.







На рис. 3 приведены зависимости промежуточного давления от давления всасывания для трех значений начальной температуры.

Из приведенных данных видно, что на значение промежуточного давления влияет как давление, так и температура всасываемого газа. Особенно это заметно при температурах ниже нуля и больших давлениях, когда реальные свойства газа оказывают большее влияние. Влияние реальных свойств газа приводит к тому, что промежуточное давление нелинейно зависит не только от давления, но и от тем-

пературы всасываемого газа, в то время как у идеального газа промежуточное давление практически не зависит от параметров всасывания, а зависимость имеет линейный вид. Поскольку промежуточное давление определяет все показатели эффективности компрессора, то при его расчете необходимо учитывать реальные свойства газа.

Проведем анализ рабочего процесса компрессора с учетом реальных свойств газа и без учета. Анализ выполнен для случая, когда значение начального давления – 2 МПа, а значение температуры равно (-30) °С. На рис. 4 показаны расчетные индикаторные диаграммы для первой и второй ступеней компрессора. В табл. 1 приведены некоторые результаты расчетов при сжатии идеального и реального газа, которые характеризуют работу ступеней. Как видно из приведенных рисунков, сжимаемости реального и идеального газа различаются. В первую очередь это сказывается на перераспределении промежуточного давления. Существенное различие между сжатием идеального и реального газа наблюдается

в процессах сжатия и расширения. Это хорошо заметно при сравнении показателей политропы сжатия и расширения. Как видно из табл. 1, показатели политроп сжатия и расширения для второй ступени существенно отличаются от показателя адиабаты метана, равного 1,32.

Анализируя результаты расчетов, необходимо отметить, что ошибка в расчете параметров компрессора при допущении об идеальности газа может быть весьма существенной. Так, для рассмотренного режима работы ошибка при определении индикаторной мощности составляет 22,5 %; в основном это касается ступеней высокого давления. При определении конечной температуры ошибка достигает 40 %. В таблице приведены значения скорости при посадке запорного элемента клапана на седло, которая определяет надежность клапана. Проведенный анализ еще раз подтверждает необходимость учета реальных свойств газа при проектировании компрессоров высокого давления, в частности компрессоров, применяемых в ПАГЗ.



Рис. 3. Зависимость промежуточного давления от давления всасывания и начальной температуры: *a* – реальный газ; *б* – идеальный газ

Fig. 3. Dependence of intermediate pressure on suction pressure and initial temperature: $a - \text{real gas}; \delta - \text{ideal gas}$



Рис. 4. Индикаторные диаграммы первой (*a*) и второй (δ) ступеней Fig. 4. Indicator diagrams of the first (*a*) and second (δ) stages

Далее проведем анализ работы компрессора на различных режимах эксплуатации. Необходимо определить характеристики компрессора в зависимости от начального давления и влияние последнего на работу клапанов и рабочий процесс, происходящий в цилиндрах.

На рис. 5 приведены характеристики компрессора (зависимость производительности и индикаторной мощности компрессора от начального давления), а в табл. 2 — основные параметры, характеризующие работу ступеней при различных значениях начального давления.

Таблица 1

Параметры работы ступеней компрессора

Table 1

Parameters of the compressor stages

Газ	Сту- пень	nc	np	<i>N</i> и, кВт	<i>Т</i> к, °С	<i>С</i> _{с вс} , M/С	<i>с</i> _{с наг} , M/с
Реальный	1	1,361	1,360	2,08	32,4	1,37	1,95
газ	2	1,610	1,603	3,24	83,3	1,71	1,99
Идеальный	1	1,32	1,32	2,16	46,9	1,58	2,13
газ	2	1,32	1,32	2,51	67,2	1,94	1,95

Из приведенных данных видно, что с ростом начального давления увеличивается производительность компрессора и растет потребляемая им мощность. При увеличении начального давления нагрузка на первую ступень увеличивается, а на вторую уменьшается. При некотором значении начального давления индикаторная мощность второй ступени достигает своего максимума, а затем начинает снижаться, что хорошо иллюстрируют графики, приведенные на рис. 6, а, которые построены при начальной температуре 0 °С. Кроме этого, возможен такой режим, при котором газ полностью будет сжиматься только в первой ступени, а вторая ступень будет работать в режиме продувки (см. рис. 6, б). Скорости посадки запорного элемента клапана могут значительно меняться, однако на всех режимах работы компрессора находятся в допустимых пределах.

Для проверки математической модели на адекватность было проведено сравнение результатов теоретического и экспериментального исследований (данные по экспериментальному исследованию взяты из [1]). Результаты проверки на адекватность приведены в табл. 3.



Рис. 5. Расчетные характеристики компрессора: индикаторная мощность (a) и объемная производительность (δ) Fig. 5. Calculation characteristics of the compressor: indicator power (a) and volumetric capacity (δ)

Расчетные параметры по ступеням

Table 2

Таблица 2

Calculated parameters by stages							
t, °C	Ступень	<i>P</i> _н , МПа	<i>N</i> и, кВт	λ	<i>t</i> _κ , °C	$c_{\rm c \ BC}, \ M/c$	<i>С</i> с наг, М/С
-30	1	2	2,08	0,732	32,4	1,37	1,95
		5	3,62	0,871	5,0	1,83	1,89
		8	6,07	0,9	4,4	1,48	1,26
		12	12,18	0,923	12,2	1,14	0,92
	2	2	3,24	0,422	83,3	1,71	1,99
		5	6,44	0,754	40,4	1,75	1,89
		8	6,82	0,924	7,3	1,54	1,66
		12	1,81	0,991	-26,0	1,25	1,45
0	1	2	2,11	0,713	73,8	1,86	2,00
		5	3,89	0,852	44,4	1,60	1,84
		8	5,88	0,889	39,1	1,56	1,63
		12	9,23	0,914	38,5	1,35	0,97
	2	2	3,20	0,419	123,1	1,80	2,08
		5	6,01	0,737	73,5	1,86	1,94
		8	6,22	0,889	41,5	1,60	1,83
		12	3,31	0,971	12,5	1,51	1,70
+30	1	2	2,16	0,705	114,9	1,37	2,23
		5	4,09	0,848	82,8	1,67	1,94
		8	5,86	0,881	74,5	1,83	1,63
		12	8,57	0,908	71,1	1,42	0,97
	2	2	3,19	0,419	163,3	1,78	2,15
		5	5,83	0,733	107,9	1,96	2,03
		8	5,91	0,874	74,9	1,82	1,97
		12	3,46	0,962	45,5	1,66	1,85

Table 2



Рис. 6. Зависимость индикаторной мощности по ступеням (*a*) и индикаторная диаграмма второй ступени на различных режимах (б)

Fig. 6. The dependence of the indicator power on the stages (a) and the indicator diagram of the second stage in different modes (δ)

Таблица 3

Экспериментальные и расчетные параметры

Table 3

Experimental and design parameters

	Значение			
Название параметра,	параметра			
ед. измерения	экспери- мент	расчет		
Начальное давление, МПа	3,1	3,1		
Конечное давление, МПа	20,9	20,9		
Начальная температура, °С	-15	-15		
Конечная температура первой	64	60		
ступени, С Конечная температура второй ступени, °С	107	110		
Промежуточное давление, МПа	7,8	7,4		
Объемная производительность, нм ³ /ч	0,053	0,055		
Мощность, потребляемая на валу компрессора, кВт	9,9	8,9		

Сравнение экспериментальных и расчетных результатов показывает удовлетворительное совпадение по всем параметрам, поэтому проведенное исследование можно считать адекватным.

Заключение

Проведенное исследование показывает, что сжимаемость реального газа существенно отличается от сжимаемости идеального. При проектировании компрессорного оборудования для ПАГЗ этим обстоятельством нельзя пренебрегать, так как возможна большая погрешность при расчете. Для рассмотренного компрессора разница в индикаторных мощностях, рассчитанных для идеального и реального газов, составила 22,5 %, а в конечных температурах – 40 %.

В рамках исследования разработана математическая модель двухступенчатого поршневого компрессора, сжимающего реальный метан. Модель имеет как научное, так и практическое применение и предназначена для проектирования поршневых компрессоров, работающих в составе передвижных автомобильных газовых заправщиков.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Хрусталев Б.С.** Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования: Дис. ... д-ра техн. наук / Хрусталев Борис Сергеевич. СПб., 1999. 377 с.

2. Heidari M., Tsirinomeney M., Rufer A., Barrade Ph. Modelling of an Air Compressor Using Energetic Macroscopic Representation // International Compressor Engineering Conference. 2012. Paper 2164.

3. Щерба В.Е., Кужбанов А.К., Павлюченко Е.А., Нестеренко Г.А., Виниченко В.С. Математическая модель рабочих процессов поршневого насоскомпрессора с газовым демпфером // Омский научный вестник. 2013. № 1(117). С. 82–87.

4. Disconzi F.P., Deschamps C.J., Pereira E.L.L. Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors // International Compressor Engineering Conference. 2012. Paper 2103.

5. Silva L.R., Deschamps C.J. Modeling of Gas Leakage through Compressor Valves // International Compressor Engineering Conference. 2012. Paper 2105.

6. Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2017. Paper 1210.

7. Калекин В.С., Калекин Д.В., Нефедченко А.Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами // Омский научный вестник. 2013. № 3. С. 72–76.

 8. Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П. Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. 158 с.

9. Бусаров С.С., Юша В.Л., Васильев В.К., Недовенчаный А.В., Громов А.Ю., Чижиков М.А. Теоретическая оценка возможности замены многоступенчатых малорасходных поршневых компрессоров на одноступенчатые // Омский научный вестник. 2015. № 3 (143). С. 66–69.

10. Маковеева А.С., Прилуцкий А.И., Прилуцкий А.А., Ганжа В.Ю. Моделирование самодействующих многоэлементных клапанов с уменьшением числа пластин при анализе работы ступеней поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 21–26.

11. **Brandl A., Bielmeier O., Spiegl B.** Fast-Acting Suction-Valve Control: Capacity Modulation and Impact on Valve Dynamics // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2012. Paper 1278.

12. **Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S.** Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2017. Paper 1210.

 Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović Ja., Milojević S. Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles // Tehnički vjesnik.
 Suppl. 2 (2017), 313–319.

14. Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н. Расчетно-экспериментальное исследование работы самодействующих клапанов поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 17–20.

15. Термодинамические свойства метана: ГСССД [Серия монографий] / Авт.: В.В. Сычев, А.А. Вассерман, В.А. Загорученко, А.Д. Козлов, Г.А. Спиридонов, В.А. Цымарный. М.: Издательство стандартов, 1979. 348 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич — кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: kotlov_andrej@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.09.2018

REFERENCES

[1] **Khrustalev B.S.** Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov v obyemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proyektirovaniya: Dis. ... d-ra tekhn. nauk / Khrustalev Boris Sergeyevich. SPb., 1999. 377 s. (rus.) [2] Heidari M., Tsirinomeney M., Rufer A., Barrade Ph. Modelling of an Air Compressor Using Energetic Macroscopic Representation. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2164. [3] Shcherba V.Ye., Kuzhbanov A.K., Pavlyuchenko Ye.A., Nesterenko G.A., Vinichenko V.S. Matematicheskaya model rabochikh protsessov porshnevogo nasoskompressora s gazovym dempferom. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2013, № 1(117). S. 82-87. (rus.)

[4] **Disconzi F.P., Deschamps C.J., Pereira E.L.L.** Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2103.

[5] Silva L.R., Deschamps C.J. Modeling of Gas Leakage through Compressor Valves. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2105.

[6] Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2017. Paper 1210.

[7] Kalekin V.S., Kalekin D.V., Nefedchenko A.N. Matematicheskaya model porshnevogo pnevmodvigatelya s samodeystvuyushchimi klapanami. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2013. №3. S. 72–76. (rus.)

[8] Kondratyeva T.F., Isakov V.P. Klapany porshnevykh kompressorov. L.: Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye, 1983. 158 s. (rus.)

[9] Busarov S.S., Yusha V.L., Vasilyev V.K., Nedovenchanyy A.V., Gromov A.Yu., Chizhikov M.A. Teoreticheskaya otsenka vozmozhnosti zameny mnogostupenchatykh maloraskhodnykh porshnevykh kompressorov na odnostupenchatyye. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2015. № 3 (143). S. 66–69. (rus.) [10] Makoveyeva A.S., Prilutskiy A.I., Prilutskiy A.A., Ganzha V.Yu. Modelirovaniye samodeystvuyushchikh mnogoelementnykh klapanov s umensheniyem chisla plastin pri analize raboty stupeney porshnevykh kompressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2018. N $ilde{ 0}$ 1. S. 21–26. (rus.)

[11] **Brandl A., Bielmeier O., Spiegl B.** Fast-Acting Suction-Valve Control: Capacity Modulation and Impact on Valve Dynamics. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2012. Paper 1278.

[12] Mistry H., Bhakta A., Dhar S., Bahadur V., Dey S. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2017. Paper 1210.

[13] **Taranović D., Ninković D., Davinić A., Pešić R., Glišović Ja., Milojević S.** Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički vjesnik.* 24, Suppl. 2 (2017), 313–319.

[14] Sarmanayeva A.F., Mustafin T.N., Chekushkin G.N. Raschetno-eksperimentalnoye issledovaniye raboty samodeystvuyushchikh klapanov porshnevykh kompressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 4. S. 17–20. (rus.)

[15] Termodinamicheskiye svoystva metana: GSSSD [Seriya monografiy] / Avt.: V.V. Sychev, A.A. Vasserman, V.A. Zagoruchenko, A.D. Kozlov, G.A. Spiridonov, V.A. Tsymarnyy. M.: Izdatelstvo standartov, 1979. 348 s. (rus.)

THE AUTHOR

KOTLOV Andrei A. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university* E-mail: kotlov andrej@mail.ru

Received: 24.09.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24406 УДК 621.51(06)

А.Г. Никифоров¹, Д.Ю. Авраменко²

1 – Смоленская сельскохозяйственная академия, г. Смоленск, Россия

2 – филиал ФГБОУ ВО НИУ «МЭИ» в г. Смоленске, г. Смоленск, Россия

ПОДГОТОВКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ НЕЙРОСЕТЕВОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Представлена обобщенная информация о возможных видах предварительной обработки исходных данных и эффективности такой обработки для обучения моделей, основанных на нейронных сетях. В зависимости от задач моделирования и особенностей предметной области могут быть выбраны различные сочетания обработки исходной выборки, а также различные виды активационных функций и архитектуры нейронных сетей. Эффективность предобработки исходных данных показана на нейросетевых моделях энергетических характеристик центробежных компрессоров. Исключение выбросов в выборке и нормализация исходных данных позволили повысить точность модели на 1,5 % по сравнению с моделью, обученной на ненормализованных данных. Актуальность обработки и подготовки данных подтверждают работы зарубежных коллег, которые используют предобработку данных для создания нейросетевых моделей в различных предметных областях.

Ключевые слова: искусственные нейронные сети, нейронные сети, центробежный компрессор, коэффициент потерь, коэффициент трения, КПД, напор, промежуточная ступень, безлопаточный диффузор.

Ссылка при цитировании:

А.Г. Никифоров, Д.Ю. Авраменко. Подготовка экспериментальных данных для нейросетевого моделирования характеристик центробежных компрессоров // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 61–71. DOI: 10.18721/JEST.24406.

A.G. Nikiforov¹, D.Yu. Avramenko²

1 – Smolensk agricultural academy, Smolensk, Russia 2 – The Smolensk branch of the Moscow power engineering institute, Smolensk, Russia

PREPARING EXPERIMENTAL DATA FOR NEURAL NETWORK MODELING OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR PERFORMANCE

The paper presents generalized information on possible methods for preliminary processing of initial data and the efficiency of these methods for training neural network models. Different combinations for processing the initial sample, as well as different types of activation functions and architecture of neural networkscan be selecteddepending on the simulation goals and the specifics of the subject area. The efficiency of preliminary data processing has been established with neural network models of energy characteristics of centrifugal compressors. Eliminating outliers in the experimental data and normalizing the initial data allowed to increase the accuracy of the model by 1,5 % compared with the model trained on non-normalized data. The importance of processing and preparing data is confirmed by findings of foreign studies using data preprocessing to create neural network models in different subject areas.

Keywords: artificial neural networks, neural networks, centrifugal compressors, loss coefficient, friction coefficient, efficiency, pressure, intermediate centrifugal compressor stage, vaneless diffuser.

Citation:

A.G. Nikiforov, D.Yu. Avramenko, Preparing experimental data for neural network modeling of centrifugal compressor performance, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 61–71, DOI: 10.18721/JEST.24406.

Введение

Проектирование и моделирование характеристик центробежных компрессоров опирается на многолетние разработки ученых всего мира [1-9], тем не менее до сих пор существует ряд проблем при создании математических моделей традиционными способами [10]. Методы, основанные на теории подобия и анализе газодинамических процессов в проточной части компрессора, предполагают проведение многочисленных экспериментальных и доводочных испытаний компрессорной техники; в ходе таких испытаний собран большой объем информации, который можно также использовать для моделирования с помощью нейронных сетей. Нейронные сети как универсальный аппроксиматор позволяют построить обобщенные модели, основанные на большом объеме данных. Основные положения, особенности и достоинства нейросетевого подхода при моделировании характеристик центробежных компрессоров приведены в работе [10]. В упрощенном виде можно показать, что нейронная сеть выполняет аппроксимацию Y = f(X), где X – входной вектор, Y – выходной вектор, *f* – преобразование, выполняемое нейронной сетью.

Применение нейронных сетей для моделирования энергетических характеристик элементов центробежного компрессора показало, что максимальное отклонение расчетных значений от экспериментальных для политропного КПД и коэффициента напора не превышает 4 % по всему диапазону расходов, а на оптимальных режимах не превышает 1 %. Получены также нейросетевые модели условного коэффициента трения и коэффициента потерь безлопаточного диффузора (БЛД), в которых ошибка аппроксимации составила менее 3 % [11, 12].

Практика использования нейронных сетей для моделирования характеристик центробежных компрессоров привела к выводу, что анализ, отбор и предобработка обучающих примеров перед обучением нейронных сетей позволяют повысить точность и достоверность моделей.

Цель нашей работы — обобщить накопленный опыт моделирования энергетических характеристик центробежных компрессоров и дать рекомендации по методике предварительной обработки экспериментальных данных для повышения точности результатов нейросетевого моделирования.

В общем случае для обработки выборки исходных данных авторы предлагают исследователям использовать последовательность этапов, которую они сформировали эмпирически.

1. Выбор входных параметров, включающий:

а) логику и анализ предметной области;

б) анализ весовых коэффициентов входных нейронов;

в) возмущение значений входных параметров и анализ реакции сети на эти возмущения;

г) поочередное исключение входных нейронов и наблюдение за ошибкой обобщения сети.

2. Выявление конфликтных примеров.

3. Определение необходимого количества примеров.

4. Повышение качества обучения нейронных сетей при недостаточном объеме выборки (многократная перекрестная проверка, кратное повторение выборки и изменение порядка следования обучающих примеров).

5. Выявление выбросов.

6. Нормализация данных.

7. Добавление шума в обучающие примеры.

8. Выбор типов нейронных сетей и активационных функций.

9. Декомпозиция сети по числу выходных нейронов.

Остановимся подробнее на каждом пункте.

Успех создания нейросетевой модели во многом зависит от выбора входных параметров. Для начала необходимо определить, есть

ли реальная зависимость между параметром и желаемым выходным вектором У – целью собственно моделирования. Например, фазы луны несомненно влияют на живую природу, в особенности на приливы и отливы морей и океанов. Но очевидно, что для определения энергетических характеристик центробежного компрессора этот параметр не нужен. Если влияние и будет, то ничтожно малое. Такие параметры называют незначимыми, так как они не оказывают влияния на значение выходного вектора У. Но не всегда легко определить, какие параметры окажутся значимыми для модели, а какие можно смело отбросить. Поэтому для начала в подготавливаемую выборку лучше собирать как можно больше параметров, незначительность которых нельзя выявить логическим путем и априори предсказать.

После создания и обучения нейронной сети на всем объеме данных, которые удалось получить исследователю, незначимые параметры можно выявить несколькими способами:

с помощью анализа значений весовых коэффициентов входных нейронов. Поскольку нейронные сети это самообучающиеся системы, то в процессе обучения веса параметров, мало влияющих на результат, будут ослабевать и становиться значительно меньше по значению, чем веса остальных параметров;

с помощью возмущения значений входных параметров и анализа реакции сети на эти возмущения. После обучения нейронной сети искусственно создается входной вектор X, в котором каждый из параметров принимает крайние значения (максимальные и/или минимальные). Если сеть не реагирует или слабо реагирует изменением погрешности на возмущения какого-либо параметра, то этот параметр не является значимым, и в дальнейшем его можно будет исключить из выборки;

с помощью исключения входных нейронов и наблюдения за ошибкой обобщения сети. Если обученная сеть реагирует на исключение какого-либо нейрона увеличением ошибки обобщения, то параметр, который соответствует этому нейрону, является значимым. Если иначе — параметр не является значимым, и впоследствии его можно будет исключить из обучающей выборки.

После выявления и исключения незначащих параметров из обучающей выборки качество и точность нейросетевой модели, как правило, улучшается вследствие снижения ее размерности и сложности. Но важно помнить, что чрезмерное уменьшение числа входных параметров и упрощение нейросети может помешать выявить закономерности в конкретной задаче. Кроме того, это может повлечь за собой возникновение конфликтных (противоречивых) примеров.

Примеры называют конфликтными, когда они имеют одинаковые входные векторы, но различающиеся выходные. Например, если мы случайно отбросили значащие параметры при расчете характеристик компрессора, то может сложиться ситуация, когда нейронная сеть будет вычислять объемный расход $\overline{V} = \phi_{\mu} u_{\mu} \pi (r_{\mu}^2 - r_{\rm BT}^2)$ по двум параметрам: коэффициенту расхода ф_н и окружной скорости на наружном радиусе лопатки $u_{\rm H}$. После обучения на паре данных, например 4.4 = 16 и 4.4 = 24, нейронная сеть усреднит введенные значения и усвоит, что если подается пример 4.4, то ответ -4.4 = 20. Погрешность обучения при этом составит $\varepsilon_L = \frac{20 - 16}{16} \times 100 \% = 25 \%$. И из-за ошибочно подготовленных данных погрешность уже не опустится ниже этой величины, какие бы мы методы обучения не применяли.

Наличие конфликтных примеров в обучающем множестве может быть из-за ошибки (как проиллюстрировано выше) или в случае некорректной постановки задачи. Для оценки наличия и степени гололеда, помимо параметра «температура», нам необходимо знать еще и значения параметров «влажность», «осадки». Отрицательные значения параметра «температура» не всегда будут соответствовать состоянию «гололед» на дорогах. Поиск, выбор и добавление значащих входных параметров позволяют сделать постановку задачи корректной и уменьшить вероятность возникновения конфликтных примеров.

Для успешного моделирования с помощью нейронных сетей важно обеспечить *необходимое количество обучающих примеров*. Отчасти концепция «чем больше, тем лучше» верна, но важно помнить, что количество примеров влияет на время обучения и чрезмерное количество примеров приведет к большим затратам машинного времени на обучение нейронной сети. В [13] приведена формула, с помощью которой можно определить объем обучающей выборки:

$Q = 7N_x + 15$,

где N_x — количество входных параметров нейросетевой модели; Q — количество примеров обучающего множества.

На практике зачастую не удается собрать достаточный объем данных для обучения, и возникает необходимость более тщательного тестирования нейронной сети или проведения определенных манипуляций с выборкой.

Как к одному из способов можно прибегнуть к *многократной перекрестной проверке* (multifold cross-validation). Также с проблемой малой выборки можно справиться путем кратного повторения исходной выборки, подаваемой на вход нейронной сети, [14, 15] и изменяя порядок следования обучающих примеров. Обучающие примеры подаются в нейронную сеть в произвольном порядке, а не в том, в котором производились измерения. Это придает ходу обучения более стохастический характер и помогает снизить вероятность попадания в локальные экстремумы.

Исключение выбросов в выборке поможет увеличить точность нейросетевой модели еще до ее создания. За выбросы в исходной выборке принимают значения параметров, которые из-за случайных причин или в силу человеческого фактора существенно отличаются по своим значениям от другой сходной информации. Выбросы могут появиться при сборе информации (например, не там поставленная запятая и ошибка в значении на порядок) или быть связаны с другими причинами (погрешности измеряющих приборов, сбои в работе оборудования и прочее), что не отражает закономерности изменения параметров в описываемой предметной области.

Присутствие выбросов отрицательно влияет на точность создаваемых моделей; как и в случае с конфликтными примерами, погрешность, заложенную в выборке еще до этапа обучения, сложно исправить с помощью изменения алгоритмов обучения. В простейших случаях выбросы можно обнаружить при внимательном просмотре выборки; в более сложных многопараметрических зависимостях и больших массивах информации для поиска выбросов можно прибегнуть к использованию простейших нейронных сетей с минимальным количеством нейронов в скрытом слое. Например, персептрон плохо обучается на примерах с выбросами, но, поочередно убирая примеры и сравнивая получившиеся погрешности, можно обнаружить те примеры, что являются выбросами. Примеры, при исключении которых погрешность будет значительно уменьшаться, не соответствуют общей закономерности и являются выбросами. Однако в случае большого объема выборки это сложно осуществить, поэтому прибегают к различным алгоритмам поиска выбросов [16].

Нейронная сеть способна обрабатывать только числа. Поэтому, если необходимо обработать качественные данные (например, самочувствие — «плохо», «нормально», «хорошо»), то их необходимо закодировать в числовом виде (соответственно: «плохо» — 1, «нормально» — 2, «хорошо» — 3). Информацию,

приготовленную для нейросетевой обработки, можно также *нормализовать*, выровняв диапазон изменения значений величин, ограничив их интервалом (например, [0, 1]). Нормализуют входные и выходные сигналы. Важно при нормализации заложить некоторый запас, чтобы в случае, когда новые данные выходят за границы предыдущих максимальных значений, не приходилось каждый раз заново проводить обучение. После моделирования ответы нейронной сети преобразуют обратно, из нормализованных к естественному диапазону значений. Процесс нормализации подробно описан в работах [13, 22–24].

Для систем, сигналы на которые поступают непосредственно с датчиков и приборов, при поиске способов повышения точности модели может быть актуальным *добавление шума в обучающие примеры*. Это позволит улучшить обобщающие свойства сети, снизив ее чувствительность к разновидностям входных сигналов с искажениями, если они находятся в допустимых пределах. Но этот способ лучше применять при большом объеме обучающих множеств (более 300 элементов), чтобы нейронная сеть могла компенсировать введение шумов, а не целиком обучалась на зашумленных примерах.

В зависимости от того, какую задачу необходимо решить с помощью нейросетевого моделирования, можно выбрать тип нейронной сети. Так, для аппроксимации функций хорошо подходят нейронные сети персептронного типа, для задач кластеризации – сети Кохонена, а для распознавания и классификации изображений чаще используют свёрточные нейронные сети [17–19].

Для повышения точности нейросетевой модели в условиях поставленной задачи можно также исследовать вопрос выбора активационных функций нейронов. Зачастую рекомендуют брать несимметричные, дифференцируемые функции (например, такие, как логическая сигмоида, гиперболический тангенс). Но в некоторых случаях может окзааться, что в зависимости от условий задачи лучше подойдет пороговая функция. При подборе активационной функции необходимо также учитывать предметную область и задачу моделирования [20, 21].

Для сложных нейросетевых моделей, где аппроксимируется значение сразу нескольких выходных параметров, может быть полезно использовать декомпозицию сети по числу выходных нейронов. То есть вместо нейронной сети с 5 входами и 3 выходами создать 3 нейросети с 5 входами и 1 выходом. Такой прием позволяет снизить общую погрешность моделирования выходных параметров. Каждый нейрон будет настраивать свои веса в соответствии с уменьшением погрешности для моделирования одного выходного параметра, а не подстраиваться сразу к нескольким параметрам выходного вектора, и структуру каждой такой нейронной сети необходимо оптимизировать отдельно с учетом обеспечения минимизации ошибки именно для нее.

Расчетное исследование

Рассмотрим опыт применения многослойного персептрона на примерах построения для центробежного компрессора моделей потерь в его безлопаточном диффузоре (БЛД) и энергетических характеристик промежуточной ступени.

Нейросетевые модели условного коэффициента трения $\lambda_{yc\pi}$ и коэффициента потерь ζ в БЛД созданы на основе выборки из 308 векторов значений. При этом были проанализированы модули весовых коэффициентов для каждого входного аргумента (см. табл.).

У всех сформированных зависимостей наибольшее значение весового коэффициента — для параметра b_2/D_2 . Таким образом, на величину коэффициента потерь и условного коэффициента трения наибольшее влияние оказывает относительная ширина БЛД — b_2/D_2 .

Обобщенные виды	Среднее значение весов по всем четырем нейронам для параметра				
анализируемых моделей	Re _{c2} – число	М. – шисло Мауа	b_2/D_2 — относительная	α ₂ – угол потока	
БЛД	Рейнольдса	$N_{c2} - questo Ntaxa$	ширина БЛД	на входе	
$\lambda = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}, M_{c2}\right)$	_	4,62	4,99	3,66	
$\lambda = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}, M_{c2}, \operatorname{Re}_{c2}\right)$	2,57	2,08	3,39	2,22	
$\zeta = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}, M_{c2}\right)$	_	2,99	5,39	2,13	
$\zeta = f\left(\alpha_2, \frac{b_2}{D_2}, M_{c2}, \operatorname{Re}_{c2}\right)$	2,27	1,97	4,17	1,44	

Средние значения весов в моделях потерь в БЛД Average values of weights in loss-efficiency model of the vaneless diffuser

Модели энергетических характеристик ступени компрессора строились на основе данных испытаний модельных ступеней, лицензия на которые была приобретена у компании «Dresser&Clark», а также на результатах экспериментальных исследований различных промежугочных ступеней центробежного компрессора, выполненных на кафедре компрессоростроения Ленинградского политехнического института и на Невском машиностроительном заводе. Исходная выборка составила 567 векторов по 32 параметра. Обобщенные зависимости политропного КПД и коэффициента напора имели вид $\eta = f(\Phi, M_u, G)$ и $\psi = f(\Phi, M_u, G)$, где Φ – условный коэффициент расхода, M_u – условное число Маха, G – совокупность параметров, описывающих геометрию проточной части ступени. Для нейросетевых моделей политропного КПД и коэффициента напора также был проведен анализ весовых коэффициентов.

Анализ представленных данных показывает, что все включенные в модель параметры имеют приблизительно одинаковый вес; в полученной модели политропного КПД ступени сравнительно меньший вес имеет и, соответственно, меньше влияет на КПД параметр b_4/D_2 , а на коэффициент напора меньше всего влияет параметр D_1/D_2 . Несмотря на некоторые различия, все весовые коэффициенты близки по величине. Поэтому по результатам анализа весовых коэффициентов для энергетических характеристик центробежного компрессора и потерь в БЛД все выбранные для моделирования параметры можно признать значимыми. Средние значения весов для нейронных сетей, моделирующих энергетические характеристики ступени компрессора:

Для политропного КПД	Для коэффициента напор	a
<i>b</i> ₄ 0,38	<i>D</i> ₁ 0,36	5
<i>z</i> она 0,42	<i>D</i> _{УП} 0,42)
δона 0,43	<i>R</i> ₄ 0,42)
<i>sm</i> 0,43	b_1 0,43	3
D_0	<i>l</i> она 0,44	ł
<i>M</i> _{<i>u</i>}	D_4 $0,44$	ł
δ _{PK} 0,44	R_{S1}	ł
<i>b</i> ₁ 0,45	D ₅ 0,45	5
<i>b</i> ₆ 0,45	<i>R</i> ₃ 0,45	5
<i>β</i> _{Л2} 0,45	<i>D</i> _{вт} 0,46	5
<i>D</i> ₀₀	<i>b</i> ₂ 0,46	5
$\beta_{\Pi 1}$	<i>b</i> ₃ 0,46	Ś
<i>R</i> ⁴ 0,46	δона 0,47	7
<i>l</i> она	<i>M</i> ^{<i>u</i>} 0,48	3
<i>D</i> уп	<i>D</i> ₆ 0,48	3
<i>Z</i> _{PK}	β _{π2} 0,49)
R_{S2}	βл1 0,49)
<i>D</i> _{BT}	D_2 0,49)
b_2	<i>b</i> ₆ 0,49)
<i>β</i> _{л5} 0,50	<i>z</i> она 0,50)
<i>b</i> ₃ 0,51	<i>R</i> ₅₂ 0,51	l
R_{S1}	<i>D</i> ₀ 0,51	l
D_4	<i>l</i> _{РК} 0,51	
<i>l</i> _{РК} 0,52	<i>B</i> ₄ 0,51	
D_3	δрк 0,52	2
R_3	β _{л5} 0,52	2
Φ	D_{00}	3
<i>b</i> ₅ 0,55	<i>b</i> ₅ 0,55	5
D_1	D_3 0,55	5
<i>D</i> ₅ 0,56	<i>Z</i> РК 0,56	Ś
<i>D</i> ₆ 0,56	Φ 0,64	ł
ψ	η 0,64	ł



Рис. 1. Зависимости КПД от условного коэффициента расхода Ф для данных, содержащих выбросы, исправленных данных и смоделированных с помощью нейронных сетей

Fig. 1. Performances of politropic efficiency of the compressor stage Φ for deviations data, corrected data and data simulated with neural network

Обучающая выборка исходных данных для нейросетевого моделирования энергетических характеристик и принятые при построении моделей обозначения параметров ступени подробно описаны в работах [10–12].

При предварительном визуальном изучении экспериментальных характеристик КПД ступеней центробежного компрессора был выявлен ряд значений, являющихся явными выбросами. Пример такой характеристики с выбросом одного значения приведен на рис. 1. На рисунке приняты следующие обозначения: КПД исходный это значения, которые были представлены в исходной выборке; КПД исправленный — это те значения, которые вошли в обучающую выборку для нейронной сети; КПД НС – значения, которые рассчитывает обученная нейронная сеть. КПД исходный и исправленный совпадают для всех значений, кроме $\Phi = 0,0786$.

Обучение сети на предварительно не обработанном наборе данных может давать искаженные результаты, так как при подаче на разные входы сети данных различной размерности значения бо́льшего порядка (например, десятки и тысячи) будут оказывать бо́льшее влияние на выход сети. После нормировки размерности всех входных данных значения сводятся к одному порядку. Это позволяет улучшить обучение сети.

Проверка влияния нормировки проведена путем сравнения созданной ранее нейронной сети, обученной на ненормированных данных, и новой нейросети, обученной уже на нормированных данных.

Некоторые значения параметров (число лопаток рабочего колеса и обратного направляющего аппарата, углы входа и выхода лопаток рабочего колеса, углы выхода лопаток обратного направляющего аппарата) по модулю находились в диапазоне от 0 до 100. Остальные параметры меняли свои значения в диапазоне от 0 до 1. После нормирования данных на все входы и выходы нейронной сети подаются значения от нуля до единицы.

Сравним результаты обучения нейронной сети для моделирования значения КПД на нормированной и ненормированной выборках. Обе модели представляли собой двухслойную нейронную сеть, реализующую зависимость вида $f(\Phi, M_u, G)$, где Φ – условный коэффициента расхода, M_u – число Маха, G – совокупность параметров, описывающих геометрию проточной части.

Средняя ошибка *ненормированной* обучающей выборки для расчетных значений политропного КПД $\eta = f(\Phi, M_u, G)$ составила 3,6 %. Если не учитывать крайние по расходу точки, то среднее отклонение расчетных значений КПД на оптимальных режимах составляет 2,15 %.

Для *нормированных* данных средняя ошибка для расчетных значений политропного КПД $\eta = f(\Phi, M_u, G)$ составила 2,8 %. Если не учитывать точки с максимальными значениями расхода, то среднее отклонение расчетных значений КПД от экспериментальных составляет 1,2 %.

В качестве иллюстрации влияния нормирования параметров на рис. 2 приведены графики для двух различных ступеней центробежного компрессора.



a – для ступени 2004, $D_2 = 0,352$ м; δ – для ступени 3022, $D_2 = 0,419$ м



Погрешности этих моделей имеют наибольшие значения в крайних точках области расходов. Как правило, эти зоны характеристик не используются при эксплуатации компрессорного оборудования. В рабочей зоне ступени компрессора модели на основе нейронных сетей аппроксимируют введенные данные с высокой точностью. Можно отметить, что при нормировании данных нейронная сеть точнее отслеживает форму зависимости и данные испытаний при минимальных расходах.

Обсуждение результатов

Приведенные результаты моделирования энергетических характеристик центробежных компрессоров и потерь в БЛД наглядно показывают преимущества предварительной обработки обучающих данных. Это согласуется с результатами, которые получены зарубежными коллегами [22–24]. Предобработка выборки для обучения нейронной сети практически значима, так как позволяет существенно снизить погрешности моделирования по сравнению с нейронными сетями, созданными на неподготовленных исходных данных.

Заключение

В статье обобщен накопленный опыт предварительной обработки экспериментальных данных для обучения нейронных сетей при построении математических моделей энергетических характеристик центробежных компрессоров и сформулированы рекомендации по повышению точности нейросетевого моделирования в форме единого алгоритма, состоящего из последовательности этапов обработки исходной выборки. Предложенный алгоритм апробирован при моделировании энергетических характеристик промежуточной ступени центробежного компрессора и её элементов. Полученные результаты моделирования и существенное уменьшение погрешностей нейросетевых моделей показывают важность и необходимость предварительной обработки обучающей выборки. Например, использование нормирования данных позволило снизить погрешность моделирования политропного КПД на 1,5 % по сравнению с моделью, обученной на ненормированных данных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.

2. Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А. Верификация новых версий Метода универсального моделирования центробежных компрессоров по результатам экспериментов // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 21–31.

3. Галеркин Ю.Б. Турбокомпрессоры. М.: Издво КХТ, 2010.

4. Селезнев К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1968. 408 с.: ил.

5. Лунев А.Т., Муртазин Р.Ф., Дроздов Ю.В., Хуснутдинов И.Ф. Исследование высокорасходных пространственных рабочих колес для современных центробежных компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 6. С. 9–11. 6. Ахметзянов А.М., Лунёв А.Т., Пашинкин Д.В. Центробежные компрессорные установки на базе современных высокорасходных ступеней с повышенным втулочным отношением рабочих колес // Газотурбинные технологии. 2015. № 7 (134). С. 6–7.

7. **Japikse D.** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs – 1998 and a decade beyond // JANNAF Conference. Cleveland, Ohio: July 15–17. 1998.

8. http://www.pcaeng.co.uk/software [Электронный pecypc] / PCA EngineersLimited.

9. https://www.pcaeng.co.uk/apps [Электронный pecypc] / PCA EngineersLimited.

10. Никифоров А.Г., Попова Д.Ю., Солдатова К.В., Соловьева О.А. Использование нейросетевого моделирования для расчета энергетических характеристик центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 3. С. 18–21. 11. Никифоров А.Г., Попова Д.Ю., Солдатова К.В., Соловьева О.А. Опыт обобщения результатов расчетного исследования безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней с помощью нейронно-сетевой модели // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 14–16.

12. Никифоров А.Г., Попова Д.Ю., Солдатова К.В. Нейросетевые модели политропного КПД и коэффициента напора промежуточной ступени центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 6. С. 30–33.

13. Ясницкий Л.Н. Интеллектуальные системы.
 М.: Лаборатория знаний, 2016. 221 с.

14. **Казанцев П.А.** Разработка и исследование маршрута проектирования нейросетевого приложения с аппаратной поддержкой: Дис. ... канд. техн. наук (05.13.01) / Казанцев Павел Александрович; МФТИ. М., 2008. 117 с.

15. Дагаева М.В., Сулейманов М.А., Катасёва Д.В., Катасёв А.С., Кирпичников А.П. Технология построения отказоустойчивых нейросетевых моделей распознавания рукописных символов в системах биометрической аутентификации // Вестник Технологического университета. 2018. Т. 21. № 2. С. 133–138.

16. Шкодырев В.П., Ягафаров К.И., Баштовенко В.А., Ильина Е.Э. Обзор методов обнаружения аномалий в потоках данных // Proc. of the Second Conference on Software Engineering and Information Management. Санкт-Петербург, Россия. 2017. Vol. 1864. 7 с. 17. **Осовский С.** Нейронные сети для обработки информации/ Пер. с польского И.Д. Рудинского. М.: Финансы и статистика, 2002. 344 с.: ил.

18. **Круглов В.В., Дли М.И., Голунов Р.Ю.** Нечеткая логика и искусственные нейронные сети. М.: Изд-во Физико-математической литературы, 2001. 224 с.

19. Борисов В.В., Круглов В.В., Федулов А.С. Нечеткие модели и сети. 2-е изд., стереотип. М.: Горячая линия – Телеком, 2016. 284 с.: ил.

20. Медведев В.С., Потемкин В.Г. Нейронные сети. МАТLАВ 6 / Под общ. ред. В.Г. Потемкина. М.: ДИАЛОГ-МИФИ, 2002. 496 с. (Пакеты при-кладных программ; Кн. 4).

21. Борисов В.В., Федулов А.С., Зернов М.М. Основы гибридизации нечетких моделей. М.: Горячая линия – Телеком, 2017. 100 с.: ил.

22. Jayalakshmi T., Santhakumaran Dr.A. Statistical Normalization and Back Propagation for Classification // International Journal of Computer Theory and Engineering. 2011. Vol. 3. No 1. P. 89–93.

23. Ogasawara E.S., Martinez L.C., de Oliveira D., Zimbrão G., Pappa G.L., Mattoso M. Adaptive Normalization: A Novel Data Normalization Approach for Non-Stationary Time Series // The 2010 International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN). July 2010. DOI: 10.1109/IJCNN.2010.5596746

24. Nayak S.C., Misra B.B., Behera H.S. Impact of Data Normalization on Stock Index Forecasting // International Journal of Computer Information Systems and Industrial Management Applications. 2014. Vol. 6. P. 257–269.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

НИКИФОРОВ Александр Георгиевич — доктор технических наук заведующий кафедрой Смоленской сельскохозяйственной академии E-mail: nikiforof@mail.ru АВРАМЕНКО Дарья Юрьевна — аспирант Смоленского филиала ФГБОУ ВО НИУ «МЭИ» E-mail: Leyzi-small@yandex.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 25.09.2018

REFERENCES

[1] Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. Tsentrobezhnyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1982. 271 s.: il. (rus.)

[2] Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V., Drozdov, A.A. Verifikatsiya novykh versiy Metoda universalnogo modelirovaniya tsentrobezhnykh kompressorov po rezultatam eksperimentov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 4. S. 21–31. (rus.) [3] Galerkin, Yu.B. Turbokompressory. M.: Izd-vo KKhT, 2010. (rus.)

[4] Seleznev K.P., Podobuyev Yu.S., Anisimov S.A. Teoriya i raschet turbokompressorov. L.: Mashinostroyeniye. Leningr. otd-niye, 1968. 408 s.: il. (rus.)

[5] Lunev A.T., Murtazin R.F., Drozdov Yu.V., Khusnutdinov I.F. Issledovaniye vysokoraskhodnykh prostranstvennykh rabochikh koles dlya sovremennykh tsentrobezhnykh kompressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2017. № 6. S. 9–11. (rus.)

[6] Akhmetzyanov A.M., Lunev A.T., Pashinkin D.V. Tsentrobezhnyye kompressornyye ustanovki na baze sovremennykh vysokoraskhodnykh stupeney s povyshennym vtulochnym otnosheniyem rabochikh koles. *Gazoturbinnyye tekhnologii*. 2015. \mathbb{N} 7 (134). S. 6–7.

[7] **Japikse D.** Design system development for turbomachinery (turbopump) designs – 1998 and a decade beyond. *JANNAF Conference*. Cleveland, Ohio: July 15–17. 1998.

[8] http://www.pcaeng.co.uk/software [Elektronnyy resurs] / PCA EngineersLimited.

[9] https://www.pcaeng.co.uk/apps [Elektronnyy resurs] / PCA EngineersLimited.

[10] Nikiforov A.G., Popova D.Yu., Soldatova K.V., Solovyeva O.A. Ispolzovaniye neyrosetevogo modelirovaniya dlya rascheta energeticheskikh kharakteristik tsentrobezhnogo kompressora. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 3. S. 18–21. (rus.)

[11] Nikiforov A.G., Popova D.Yu., Soldatova K.V., Solovyeva O.A. Opyt obobshcheniya rezultatov raschetnogo issledovaniya bezlopatochnykh diffuzorov tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney s pomoshchyu neyronno-setevoy modeli. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 4. S. 14–16. (rus.)

[12] Nikiforov A.G., Popova D.Yu., Soldatova K.V. Neyrosetevyye modeli politropnogo KPD i koeffitsiyenta napora promezhutochnoy stupeni tsentrobezhnogo kompressora. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 6. S. 30–33. (rus.)

[13] **Yasnitskiy L.N.** Intellektualnyye sistemy. M.: Laboratoriya znaniy, 2016. 221 s. (rus.)

[14] **Kazantsev P.A.** Razrabotka i issledovaniye marshruta proyektirovaniya neyrosetevogo prilozheniya s apparatnoy podderzhkoy: Dis. ... kand. tekhn. nauk (05.13.01) / Kazantsev Pavel Aleksandrovich; MFTI. M., 2008. 117 s. (rus.)

[15] Dagayeva M.V., Suleymanov M.A., Kataseva D.V., Katasev A.S., Kirpichnikov A.P. Tekhnologiya postroyeniya otkazoustoychivykh neyrosetevykh modeley raspoznavaniya rukopisnykh simvolov v sistemakh biometricheskoy autentifikatsii. *Vestnik Tekhnologicheskogo universiteta*. 2018. T. 21. № 2. S. 133–138. (rus.)

[16] Shkodyrev V.P., Yagafarov K.I., Bashtovenko V.A., Ilina Ye.E. Obzor metodov obnaruzheniya anomaliy v potokakh dannykh. *Proc. of the Second Conference on Software Engineering and Information Management*. Sankt-Peterburg, Rossiya. 2017. Vol. 1864. 7 c. (rus.)

[17] **Osovskiy S.** Neyronnyye seti dlya obrabotki informatsii/ Per. s polskogo I.D. Rudinskogo. M.: Finansy i statistika, 2002. 344 s.: il. (rus.)

[18] **Kruglov V.V., Dli M.I., Golunov R.Yu.** Nechetkaya logika i iskusstvennyye neyronnyye seti. M.: Izd-vo Fiziko-matematicheskoy literatury, 2001. 224 s. (rus.)

[19] **Borisov V.V., Kruglov V.V., Fedulov A.S.** Nechetkiye modeli i seti. 2-ye izd., stereotip. M.: Goryachaya liniya – Telekom, 2016. 284 s.: il. (rus.)

[20] **Medvedev V.S., Potemkin V.G.** Neyronnyye seti. MATLAB 6/ Pod obshch. red. V.G. Potemkina. M.: DIALOG-MIFI, 2002. 496 s. (Pakety prikladnykh programm; Kn.4). (rus.)

[21] **Borisov V.V., Fedulov A.S., Zernov M.M.** Osnovy gibridizatsii nechetkikh modeley. M.: Goryachaya liniya – Telekom, 2017. 100 s.:il. (rus.)

[22] Jayalakshmi T., Santhakumaran Dr.A. Statistical Normalization and Back Propagation for Classification. *International Journal of Computer Theory and Engineering*, 2011. Vol. 3. No 1. Pp. 89–93.

[23] Ogasawara E.S., Martinez L.C., de Oliveira D., Zimbrão G., Pappa G.L., Mattoso M. Adaptive Normalization: A Novel Data Normalization Approach for Non-Stationary Time Series. *The 2010 International Joint Conference on Neural Networks (IJCNN)*. July 2010. DOI: 10.1109/IJCNN.2010.5596746

[24] Nayak S.C., Misra B.B., Behera H.S. Impact of Data Normalization on Stock Index Forecasting. *International Journal of Computer Information Systems and Industrial Management Applications*. 2014. Vol. 6. P. 257–269.

THE AUTHORS

NIKIFOROV Aleksandr G. – Smolensk agricultural academy E-mail: nikiforof@mail.ru AVRAMENKO Dariia Yu. – The Smolensk branch of the Moscow Power engineering institute E-mail: Leyzi-small@yandex.ru

Received: 25.09.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24407 УДК 621.521

М.А. Ишмуратов, Е.Р. Ибрагимов, В.Н. Налимов, Ю.А. Паранин

АО «Научно-исследовательский и конструкторский институт центробежных и роторных компрессоров им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань, Россия

ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ СПИРАЛЬНОГО ДЕТАНДЕРА

Энергосбережение на газораспределительных пунктах, а именно снижение потребности в электроэнергии для собственных нужд, — это актуальная задача, которую можно решить применением спирального детандера. В нём энергия давления транспортируемого газа переходит в механическую, а уже механическая энергия, создаваемая в детандере, преобразуется в электрическую в генераторе, который соединен с детандером. Рассматриваемый в статье объект — спиральный компрессор, работающей в режиме спирального детандера. Представлены результаты экспериментальных исследований спирального детандера, его механических характеристик (развиваемая на валу мощность, расход сжатого газа) в некоторых диапазонах степени расширения и частоты вращения, для определения которых был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд. Проведено сравнение полученных зависимостей с характеристиками винтовых детандеров обратимой машины, работающей в режиме спирального детандера.

Ключевые слова: спиральный детандер, механические характеристики, температурный перепад, степень расширения, частота вращения, адиабатный КПД.

Ссылка при цитировании:

М.А. Ишмуратов, Е.Р. Ибрагимов, В.Н. Налимов, Ю.А. Паранин. Оценка показателей спирального детандера // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 72–79. DOI: 10.18721/JEST.24407.

M.A. Ishmuratov, E.R. Ibragimov, V.N. Nalimov, Y.A. Paranin

JSC «NIIturbocompressor n.a. V.B. Shnepp», HMS Group, Kazan, Russia

EVALUATION OF PARAMETERS OF A SPIRAL EXPANDER

Solving the problems of energy saving at gas distribution points, namely, the problems of electricity demand for a facility's own needs, is an urgent task that can be solved using a spiral expander. The energy of the transported gas pressure is transformed in the expander into mechanical energy, and the mechanical energy obtained in the expander can be converted into the electrical energy in a generator that is connected to the expander. We have considered a spiral compressor, which is a reversible machine operating in the mode of a spiral expander. The results of experimental studies of the spiral expander are presented. We have given mechanical characteristics, such as the power output by the shaft, the compressed gas flow rate for the range of the expansion ratio and the rotational speed. To determine these characteristics, an experimental stand was designed and manufactured. We have analyzed the presented parameters and compared them with the characteristics of screw expanders.

Keywords: spiral expander, mechanical characteristics, temperature difference, expansion ratio, rotational speed, adiabatic efficiency.

Citation:

M.A. Ishmuratov, E.R. Ibragimov, V.N. Nalimov, Y.A. Paranin, Evaluation of parameters of a spiral expander, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 72–79, DOI: 10.18721/JEST.24407.
Введение

Сбережение ресурсов и энергии — основная задача нашей страны в среднесрочной перспективе. Необходимо добиваться уменьшения потерь и затрат на всех стадиях процесса добычи, подготовки и транспортировки газа, а также решать задачи сбережения ресурсов и энергии [1].

Весьма перспективно в плане экономии электрической энергии при транспортировке газа использовать малорасходный детандер природного газа в качестве источника электрической энергии для различных нужд.

Как показывает анализ потребности в электроэнергии для различных нужд на перекачивающих газ агрегатах, газораспределительных станциях (ГРС), газораспределительных пунктах (ГРП), потребляемая ими мощность составляет от 5 до 400 кВт.

Анализ эксплуатационных требований, предъявляемых к детандерам энергоснабжения (а именно: надежность, низкая частота вращения, близкая к 3000 об/мин, высокая степень автоматизации), позволяет прогнозировать востребованность детандеров, выполненных на базе винтовых и спиральных машин.

Касаясь винтовых детандеров можно констатировать, что их применению, в том числе и в газовой промышленности, предшествовали подробные теоретические исследования, а также экспериментальные и промышленные испытания [2, 3]. Применению же спиральных машин в качестве детандера в технической литературе посвящено мало работ, а имеющиеся сведения [4, 5, 9, 12] не позволяют оценить эффективность их применения по сравнению с другими типами детандеров.

Цель работы: исследования спирального детандера проводились для получения рабочих характеристик в широких диапазонах отношения давлений и частоты вращения приводного вала.

Объект испытаний и испытательный стенд

Спиральные машины являются машинами объемного принципа действия и могут без значительных конструктивных изменений использоваться как компрессор, так и в качестве расширительной машины – детандера. В статье приводятся результаты экспериментального определения характеристик спирального детандера и их сравнения с показателями детандеров других типов.

Основные показатели детандера — его механические характеристики: развиваемая на валу мощность, расход сжатого газа. Кроме того, для практического применения интерес представляет температурный перепад газа при расширении.

Для определения этих характеристик был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд [6, 11], принципиальная схема которого показана на рис. 1. Работа детандера и замер его внешних характеристик на стенде осуществлялись следующим образом.

Воздух из магистрали сжатого воздуха подавался на вход детандера, где он расширялся, выходя из него, проходил через мерный участок, в котором установлена диафрагма, и выбрасывался в атмосферу [13]. Перепад давлений на мерном участке измерялся водяным пьезометром. Давление воздуха на входе регулировалось задвижкой на линии входа.

Для измерения давлений использовались лабораторные манометры с ценой деления 0,1 кгс/см². Температура воздуха измерялась лабораторными термометрами и хромель-копелевыми термопарами [10].

Торможение компрессора, работающего в режиме детандера, осуществлялось моторвесами через упругую муфту [7, 8]. Частота вращения электродвигателя регулировалась штатным тахометром на пульте управления с ценой деления 500 об/мин.

Объектом испытаний был разработанный и изготовленный в АО «НИИтурбокомпрессор» спиральный компрессор, который, как отмечалось выше, является обратимой машиной и поэтому позволяет проводить испытания в режиме спирального детандера. Тип спирали — эвольвентный; радиус основной окружности — 2,414 мм; шаг — 15,167 мм; эксцентриситет — $e_0 = 3,583$ мм.*

^{*} Паранин Ю.А. Разработка воздушного спирального компрессора без впрыска масла производительностью от 0,06 до 0,12 м³/мин и конечным давлением до 7 кгс/см²: Отчет о НИР / ЗАО «НИИтурбокомпрессор». №3783-99; инв. №2506. Казань, 1999. 46 с.



Рис. 1. Принципиальная схема стенда для испытаний спирального детандера Fig. 1. Schematic diagram of the stand for testing the spiral expander

Основными рабочими элементами компрессора являются подвижная 2 и неподвижная 1 спирали (рис. 2). Неподвижная спираль закреплена на крышке 8 корпуса 5; подвижная спираль имеет опорный элемент (муфта Ольдгейма) для восприятия газовых сил, состоящий из шариков 7 диаметром 12 мм в количестве 18 штук и сепараторов. Этот же элемент обеспечивает фиксацию подвижной спирали в угловом направлении и преобразовывает её плоскопараллельное движение во вращение приводного вала, имеющего опорные подшипники 4 и 6.

Детали корпуса компрессора изготовлены из алюминиевого сплава.

Для уменьшения внутренних перетечек через торцовый зазор между спиралями на обеих установлены фторопластовые уплотнения 9, вставленные в пазы на их торцах. Уплотнения имеют прямоугольное сечение $1,9 \times 1,9$ мм и длину, равную длине профиля спиралей. При работе под действием давления входа уплотнительная лента всплывает и герметизирует осевой (торцовый) зазор. В холодном состоянии компрессора замеренный радиальный зазор между спиралями составлял около 100 мкм.





1 – спираль неподвижная; 2 – спираль подвижная;
 3 – вал эксцентриковый; 4 – подшипник опорный;
 5 – корпус компрессора; 6 – подшипник игольчатый;
 7 – шарик; 8 – крышка; 9 – фторопластовые уплотнения
 Fig. 2. The design of the scroll compressor (expander):
 1 – fixed spiral; 2 – movable spiral; 3 – eccentric shaft;

4 – journal bearing; 5 – compressor casing; 6 – needle bearing; 7 – ball; 8 – cover; 9 – fluoroplastic seals

Экспериментальное исследование

На рис. 3 представлены механические характеристики спирального детандера, полученные в процессе проведения экспериментальных исследований.





of rotation 1000 (1), 1500 (2), 2000 (3), 2500 (4) and 3000 (5) turns/min

Зависимости массовой производительности и мощности на валу детандера от степени расширения (рис. 3) схожи, а именно отличаются от линейной зависимости. Адиабатный КПД исследуемого спирального детандера имеет явно выраженный экстремум в области степени расширения равной 5,5. Массовая производительность и мощность спирального детандера также при такой степени расширения имеют заметное изменение кривизны характеристик. Это объясня-

a)

ется тем, что в области степени расширения равной 5,5 давление газа в рабочей полости в момент ее сообщения с полостью впуска равно давлению на стороне выпуска. При увеличении давления на входе в детандер (при увеличении степени расширения более 5,5) давление в рабочей полости в момент сообщения с полостью выпуска выше, чем в полости выпуска, вследствие чего происходит выхлоп оставшегося нерасширенного газа без совершения полезной работы.





Fig. 5. Dependence of adiabatic efficiency for screw and spiral expander JSC «NIIturbokompressor» (1), screw expander Bauman MVTU (2) and screw expander CKBK (3)

Снижение рассматриваемых величин в области высоких степеней расширения, особенно на частотах вращения 2500–3000 об/мин, по нашему мнению, связано с более интенсивным увеличением перепада температур, что следует из рис. 4. Это неизбежно приводит к увеличению расстояния между спиралями, а как следствие, — к увеличению перетечек газа и снижению производительности и мощности, развиваемой детандером [14].

Обсуждение результатов

Полученные результаты экспериментальных исследований и анализ литературных источников привели к выводу, что похожее целевое назначение имеют винтовые детандеры, которые работают на схожих степенях расширения. На рис. 5 приведены величины адиабатных КПД следующих расширительных машин: 1) винтового детандера, описанного в [3], на котором проводились исследования в MBTУ им. Н.Э. Баумана (его параметры: наружный диаметр роторов $d_1 = 0,1$ м; описанный объем рабочей полости на стороне выхода $V_{\rm T} = 0,1$ м³/с при частоте вращения ведущего ротора n_1 до 200 1/с);

2) экспериментального винтового детандера, разработанного для исследований, проводимых в АО «НИИтурбокомпрессор» (СКБК) [2] (его параметры: наружный диаметр роторов $d_1 = 0,16$ м; описанный объем рабочей полости на стороне выхода $V_{\rm T} = 0,23$ м³/с при частоте вращения ведущего ротора n_1 до 133 с⁻¹).

Отметим, что исследуемая спиральная машина является одной из первых конструкций; она проектировалась как компрессор с учетом того, что в конце процесса сжатия неизбежна высокая температура газа. Поэтому спирали, а также конструкция компрессора рассчитывались с учетом требования компенсации тепловых деформаций в процессе работы за счет гарантированного зазора между спиралями. Это неизбежно, как отмечалось выше, приводило к увеличению перетечек, а как следствие, — к снижению эффективности процесса расширения.

Заключение

Проведены экспериментальные исследования спирального компрессора в режиме спирального детандера при степенях расширения от 3,8 до 6,5 и частоте вращения от 1000 до 3000 об/мин. Получены механические характеристики и зависимость адиабатного КПД от степени расширения, а также зависимость перепада температур от частоты вращения приводного вала, что позволит обоснованно определять параметры спирального детандера на стадии проектирования.

Выполнено сравнение адиабатного КПД спирального детандера и винтовых детандеров, показавшее вполне приемлемый уровень КПД спирального детандера в области высоких степеней расширения даже с учетом того, что в конструкции корпуса и спиралей предусмотрен гарантированный зазор между спиралями для компенсации тепловых деформаций, а это приводит к увеличению перетечек и, как следствие, к снижению эффективности процесса расширения.

Отечественный опыт разработки, освоения и производства спиральных компрессоров позволяет прогнозировать дальнейшее повышение эффективности при применении данного типа машин в качестве детандера. Учитывая простоту конструкции, низкую частоту вращения, возможность применения серийных генераторов (на 1500 или 3000 об/мин), спиральный детандер может рассматриваться как альтернатива высокоскоростным турбодетандерным электрогенераторам до 10 кВт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Консультант Плюс: справочная правовая система. М., 2014. [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://consultant.ru/document/cons_doc_LAW _94054/?frame=1

2. Куприянов А.И. Разработка и повышение эффективности винтового детандера для систем низкотемпературной сепарации попутного нефтяного газа: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03 / МВТУ им. Н.Э. Баумана. М., 1980. 198 с.

3. Коренев А.М. Исследования винтовой расширительной машины: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03 / МВТУ им. Н.Э. Баумана. М., 1970. 146 с. 4. Воронов В.А. Исследования спирального детандера на различных рабочих веществах: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.03 / МВТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2016. 144 с.

5. Воронов В.А. Исследования спирального детандера на различных рабочих веществах: Автореферат дис. ... канд. техн. наук. М., 2016. 18 с.

6. Воронов В.А. Установка для испытаний спирального детандера // Сборник тезисов «Криогенэкспо». 2011. С. 25–27.

7. Бозров В.М., Ивлев В.И., Воронов В.А. Исследование работы спиральной машины в режиме пневмомотора-детандера // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2015. №2. С. 16–21. 8. Бозров В.М., Бозрова Л.К. К динамике формирования крутящего момента пневмомотора // Вестник научно-технического развития. 2009. № 6. С. 52.

9. Воронов В.А., Леонов В.П. Испытания спирального детандера на различных режимах // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. №1. С. 23–25.

 10. ГОСТ 6651-2009. Термопреобразователи сопротивления из платины, меди и никеля. Общие технические требования и методы испытаний.
 М.: Изд-во стандартов, 2011. 25 с.

11. Воронов В.А., Леонов В.П., Розеноер Т.М. Испытания спирального детандера // Вестник МГТУ. Серия «Машиностроение». 2013. Спецвыпуск № 1. С. 132–136. 12. Патент на полезную модель 130055 РФ. Спиральный детандер / В.А. Воронов. Заявл. 01.02.2013 опубл. 10.06.2013.

13. ГОСТ Р 8.899-2015. Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. Аттестация методики измерений. М.: Изд-во стандартов, 2015. 17 с.

14. Ивлев В.И., Бозров В.М., Воронов В.А. Оценка технических показателей перспективных спиральных пневмомоторов // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 1. С. 26–29.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ИШМУРАТОВ Максим Александрович — инженер по наладке и испытаниям AO «Научноисследовательский и конструкторский институт (НИКИ) центробежных и роторных компрессоров имени В.Б. Шнеппа», Группа ГМС

E-mail: Invaisqwerty@gmail.com

ИБРАГИМОВ Евгений Рашитович – кандидат технических наук генеральный директор AO «НИКИ центробежных и роторных компрессоров имени В.Б. Шнеппа», Группа ГМС E-mail: evgeniy.ibragimov@niitk.ru

НАЛИМОВ Виктор Николаевич — начальник отдела АО «НИКИ центробежных и роторных компрессоров имени В.Б. Шнеппа», Группа ГМС

E-mail: viktor.nalimov@niitk.ru

ПАРАНИН Юрий Александрович — кандидат технических наук заместитель главного конструктора АО «НИКИ центробежных и роторных компрессоров имени В.Б. Шнеппа», Группа ГМС E-mail: yuriy.paranin@niitk.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 21.09.2018

REFERENCES

[1] Energeticheskaya strategiya Rossii na period do 2030 goda. Konsultant Plyus: spravochnaya pravovaya sistema. M., 2014. [Elektronnyy resurs]. Rezhim dostupa: http://consultant.ru/document/cons_doc_LAW_94054 /?frame=1 (rus.)

[2] **Kupriyanov A.I.** Razrabotka i povysheniye effektivnosti vintovogo detandera dlya sistem nizkotemperaturnoy separatsii poputnogo neftyanogo gaza: Dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.04.03 / MVTU im. N.E. Baumana. M., 1980. 198 s. (rus.)

[3] **Korenev A.M.** Issledovaniya vintovoy rasshiritelnoy mashiny: Dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.04.03 / MVTU im. N.E. Baumana. M., 1970. 146 s. (rus.)

[4] **Voronov V.A.** Issledovaniya spiralnogo detandera na razlichnykh rabochikh veshchestvakh: Dis. ... kand.

tekhn. nauk: 05.04.03 / MVTU im. N.E. Baumana. M., 2016. 144 s. (rus.)

[5] **Voronov V.A.** Issledovaniya spiralnogo detandera na razlichnykh rabochikh veshchestvakh: Avtoreferat dis. ... kand. tekhn. nauk. M., 2016. 18 s. (rus.)

[6] **Voronov V.A.** Ustanovka dlya ispytaniy spiralnogo detandera. *Sbornik tezisov «Kriogen-ekspo»*. 2011. S. 25–27. (rus.)

[7] **Bozrov V.M., Ivlev V.I., Voronov V.A.** Issledovaniye raboty spiralnoy mashiny v rezhime pnevmomotora-detandera. *Problemy mashinostroyeniya i nadezhnosti mashin.* 2015. № 2. S. 16–21. (rus.)

[8] **Bozrov V.M., Bozrova L.K.** K dinamike formirovaniya krutyashchego momenta pnevmomotora. *Vestnik nauchno-tekhnicheskogo razvitiya*. 2009. № 6. S. 52. (rus.) [9] **Voronov V.A., Leonov V.P.** Ispytaniya spiralnogo detandera na razlichnykh rezhimakh. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*. 2015. №1. S. 23–25. (rus.)

[10] **GOST 6651-2009.** Termopreobrazovateli soprotivleniya iz platiny, medi i nikelya. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya i metody ispytaniy. M., 2011. 25 s. (rus.)

[11] Voronov V.A., Leonov V.P., Rozenoyer T.M. Ispytaniya spiralnogo detandera. *Vestnik MGTU. Seriya «Mashinostroyeniye»*. 2013. Spetsvypusk № 1. S. 132– 136. (rus.) [12] **Patent na poleznuyu model 130055 RF.** Spiralnyy detander: / Voronov V.A. Zayavl. 01.02.2013 opubl.10.06.2013. (rus.)

[13] **GOST R 8.899-2015.** Gosudarstvennaya sistema obespecheniya yedinstva izmereniy (GSI). Izmereniye raskhoda i kolichestva zhidkostey i gazov s pomoshchyu standartnykh suzhayushchikh ustroystv. Attestatsiya metodiki izmereniy. M., 2015. 17 s. (rus.)

[14] Ivlev V.I., Bozrov V.M., Voronov V.A. Otsenka tekhnicheskikh pokazateley perspektivnykh spiralnykh pnevmomotorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2014. \mathbb{N}° 1. S. 26–29. (rus.)

THE AUTHORS

ISHMURATOV Maksim A. – *JSC «NIIturbocompressor named after V.B. Shnepp», HMS Group* E-mail: Invaisqwerty@gmail.com

IBRAGIMOV Evgenii R. – *JSC «NIIturbocompressor named after V.B. Shnepp», HMS Group* E-mail: evgeniy.ibragimov@niitk.ru

NALIMOV Viktor N. – *JSC «NIIturbocompressor named after V.B. Shnepp», HMS Group* E-mail: viktor.nalimov@niitk.ru

PARANIN Yurii A. – *JSC «NIIturbocompressor named after V.B. Shnepp», HMS Group* E-mail: yuriy.paranin@niitk.ru

Received: 21.09.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24408 УДК 62-97/-98

С.С. Бусаров, В.Л. Юша

Омский государственный технический университет, г. Омск, Россия

ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ МАЛОРАСХОДНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ СРЕДНЕГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НА БАЗЕ УНИФИЦИРОВАННЫХ ТИХОХОДНЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ СТУПЕНЕЙ

Создание тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатов позволило получить квазиизотермические ступени с температурой нагнетаемого газа до 450 К и давлением в одной ступени до 12 МПа. Предлагаемая в работе альтернативная замена малорасходных мембранных и многоступенчатых компрессорных агрегатов на тихоходные позволит, благодаря возможности получения высокого давления в одной ступени сжатия, снизить массогабаритные параметры агрегата в целом. Однако до настоящего времени не был затронут вопрос унификации таких ступеней для создания многоцилиндровых агрегатов на базе тихоходных длинноходовых ступеней. Приведённый в настоящей работе пример позволил получить для ограниченного диапазона параметров унифицированный ряд тихоходных ступеней. Дальнейшее развитие темы унификации возможно выполнить только с помощью методов оптимизации, для чего необходимо получить обширные экспериментальные и теоретические данные.

Ключевые слова: поршневой компрессор, математическая модель, температура нагнетания, унификация, изотермический КПД, параметрический анализ.

Ссылка при цитировании:

С.С. Бусаров, В.Л. Юша. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.

S.S. Busarov, V.L. Yusha

Omsk State Technical University, Omsk, Russia

PROSPECTS FOR CREATING LOW-FLOW COMPRESSOR UNITS WITH MEDIUM AND HIGHPRESSURESBASED ON UNIFIED LOW-SPEED LONG-STROKE STAGES

Creation of low-speed long-stroke compressor units has now made it possible to obtain quasi-isothermal stages with temperatures of injected gas up to 450K and pressures of one stage up to 12 MPa. The alternative replacing low-flow membrane and multistage compressor units with low-speed ones, offered in this paper, should allow to reduce the weight and size parameters of the unit as a whole by obtaining high pressure in one compression stage. However, unification of such stages for creating multi-cylinder units based on low-speed long-stroke stages has not been discussed until now. The example given in this paper allows to obtain a unified series of low-speed stages for a limited range of parameters. Further development of the unification theme is possible only with the help of optimization methods; extensive experimental and theoretical datahave to be obtained for this purpose.

Keywords: piston compressor, mathematical model, discharge temperature, unification, isothermal efficiency, parametric analysis.

Citation:

S.S Busarov, V.L. Yusha, Prospects for creating low-flow compressor units with medium and highpressuresbased on unified low-speed long-stroke stages, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 80–89, DOI: 10.18721/JEST.24408

Введение

Для сжатия различных газов до давлений 3–10 МПа при малых производительностях применяют мембранные или многоступенчатые поршневые компрессорные агрегаты. Громоздкость таких агрегатов, наряду со сложными системами смазки, низкой технологичностью и недостаточно высоким ресурсом работы, ограничивает и усложняет их эксплуатацию в составе мобильных компрессорных установок.

Опубликованные результаты исследования тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатов с линейным приводом позволяют говорить о возможности их применения в указанном диапазоне давлений нагнетания в качестве альтернативного компрессорного агрегата малой производительности [13]. Особенность конструкции бессмазочных тихоходных длинноходовых поршневых ступеней таких компрессорных агрегатов – большое значение величины отношения хода поршня к диаметру цилиндра – 5–15 [1, 20]. При обеспечении времени цикла 2-4 с и наличии интенсивного внешнего охлаждения [1] такие агрегаты позволяют для различных газов получать давления до 12 МПа [14] в одной ступени при допустимом температурном режиме [9].

Поскольку линейные приводы, применяемые в таком агрегате, хорошо изучены, то основный элемент исследования — это непосредственно поршневая ступень. Естественно, как и любой объект на начальной стадии изучения, тихоходная ступень не лишена недостатков. Можно выделить основные проблемы, которые ещё предстоит решить: изучение динамики ступени, уравновешивание и работа механизма газораспределения. Последняя проблема связана с работоспособностью ступени, поскольку требования по герметичности [6], предъявляемые к существующим самодействующим клапанам, неприемлемы для разрабатываемых ступеней. Разработанные клапаны имеют на один два порядка менышие зазоры в закрытом состоянии [15], но тем не менее требуют совершенствования.

Проведённый ранее в работе [16] теоретический анализ наглядно показал ожидаемые преимущества разрабатываемых многоцилиндровых агрегатов на базе тихоходных ступеней перед существующими многоступенчатыми поршневыми и мембранными компрессорами. Это повышение технологичности за счёт унификации, снижение массы и габаритных размеров, улучшение ремонтопригодности и др. Так, ожидается снижение массогабаритных параметров на 30–60 %. Эти преимущества во многом зависят от выбора основных размеров и параметров ступени. Поэтому необходимо научное обоснование оптимизации многоцилиндровых агрегатов.

Учитывая сказанное, **целью данной работы** является определение возможности унификации конструктивных и режимных параметров тихоходных ступеней на основе принятых минимальных значений коэффициента подачи и индикаторного КПД.

Материал и методика работы (описание используемых методов и конкретного объекта исследования)

Объект параметрического анализа – тихоходная длинноходовая бессмазочная ступень поршневого компрессора. Исследуемые параметры: диаметр цилиндра тихоходной ступени — 0,02—0,12 м; ход поршня тихоходной ступени — 0,2—1 м; температура охлаждающей жидкости — 290 К; охлаждающая жидкость вода; рабочее тело — воздух; начальная температура газа на всасывании — 292 К; давление всасывания — 0,1 МПа; давление нагнетания — 5 МПа; продолжительность рабочего цикла — 2—4 с.

Уточненная методика расчёта позволяет полностью моделировать рабочий процесс тихоходной ступени с учётом реальной работы клапанов, в том числе газовых потоков через неплотности рабочей камеры, а именно через закрытые клапаны и цилиндропоршневое уплотнение (манжеты). Моделируется квазистационарный процесс теплопередачи от сжимаемого газа к охлаждающей среде через стенки рабочей камеры и создаётся массив данных, содержащий все текущие параметры состояния рабочего тела. Выходными данными в методике являются интехарактеристики, гральные позволяющие сравнивать проектируемые объекты с существующими [14].

Начальными параметрами в методике являются: начальная температура газа; давление в стандартной точке нагнетания и всасывания; относительная влажность воздуха; параметры рабочего тела: газовая постоянная, теплоемкость газа, коэффициент теплопроводности газа, конструктивные и режимные параметры объекта — диаметр цилиндра рабочей камеры, ход поршня, абсолютное значение величины мертвого объема, время цикла; параметры материала деталей, формирующих рабочую камеру — плотность, теплоемкость, коэффициент теплопроводности; толщины стенок деталей; параметры клапанов, позволяющие рассчитать газовые потоки через них; приведённый коэффициент теплоотдачи на внешних поверхностях ступени.

Текущие параметры в создаваемом массиве данных — температура газа, давление газа, температура элементов стенок рабочей камеры, тепловые потоки, масса газа в рабочей камере — могут быть использованы для анализа рабочего процесса, построения различных графиков и зависимостей.

Интегральные характеристики ступени – средняя температура нагнетаемого газа, коэффициент подачи, изотермический индикаторный КПД, мощность – выводятся отдельным файлом.

Расчетная схема подробно рассмотрена в работе [21] и представлена на рис. 1.



Рис. 1. Схема длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора использованной в методике расчёта

Fig. 1. The scheme of the long-stroke low-speed stage of the piston compressor used in the calculation procedure

Упрощающие допущения при создания данной методики расчёта соответствуют общепринятым для данного класса математических моделей [2, 8, 10, 11, 17–19]:

рабочее тело является непрерывной и гомогенной средой;

текущие параметры рабочего тела имеют осреднённое значение в каждой точке камеры сжатия;

не учитывается изменение потенциальной и кинетической энергии рабочего тела;

считается, что выделившаяся теплота при трении манжетных уплотнений полностью рассеивается в окружающую среду;

не учитываются пульсация газа во всасывающем и нагнетательном патрубках (давления принимаются постоянными);

истечение рабочего газа через самодействующие клапаны и неплотности рабочей камеры считается адиабатным;

теплообмен между газом и стенками рабочей камеры — конвективный; теплоотдача на внешних поверхностях стенок рабочей камеры определяется при постоянном по времени коэффициенте теплоотдачи, выбранном для рассматриваемого участка теплообменной поверхности.

Уточненная методика расчета рабочего процесса тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней основана на следующих уравнениях [9, 19]:

$$U_{n} = U_{n-1} + dU_{n}; (1)$$

$$dU_n = dA_n - dQ_n \pm dm_n i_{rn}; \qquad (2)$$

$$T_{\rm In} = \frac{U_n}{m_n C_{BV}};\tag{3}$$

$$m_n = m_{n-1} + dm; \tag{4}$$

$$p_{\Gamma n} = m_n R T_{\Gamma n} / V_n; \tag{5}$$

$$dm_n = \alpha \varepsilon_{P,n} f_n \sqrt{2\rho_{\Gamma,n} \Delta P_n} d\tau, \qquad (6)$$

где U_{n-1} – внутренняя энергия газа на (n-1)-м шаге по времени, Дж;

dU_n – приращение внутренней энергии газа на *n*-м шаге по времени, Дж:

 dQ_n — величина тепла, отданного газом или подведенного к нему за промежуток времени $d\tau$, Дж;

dm_n — приращение массы газа в рабочей камере на *n*-м шаге по времени с учётом утечек через клапаны и цилиндропоршневое уплотнение, кг;

 $i_{\Gamma n}$ — энтальпия массы газа dm_n на n-м шаге по времени, Дж/кг;

 dA_n – элементарное количество работы, Дж;

 T_{In} — температура сжимаемого газа, К;

 C_{BV} — теплоемкость газа при постоянном объеме, Дж/(К·кг);

m_n – масса сжимаемого газа, кг;

*p*_{*In*} — давление сжимаемого газа на *n*-м шаге по времени, Па;

R – газовая постоянная, Дж/(К·кг);

 V_n — объем рабочей камеры на *n*-м шаге по времени, м³;

 α — коэффициент; f_n — суммарная площади проходного сечения на *n*-м шаге по времени, м²;

 $\rho_{\Gamma,n}$ — плотность газа на *n*-м временном слое, кг/м³;

 ΔP_n — разность давлений на рассматриваемом элементе, Па.

Приведённая система уравнений решается численно методом элементарного баланса; при разработке программы расчёта был использован метод Эйлера второго порядка точности.

Расчетное исследование

Определение диапазонов режимных и конструктивных параметров тихоходных поршневых ступеней, внутри которых будет производиться выбор унифицированного ряда, в нашей работе основано на анализе интегральных характеристик: средней температуры нагнетаемого газа, коэффициента подачи и изотермического КПД. Учитывая мировой уровень развития компрессоростроения, значения таких параметров, как коэффициент подачи и изотермический КПД, принимаем не менее 0,5 [9]. Температуру же нагнетаемого газа принимаем в соответствии с требованиями, предъявляемыми к бессмазочным уплотнительным материалам на основе фторопласта, не более 450 К [9].

На рис. 2–5 представлены результаты параметрического анализа.



Рис. 2. Значения осредненной температуры нагнетаемого газа в зависимости от принятого в конструкции диаметра цилиндра при обеспечении хода поршня *S* = 0,2 м и различном времени цикла:

 $1 - \tau = 2$ c; $2 - \tau = 3$ c; $3 - \tau = 4$ c Fig. 2. The values of the average temperature of the injected gas, depending on the cylinder diameter adopted in the design, while ensuring the stroke of the piston S = 0.2 m and different cycle times:

 $1 - \tau = 2$ s; $2 - \tau = 3$ s; $3 - \tau = 4$ s



Рис. 3. Значения осредненной температуры нагнетаемого газа в зависимости от принятого в конструкции диаметра цилиндра при обеспечении хода поршня *S* = 0,8 м и различном времени цикла:

 $I - \tau = 2 \text{ c}; 2 - \tau = 3 \text{ c}; 3 - \tau = 4 \text{ c}$ Fig. 3. The values of the average temperature of the injected gas, depending on the cylinder diameter adopted in the design, while ensuring the stroke of the piston S = 0,8 m and different cycle times: $I - \tau = 2 \text{ s}; 2 - \tau = 3 \text{ s}; 3 - \tau = 4 \text{ s}$



Рис. 4. Значения коэффициента подачи в зависимости от диаметра цилиндра при различных величинах хода поршня *S* и продолжительности цикла т:

S - 0,2 м (1, 2, 3) и 0,8 м (4, 5, 6); τ - 2 с (1, 4), 3 с (2, 5) и 4 с (3, 6)

Fig. 4. Values of the feed rate depending on the diameter of the cylinder during the stroke of different the piston *S* and cycle times τ : *S* – 0,2 m (*1*, *2*, *3*) and 0,8 m (*4*, *5*, *6*); τ – 2 s (*1*, *4*), 3 s (*2*, *5*) H 4 s (*3*, *6*)

На рис. 2 и 3 представлены зависимости средней температуры нагнетаемого газа в зависимости от диаметра цилиндра. Видно, что увеличение диаметра ступени на рассматриваемых режимах ухудшает теплообмен с окружающей средой; связано это в первую очередь с более быстрым возрастанием массы сжимаемого газа по отношению к росту теплообменной поверхности. Поэтому целесообразно применять ступени с диаметром цилиндра до 0,1 м.

На рис. 4 представлены зависимости коэффициента подачи в зависимости от диаметра цилиндра. Как показали ранее проведённые экспериментальные исследования, увеличение диаметра ступени приводит к повышению коэффициента подачи [6]. Это связано с более быстрым ростом массы газа при увеличении объёма по отношению к росту площади условных зазоров (в закрытых клапанах и цилиндропоршневых уплотнениях) [6, 15] при одинаковой величине условного зазора, зависящего в данном случае только от давления.





Fig. 5. The values of indicator isothermal efficiency depending on the diameter of the cylinder during the stroke of the piston *S* and cycle times τ : *S* – 0,2 m (*1*, *2*, *3*) and 0,8 m (*4*, *5*, *6*); τ – 0,2 s (*1*, *4*), 0,3 s (*2*, *5*) μ 0,4 s (*3*, *6*)

На рис. 5 представлены зависимости индикаторного изотермического КПД от диаметра цилиндра. Эти зависимости есть следствие двух факторов – температуры и коэффициента подачи; совокупное влияние обоих факторов на рабочий процесс обусловливает полученные значения КПД.

Учитывая обозначенные выше приемлемые значения интегральных характеристик, для каждого из рассмотренных режимов работы ступени получены эффективные диапазоны основных конструктивных и режимных параметров (рис. 6):

при $\tau = 2 c$

$$D_{\text{II}} = 0.02 \text{ M}, S = 0.8 \text{ M}, V_e = 0.317 \text{ M}^3/\text{Y}$$

 $D_{\rm II} = 0,05$ m, S = 0,5-0,8 m $- V_e = 1,23-2,11$ m³/y;

при
$$\tau = 3$$
:
 $D_{\rm u} = 0.05 \text{ M}, S = 0.8 \text{ M} - V_e = 1.32 \text{ M}^3/\text{y};$
 $D_{\rm u} = 0.08 \text{ M}, S = 0.2 - 0.8 \text{ M} - V_e = 1 - 4.1 \text{ M}^3/\text{y};$

при
$$\tau = 4$$
:
 $D_{\rm u} = 0.05 \text{ M}, S = 0.8 \text{ M} - V_e = 1.35 \text{ M}^3/\text{q};$
 $D_{\rm u} = 0.08 \text{ M}, S = 0.8 \text{ M} - V_e = 2.89 \text{ M}^3/\text{q}.$



Рис. 6. Зависимость производительности ступени для различных режимов работы от соотношения хода поршня к диаметру ступени: $1 - D_{\mu} = 0.02$ м;

 $2 - D_{\rm u} = 0,05$ м; $3 - D_{\rm u} = 0,08$ м

Fig. 6. Dependence of the performance of the stage for various operating modes on the ratio of the stroke of the piston to the diameter of the stage: $I - D_{\mu} = 0,02$ m; $2 - D_{\mu} = 0,05$ m; $3 - D_{\mu} = 0,08$ m

Обсуждение результатов

Результаты рассмотренного примера позволили для каждого из диаметров ступени в допустимых пределах показателей эффективности и температуры нагнетания определить диапазоны значений действительных производительностей ступеней. Применительно к рассмотренному примеру можно сделать следующий вывод: для обеспечения эффективных значений интегральных характеристик тихоходных ступеней и получения необходимой производительности достаточно использовать 2 типоразмера ступени – $D_{\mu} = 0.02$ м, S = 0.8 м и $D_{\mu} = 0.08$ м, S = 0.8 м. Они позволяют получить производительность во всём диапазоне работы тихоходных ступеней при эффектив-

ных значениях интегральных характеристик. Эти параметры ступени соответствуют ряду предпочтительных чисел в соответствии с [22].

На данном этапе исследований можно также оценить основные показатели унификации изделия [7, 12]. В качестве параметров, характеризующих степень стандартизации и унификации, используются такие понятия, как коэффициент применяемости, коэффициент повторяемости, коэффициент взаимной унификации для группы изделий.

*Коэффициент унификации К*ун определяет процент стандартных, унифицированных и заимствованных деталей [4]:

$$K_{\rm yH} = \frac{\Sigma G_{\rm cT} + \Sigma G_{\rm yH} + \Sigma G_{\rm 3}}{\Sigma G_{\rm ofull}},\tag{7}$$

где ΣG_{ct} — число стандартных деталей в изделии; ΣG_{yH} — число унифицированных деталей в изделии; ΣG_3 — число заимствованных деталей в изделии; ΣG_{obm} — число количество деталей в изделии.

В примере $K_{yH} = 0,91$.

Коэффициент применяемости $K_{пр}$ служит показателем, оценивающим процент наименований стандартных (N_{cr}), унифицированных ($N_{y_{H}}$) и заимствованных (N_{3}) деталей от суммарного количества типов деталей $N_{общ}$ [5]:

$$K_{\rm yH} = \frac{\Sigma N_{\rm cT} + \Sigma N_{\rm yH} + \Sigma N_{\rm 3}}{\Sigma N_{\rm offul}},\tag{8}$$

где ΣN_{ct} — число наименований стандартных деталей; ΣN_{yH} — число наименований унифицированных деталей; ΣN_3 — число наименований заимствованных деталей; ΣN_{obil} — общее число типов деталей в изделии

В примере $K_{np} = 0,63$.

Коэффициент повторяемости К_{повт} показывает отношение числа применяемых деталей в изделии к общему числу наименований [4]:

$$K_{\rm yH} = \frac{\Sigma G_{\rm obili}}{\Sigma N_{\rm obili}},\tag{9}$$

где $\Sigma G_{\text{общ}}$ — общее число деталей в изделии; $\Sigma N_{\text{общ}}$ — общее число наименований в изделии.

В примере $K_{\text{повт}} = 3,25$.

Полученные показатели унификации разрабатываемой тихоходной ступени превосходят одноимённые показатели существующих компрессорных агрегатов.

Если для примера сравнить показатели многоцилиндрового тихоходного поршневого компрессора (МТПК) с аналогичным водородным четырёх ступенчатым компрессором с давлением нагнетания 7,5 МПа (КТМ), то коэффициент унификации у МТПК в несколько раз больше аналогичного у агрегата КТМ [3].

Кроме того, при сравнительной оценке надежности агрегатов КТМ и МТПК выявлено, что в МТПК отказ одного одноступенчатого агрегата (для замены КТМ требуется 17 идентичных цилиндров сжатия) снижает производительность на 1/17 или на 5,88 %. В то время как отказ одной ступени в КТМ приводит к отказу всего агрегата, т. е. снижает производительность на 100 %.

Выводы

Принятый на данном этапе исследований подход к определению режимных и конструктивных параметров ступени не является универсальным. Соответственно, принятые значения КПД и коэффициента подачи – условны.

Достаточно узкий диапазон рассмотренных конструктивных и режимных параметров, позволивший получить частные результаты, тем не менее показывает возможность и необходимость создания многоступенчатых компрессорных агрегатов на базе тихоходных поршневых ступеней, в которых первые и последующие ступени имеют идентичную конструкцию, а также основные размеры и параметры. Основное отличие таких агрегатов будет состоять в количестве цилиндров I ступени и последующих. Разработка типоразмерного ряда унифицированных длинноходовых ступеней, включая определение оптимальных значений основных размеров и допустимого диапазона времени цикла, со всей очевидностью является одной из

наиболее приоритетных задач при создании перспективных малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления.

Однако поставленная задача для дальнейшего исследования весьма непроста и требует большого набора теоретических и экспериментальных данных, для получения которых необходимо определённое время. Тем не менее такой подход, по мнению авторов, будет полностью соответствовать существующим экономическим критериям не только в России, но и мировом машиностроении в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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.

2. Воронков С.С., Прилуцкий И.К., Фотин Б.С. Математическая модель высокооборотного поршневого двухступенчатого компрессора // Расчет и экспериментальные исследования холодильных и компрессорных машин. М., 1982. С. 43–53.

3. Громов А.Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Омск, 2017. 18 с.

4. Зайцев С.А., Толстов А.Н., Грибанов Д.Д., Куранов А.Д. Метрология, стандартизация и сертификация в машиностроении. Вологда: Инфра-Инженерия, 2014. 288 с.

5. Иванов И.А., Урушев С.В., Воробьев А.А., Кононов Д.П. Метрология, стандартизация и сертификация на транспорте. Вологда: Инфра-Инженерия, 2015. 336 с.

6. Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П. Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, 1983. 158 с.

7. **Ноздрин В.С.** Разработка и стандартизация программных средств. М.: МГИУ, 2011. 46 с.

8. Пластинин П.И. Расчет и исследование поршневых компрессоров с использованием ЭМВ // Итоги науки и техники. Сер.: Насосостроение и компрессоростроение. М., 1981. Т. 2. 168 с.

9. Plastinin P., Fedorenko S. Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques With a Mathematical Model // International Compressor Engineering Conference. 1978. Paper 295. http://docs.lib.purdue.edu/icec/295.

10. Рассел Дж. Компрессор. М.: VSD, 2013. 220 с.

11. Современные численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений: пер. с англ. / Под ред. А. Д. Горбунова. М.: Наука, 1973. 312 с.

12. Тартаковский Д.Ф., Ястребов А.С. Метрология, стандартизация и технические средства измерений. М.: Высшая школа, 2001. – 346 с.

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

14. Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. Экспериментальная оценка эффективности рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней при сжатии различных газов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 8. С. 27–29.

15. Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Nedovenchanyi A.V., Busarov I.S. Experimental Determination of the Conventional Clearance in Valves of Oil-free Reciprocating Compressor Units // International Conference on Oil and Gas Engineering (OGE-2017). 2017. P. 020043 – 1 – 020043 – 7. Режим доступа: https://doi:10.1063/1.4998863.

16. Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Gromov A.Yu., Shherban' K.V. Alternative to the Existing Technical Solutions for Reaching Medium Pressures in Compressor Units With Small Capacity // AIP Conference Proceedings 1876. 2017. P. 020038 – 1 – 020038 – 6. Режим доступа: https://doi:10.1063/1.4998858.

17. Chrustalev B.S., Zdalinsky V.B., Bulanov V.P.A. Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases // International Compressor Engineering Conference. 1996. Paper 1108. http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108.

18. Luszczycki M., Cyklis P., Zelasko J. Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves // International Compressor Engineering Conference. 1992. Paper 918. http://docs.lib.purdue.edu/icec/918

19. **Peng D.Y., Robinson D.B.** Two and threephase eguilibrium calculations for coal gasification and related proceses // Thermodynamics of agueous systems with industrial applications ACS Symposium Series. 1980. Vol. 133. P. 393–414.

20. Yusha V.L., Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Nedovenchanyi A.V., Sazhin B.S., Chizhikov M.A., Busarov I.S. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor // International Conference on Oil and Gas Engineering (OGE-2016). P. 297–302.

21. Yusha V.L., Dengin V.G. Karagusov V.I., Busarov S.S. Theoretical analysis of the working process of the superlow rotary low expense piston compressor with the increased piston stroke // 8th International Conference on Compressors and Coolants. 2013. Papiernicka, Slovakia. Book of abstracts. P. 22.

22. ГОСТ 8032-84. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел. М.: Издательство стандартов, 1993.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БУСАРОВ Сергей Сергеевич — кандидат технических наук доцент Омского государственного технического университета

E-mail: bssi1980@mail.ru

ЮША Владимир Леонидович — доктор технических наук заведующий кафедрой Омского государственного технического университета E-mail: yusha@omgtu.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.09.2018

REFERENCES

[1] 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 porshnevogo kompressora. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2016. № 6. S. 6–10. (rus.)

[2] Voronkov S.S., Prilutskiy I.K., Fotin B.S. Matematicheskaya model vysokooborotnogo porshnevogo dvukhstupenchatogo kompressora. *Raschet i eksperimentalnyye issledovaniya kholodilnykh i kompressornykh mashin.* M., 1982. S. 43–53. (rus.)

[3] **Gromov A.Yu.** Razrabotka porshnevykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov: Avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk / Omsk, 2017. 18 s. (rus.)

[4] Zaytsev S.A., Tolstov A.N., Gribanov D.D., Kuranov A.D. Metrologiya, standartizatsiya i sertifikatsiya v mashinostroyenii. Vologda: Infra-Inzheneriya, 2014. 288 c. (rus.)

[5] Ivanov I.A., Urushev S.V., Vorobyev A.A., Kononov D.P. Metrologiya, standartizatsiya i sertifikatsiya na transporte. Vologda: Infra-Inzheneriya, 2015. 336 c. (rus.)

[6] **Kondratyeva T.F., Isakov V.P.** Klapany porshnevykh kompressorov. L.: Mashinostroyeniye, 1983. 158 s. (rus.)

[7] **Nozdrin V.S.** Razrabotka i standartizatsiya programmnykh sredstv. M.: MGIU, 2011. 46 c. (rus.) [8] **Plastinin P.I.,** Raschet i issledovaniye porshnevykh kompressorov s ispolzovaniyem EMV. *Itogi nauki i tekhniki. Ser.: Nasosostroyeniye i kompressorostroyeniye.* M., 1981. T. 2 168 s. (rus.)

[9] **Plastinin P., Fedorenko S.** Simulation of Transient Gas-Temperatures in Cylinders of Reciprocating Compressors Using Identification Techniques With a Mathematical Model. *International Compressor Engineering Conference*. 1978. Paper 295. http://docs.lib.purdue.edu/icec/295

[10] Rassel Dz. Kompressor. M.: VSD, 2013. 220 c. (rus.)

[11] Sovremennyye chislennyye metody resheniya obyknovennykh differentsialnykh uravneniy: per. s angl. / Pod red. A.D. Gorbunova. M.: Nauka, 1973. 312 s. (rus.)

[12] **Tartakovskiy D.F., Yastrebov A.S.** Metrologiya, standartizatsiya i tekhnicheskiye sredstva izmereniy. M.: Vysshaya shkola, 2001. 346 c. (rus.)

[13] **Frenkel M.I.** Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktsii i osnovy proyektirovaniya. 3–ye izd., pererab. i dop. L.: Mashinostroyeniye, 1969. 744 s. (rus.)

[14] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V. Eksperimentalnaya otsenka effektivnosti rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh porshnevykh kompressornykh stupeney pri szhatii razlichnykh gazov. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*. 2018. \mathbb{N} 8. S. 27–29. (rus.)

[15] Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Nedovenchanyi A.V., Busarov I.S. Experimental Determination of the Conventional Clearance in Valves of Oil-free Reciprocating Compressor Units. *International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2017.* 2017. P. 020043 - 1 - 020043 - 7. Rezhim dostupa: https://doi:10.1063/1.4998863.

[16] Busarov S.S., Vasil'ev V.K., Gromov A.Yu., Shherban' K.V. Alternative to the Existing Technical Solutions for Reaching Medium Pressures in Compressor Units With Small Capacity. *AIP Conference Proceedings 1876.* 2017. P. 020038 – 1 – 020038 – 6. – Rezhim dostupa: https://doi:10.1063/1.4998858.

[17] Chrustalev B.S., Zdalinsky V.B., Bulanov V.P.A. Mathematical Model of Reciprocating Compressor With One or Several Stages for the Real Gases. *International Compressor Engineering Conference*. 1996. Paper 1108. http://docs.lib.purdue.edu/icec/1108

[18] Luszczycki M., Cyklis P., Zelasko J. Developed Mathematical Model of the Self-Acting Valves of the Reciprocating Compressor and Its Application for Tongue Valves. *International Compressor Engineering Conference*. 1992. Paper 918. http://docs.lib.purdue.edu/icec/918 [19] **Peng D.Y., Robinson D.B.** Two and three-phase eguilibrium calculations for coal gasification and related processes. *Thermodynamics of agueous systems with industrial applications ACS Symposium Series.* 1980. Vol. 133. P. 393–414.

[20] Yusha V.L., Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Nedovenchanyi A.V., Sazhin B.S., Chizhikov M.A., Busarov I.S. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor, *International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016.* P. 297–302.

[21] Yusha V.L., Dengin V.G. Karagusov V.I., Busarov S.S. Theoretical analysis of the working process of the superlow rotary low expense piston compressor with the increased piston stroke, *8th International Conference on Compressors and Coolants*. 2013. Papiernicka, Slovakia. Book of abstracts. P. 22.

[22] **GOST 8032-84.** Predpochtitelnyye chisla i ryady predpochtitelnykh chisel. M.: Izdatelstvo standartov, 1993. (rus.)

THE AUTHORS

BUSAROV Sergei S. – Omsk State technical university E-mail: bssi1980@mail.ru YUSHA Vladimir L. – Omsk State technical university E-mail: yusha@omgtu.ru

Received: 24.09.2018

DOI: 10.18721/JEST.24409 УДК 81.29.14

Н.К. Никулин, Е.В. Свичкарь, В.С. Ключаров

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), г. Москва, Россия

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ МОЛЕКУЛЯРНО-ВЯЗКОСТНОЙ СТУПЕНИ ВАКУУМНОГО НАСОСА

В работе экспериментально исследованы откачные характеристики молекулярно-вязкостной ступени молекулярно-вязкостного и комбинированного турбомолекулярного насосов. Исследование проводилось при условии работы ступени с каналами трапецеидальной формы в вязкостном или переходном режимах течения газа. В статье приведено описание стенда, на базе которого получены экспериментальные данные, а именно измерение быстродействия насоса в широком диапазоне давлений. По полученным экспериментальным данным выполнен анализ влияния скоростных параметров на быстродействие ступени насоса. Определены способы увеличения быстродействия при сохранении габаритных размеров насоса в целом. Полученные результаты позволяют улучшить откачные параметры комбинированных турбомолекулярных вакуумных насосов и параметры высоковакуумной системы, в которой они установлены.

Ключевые слова: молекулярно-вязкостная ступень, MBBH, проточная часть, экспериментальное исследование, откачные параметры, вакуумный насос, быстродействие насоса

Ссылка при цитировании:

Н.К. Никулин, Е.В. Свичкарь, В.С. Ключаров. Экспериментальное определение быстродействия молекулярно-вязкостной ступени вакуумного насоса // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 90–96. DOI: 10.18721/JEST.24409.

N.K. Nikulin, E.V. Svichkar, V.S. Klyucharovⁱ

Bauman Moscow state technical university, Moscow, Russia

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF OPERATIONAL SPEED OF A MOLECULAR VISCOUS STAGE OF A VACUUM PUMP

We have experimentally investigated the evacuating characteristics of a molecular viscous stage of a combined turbomolecular pump. This study has been conducted for a stage with trapezoidal channels operating in viscous or transient regimes of gas flow. The paper describes the experimental stand used to obtain the experimental data, namely, measured speed of the pump in a wide range of pressures. The obtained experimental data have been used to analyze the influence of the velocity parameters of the pump stage on its operational speed. The ways of increasing the operational speed of the pump have been determined without changing the overall dimensions of the pump as a whole. The obtained results allow to improve the evacuating characteristics of combined turbomolecular vacuum pumps and the parameters of the high-vacuum system where they are installed.

Keywords: molecular viscous stage, MWN, hydraulics, experimental study evacuating parameters, vacuum pump, pump operational speed.

Citation:

N.K. Nikulin, E.V. Svichkar, V.S. Klyucharov, Experimental determination of operational speed of a molecular viscous stage of a vacuum pump, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 90–96, DOI: 10.18721/JEST.24409.

Введение

Разработка вакуумных насосов, обеспечивающих разные уровни вакуума в откачиваемом объекте, – перспективное направление развития науки и техники. В настоящий момент для получения высокого уровня вакуума требуется согласованная работа нескольких последовательно установленных насосов, отличающихся принципом действия. Подобная многоступенчатость при проектировании и построении высоковакуумных систем откачки неизбежно приводит к ее усложнению и загромождению дополнительным, присоединяемым к ней оборудованием. При этом любое дополнительное оборудование является потенциальным источником негерметичности и источником газовыделений.

Широкое применение в высоковакуумных системах в настоящее время находят машины кинетического действия, а именно турбомолекулярные [1-3], молекулярные [4-13] и молекулярно-вязкостные (МВВН) насосы [3]. Одна из разновидностей турбомолекулярных машин - комбинированные турбомолекулярные насосы [1-3], в которых устанавливают различные по принципу действия молекулярные ступени, работающие в диапазоне давлений от 1 до 10³ Па. Исследованию рабочих процессов в этих ступенях посвящено достаточное количество работ с применением различных методов и математических моделей. В большинстве случаев их результаты носят теоретических характер и авторы исследований ссылаются на необходимость получения экспериментальных данных. Среди экспериментальных работ можно выделить публикации [3, 7, 11], в которых изложены результаты, описывающие параметры течения газа в молекулярных ступенях.

Значительный интерес представляют работы, посвященные изучению молекулярновязкостных ступеней комбинированных турбомолекулярных насосов. В сравнении с молекулярными ступенями они обеспечивают большее быстродействие за счет существенного увеличения количества рабочих каналов и уменьшения потерь в виде перетекания газа со стороны нагнетания на сторону всасывания. Еще одним преимуществом молекулярновязкостных ступеней является возможность их работы в диапазоне давлений от 10^{-3} до 10^5 Па, соответствующего всем режимам течения газа, в то время как молекулярные ступени эффективны лишь в области давлений от 1 до 10^3 Па и полностью прекращают работу при давлении выше 10^3 Па.

Целью нашей работы было экспериментальное определение откачных параметров молекулярно-вязкостных ступеней, работающих при давлении от 10³ до 10⁵ Па.

Описание экспериментального стенда для определения характеристик молекулярно-вязкостной ступени

Молекулярно-вязкостная ступень, представленная на рис. 1, образована каналами на совместных поверхностях неподвижного и подвижного цилиндров.



Рис. 1. Молекулярно-вязкостная ступень Fig. 1. Molecular viscosity stage



Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального стенда Fig. 2. Schematic diagram of the experimental stand

Исследование быстродействия молекулярно-вязкостных ступеней, реализованных в виде молекулярно-вязкостного вакуумного насоса, проведено на стенде, схема которого приведена на рис. 2.

Экспериментальный стенд состоит из измерительной вакуумной камеры CV2 и напускной вакуумной камеры CV1. Внутренние поверхности камеры, выполненной из нержавеющей стали, полируют. Полировка уменьшает возможную пористость поверхности камер, что благоприятно влияет на уменьшение уровня газовыделения. Регулирование величины потока газа, напускаемого в систему, обеспечивается клапаном VF. Дополнительно в систему устанавливается система напуска, отвечающая за равномерное распределение напускаемого потока по входному сечению, разработанная и исследованная на кафедре «Вакуумная И компрессорная техника» МГУ имени Н.Э. Баумана. Такая система осуществляет подачу газовых потоков одновременно в нескольких точках поперечного сечения камеры. Потоки напускаемого газа

измеряются бюреткой закрытого типа либо регулятором расхода газа.

В экспериментальном стенде используются преобразователи давления, изменяющие давление с точностью в пределах 5%. Количество преобразователей и их диапазон рабочих давлений создает возможность проводить исследование начиная с атмосферного давления и заканчивая условиями высокого вакуума. Такое решение позволяет исследовать характеристики молекулярно-вязкостных ступеней при различных уровнях вакуума.

Результаты экспериментального исследования быстродействия молекулярно-вязкостной проточной части

На рис. 3 представлены экспериментальные и теоретические данные для молекулярновязкостных ступеней при разном давлении нагнетания, а именно зависимости быстродействия ступени от отношения давлений

$$\tau = \frac{p_{\rm H}}{p_{\rm BC}},$$

где $p_{\rm H}$ — давление нагнетания насоса, Па; $p_{\rm BC}$ — давление всасывания насоса, Па. Экспериментальные данные представлены символами, а сплошными линиями — теоретические данные, которые определены полуэмпирической зависимостью, описанной в работе [3]:

$$p_{h} - p_{ec} = \frac{2LN\eta}{\psi h} \times \left(\frac{8S - 3\zeta_{1}u\psi h^{2} + \zeta_{1}\zeta_{2}u\psi h \ln \left| \frac{\zeta_{2}}{h + \zeta_{2}} \right|}{\frac{8h^{3}}{3\cos^{2}\alpha} - \frac{h^{3}}{3} - \psi h^{3} \text{tg} \alpha - \frac{2\psi^{2}h^{3}}{3} - \frac{\zeta_{2}h^{2}}{2} + \zeta_{2}^{2}h - 3\zeta_{2}^{3} \ln \left| \frac{\zeta_{2}}{h + \zeta_{2}} \right|} \right),$$

где L— длина канала, м; N— число каналов; ζ_1 — коэффициент обмена количеством движения между газом и подвижной поверхностью; η —

вязкость газа, Па·с; u —окружная скорость газа на периферии подвижного цилиндра, м/с; ζ_2 коэффициент скольжения, определяющий взаимодействие газа с неподвижной поверхностью, м; h — высота канала, м; α — угол наклона боковой поверхности канала к его высоте, град; ψ — коэффициент отношения высоты канала к его ширине.

Расхождение между полученными теоретическими и экспериментальными данными не превышает 4 %. При увеличении давления нагнетания с 10^4 до 10^5 Па при равных величинах отношения давлений наблюдается снижение быстродействия молекулярно-вязкостной ступени вплоть до прекращения эффекта откачки (при $\tau \ge 1,5$).



Рис. 3. Откачная характеристика MBBH при разных значениях давления нагнетания: $1 - p_{\text{H}} = 10^4 \,\Pi \text{a}; 2 - p_{\text{H}} = 2,6 \cdot 10^4 \,\Pi \text{a}; 3 - p_{\text{H}} = 3,8 \cdot 10^4 \,\Pi \text{a}; 4 - p_{\text{H}} = 10^5 \,\Pi \text{a}$ Fig. 3. Pumping characteristics of MVVN at different values of discharge pressure: $1 - p_{\text{H}} = 10^4 \,\text{Pa}; 2 - p_{\text{H}} = 2,6 \cdot 10^4 \,\text{Pa}; 3 - p_{\text{H}} = 3,8 \cdot 10^4 \,\text{Pa}; 4 - p_{\text{H}} = 10^5 \,\text{Pa}$

Вывод

В результате проведения экспериментального исследования параметров молекулярновязкостной ступени получены ее откачные зависимости. Полученные данные говорят о возможности использования молекулярновязкостных ступеней комбинированных насосов при повышенных давлениях (более 10³ Па) с сохранением откачивающей способности ступени. При повышении давления наблюдается снижение откачных параметров, однако ступень продолжает работу, в отличие от существующих молекулярных ступеней, откачивающая способность которых практически прекращается при давлении 10³ Па. Полученные результаты показывают, что при использовании молекулярно-вязкостных ступеней в комбинированных турбомолекулярных насосах последний сможет работать с повышенными давлениями нагнетания при сохранении откачных параметров на стороне всасывания. Возможность повышения давления нагнетания насоса позволяет снизить требования к форвакуумным насосам, работающим с турбомолекулярными насосами. В результате появляется возможность установки в качестве форвакуумных насосов, помимо спиральных вакуумных насосов, еще и сухих мембранных и ротационно-пластинчатых, что значительно упрощает систему и делает ее дешевле за счет возможности использования более дешевых насосов.

В соответствии с полученными экспериментальными данными можно сказать, что для сохранения эффективности работы молекулярно-вязкостной ступени необходимо поддерживать окружную скорость подвижного цилиндра больше 80 м/с. Это легко реализуется в любом из турбомолекулярных насосов, окружная скорость которых, как правило, превышает 200 м/с.

Улучшение откачных параметров MBBH в переходном режиме течения газа по сравнению с вязкостным связано со снижением влияния вязкостного трения и межмолекулярного взаимодействия молекул газа, преобладанием взаимодействия молекул газа с поверхностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Sharipov F. Rarefied gas dynamics and its applications to vacuum technology // Prepared for Vacuum in Accelerators: Specialized Course of Conference: C06-05-16.1. P. 1-13. Режим доступа: http://fisic a.ufpr.br/ (дата обращения: 25.09.2018).

2. Giors S. Solved and unsolved gas dynamics problems for turbomolecular drag pumps: an industrial overview // 64th IUVSTA Workshop on Practical Applications and Methods of Gas Dynamics for Vacuum Science and Technology. 2011. Р. 1 –26. Режим доступа: http://www.itep.kit.edu (дата обращения: 25.09.2018).

3. Audi M., Giors S., Gotta R. The state of the art in Molecular–Drag Turbo–pump Technology // Agilent Technologies Vacuum Products Division. Agilent Technologies GmbH, 2011. P. 1–26.

4. Свичкарь Е.В. Разработка математической модели процесса откачки газа и метода расчета откачных параметров молекулярно-вязкостного вакуумного насоса в молекулярно-вязкостном режиме течения газа. Дис. ... канд. техн. наук / Москва, 2017, 169 с.

5. Giors S., Colombo E., Inzoli F., Subba F., Zanino R. Computational fluid dynamic model of a tapered Holweck vacuum pump operating in the viscous and transition regimes. I. Vacuum performance // J. Vac. Sci. Technol. A. 2006. Vol. 24. № 4. P. 1584–1591.

6. Хабланян М.Х., Саксаганский Г.Л., Бурмистров А.В. [и др.] Вакуумная техника. Оборудование, проектирование, технологии, эксплуатация. Ч. 2: Вакуумные насосы. Казань: КНИТУ, 2016. 300 с.

7. Kwon M.K., Hwang Y.K. An experimental study on the pumping performance of molecular drag pumps // Journal of Mechanical Science and Technology. 2006. Vol. 20. № 9. P. 1483–1491.

8. Демихов К.Е. Современные направления развития высоковакуумных механических насосов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер.: Машиностроение. 2014. № 5. С. 3–11. 9. **Skovorodko P.A.** Some features of the flow in the Holweck pump / Institute of Thermophysics. Режим доступа: http://arxiv.org (дата обращения: 10.10.2015).

10. **Skovorodko P.A.** Continuum model for Couette–Poiseuille flow in a drag molecular pump / Institute of Thermophysics. Режим доступа: http://arxiv.org (дата обращения 10.10.2015).

11. Nanbu K., Igarashi S. Tree–dimensional low– density flows in the spiral grooves of a Turbo–molecular pump // Computers Fluids. 1992. Vol. 21. P. 221–228.

12. Jou R.Y. Geometrical design of turbo pump's rotor by the power law methodology / Department of Mechanical Design Engineering, 64 Wen-Wha Rd., Huwei. Yunlin. P. 632. Режим доступа: http://sparc.n fu.edu.tw (дата обращения: 25.09.2018).

13. Sharipov F. Rarefied gas dynamics and its applications to vacuum technology // Prepared for Vacuum in Accelerators: Specialized Course of Conference: C06–05–16.1. Р. 1–13. Режим доступа: http://fisica. ufpr.br/ (дата обращения: 25.09.2018).

14. Дудко В.В. Скольжение разреженного газа вдоль неподвижных и колеблющихся поверхностей: Дис. ... докт. физ.-мат. наук. Москва, 2010. 107 с.

15. Colin S. Gas microflows in the slip flow regime: a critical review on convective heat transfer // Journal of heat transfer. 2012. Vol. 134. P. 1-13.

16. Wen-Ming Zhang, Guang Meng, Xueyong Wei. A review on slip models for gas microflows // Microfluid Nanofluid. Springer–Verlag. 2012. Vol. 13. P. 845–882.

17. Sattler R., Wachutka G. Compact Models for Squeeze–Film Damping in the Slip Flow Regime // NSTI–Nanotech. 2004. Vol. 2. P. 243–246.

18. **Pitakarnnop J., Geoffroy S., Colin S., Baldas L.** Slip flow in triangular and trapezoidal microchannels // Heat and Technology. 2008. Vol. 26. \mathbb{N} 1. P. 167–174.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

НИКУЛИН Николай Константинович — кандидат технических наук доцент Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)

E-mail: nikulinnk@gmail.com

СВИЧКАРЬ Елена Владимировна — кандидат технических наук доцент Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)

E-mail: svic@bk.ru

КЛЮЧАРОВ Владимир Сергеевич — инженер Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет) E-mail: klyucharov@gmail.com

Статья поступила в редакцию: 21.09.2018

REFERENCES

[1] **Sharipov F.** Rarefied gas dynamics and its applications to vacuum technology. *Prepared for Vacuum in Accelerators: Specialized Course of Conference*: C06–05–16.1. P. 1–13. Rezhim dostupa: http://fisica.ufpr.br/(data obrashcheniya: 25.09.2018).

[2] **Giors S.** Solved and unsolved gas dynamics problems for turbomolecular drag pumps: an industrial overview. 64th IUVSTA Workshop on Practical Applications and Methods of Gas Dynamics for Vacuum Science and Technology. 2011. P. 1–26. Rezhim dostupa: http://www.itep.kit.edu (data obrashcheniya: 25.09.2018).

[3] Audi M., Giors S., Gotta R. The state of the art in Molecular–Drag Turbo–pump Technology. Agilent Technologies Vacuum Products Division. *Agilent Technologies GmbH*, 2011. P. 1–26.

[4] **Svichkar E.V.** Development of a mathematical model of the gas pumping process and a method for calculating the pumping parameters of a molecularviscosity vacuum pump in the molecular-viscous regime of gas flow: The dissertation of a Cand.Tech.Sci. / Moscow. 2017. 169 p. (rus.)

[5] Giors S., Colombo E., Inzoli F., Subba F., Zanino R. Computational fluid dynamic model of a tapered Holweck vacuum pump operating in the viscous and transition regimes. I. Vacuum performance. J. Vac. Sci. Technol. A. 2006. Vol. 24. № 4. P. 1584–1591.

[6] Khablanyan M.Kh., Saksaganskiy G.L., Burmistrov A.V. [i dr.]. Vakuumnaya tekhnika. Oborudovaniye, proyektirovaniye, tekhnologii, ekspluatatsiya. Ch. 2: Vakuumnyye nasosy. Kazan: KNITU, 2016. 300 s. (rus.)

[7] **Kwon M.K., Hwang Y.K.** An experimental study on the pumping performance of molecular drag pumps. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2006. Vol. 20. № 9. P. 1483–1491.

[8] **Demikhov K.E.** Current trends of high-vacuum mechanical pump. *Herald of the Bauman Moscow state technical university. Mechanical Engineering.* 2014. № 5. P. 3–11. (rus.)

[9] **Skovorodko P.A.** Some features of the flow in the Holweck pump / Institute of Thermophysics. Rezhim dostupa: http://arxiv.org (data obrashcheniya: 10.10.2015).

[10] **Skovorodko P.A.** Continuum model for Couette–Poiseuille flow in a drag molecular pump / Institute of Thermophysics. Rezhim dostupa: http://arxiv.org (data obrashcheniya 10.10.2015).

[11] **Nanbu K., Igarashi S.** Tree–dimensional low– density flows in the spiral grooves of a Turbo–molecular pump. *Computers Fluids*. 1992. Vol. 21. P. 221–228. [12] **Jou R.Y.** Geometrical design of turbo pump's rotor by the power law methodology / Department of Mechanical Design Engineering, 64 Wen–Wha Rd., Huwei. Yunlin. P. 632. Rezhim dostupa: http://sparc.nf .edu.tw (data obrashcheniya: 25.09.2018).

[13] **Sharipov F.** Rarefied gas dynamics and its applications to vacuum technology. *Prepared for Vacuum in Accelerators: Specialized Course of Conference*: C06–05–16.1. P. 1–13. Rezhim dostupa: http://fisica.ufpr.br/ (data obrashcheniya: 25.09.2018).

[14] **Dudko V.V.** The slip of a rarefied gas along a stationary and oscillating surfaces: The dissertation of a Doc. physical and mathematical Sciences Moscow. 2010. 107 s. (rus.)

[15] **Colin S.** Gas microflows in the slip flow regime: a critical review on convective heat transfer. *Journal of heat transfer.* 2012. Vol. 134. P. 1–13.

[16] **Wen-Ming Zhang, Guang Meng, Xueyong Wei.** A review on slip models for gas microflows. *Microfluid Nanofluid*. Springer–Verlag. 2012. Vol. 13, P. 845–882.

[17] **Sattler R., Wachutka G.** Compact Models for Squeeze–Film Damping in the Slip Flow Regime. *NSTI–Nanotech.* 2004. Vol. 2. P. 243–246.

[18] **Pitakarnnop J., Geoffroy S., Colin S., Baldas L.** Slip flow in triangular and trapezoidal microchannels. *Heat and Technology*. 2008. Vol. 26. № 1. P. 167–174.

THE AUTHORS

NIKULIN Nikolai K. – Bauman Moscow state technical university E-mail: nikulinnk@gmail.com SVICHKAR Elena V. – Bauman Moscow state technical university E-mail: svic@bk.ru KLYUCHAROV Vladimir S. – Bauman Moscow state technical university E-mail: klyucharov@gmail.com

Received: 21.09.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24410 УДК 621.165-532.517

Н.Г. Иванов¹, А.И. Кириллов¹, Е.М. Смирнов¹, Н.А. Ярославцева²

 Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия
 Штутгартский университет, Штутгарт, Германия

ВИХРЕВАЯ ЯЧЕЙКА КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЛЬЦЕВОГО ОСЕРАДИАЛЬНОГО ДИФФУЗОРА

Сформулирована мотивация к поиску новых методов снижения потерь кинетической энергии в кольцевых осерадиальных диффузорах с крутым поворотом потока, применяемым в выходных патрубках конденсационных паровых турбин. Приведены результаты численного моделирования отрывного течения в кольцевом осерадиальном диффузоре с вихревыми ячейками, предназначенными для управления отрывом потока. Численное моделирование выполнено на основе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье—Стокса в стационарной осесимметричной постановке. Оценена эффективность вихревой ячейки в зависимости от ее размера, места расположения на поверхности диффузора вблизи зоны отрыва потока и интенсивности щелевого отсоса. Показано, что вихревую ячейку с щелевым отсосом, можно рассматривать как перспективный способ управления отрывом потока в кольцевом диффузоре с крутым поворотом потока.

Ключевые слова: осерадиальный диффузор, отрыв потока, численное моделирование, вихревая ячейка, отсос пограничного слоя.

Ссылка при цитировании:

Н.Г. Иванов, А.И. Кириллов, Е.М. Смирнов, Н.А. Ярославцева. Вихревая ячейка как средство повышения эффективности кольцевого осерадиального диффузора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 97–105. DOI: 10.18721/JEST.24410.

N.G. Ivanov¹, A.I. Kirillov¹, E.M. Smirnov¹, N.A. Iaroslavtceva²

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia
 2 – Universität Stuttgart, Stuttgart, Germany

VORTEX CELL AS A MEANS OF IMPROVING THE EFFICIENCY OF AN ANNULAR AXIAL-RADIAL DIFFUSER

The paper provides an explanation why new methods of reducing kinetic energy losses have to be developed for annular axial-radial diffusers with a sharp turn of the stream, used in exhaust hoods of condensing steam turbines. The results of numerical simulation of separated flow in an annular axial-radial diffuser with vortex cells intended for control of flow separation are presented. Numerical simulation is based on the solution of the Reynolds-averaged Navier–Stokes equations in a steady axisymmetric formulation. The efficiency of the vortex cell is estimated depending on its size, location on the surface of the diffuser near the flow separation zone and the intensity of the slit suction. The conclusion is that the vortex cell with a slit suction can be regarded as a promising method for controlling flow separation in an axial-radial diffuser with a sharp turn of the stream.

Keywords: axial-radial diffuser, flow separation, numerical simulation, vortex cell, boundary layer suction.

Citation:

N.G. Ivanov, A.I. Kirillov, E.M. Smirnov, N.A. Iaroslavtceva, Vortex cell as a means of improving the efficiency of an annular axial-radial diffuser, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 97–105, DOI: 10.18721/JEST.24410.

Введение

Кольцевой диффузор за последней ступенью — это выходной участок проточной части газовых и большинства паровых турбин, работающих в современных крупных энергосистемах.

В газовых турбинах кинетическая энергия выходной скорости потока, покидающего последнюю ступень, соответствует 7—8 % полезной мощности турбоустановки, поэтому фирмы, производящие газотурбинное оборудование, уделяют особое внимание отработке аэродинамики выходных патрубков. Максимально достигнутый уровень полезного использования выходной кинетической энергии в лучших образцах выходных патрубков мощных стационарных газовых турбин приближается к 50 %.

В мощных конденсационных паровых турбинах, работающих на крупных тепловых и атомных электростанциях, кинетическая энергия выходной скорости соответствует 2-4 % полезной мощности. Вследствие низкого давления пара в конденсаторе (3,5-6 кПа), которое необходимо поддерживать для достижения высокого термического КПД паротурбинной установки, размеры проточной части за последней степенью турбины увеличиваются настолько, что применить эффективно работающий кольцевой осерадиальный диффузор с оптимальной формой канала нереально из-за габаритных ограничений. Поэтому выходные патрубки паровых турбин выполняют либо без диффузора (для конденсационных турбин в редких случаях), либо со встроенным в выходной патрубок осерадиальным диффузором, имеющим недостаточную протяженность в осевом направлении.

Проблеме снижения аэродинамического сопротивления осерадиальных диффузоров, встроенных в выходные патрубки паровых турбин, посвящены многочисленные экспериментальные и расчетно-аналитические исследования [1–7]. Предложен ряд мер, повышающих их эффективность. На снижение потерь, вызванных отрывом потока при его резком повороте у периферийной поверхности диффузора, положительное влияние оказывает, например, тангенциальный вдув пара в предотрывную зону. Полезной оказывается установка дефлекторов, организующих течение в диффузоре. Возможно применение отсоса пограничного слоя. Однако коэффициент полных потерь выходных патрубков современных паровых турбин находится на уровне 1,1–1,4, и задача повышения их эффективности остается весьма актуальной.

В последние два десятилетия активно развиваются исследования по применению вихревых ячеек с целью управления отрывом пограничного слоя при внешнем обтекании утолщенных тел. Выполнены расчетноаналитические работы и эксперименты [8–14], которые показали, что в случае оптимального размещения вихревых ячеек можно добиться многократного увеличения подъемной силы и снижения лобового сопротивления. Например, при обтекании полукруглого тела удалось за счет двух вихревых ячеек круглого сечения со щелевым отсосом получить шестикратное повышение подъемной силы [14]. В монографии [12] опубликованы результаты методических расчетно-экспериментальных исследований применения вихревой ячейки с отсосом с поверхности соосного цилиндрического центрального тела в плоском расширяющемся канале. Подробно обсуждается структура течения в канале и в ячейке, существенно зависящая от скорости отсоса. В [12] также представлены результаты расчетов течения в плоскопараллельном поворотном канале с круговой каверной, в том числе для условий, соответствующих эксперименту [11]. Результаты расчетов показали, что установка вихревой ячейки в области поворота может приводить к уменьшению потерь.

Таким образом, имеются достаточные предпосылки, чтобы оценить эффективность применения вихревых ячеек для снижения аэродинамического сопротивления осерадиальных диффузоров выходных патрубков паровых турбин. С этой целью было выполнено численное исследование влияния вихревой ячейки на турбулентное течение в кольцевом осерадиальном диффузоре с малым радиусом поворота потока (рис. 1), результаты которого изложены в настоящей статье.

Постановка задачи

Численное моделирование отрывного течения совершенного газа в кольцевом осерадиальном диффузоре, рассмотренном ранее в [15], выполнено на основе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса в стационарной осесимметричной постановке. Расчетная область включала участок конфузорного течения, собственно диффузор и дополнительный участок для выравнивания радиального течения после диффузора. Течение в диффузоре обеспечивалось перепадом давления между входом, где задавалось полное давление, и выходной границей, на которой задавалось статическое давление (выход в атмосферу). Твердые стенки втулки и обечайки – адиабатические, с условием прилипания. Температура на входе в расчетную область соответствовала нормальным условиям. Интенсивность турбулентности на входе -0,5 %, отношение турбулентной вязкости к молекулярной равно 0,5. Число Рейнольдса, вычисленное по высоте канала $h = (D_0 - d_0)/2$ и среднемассовым значениям скорости и плотности при входе в диффузор, составляло 1,8 · 10⁵. Число Маха при входе потока в диффузор $M_{in} = 0,47$.

Газодинамическая эффективность диффузора оценивалась по значению коэффициента полных потерь

$$\zeta_{\rm II} = \frac{1 - (p_2 / p_1^*)^{(k-1)/k}}{1 - (p_1 / p_1^*)^{(k-1)/k}},$$

где p_1 — статическое, а p_1^* — полное давление на входе в диффузор; p_2 — статическое давление в выходном сечении диффузора; k — показатель адиабаты.



Рис. 1. Проточная часть кольцевого диффузора: $D_0 = 186,5$ мм; $d_0 = 130,5$ мм; L = 37,5 мм; $D_e = 336$ мм; $R_1 = 20$ мм; $R_2 = 9$ мм

Fig. 1. The flow part of annular diffuser: $D_0 = 186,5 \text{ mm}; d_0 = 130,5 \text{ mm}; L = 37,5 \text{ mm};$ $D_e = 336 \text{ mm}; R_1 = 20 \text{ mm}; R_2 = 9 \text{ mm}$



Рис. 2. Вихревые ячейки на поверхности диффузора: *a*) $R_c = R_2$; *б*) $R_c < R_2$ Fig. 2. Vortex cells on the diffuser surface: *a*) $R_c = R_2$; *б*) $R_c < R_2$

Рассмотрены два варианта размещения вихревой ячейки круглого сечения на периферийной поверхности диффузорного канала в зоне поворота потока (рис. 2). В первом варианте вихревая ячейка радиуса $R_c = R_2$ охватывает всю область поворота диффузора. Ячейка замещает собой или весь участок стенки на повороте потока (полностью раскрытая ячейка), или — при уменьшении угла раскрытия ячейки — лишь его начальную часть. Во втором варианте радиус ячейки R_c меньше R_2 , и степень ее влияния на основной поток зависит от места размещения и размера ячейки. Для обоих вариантов исследовано влияние на эффективность вихревой ячейки щелевого отсоса с ее стенки. Зона отсоса размещалась на небольшом участке поверхности ячейки, противоположном входу в ячейку. Величина относительного расхода отсоса варьировалась.

Вычислительные аспекты. Для численного моделирования использован программный пакет ANSYS Fluent 17.2*, включающий следующие опции численного алгоритма:

метод Coupled с функцией Pseudo Transient, позволяющий ускорить сходимость стационарного решения;

опцию Green-Gauss-Cell-Based для вычисления градиентов по значениям в центрах ячеек;

взвешенную противопоточную схему второго порядка Standard для интерполяции давления на грань ячейки;

противопоточную схему второго порядка Second-Order-Upwind для дискретизации конвективных слагаемых при решении уравнений движения и модели турбулентности.

Предыдущие расчеты показали, что от выбора модели турбулентности зависит положение точки отрыва и уровень турбулентной вязкости за поворотом потока, что в совокупности влияет на уровень потерь [15]. В настоящей работе все расчеты выполнены с использованием SST $k-\omega$ модели турбулентности Ментера [16].

Сеточная сходимость. Для расчета проточной части диффузора была построена базовая квазиструктурированная сетка размерностью 124×201 узлов, которая обеспечивала значения $y_1^+ < 1$ по всей длине диффузора. В ходе анализа сеточной сходимости решения были рассмотрены еще две сетки: огрубленная и измельченная. Качество сеток оценивалось посредством сопоставления рассчитанных полей скорости и значений коэффициента полных потерь. Для всех трех сеток результаты вычислений практически совпали. В области вихревой ячейки была построена неструктурированная расчетная сетка со сгущениями к стенкам, а также в области взаимодействия потоков в ячейке и в диффузоре. Исследование сеточной сходимости показало, что сетка, построенная для расчета течения внутри вихревых ячеек, достаточна, чтобы решение было сеточно независимым.

Результаты расчетов

Вихревая ячейка радиуса $R_c = R_2$ (рис. 2, *a*). Для первого варианта размещения вихревой ячейки расчеты выполнены при двух углах раскрытия ячейки: 81° (ячейка замещает весь участок поворота потока) и 40,5° (ячейка замещает первую половину участка поворота потока). Проанализировано также влияние щелевого отсоса воздуха из ячейки на ее эффективность.

Угол раскрытия ячейки. Независимо от величины угла раскрытия вращение воздуха в ячейке происходит в сторону, противоположную повороту основного потока. В обоих случаях входное окно ячейки оказывается в зоне возвратного течения, возникающего вследствие развитого отрыва основного потока от периферийного обвода диффузора при повороте на 90°. Вихревая ячейка не сокращает зону возвратного течения в диффузоре, а становится лишь дополнительным источником диссипативных потерь. Как показано нами несколько ранее [17], по сравнению с исходным вариантом без вихревой ячейки коэффициент полных потерь в диффузоре ζ_п возрастает на 13,7 и 17,8 % для углов раскрытия ячейки соответственно 40,5 и 81°.

Шелевой отсос сокращает зону возвратного течения (рис. 3) и снижает потери в диффузоре. Зависимость коэффициента полных потерь от относительного расхода отсоса $G'_{suc} = G_{suc}/G_0$ (здесь G_{suc} – расход через отсос, G_0 – полный расход через диффузор) линейная. Положительный эффект от применения ячейки радиуса $R_c = R_2$ возникает лишь при больших расходах отсоса ($G'_{suc} > 4,5\%$), и ее практическое применение вряд ли целесообразно.

^{*} ANSYS Inc. ANSYS Fluent 17.2 User's Guide, 2016.



Рис. 3. Поле модуля скорости и картина линий тока в диффузоре с вихревой ячейкой $R_c = R_2$ без отсоса (*a*) и с отсосом $\overline{G}_{suc} = 5 \%$ (*б*) Fig. 3. Velocity magnitude field and streamline pattern in the diffuser with vortex cell without suction (*a*) and with suction $\overline{G}_{suc} = 5 \%$ (*б*)

Вихревая ячейка радиуса $R_c < R_2$. Для круглой ячейки радиуса меньшего, чем радиус поворота периферийного обвода диффузора, выполнен расчетный анализ по поиску места ее размещения и размера, которые обеспечивают максимальную эффективность ячейки. Рассмотрено также влияние щелевого отсоса из ячейки.

Место расположения вихревой ячейки, соответствующее ее максимальной эффективности, было выбрано по результатам решения модельной задачи, в которой вихревая ячейка была заменена участком стенки с условием проскальзывания. Такое приближение позволило без перестроения геометрии расчетной области оценить, будет ли отсутствие тормозящего эффекта стенки на выбранном участке снижать потери в диффузоре. В ходе рассмотрения различных вариантов расположения ячейки было выявлено, что наибольший эффект достигается при ее размещении сразу после начала поворота. Таким образом, начало входного окна ячейки располагается в месте сопряжения прямолинейного и скругленного участков стенки.

Размер вихревой ячейки. На рис. 4 представлены результаты расчета коэффициента полных потерь в диффузоре в зависимости от радиуса вихревой ячейки *R*_c. В диапазоне $3 < R_c < 5$ мм значение радиуса варьировалось с шагом 0,5 мм, а за пределами этого диапазона – с шагом 1 мм. По мере возрастания R_c в диапазоне 2,5–4 мм потери плавно снижаются. При $R_c > 4$ мм происходит резкое возрастание потерь, и эффективность вихревой ячейки становится отрицательной. Это коррелирует с предельным случаем – рассмотренной выше вихревой ячейкой, замещающей весь участок поворота потока ($R_c = 9$ мм), для которой коэффициент полных потерь в диффузоре ζ_{π} возрастает примерно до 1,9.

Ощутимое снижение потерь в диффузоре в некотором диапазоне радиуса вихревой ячейки $(R_c = 3-4 \text{ мм})$ связано с особенностями структуры течения в ячейке и в области взаимодействия основного потока с потоком в ячейке. По мере увеличения радиуса ячейки скорость вращающегося в ней в направлении против часовой стрелки потока возрастает. В интервале $2,5 < R_c < 4 \text{ мм}$ она становится достаточной для понижения давления, вызывающего смещение вниз по потоку и сокращение размера зоны отрыва основного потока у периферийного обвода диффузора. При $R_c = 4 \text{ мм}$ скорость у периферии ячейки достигает 75 м/с (рис. 5, *a*), и эффективность ячейки оказывается наибольшей.



Рис. 4. Влияние радиуса вихревой ячейки *R*_c, мм, на потери в диффузоре *1* – значение потерь без ячейки, *2* – значения потерь с ячейкой

Fig. 4. Diffuser losses as a function of the vortex cell radius: I - losses without vortex cell, 2 - losses with the cell

При увеличении радиуса ячейки до 4,5 мм кинетической энергии в пристенном слое основного потока оказывается недостаточно, чтобы поддерживать в ячейке организованное вихревое течение возросшей массы воздуха с направлением вращения против часовой стрелки. В зоне смешения зарождается второй вихрь, основной поток в ячейке меняет направление вращения, начало зоны отрыва потока от периферийного обвода диффузора смещается вверх по потоку (рис. 5, δ). В результате эффективность ячейки становится отрицательной.

Шелевой отсос заметно повышает эффективность вихревой ячейки. Отсос даже небольшого количества газа резко активизирует вихревое движение в ячейке. Например, при отсосе из ячейки 0,5 % от расхода через диффузор вдвое повышается скорость у периферии ячейки и значительно увеличивается скорость основного потока у периферийного обвода диффузора. Зона отрыва основного потока при этом сдвигается вниз по течению, и коэффициент полных потерь в диффузоре снижается (рис. 6). Следует отметить, что отсос пограничного слоя непосредственно со стенки в предотрывной зоне диффузора – известное средство повышения его эффективности. Как показали расчетные оценки, применение вихревой ячейки в рассмотренном диффузоре оказывает существенный положительный эффект только в сочетании с отсосом.



Рис. 5. Поле скорости в вихревых ячейках радиуса 4 (a) и 4,5 (δ) мм Fig. 5. Velocity field in vortex cells of 4 (a) and 4,5 (δ) mm radius



Рис. 6. Зависимость коэффициента полных потерь от расхода отсоса:

1 – значение потерь без ячейки, 2 – значения потерь с ячейкой

Fig. 6. Dependence of the total loss coefficient on the suction flow rate:

1 -losses without vortex cell, 2 -losses with the cell

1. **Дейч М.Е., Зарянкин А.Е.** Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М.: Энергия, 1970. 384 с.

2. Мигай В.К., Гудков Э.И. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. Л.: Машиностроение, 1981. 272 с.

3. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин. М.: Изд-во МЭИ, 2002. 274 с.

4. Epiphanov V.K., Gaev V.D., Lisiansky A.S., Kirillov A.I., Nikolaev M.A., Smirnov E.M., Zaitsev D.K. Effects of deflector vane geometry on performance of large-scale turbine exhaust hood at transonic flow conditions: air-test experiments and 3D numerical simulation // Proc. of the 5th European Conference Turbomachinery. Praha, 2003. P. 803–812.

5. Ямалтдинов А.А., Сахнин Ю.А., Рябчиков А.Ю., Евдокимов С.Ю., Сергач С.В. Модернизация выхлопных патрубков ЧНД паровых турбин производства ЗАО «УТЗ» // Теплоэнергетика. 2014. № 12. С. 19–23.

Заключение

Результаты численного моделирования, выполненного с целью оценки эффективности применения вихревых ячеек для снижения потерь отрыва в осерадиальном диффузоре с крутым поворотом потока, позволяют сделать следующие выводы:

применение вихревой ячейки, замещающей участок поворота периферийного обвода диффузора ($R_c = R_2$), приводит к росту потерь независимо от угла раскрытия вихревой ячейки;

положительный эффект от применения вихревой ячейки достигается в определенном диапазоне радиусов ячейки $R_c < R_2$ при рациональном ее размещении на поверхности диффузора;

отсос рабочего тела из ячейки значительно повышает ее эффективность.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант № 17-08-00854).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

6. Гудков Э.И., Тайч Л. Экспериментальное исследование совместного влияния надбандажной протечки и вдува в диффузорный канал на аэродинамические характеристики паротурбинного выхлопного тракта // Труды ЦКТИ. 2002. № 283. С. 114–122.

7. Зарянкин А.Е., Григорьев Е.Ю., Рогалев А.Н., Гарнин И.В. Исследование и аэродинамическое совершенствование выхлопного патрубка цилиндра низкого давления паровой турбины // Вестник Ивановского энергетического университета им. В.И. Ленина. 2017. Вып. 2. С. 18–26.

8. **De Gregorio F., Fraioli O.** Flow control on a high thickness airfoil by a trapped vortex cavity // Proc. 14th Int. Symp. on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics. 7–10 July 2008. Lisbon. P. 1–12.

9. Donelli R.S., De Gregorio F., Iannelly P. Flow Separation Control by Trapped Vortex // AIAA. 2010. Paper 2010–1409. 19 p.

10. Управление обтеканием тел с вихревыми ячейками в приложении к летательным аппаратам интегральной компоновки (численное и физическое моделирование) / Под ред. А.В. Ермишина и С.А. Исаева. М.: Изд-во МГУ, 2003. 360 с.

11. **Savelsberg R., Castro I.** Vortex flows in open cylindrical-section cavities // Exp. Fluids. 2009. № 46. P. 485–497.

12. Аэродинамика утолщенных тел с вихревыми ячейками. Численное и физическое и моделирование / Под ред. С.А. Исаева. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. 215 с.

13. Исаев С.А., Судаков А.Г., Усачов А.Е., Харченко В.Б. Моделирование эффекта увеличения подъемной силы и повышения аэродинамического качества толстого геттингеновского профиля при оптимальном расположении вихревой ячейки // Письма в ЖТФ. 2015. Т. 41. №. 11. С. 103–110.

14. Исаев С.А., Баранов П.А., Судаков А.Г., Попов И.А., Усачов А.Е. Управление обтеканием полукругового профиля под нулевым углом атаки при отсосе в одной и двух вихревых ячейках для достижения экстремальной подъемной силы // Письма в ЖТФ. 2017. Т. 43. № 24. С. 53–58.

15. Левченя А.М., Кириллов А.И., Смирнов Е.М. Численное моделирование отрывного течения в кольцевом осерадиальном диффузоре // Научнотехнические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 4. С. 172–180. DOI: 10.18721/JEST.230417.

16. **Menter F.R., Kuntz M., Langtry R.** Ten Years of Industrial Exerience with the SST Turbulence Model. Turbulence, Heat and Mass Transfer 4 / Ed.: K. Hanjalic, Y. Nagano and Tummers. Begell House Inc. 2003. P. 625–632.

17. Ярославцева Н.А., Иванов Н.Г., Кириллов А.И. Оценка эффективности применения вихревых ячеек для управления отрывом турбулентного потока в осерадиальном диффузоре // Неделя науки СПбПУ: материалы научной конференции с международным участием. Институт прикладной математики и механики. СПб.: Политех-пресс, 2018. С. 58–60.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ИВАНОВ Николай Георгиевич — кандидат физико-математических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: ivanov_ng@spbstu.ru

КИРИЛЛОВ Александр Иванович — доктор технических наук ведущий инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: ai_kirillov@mail.ru

СМИРНОВ Евгений Михайлович — доктор физико-математических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: aero@phmf.spbstu.ru

ЯРОСЛАВЦЕВА Надежда Александровна — *аспирант Штутгартского университета* E-mail: nadya.yaros94@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 06.11.2018

REFERENCES

[1] **Deych M.Ye., Zaryankin A.Ye.** Gazodinamika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov turbomashin. M.: Energiya, 1970. 384 s. (rus.)

[2] **Migay V.K., Gudkov E.I.** Proyektirovaniye i raschet vykhodnykh diffuzorov turbomashin. L.: Mashinostroyeniye, 1981. 272 s. (rus.)

[3] **Zaryankin A.Ye., Simonov B.P.** Vykhlopnyye patrubki parovykh i gazovykh turbin. M.: Izdatelstvo MEI, 2002. 274 s. (rus.)

[4] Epiphanov V.K., Gaev V.D., Lisiansky A.S., Kirillov A.I., Nikolaev M.A., Smirnov E.M., Zaitsev D.K. Effects of deflector vane geometry on performance of large-scale turbine exhaust hood at transonic flow conditions: air-test experiments and 3D numerical simulation. *Proc. of the 5th European Conference Turbomachinery*. Praha, 2003. P. 803–812.

[5] Yamaltdinov A.A., Sakhnin Yu.A., Ryabchikov A.Yu., Evdokimov S.Yu., Sergach S.V. Modernization of exhaust hoods of low-pressure sections of steam turbines manufactured by the Ural Turbine Works. *Thermal Engineering*. 2014. Vol. 61. Is. 12. P. 864–867.

[6] **Gudkov E.I., Taych L.** Eksperimentalnoye issledovaniye sovmestnogo vliyaniya nadbandazhnoy protechki i vduva v diffuzornyy kanal na aerodinamicheskiye kharakteristiki paroturbinnogo vykhlopnogo trakta. *Trudy TsKTI*. 2002. № 283. S. 114–122. (rus.)

[7] Zaryankin A.Ye., Grigoryev Ye.Yu., Rogalev A.N., Garnin I.V. Issledovaniye i aerodinamicheskoye sovershenstvovaniye vykhlopnogo patrubka tsilindra nizkogo davleniya parovoy turbiny. *Vestnik Ivanovskogo energeticheskogo universiteta im. V.I. Lenina.* 2017. Vyp. 2. S. 18–26. (rus.)

[8] **De Gregorio F., Fraioli O.** Flow control on a high thickness airfoil by a trapped vortex cavity. *Proc. 14th Int. Symp. on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics.* 7–10 July 2008. Lisbon. P. 1–12.

[9] **Donelli R.S., De Gregorio F., Iannelly P.** Flow Separation Control by Trapped Vortex. *AIAA*. 2010. Paper 2010–1409. 19 p.

[10] Upravleniye obtekaniyem tel s vikhrevymi yacheykami v prilozhenii k letatelnym apparatam integralnoy komponovki (chislennoye i fizicheskoye modelirovaniye) / Pod red. A.V. Yermishina i S.A. Isayeva. M.: Izd-vo MGU, 2003. 360 s. (rus.)

[11] Savelsberg R., Castro I. Vortex flows in open cylindrical-section cavities. *Exp. Fluids*. 2009. \mathbb{N}° 46. P. 485–497.

[12] Aerodinamika utolshchennykh tel s vikhrevymi yacheykami. Chislennoye i fizicheskoye i modelirovaniye / Pod red. S.A. Isayeva. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016. 215 s. (rus.) [13] Isaev S.A., Sudakov A.G., Usachov A.E., Kharchenko V.B. Modeling an increase in the lift and aerodynamic efficiency of a thick Göttingen airfoil with optimum arrangement. *Technical Physics Letters*. 2015. Vol. 41. Is. 6. P. 561–564.

[14] **Isaev S.A., Baranov P.A., Sudakov A.G., Popov I.A., Usachov A.E.** Controlling the flow past a semicircular airfoil at zero angle of attack using slot suction in one or two vortex cells for attaining extremal lift. *Technical Physics Letters*. 2017. Vol. 43. Is. 12. P. 1115–1117.

[15] Levchenya A.M., Kirillov A.I., Smirnov E.M. Numerical simulation of separated flow in an annular axial-radial diffuser. *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology.* 23(04)(2017) 172–180. DOI: 10.18721/JEST.230417. (rus.)

[16] **Menter F.R., Kuntz M., Langtry R.** Ten Years of Industrial Exerience with the SST Turbulence Model. Turbulence, Heat and Mass Transfer 4 / Ed.: K. Hanjalic, Y. Nagano and Tummers. Begell House Inc., 2003. P. 625–632.

[17] **Iaroslavtceva N.A., Ivanov N.G., Kirillov A.I.** Evaluation of the efficiency of the vortex cell application to control the separation in the axial-radial diffuser / In: *Proc. of XLVII International Young Researchers Conference «SPbPU Week of Science», Institute of Applied Mathematics and Mechanics.* St.-Petersburg, Russia. November 19–24, 2018. S. 58–60. (rus.)

THE AUTHORS

IVANOV Nikolai G. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: ivanov_ng@spbstu.ru
KIRILLOV Aleksandr I. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: ai_kirillov@mail.ru
SMIRNOV Evgenii M. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university
E-mail: aero@phmf.spbstu.ru
IAROSLAVTCEVA Nadezhda A. – Universität Stuttgart
E-mail: nadya.yaros94@gmail.com

Received: 06.11.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24411 УДК 696:697

О.В. Аверьянова

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

ПОТЕНЦИАЛ ПРИМЕНЕНИЯ СЕТЕЙ С ЕДИНЫМ КОНТУРОМ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

В статье приведена методика расчета годового энергопотребления крупного объекта с тепловыми насосами, включенными в единый контур, и предложена карта районирования по потенциалу их применения. Рассмотрены традиционная система с приборами отопления и вентиляторными доводчиками и перспективная система с тепловыми насосами, включенными в единый водяной контур. Приведено описание алгоритма расчета энергопотребления этих систем. На основе этой методики рассчитан коэффициент относительной энергоэффективности применения сетей с единым контуром теплонасосных установок для Российской Федерации и составлена карта районирования по потенциалу их применения. Дан анализ энергоэффективности системы с тепловыми насосами, включенными в единый водяной контур, на примере торгово-развлекательного центра. Предлагаемая методика и карта районирования применимы для расчетов годового энергопотребления для инженерных сетей с единым контуром тепловых насосов и могут быть рекомендованы к применения.

Ключевые слова: тепловой насос, энергопотребление, крупный строительный объект, тепловая сеть, методика расчета, карта районирования.

Ссылка при цитировании:

О.В. Аверьянова. Потенциал применения сетей с единым контуром теплонасосных установок в Российской Федерации // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 106–117. DOI: 10.18721/JEST.24411.

O.V. Averyanova

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

POSSIBILITIES OF USING HEAT PUMP SYSTEMS WITH A WATER LOOP IN RUSSIAN FEDERATION

The paper presents a procedure for calculating the annual energy consumption of a large construction object whose heating system comprises heat pumps connected in a water loop and offers a zone map of the Russian Federation depending on the potential efficiency of using water-loop heat pump systems. We have considered the traditional system with heating units and cooling fan coil units and the proposed new system with water-loop heat pumps. The procedure for calculating the energy consumption of these systems is described. Based on this procedure, we have calculated the coefficient of relative energy efficiency of using water-loop heat pump systems for Russian Federation and constructed a zone map of Russian Federation depending on the potential efficiency of using these systems. We have analyzed the energy efficiency of water-loop heat pump systems for large construction objects. The proposed procedure and the zone map are applicable for calculations of annual energy consumption of heating systems with heat pumps included in the water loop and can be recommended as a tool for choosing the circuit design.

Keywords: heat pump, energy consumption, large construction object, heating system, methodology of calculation, zone map.

Citation:

O.V. Averyanova, Possibilities of using heat pump systems with a water loop in Russian Federation, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 106–117, DOI: 10.18721/JEST.24411.

Введение

В отечественной практике проектирования сетей энерго- и теплоснабжения крупных объектов промышленного и гражданского назначения ведется совершенствование методик расчета тепловых сетей и установок с целью улучшения их технико-экономических характеристик, экономии энергетических ресурсов, а также создания оптимальных для защиты окружающей среды тепловых систем [1–4].

Снижение расходов энергии в них основывается на комплексном учете факторов, определяющих возможности экономии [4]. Среди них — расчет потоков энергии и вещества внутри зданий и на границах ограждающих конструкций с дальнейшим их перераспределением. Определенные возможности для этого открываются при обоснованном применении тепловых насосов (TH) [5–9, 13–15].

Применение теплонасосных установок на крупных объектах промышленного и гражданского назначения позволяет существенно снизить удельные затраты на производство энергетических ресурсов и повысить эффективность их использования за счет применения энергосберегающих технологий [11, 12].

Существующая практика проектирования инженерных сетей с использованием теплонасосных установок (ТНУ) не учитывает региональные климатические условия, удельные тепловые нагрузки на сети тепло- и холодоснабжения, тарифы на энергоносители и т. д. Это негативно сказывается на общей эффективности работы и на размерах инвестиций в подобные сети.

В настоящее время отсутствуют инструменты, позволяющие делать обоснованный выбор сетей с единым контуром теплонасосных установок. Таким инструментом может быть карта районирования по потенциалу применения таких сетей.

Цели работы:

создание методики расчета энергопотребления внутренних инженерных сетей, отличающейся от существующих методик одновременным учетом теплоты и электроэнергии и позволяющей провести обоснованный выбор сети с единым контуром теплонаносных установок;

расчет по предложенной методике значения удельного показателя относительной энергоэффективности применения сетей с единым контуром теплонаносных установок;

составление карты районирования Российской Федерации по потенциалу применения сетей с единым контуром теплонаносных установок, основываясь на рассчитанных значениях удельных показателей энероэффективности.

Методика расчета энергопотребления внутренних инженерных сетей с одновременным учетом теплоты и электроэнергии

Допущения и ограничения. Существенны следующие допущения и ограничения:

1. Под традиционной системой для обогрева объекта понимается система с приборами отопления, включенными в первый гидравлический контур, и потребляющая только теплоту. Для удаления теплоизбытков на объекте рассматривается система с вентиляторными доводчиками, включенными во второй гидравлический контур. Электрическая энергия расходуется на привод компрессоров холодильного оборудования.

2. В качестве предлагаемой системы, применяемой одновременно для обогрева и отвода теплоизбытков на объекте, рассматривается система с единым контуром ТНУ. Электрическая энергия расходуется на привод компрессорного оборудования ТНУ.

3. На диапазон температур, в которых может работать ТНУ в режиме непосредственного отопления объекта, наложены технические ограничения, связанные с теплофизическими свойствами применяемых хладонов (рабочие тела). При выходе за верхнюю границу температуры конденсации хладона в конденсаторе ТНУ задействуется традиционная система отопления.

4. При принятом способе регулирования теплообмена по качеству подводимого теплоносителя в тепловой системе перепад давления Δp постоянен и только характеризует сам объект. Электроэнергия для привода насосного оборудования, поддерживающего постоянный напор в гидравлических контурах, не учитывается.

5. Расчет годового энергопотребления производится по значению общего поставленного количества энергии, которое складывается из теплоты и электроэнергии, выраженной в тепловых единицах; для этого вводится коэффициент пересчета электрической энергии в теплоту по степени затрат в денежном выражении (*n*). Этот коэффициент является переменным и отражает текущее состояние цен на энергоносители в конкретном регионе.

6. Исходными данными для расчета поставленной энергии, выраженной в единицах тепловой энергии, будут следующие заданные характеристики объекта расчета: *t*_{вн} — температура внутреннего воздуха рассматриваемого помещения, °С; G_{рец} – расход рециркуляционного внутреннего воздуха через индивидуальный доводчик или ТН, кг/ч; *t_{wkS}* – температура теплоносителя на выходе из ТН, работающего в расчетный час на отопление, принимается равной нижнему значению температуры теплоносителя в гидравлическом контуре с TH (17,5 °C); t_{wkN} – температура теплоносителя на выходе из ТН, работающего в расчетный час на охлаждение, принимается равной верхнему значению температуры теплоносителя в гидравлическом контуре с TH (22,5 °C); t_w – средняя температура теплоносителя в едином гидравлическом контуре с ТН, при которой система находится в равновесном состоянии (когда потребление дополнительного тепла или отвод избыточного тепла для единого гидравлического контура с ТН не требуется), равна 20 °С.

При расчете температур конденсации и кипения в TH значение полного перепада температуры $\Delta \Theta$ (температура среды на входе в теплообменник TH минус температура конденсации хладоагента в TH) постоянно и принято равным 8 °C.

7. Удельные характеристики цикла TH определены по диаграмме $\lg P - i$ для хладона, используемого в качестве рабочего тела в TH; их значения сведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Удельные характеристики цикла ТН при температуре испарения R407C 15 °C и различных температурах конденсации

Table 1

of HP evaporating temperature R407C 15 °C and diffe- rently condensation pocket			
Температура	Улельная тепло-	Теплота сжатия	

Specific characteristics of cyclic process

Температура	Удельная тепло-	Теплота сжатия
конденсации	производительность	(heat of com-
(condensation	(specific heat out-	pression), l,
pocket), °C	put), <i>q</i> _k , кДж/кг	кДж/кг
28	208,32	13,94
29	208,12	14,97
30	207,18	15,99
31	206,52	17,01
32	205,60	18,02
33	204,98	19,02
34	204,37	20,02
35	203,10	21,01

Таблица 2

Удельные характеристики цикла ТН при температуре конденсации R407C 28 °C и различных температурах кипения

Table 2

Specific characteristics of cyclic process of HP condensation pocket R407C 28 °C and differently evaporating temperature

Тактаратира	Vacuum vacuum	Townson ownering
температура	удельная холодо-	теплота сжатия
кипения	производительность	(heat of com-
(evaporating	(specific cold con-	pression), l,
temperature), °C	sumption), q_x , кДж/кг	кДж/кг
6	187,80	24,55
7	188,42	23,33
8	189,04	22,12
9	189,66	20,92
10	190,49	19,73
11	190,89	18,56
12	191,31	17,39
13	191,73	16,23
14	192,14	15,08
15	192,76	13,94
16	193,38	12,82
Алгоритм расчета. Исходные данные: значения n и $t_{\text{вн}}$; объемно-планировочные решения объекта расчета; место его строительства.

Последовательность расчета:

1. В соответствии с местом строительства объекта из базы климатических данных выбираются значения энергопоступления на горизонтальную (Q_i^{hor}) и вертикальную (Q_i^{ver}) поверхности ограждения за счет солнечной радиации; температура наружного воздуха в расчетный час *t*_{*i* нар}; средняя месячная температура воздуха в *i*-м месяце *t*_{i сред} абсолютный максимум температуры воздуха в *i*-м месяце *t_{i* max;} максимальное $J_{i \max}$ и среднесуточное $J_{i \text{ ср}}$ значения поверхностной плотности теплового потока суммарной поступающей в *i*-м месяце солнечной радиации (прямой и рассеянной) для горизонтальной поверхности; модуль среднего вектора скорости в *i*-м месяце $- \upsilon^i$; время максимума суммарной (прямой и рассеянной) солнечной радиации $- z_i$.

2. Исходя из объемно-планировочных решений объекта вводятся значения площадей окон *F*_{ok} и массивных ограждающих конструкций *F*_m.

3. Согласно технологическим решениям объекта принимают значение Q_{total} полных теплопоступлений в помещения, которое не зависит от климатических параметров и является только его внутренней характеристикой.

4. В соответствии с техническими условиями источника холода на объекте и типом применяемого хладагента для него (применяется хладон) по диаграмме lg P-i вводятся для расчетного диапазона температур значения теплоты сжатия в компрессоре l, удельной холодопроизводительности $-q_x$, удельной теплопроизводительности $-q_k$, а также значения $\eta_{\text{мех}}$ механического коэффициента полезного действия, η_i индикаторного коэффициента полезного действия и $\eta_{\text{эл}}$ коэффициента полезного лезного действия электродвигателя.

Блок предварительного расчета:

5. По климатическим данным и заданным характеристикам объекта определяется значение *R_i* приведенного сопротивления теплопередаче массивной ограждающей конструкции.

6. По значениям из п.5 определяется значение Q_i^m теплового потока через массивную ограждающую конструкцию.

7. На основе результата из п.6 и заданным характеристикам объекта определяются суммарные теплопоступления за расчетный час – ΣQ_{T} .

8. По климатическим данным и заданным характеристикам объекта расчета определяются суммарные теплопотери в расчетный час – ΣQ_x .

9. По результатам п.7 и п.8 определяется расход $Q_{\mu \lambda}$ тепловой энергии, отводимой или подводимой в помещение посредством индивидуального температурного доводчика (вентиляторный доводчик или прибор отопления) в расчетный час.

Блок расчета традиционной системы:

10. Если $Q_{\text{ид}}$, полученное в п.9, имеет положительное значение, то рассчитывается $Q_{\text{т год}}$.

11. Если $Q_{\text{ид}}$, полученное в п.9, имеет отрицательное значение, то рассчитывается $N_{\text{э год}}$.

12. По рассчитанным значениям $N_{\text{э год}}$ и $Q_{\text{т год}}$ получают общее вводимое количество энергии – $Q_{tradition}$.

Блок расчета предлагаемой системы:

13. Если $Q_{\rm HZ}$, полученное в п.9, имеет положительное значение, то рассчитывается $Q_{\rm T \ ГОД}$, на основе которого оценивается значение $t_{\rm Bbix}$ температуры воздуха на выходе из теплонасосной установки.

14. Если значение t_{Bblx} больше t_{wkS} , то вычисляется максимальная доля тепловой энергии Q_{TH} , которую сможет компенсировать теплонасосная установка при ее работе в качестве отопительного прибора.

15. На основе вычисленных в п. 13 и п. 14 значений $Q_{\text{т год}}$ и Q_{TH} определяется Q_{CO} .

16. По полученному в п.13 значению $t_{\text{вых}}$ вычисляется t_{κ} .

17. Если $Q_{\mu n}$, полученное в п.9, имеет отрицательное значение, то рассчитывается требуемая холодопроизводительность теплонасосной установки, которая соответствует значению ($-Q_{\text{TH}}$) при ее работе в режиме отвода теплоизбытков; на его основе получают t_{μ} .

18. В соответствии с получаемыми значениями t_{κ} и t_{μ} рассчитываются значения индикаторной мощности компрессора теплонасосной установки при его работе на обогрев ($N_{i\kappa}$) и его работе в режиме отвода теплоизбытков (N_{ix}).

19. По полученным значениям Q_{TH} , $N_{i\kappa}$, N_{ix} определяются значения расхода теплоносителя по каждой теплонасосной установке, работающей в расчетный час на обогрев (G_s) или на охлаждение (G_N).

20. По полученным в п.19 значениям G_s и G_N определяется значение t_{wk} температуры теплоносителя в едином гидравлическом контуре.

21. Если t_{wk} меньше t_w , то (по допущению 4) определяется значение $Q_{\text{доп}}$.

22. Если t_{wk} больше t_w , то (по допущению 4) определяется значение теплоты, которую необходимо отвести от единого контура посредством холодильной машины, — $Q_{chiller}$; на его основе получают $N_{9 \text{ год}}$.

23. По значениям $N_{i\kappa}$ и N_{ix} , полученным в п. 19, определяют $T_{\text{TH год}}$.

24. По рассчитанным значениям Q_{CO} , $Q_{доп}$, $N_{3 rod}$ и $N_{TH rod}$ получают общее вводимое количество энергии для объекта расчета – $Q_{promisin}$.

Сравнение результатов расчета

25. Если полученное значение $Q_{promisin}$ меньше $Q_{tradition}$, полученного в п.12, то применение на объекте расчета внутренних инженерных сетей с единым контуром теплонасосных установок **целесообразно**.

30. Если полученное значение $Q_{promisin}$ больше $Q_{tradition}$, полученного в п.12, то применение внутренних инженерных сетей с единым контуром теплонасосных установок на объекте расчета **нецелесообразно**.

Последовательность расчета соответствует блок-схеме расчета энергопотребления внутрен-

них инженерных сетей с одновременным учетом теплоты и электроэнергии для сетей с теплонасосными установками, включенными в единый гидравлический контур, и для традиционных сетей с приборами отопления и вентиляторными температурными доводчиками (рис. 1).

Составление карты районирования Российской Федерации

Карта районирования была составлена в соответствии с базой климатических данных по районам страны. База содержит необходимые в дальнейших расчетах значения теплоты, поступающей на поверхность ограждения за счет солнечной радиации в сочетании с температурами наружного воздуха в течение календарного года. Перечисленные параметры получены путем анализа данных «Научно-прикладного справочника по климату СССР», причем наибольший интерес для решения поставленной задачи представили его части 1, 2 и 4. Для этого также применялась описанная выше методика расчета годового энергопотребления, дающая значение величины удельного показателя относительной эффективности N для предварительной оценки большей целесообразности применения тепловых сетей с единым контуром теплонасосных установок по сравнению с традиционными схемными решениями:

$$N = 1 - \frac{Q_{promisin}}{Q_{tradition}},\tag{1}$$

где $Q_{promisin}$ — определяется по п.24 алгоритма расчета, а $Q_{tradition}$ — по п.12 при условии расчета теплоты, отводимой или подводимой в помещение посредством индивидуального доводчика (вентиляторный доводчик или прибор отопления), рассчитанной для $F_m = 1 \text{ м}^2$, а $F_0 = 0.85F_m$. Значения Q_{total} не учитывались в соответствии с п.3 алгоритма расчета.

Значения *N* получились в пределах от 1,15 до 46,21 %. Они были нанесены на карту России (рис. 2).



Рис. 1. Блок-схема расчета энергопотребления сетями Fig. 1. Network power calculation flowchart

Таким путем было выделено четыре основных диапазона: до 10 %; от 10 до 15 %; от 15 до 20 %; более 20 %. На карте единым цветом выделены районы, имеющие одинаковые значения N (рис. 3). При помощи этой карты инвестор, заказчик или проектант могут сделать предварительное заключение о применимости инженерных сетей с единым контуром теплонасосных установок в конкретном географическом пункте. Например, при размещении объекта в районе со значением N менее 0,1 экономия удельного годового энергопотребления на единицу площади ограждающих конструкций составит без учета других факторов до 10 %. В этом случае при наличии на объекте дополнительных внутренних теплопоступлений будет полезно проводить дальнейшие детальные расчеты годового энергопотребления.

Апробация применимости составленной карты районирования Российской Федерации

С целью иллюстрации предложенных подходов было проведено натурное исследование энергопотребления инженерной сети с единым контуром теплонасосных установок на крупном действующем объекте.

Рассматриваемый объект — один из крупнейших торгово-развлекательных центров Санкт-Петербурга площадью 80 000 м², на котором реализована инженерная сеть с единым контуром теплонасосных установок малой и средней мощности.









В зависимости от потребности эта сеть либо забирает теплоту из помещений и перекачивает ее в единый контур, либо из единого контура перекачивает теплоту в помещения. Согласно карте районирования по величине удельного показателя относительной эффективности N от применения схемного решения с единым контуром теплонасосных установок (см. рис. 3) ожидаемая экономия составит до 20 % только за счет его локализации [10]. Для проведения эксперимента была выбрана зона на рассмотренном объекте, которая характеризуется наличием:

массивных наружных ограждающих конструкций;

остекления, пропускающего солнечную радиацию, в массивных ограждающих конструкциях;

технической возможности выделения части единого контура теплонасосных установок для проведения эксперимента;

технической возможности установки приборов, позволяющих задокументировать измеряемые параметры (объем, температура и давление) теплоносителя, циркулирующего в этом ответвлении от единого контура теплонасосных установок.

Полученные на основании проведенных замеров в течение одного года суммарные значения затрачиваемого выбранной зоной объекта количества теплоты, поступившей в сеть с единым контуром теплонасосных установок, составили 8200 кВт·ч за год.

Применив методику для выбранного объекта, установили, что количество теплоты, потребляемой выбранной зоной объекта от городских тепловых сетей в течение года, составила 8358 кВт·ч за год. Количество полного годового энергопотребления, выраженное в единицах теплоты, — 248 007 кВт·ч за год, что на 113 356 кВт·ч меньше, чем при применении традиционного решения, включающего систему отопления, контур охлаждения с вентиляторными температурными доводчиками и холодильную машину. Значение величины удельного показателя относительной эффективности N (ф.1) составило 31 %. Результат расчета в соответствии с предлагаемой методикой представлен на рис. 4.



Рис. 4. Теоретические значения годового энергопотребления для рассматриваемой зоны объекта: — при традиционном решении; — с единым контуром теплонасосных установок Fig. 4. Theoretical values of the annual energy consumption for the considered area of the object: — traditional solution; — network with a single circuit of head pump installations

Оценка достоверности показала, что количества теплоты, потребляемой выбранной зоной объекта, полученные расчетным путем в соответствии с предлагаемой методикой и экспериментально, качественно совпали (погрешность около 2 %). Расчетная экономия на 11 % выше ожидаемой в соответствии с картой районирования Российской Федерации.

Выводы

На основании проведенных теоретических и натурных экспериментальных исследований контуров теплонасосных установок сделаны следующие выводы:

 Приведенная методика позволяет рассчитывать значения удельного показателя относительной эффективности применения сетей с единым контуром теплонасосных установок для Российской Федерации.

 Карта районирования Российской Федерации по значению удельного показателя относительной энергоффективности применения сетей с единым контуром теплонасосных установок дает возможность выбрать области эффективного использования теплонасосных установок на территории Российской Федерации.

3. Сравнивались две схемы систем поддержания температурных режимов рассмотренного объекта: схема с единым контуром теплонасосных установок и традиционная схема, включающая систему отопления, контур охлаждения с вентиляторными температурными доводчиками и холодильную машину. Расчет годового энергопотребления производился по значению общего поставленного количества энергии (теплоты и электроэнергии) по предложенной методике. Полученное количество полного годового энергопотребления для первой схемы, выраженное в единицах теплоты – 248 007 кВт.ч за год, что на 113 356 кВт·ч меньше, чем при применении традиционного решения.

4. Натурные экспериментальные измерения на объекте показали, что количество теплоты, потребляемой от городских тепловых сетей выбранной зоной объекта в течение года составила 8200 кВт·ч, а годовое количество потребленной теплоты, рассчитанное по предложенной методике составила 8358 кВт·ч. Таким образом, количества теплоты, потребляемой выбранной зоной объекта, расчетное в соответствии с предлагаемой методикой и полученное экспериментально, совпали с погрешностью 2 %.

5. Исходя из карты районирования Российской Федерации по значению удельного показателя относительной энергоэффективности применения сетей с единым контуром теплонасосных установок было установлено, что для области, к которой относится город Санкт-Петербург, ожидаемая экономия полного годового энергопотребления от применения этой сети по сравнению с традиционной схемой, включающей систему отопления, контур охлаждения с вентиляторными температурными доводчиками и холодильную машину, составит как минимум 20%. А расчеты, проведенные в соответствии с предложенной методикой, дали значение величины удельного показателя относительной эффективности N (ф.1) для рассмотренного объекта, равное 31 %. То есть расчетная экономия оказалась на 11 % выше ожидаемой в соответствии с картой районирования Российской Федерации.

Таким образом, подтверждена применимость данной методики и составленной карты в инженерной практике в целях сбережения энергетических ресурсов систем и установок, одновременно использующих теплоту и электроэнергию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горшков А.С., Немова Д.В., Ватин Н.И. Формула энергоэффективности // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2013. № 7 (12). С. 49–63. 2. Ватин Н.И., Горшков А.С., Немова Д.В. Энергоэффективность ограждающих конструкций при капитальном ремонте // Строительство уникальных зданий и сооружений. 2013. № 3 (8). С. 1–11. 3. Табунщиков Ю.А., Бродач М.М., Шилкин Н.В. Энергоэффективные здания. М.: АВОК-ПРЕСС, 2015. 200 с.

4. Горшков А.С., Рымкевич П.П., Немова Д.В., Ватин Н.И. Экономическая эффективность инвестиций в энергосбережение // Инженерные системы. АВОК – Северо-Запад. 2014. № 3. С. 32–36.

5. Конференция СОК по тепловым насосам // Сантехника, отопление, кондиционирование. 2016. № 2 (170). С. 16–17.

6. Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Зайцева И.А., Емелин В.А., Воронов В.А. Устройство системы теплоснабжения с воздушным тепловым насосом // В сб.: Теория и практика технических, организационно-технологических и экономических решений. Иваново. 2016. С. 194–199.

7. Куроптев А.С. Разработка системы отопления с тепловым насосом, на базе альтернативного источника энергии // В сб.: Образование, наука, про-изводство / Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. 2015. С. 3057–3060.

8. Воронин С.М., Закиров Ф.В., Тесля П.В. Анализ энергопотребления тепловыми насосами // В сб.: Новые технологии в сельском хозяйстве и пищевой промышленности с использованием электрофизических факторов и озона. Международная научно-практическая конференция. 2014. С. 23–29.

9. Алоян Р.М., Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Зайцева И.А., Виноградова Н.В., Острякова Ю.Е. Эффективность отопления тепловым насосом автономных текстильных производств в зависимости от уровня термодинамической активности фреонов // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2017. № 1 (367). С. 179–184.

10. Научно-прикладной справочник по климату СССР: Серия З. Ч. 1–6. Вып. 3 Карельская АССР, Ленинградская, Новгородская, Псковская, Калининская и Смоленская области. Л.: Гидрометеоиздат, 1988. 692 с.

11. Аверьянова О.В. Возможности использования внутренних теплопоступлений в системах кондиционирования // Инженерные системы. СПб., 2009. № 1(38). С. 26–28.

12. Аверьянова О.В. Экономическая эффективность энергосберегающих мероприятий // Инженерно-строительный журнал. 2011. № 5. С. 53–59.

13. **Pietsch J.A.** Water-loop heat pump systems assessment // ASHRAE Trans. 1990, No 96. P. 1029–1038.

14. Zaidi J.H. Comparison of energy consumption of common heating, ventilating, and air conditioning systems with closed water loop heat pump systems: PhD-Thesis / University of Missouri – Rolla, 1990.

15. Henderson H.I., Carlson S.W., Khattar M.K. et al. The implications of the measured performance of variable flow pumping systems in geothermal and water loop heat pump applications // ASHRAE Trans. 2000. No 106. P. 533–542.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

АВЕРЬЯНОВА Олеся Валерьевна — старший преподаватель Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: olesyaav@yandex.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 03.10.2018

REFERENCES

[1] **Gorshkov A.S., Nemova D.V., Vatin N.I.** Formula energoeffektivnosti. *Stroitelstvo unikalnykh zdaniy i sooruzheniy.* 2013. № 7 (12). S. 49–63. (rus.)

[2] Vatin N.I., Gorshkov A.S., Nemova D.V. Energoeffektivnost ograzhdayushchikh konstruktsiy pri kapitalnom remonte. *Stroitelstvo unikalnykh zdaniy i sooruzheniy.* 2013. № 3 (8). S. 1–11. (rus.)

[3] **Tabunshchikov Yu.A., Brodach M.M., Shilkin N.V.** Energoeffektivnyye zdaniya. M.: AVOK-PRESS, 2015. 200 s. (rus.) [4] Gorshkov A.S., Rymkevich P.P., Nemova D.V., Vatin N.I. Ekonomicheskaya effektivnost investitsiy v energosberezheniye. *Inzhenernyye sistemy*. AVOK - Se*vero-Zapad*. 2014. No 3. S. 32–36. (rus.)

[5] Konferentsiya SOK po teplovym nasosam. *Santekhnika, otopleniye, konditsionirovaniye.* 2016. № 2 (170). S. 16–17. (rus.)

[6] Fedoseyev V.N., Petrukhin A.B., Zaytseva I.A., Yemelin V.A., Voronov V.A. Ustroystvo sistemy teplosnabzheniya s vozdushnym teplovym nasosom. *V sb.*: Teoriya i praktika tekhnicheskikh, organizatsionnotekhnologicheskikh i ekonomicheskikh resheniy. Ivanovo, 2016. S. 194–199. (rus.)

[7] **Kuroptev A.S.** Razrabotka sistemy otopleniya s teplovym nasosom, na baze alternativnogo istochnika energii. *V sb.: Obrazovaniye, nauka, proizvodstvo Belgorodskiy gosudarstvennyy tekhnologicheskiy universitet im. V.G. Shukhova.* 2015. S. 3057–3060. (rus.)

[8] Voronin S.M., Zakirov F.V., Teslya P.V. Analiz energopotrebleniya teplovymi nasosami. V sb.: Novyye tekhnologii v selskom khozyaystve i pishchevoy promyshlennosti s ispolzovaniyem elektrofizicheskikh faktorov i ozona. Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya. 2014. S. 23–29. (rus.)

[9] Aloyan R.M., Fedoseyev V.N., Petrukhin A.B., Zaytseva I.A., Vinogradova N.V., Ostryakova Yu.Ye. Effektivnost otopleniya teplovym nasosom avtonomnykh tekstilnykh proizvodstv v zavisimosti ot urovnya termodinamicheskoy aktivnosti freonov. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Tekhnologiya tekstilnoy promyshlennosti.* 2017. № 1 (367). S. 179–184. (rus.)

[10] Nauchno-prikladnoy spravochnik po klimatu SSSR: Seriya 3. Ch. 1–6. Vyp. 3 Karelskaya ASSR, Le-

ningradskaya, Novgorodskaya, Pskovskaya, Kalininskaya i Smolenskaya oblasti. L.: Gidrometeoizdat, 1988. 692 s. (rus.)

[11] **Averyanova O.V.** Vozmozhnosti ispolzovaniya vnutrennikh teplopostupleniy v sistemakh konditsioni-rovaniya. *Inzhenernyye sistemy*. 2009. № 1 (38). S. 26–28. (rus.)

[12] **Averyanova O.V.** Ekonomicheskaya effektivnost energosberegayushchikh meropriyatiy. *Inzhenernostroitelnyy zhurnal*. 2011. № 5. S. 53–59. (rus.)

[13] **Pietsch J.A.** Water-loop heat pump systems assessment. *ASHRAE Trans.* 1990. No 96. P. 1029–1038.

[14] **Zaidi J.H.** Comparison of energy consumption of common heating, ventilating, and air conditioning systems with closed water loop heat pump systems: PhD-Thesis / University of Missouri – Rolla, 1990.

[15] Henderson H.I., Carlson S.W., Khattar M.K. [et al.]. The implications of the measured performance of variable flow pumping systems in geothermal and water loop heat pump applications. *ASHRAE Trans.* 2000. No 106. P. 533–542.

THE AUTHOR

AVERYANOVA Olesya V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university* E-mail: olesyaav@yandex.ru

Received: 03.10.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24412 УДК 621.314.212: 621.315.61

*М.Н. Лютикова*¹, С.В. Нехорошев², М.Г. Кульков³

- ПАО «Федеральная сетевая компания Единой энергетической системы», г. Ноябрьск, Россия
- 2 Ханты-Мансийская государственная медицинская академия, г. Ханты-Мансийск, Россия
 3 Югорский государственный университет, г. Ханты-Мансийск, Россия

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ИЗОЛЯЦИИ ВЫСОКОВОЛЬТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ МЕТОДОМ ХРОМАТО-МАСС-СПЕКТРОМЕТРИИ

Превентивная диагностика состояния внутренней изоляции высоковольтного оборудования имеет большое значения для своевременного обнаружения дефектов и принятия правильного решения по их устранению. Одним из главных компонентов изоляции является трансформаторные масла разных марок. В статье приведен обзор по химическому составу минеральных изоляционных масся, установленному разными учеными мира. Представлены результаты изучения продуктов старения трансформаторных масся наиболее применяемых марок (ГК, ТКп, Т-750, Nytro 11GX, Nytro 10X) в процессе их эксплуатации в реальных условиях работы электросетевого оборудования. Методом газовой хроматографии с масс-селективным детектированием идентифицированы кислородсодержащие соединения, насыщенные углеводороды, предельные и непредельные карбоциклические углеводороды, а также производные рядов нафталина, антрацена. Дано объяснение их происхождения. Обращено внимание на то, что некоторые соединения жидких минеральных диэлектриков могут служить для высоковольтного оборудования индикаторами состояния изоляционной системы «масло – целлюлоза».

Ключевые слова: минеральное изоляционное масло, окисление углеводородов, старение масла, газовая хроматография с масс-селективным детектором.

Ссылка при цитировании:

М.Н. Лютикова, С.В. Нехорошев, М.Г. Кульков. Диагностирование состояния внутренней изоляции высоковольтного оборудования методом хромато-масс-спектрометрии // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 118–131. DOI: 10.18721/JEST.24412.

M.N. Lyutikova¹, S.V. Nekhoroshev², M.G. Kulkov³

1 - Federal grid company of Unified energy system, Noyabrsk, Russia

- 2 Khanty-Mansiysk state medical academy, Khanty-Mansiysk, Russia
 - 3 Yugorsk state university, Khanty-Mansiysk, Russia

DIAGNOSTICS OF INTERNAL ISOLATION IN HIGH-VOLTAGE EQUIPMENT BY CHROMATOGRAPHY AND MASS SPECTROMETRY

Currently, preventive diagnostics of internal isolation in high-voltage equipment is of great importance for timely detection of defects and making the right decision to eliminate them. One of the main components of insulation are transformer oils of different brands. The article gives an overview of the chemical composition of mineral insulating oils established by various studies. In this paper, we present the results of studying the aging products of the most used brands of transformer oils (GK, TKp, T-750, Nytro 11GX, Nytro 10X)

used in real operating conditions of electric grid equipment. Oxygen-containing compounds, saturated hydrocarbons, saturated and unsaturated carbocyclic hydrocarbons, as well as derivatives of naphthalene and anthracene series were identified by gas chromatography with mass-selective detection. An explanation of their origin is given. Attention is drawn to the fact that some compounds of liquid mineral dielectrics can be indicators for assessing the state of the «oil-cellulose» insulation system in high-voltage equipment.

Keywords: mineral insulating oil, hydrocarbon oxidation, oil aging, gas chromatography with mass-selective detector.

Citation:

M.N. Lyutikova, S.V. Nekhoroshev, M.G. Kulkov, Diagnostics of internal isolation in high-voltage equipment by chromatography and mass spectrometry, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 118–131, DOI: 10.18721/JEST.24412.

Введение

Более 100 лет минеральное изоляционное масло является наиболее распространенной изоляционной жидкостью, выполняющей в высоковольтном оборудовании роль диэлектрика, охлаждения, защиты, а в последнее время и информационно-диагностической среды [1, 2]. Минеральные масла разных марок, как продукт переработки нефти (очищенная нефтяная фракция, выкипающая при температурах около 300-400 °C), имеют очень сложный компонентный состав, который зависит от месторождения нефти, способа получения и очистки нефтепродукта. Существенный вклад в изучение химического состава масел внесли советские и зарубежные ученые: Л.Г. Гуревич, Н.И. Черножуков, С.Е. Крейн, С.Р. Сергиенко, П.А. Санина, А.Б. Виппер, Р.А. Липштейн, М.И. Шахнович, Ватерман, Россини, Мэйер, Липкин и др.

Изоляционное масло представляет собой многогранную систему соединений различного строения. Насыщенные углеводороды, которые подразделяются на парафиновые (алканы) и нафтеновые (циклопарафиновые), составляют основную его часть по массе (до 95 %). Ароматические углеводороды, содержащие одно или несколько ароматических ядер, также входят в обязательные составляющие минерального дистиллята. Методами УФ-, ИК- и масс-спектроскопии установлено, что ароматические углеводороды представлены преимущественно

смешанными структурами, соединенными с нафтеновыми кольцами и алкильными цепями. В зависимости от способа очистки трансформаторных масел их углеводородный молекулярный состав дополняется неуглеводородными компонентами (гетероатомными соединениями), в число которых входят асфальтосмолистые вещества (1,0-2,5 %), кислород и азот (0,1%), сернистые компоненты (0,6-0,7%), азотсодержащие органические соединения (до 0,8 %), нафтеновые кислоты (до 0,02 %), кислородсодержащие компоненты и соединения, содержащие металлы (10-3-10-5%). Асфальтосмолистые соединения классифицируют на нейтральные смолы, асфальтены, карбены, асфальтогеновые кислоты и их ангидриды, многие из которых имеют в своем составе полициклические ароматические структуры. Основными классами сернистых соединений масла являются меркаптаны (тиолы), сульфиды (тиаалканы), дисульфиды (дитиаалканы), тиофены. Гетероциклические азотистые соединения в разных маслах встречаются в виде алкил-, циклоалкил- и арилпроизводных пиррола, индола, карбазола, бензокарбазола и иных их типов. Из кислородсодержащих веществ, помимо нафтеновых кислот, масла могут содержать в небольших количествах кислоты жирноароматического ряда. Часть кислорода находится в фенольных соединениях. Могут присутствовать сложные эфиры, спирты, кетоны, а также перекисные соединения. Установлено, что металлоорганические вещества изоляционных масел представляют собой соли органических кислот и другие комплексные соединения, в частности соли железа, меди, германия [3–7].

В процессе работы высоковольтного оборудования на изоляционное масло воздействует электрические, магнитные и акустические поля, электрические разряды, тепловые поля. В результате комплекса жестких условий запускается радикально-цепной механизм окисления углеводородов и других соединений масла. При этом молекулярный состав жидкого диэлектрика сильно изменяется, что нежелательно, так как могут образоваться соединения, снижающие его электроизоляционные качества [7–15].

Изучению продуктов окисленных соединений трансформаторного масла посвящено немного работ. Основные результаты изложены советскими исследователями Н.И. Черножуковым, С.Е. Крейном, Р.А. Липштейном, М.И. Шахновичем, М.А. Григорьевым, Л.А. Кон-К.И. Ивановым. Разносторондаковым, ние эксперименты позволили установить наличие в масле разного класса соединений: перекисных соединений, карбоновых кислот, спиртов, фенолов, альдегидов, кетонов и эфиросодержащих веществ. Н.И. Черножуковым и С.Н. Обрядчиковым идентифицированы муравьиная, уксусная, пропионовая, масляная кислоты [6]. К.И. Ивановым определены окси- и кетокислоты, являющиеся компонентами окисленных «старых» масел [16]. Высокомолекулярные карбоновые кислоты представляют собой смесь различных органических кислот разного молекулярного веса. В составе «глубоко состаренных» масел обнаружены вода, углекислый газ, летучие кислоты (H₂S, H₂CO₃) и оксиды (SO₂) [3]. Органические соли (мыла) меди и железа были определены авторами работы [17] среди продуктов окисления трансформаторных масел. Если говорить об азотсодержащих соединениях, то можно отметить преобладание алкил-, циклоалкил- и арилпроизводных пиридина и хинолина. Из серосодержащих соединений более или менее

идентифицированы алкилбензотиофен и тиенилфенилалкан [5].

Таким образом, в известных литературных источниках компонентный состав масел в основном представлен в виде отдельных групп и классов соединений (за исключением нпарафиновых и некоторых других углеводородов). Обусловлено это сложностью разделения масляной смеси и выделения из нее индивидуальных веществ, поскольку трансформаторные масла представляют собой высококипящие углеводородные фракции перегонки нефти. Кроме того, пик исследований химического состава нефти и продуктов ее переработки, включая масляные дистилляты, приходится на 50-80-е года прошлого столетия, когда развитие инструментальных методов только набирало обороты. В настоящее время методы хроматографического анализа позволяют решать многие непростые задачи. С помощью хромато-масс-спектрометрии и библиотеки массспектров существует возможность отслеживания продуктов термохимического и электрического старения изоляционных масел, особенно в эксплуатации. Контроль состояния масла в процессе эксплуатации имеет чрезвычайно важное значение, поскольку помогает предпринять своевременные действия по очистке жидкого диэлектрика от «опасных» окисленных соединений, образующих осадки, которые представляют угрозу активным частям электрооборудования (таким, как обмотки, магнитопровод, отводы, шины, масляные каналы), поскольку ухудшают отвод тепла, вызывают коррозию металлических деталей. Основные задачи физико-химического контроля - постоянное диагностирование состояния изоляционной системы «трансформаторное масло - целлюлоза» и, как следствие, предупреждение аварии (серьезное технологическое нарушение) силового оборудования.

Цель исследования — опробование высокочувствительного инструментального метода в задачах диагностирования состояния изоляционной системы «масло — целлюлоза» в высоковольтном электрооборудовании сетевых энергетических предприятий.

Экспериментальная часть

В качестве объектов исследования выбраны марки трансформаторных масел, наиболее часто используемые в электросетевом высоковольтном маслонаполненном оборудовании, а именно трансформаторное масло марки ГК (из бака силового трансформатора с герметичной пленочной защитой, в эксплуатации более 25 лет); ТКп (из бака силового трансформатора без специальной защиты, бывшее в эксплуатации более 25 лет); Т-750 (из высоковольтного ввода в герметичном исполнении; в эксплуатации более 25 лет); Nytro 11GX и Nytro 10X (из баков силовых трансформаторов с герметичной пленочной защитой; в эксплуатации 10 лет).

Подготовка проб масла к ГХ-МС анализу методом жидкость-жидкостной проводилась экстракции. В качестве экстрагентов были использованы этанол с объемной долей спирта 96 % и ацетонитрил, предварительно осушенные пропусканием через слой активированного силикагеля марки КСКГ. Пробоподготовка заключалась в экстрагировании присадки из масла экстрагентом в соотношении «растворитель: масло» - 2:2 (2 мл масла + 2 мл экстрагента). Затем смесь перемешивалась в течение 2 мин. С помощью центрифугирования на режимах 5 минут и 3000 об/мин. проводилось разделение пробы на фазы. Верхний слой (экстракт) подвергался хроматографированию. Объем пробы экстракта, вводимой в инжектор хроматографа, - 2 мкл.

Средством измерения служил газовый хроматограф с квадрупольным масс-селективным детектором Perkin Elmer Clarus 500 MS, на котором снимали хроматограммы и масс-спектры соединений экстрактов проб масел. Массспектрометр: энергия ионизации 70 эВ, диапазон развертки 10–450 Да; скорость развертки 3 скана/сек. Хроматограф: ГЖХ; колонка Solgel-WAX (L = 60 м, d = 0,32 мм). Толщина плёнки неподвижной фазы 0,25 мкм. Программирование режима температур термостата от 50 до 200 °C со скоростью нагрева 10 °C/мин. Температура испарителя — 270 °C. Подвижная фаза — гелий (расход — 0,5 мл/мин).

Соединения, обнаруженные в анализируемых образцах, идентифицировали по библиотечным масс-спектрам (NIST 98, 2008, AMDIS) и литературным данным [18, 19]. В работе представлены соединения, масс-спектры которых совпадают с библиотечными не менее, чем на 85%. Качественное определение метанола (по времени удерживания) проводили с помощью стандарта. В качестве примера на рис. 1 приведена типичная хроматограмма ацетонитрильного экстракта масла марки T-750.

Обсуждение результатов

Во всех пробах жидкого диэлектрика обнаружены низкомолекулярные кислородсодержащие соединения 1-7 (см. таблицу). Образование карбонилсодержащих компонентов и карбоновых кислот в маслах (согласно перекисной теории автоокисления А.Н. Баха и К. Энглера, а также радикально-цепного механизма окисления УВ, разработанного Н.Н. Семеновым) свидетельствует об окончании индукционного периода, в течение которого не наблюдается существенных изменений качества изоляционного масла [20]. Однако после индукционного периода, когда произошло накопление активных молекул - «центров окисления» (альдегиды, кетоны, карбоновые кислоты, спирты), запускаются реакции самоускорения. В результате таких превращений образуется широкий спектр новых соединений. Фитол (9) алифатический спирт, содержащий непредельную связь в положении 2, обнаружен преимущественно в маслах марки ГК, ТКп, Т-750. В этих же образцах найдено соединение 8. Спиртосодержащие соединения образуются, главным образом, при продолжительном термическом воздействии на изоляционное масло [4]. В разных соотношениях в пробах масел по масс-

спектрам идентифицированы вещества 11-16, указывающие на протекание реакций глубокого окисления разветвленной структуры парафиновой цепи УВ (через образование оксикислот и продуктов их поликонденсации), а также ароматической части масла. Особенно следует выделить такие структуры соединений, как 2,4ди-трет-бутилфенол (11) и 3,5-ди-третбутил-4-гидроксибензальдегид (14), которые, вероятно, являются промежуточными продуктами окисления ингибирующей присадки 2,6ди-трет-бутил-4-метилфенол (ионол), вводимой в жидкий диэлектрик в обязательном порядке. Углеводороды с прямой или разветвленной цепью (соединения 17-28) являются обязательной составной частью масляных дистиллятов и обнаружены во всех проанализированных образцах трансформаторных масел. В пробах масел ГК, Nytro 11GX и Nytro 10X хроматомасс-спектрометрический анализ показал преимущественное содержание предельных карбоциклических углеводородов (29-31), моно- и полициклических нафтенов (32-35), полициклических углеводородов (36-39). В окисленном изоляционном масле есть та часть углеводородов, которая не подвергается разного рода воздействиям. Поэтому перечисленные соединения могут изначально содержаться в маслах, но не исключено, что часть соединений - это продукты реакций полимеризации и поликонденсации углеводородов, протекающих при высоком напряжении электрического поля и повышенной температуре в баке силового трансформатора. Ароматические структуры с различными боковыми цепями (40-50) в основном найдены в образцах масел ТКп и Т-750. Такие соединения могут быть как продуктами поликонденсации альдегидов, окси- и кетонокислот при высоких температурах жидкой изоляционной среды в совокупности с малой концентрацией кислорода, так и «нормальными» молекулярными составляющими масляных дистиллятов нефти. Последнее подтверждается работой [4]. В высококипящих фракциях нефти

Н.И. Черножуковым найдены гомологи нафталина, фенантрена, антрацена, а также полициклические ароматические УВ с неконденсированными кольцами, среди которых дифенил, дифенилметан, трифенилметан.

Некоторые соединения, идентифицированные с помощью ГХ-МС метода, могут служить в качестве определенных сигналов маркеров при диагностике высоковольтного маслонаполненного оборудования. В частности, появление метанола в среде масла указывает на термоокислительную деструкцию твердой целлюлозной изоляции. В состав технической целлюлозы входят молекулы целлюлозы, гемицеллюлозы и лигнина. Целлюлоза - полисахарид, макромолекулы которого построены из мономерных звеньев ангидро-β-Dглюкопиранозы, соединенных гликозидными связями 1 \rightarrow 4 (1,4- β -гликозидные связи) [21]. Авторы [22-26] выдвинули гипотезу и своими экспериментами подтвердили, что в результате разрыва одной 1,4-β-гликозидной связи целлюлозы образуется одна молекула метанола. При этом образование метанола не зависит от температуры и влагосодержания изоляционной среды, но пропорционально числу разрывов 1,4-β-гликозидных связей. О том, что в твердой изоляции запустился процесс деполимеризации, свидетельствует появление в масле и таких соединений, как фурановые производные (фурфурол (2-FAL), 2-фурилметанол (2-FOL), 5-гидроксиметил-2-фурфурол (5-HMF), 5-метил-2-фурфурол (5-MEF) и 2-ацетилфуран (2-ACF)), которые образуются только при глубоком старении бумажной изоляции и распределяются в толще масла [27]. Используя эмпирические уравнения и установленные корреляционные связи между образованием фурановых производных и изменением степени полимеризации, оценивают механическую прочность твердой бумажной изоляции и остаточный ресурс. В эксплуатации необходимо отслеживать концентрации веществиндикаторов.



Соединения, идентифицированные в пробах минеральных изоляционных масел, извлеченных из работающего высоковольтного оборудования

Compounds identified in samples of mineral insulating oils from operating high-voltage equipment

No		Enumo		Время	Марки масла					
JN <u>0</u>	Компонент	формула	Μ	удержива-	ГK	ТКп	T-750	Nytro	Nytro	
11/11				ния, мин	IK			11GX	10X	
Кислородсодержащие соединения										
1	Метанол	CH ₅ O	32	3,86	+	+	+	—	—	
2	Ацетальдегид	C_2H_4O	44	3,53	+	+	+	+	+	
3	Бутанол-1	$C_4H_{10}O$	74	10,19	+	+	+	+	+	
4	Муравьиная кислота	CH_2O_2	46	4,46	+	+	+	+	+	
5	Этилформиат	$C_3H_6O_2$	74	3,38	+	+	+	+	+	
6	Уксусная кислота	$C_2H_4O_2$	60	4,77	+	+	+	+	+	
7	Ацетон	C ₃ H ₆ O	58	3,36	+	+	+	—		
8	1-гидроксиметил-1,3-диметилциклопентан*	$C_8H_{16}O$	128	20,63	+	+	+	_	_	
9	Фитол	$C_{20}H_{40}O$	296	23,41	+	+	+	_	_	
10	2-метил-3-(2-пентенил-2-циклопентен)*	$C_{11}H_{18}O$	166	16,58	+	+	+	+	+	

NG		D		Время		Ν	Ларки м	масла			
JNº — /—	Компонент	Брутто-	Μ	удержива-	БИ	T <i>U</i> _	T 750	Nytro	Nytro		
11/11		формула		ния, мин	IK	ТКП	1-/30	11GX	10X		
11	2,4-ди- <i>трет</i> -бутилфенол*	$C_{14}H_{22}O$	206	24,79	+	+	+	+	+		
12	1-[2,4,6-тригидроксифенил]-1-бутанон*	$C_{10}H_{12}O_4$	196	28,28	+	+	+	_	_		
13	2-метил-3-[4-трет-бутил]фенилпропановая	$C_{14}H_{20}O_2$	220	28,26	+	+	+	_	_		
	кислота*			,							
14	3,5-ди- <i>трет</i> -бутил-4-гидроксибензальдегид*	$C_{15}H_{22}O_2$	234	37,48	+	+	+	+	+		
15	4-метилдибензофуран*	$C_{13}H_{10}O$	182	33,24	+	+	+	_	_		
16	Дибутилфталат*	$C_{16}H_{22}O_4$	278	30.09	+	+	+	_	_		
	Насышенные углеводороды с к	пямой или	пазв	етвленной і	иепьн	0	1				
17	Гептан	C7H16	100	2.99	+	+	+	+	+		
18	Трилекан	$C_{13}H_{28}$	184	16.19	+	+	+	+	+		
19	Тетралекан	$C_{14}H_{30}$	198	18.36	+	+	+	+	+		
20	Пенталекан	$C_{15}H_{22}$	212	20.16	+	+	+	+	+		
21	Гексалекан	$C_{16}H_{24}$	226	21,69	+	+	+	+	+		
21	З-метипнонан		142	15.09	+	+	+	+	+		
22		$C_{10}T_{22}$	212	18,09	+	+	+	+	+		
23		$C_{15}T_{32}$	212	16,20	+	+	+	+	+		
24	2,0,10-10 metu metu meta nevou	$C_{15}T_{32}$	212	22 10	- -	+	+	+	+		
25			254	22,19	-	, ,	, ,	, -	- -		
20	2,0-диметиллентадекан	$C_{19}\Pi_{40}$	200	13,10							
2/	2,0,10,14-теграметилгексадекан	$C_{20}\Pi_{42}$	202	24,10							
$\begin{array}{ c c c c c c c c c c c c c c c c c c c$											
Предельные карооциклические углеводороды											
29	1-(циклогексилметил)-2-метил-транс-	$C_{14}H_{26}$	194	16,57	+	_	_	+	+		
20	циклогексан*	C II	102	17.02							
30	I ептилциклогексан	$C_{13}H_{26}$	182	17,93	+	-	_	+	+		
31	1-бутил-2-пропил-циклопентан	$C_{12}H_{24}$	168	20,04	+	_	—	+	+		
Моно- и полициклические нафтены											
32	1-метилдекагидронафталин*	$C_{11}H_{20}$	152	12,03	+	-	—	+	+		
33	Декагидро-2,6-диметилнафталин*	$C_{12}H_{22}$	166	14,78	+	-	—	+	+		
34	Декагидро-4,4,8,9,10-пентаметилнафталин*	$C_{15}H_{28}$	208	20,30	+	+	—	+	+		
35	1,1'-метиленебис[декагидро]нафталин*	$C_{21}H_{36}$	288	22,19	+	_	_	+	+		
Полициклические углеводороды											
36	(Заа, 6аа, 9аа, 6во) – пергидрофенален*	$C_{14}H_{24}$	192	22,41	+	-	—	+	+		
37	(4аа, 8аа, 9аб, 10аа) – тетрагидроантрацен*	$C_{14}H_{24}$	192	21,32	+	-	—	+	+		
38	Тетрагидро-1-метилфенантрен*	$C_{15}H_{26}$	206	23,26	+	-	—	+	+		
39	Гексадекагидропирен*	$C_{16}H_{26}$	218	21,02	+	—	—	+	+		
	Непредельные карбоциклические у	глеводоро	ды (с	бензольным	коле	ьцом)					
40	1-метил-4-(1-метилпропил)-бензен*	$C_{11}H_{16}$	148	17,78	_	+	+	—	—		
41	1,2,3,4-тетраметил-4-(1-метилененил)-бензен*	$C_{13}H_{18}$	174	24,80	—	+	+	—	_		
42	2-(2-бутенил)-1,3,5-триметилбензен*	$C_{13}H_{18}$	174	24,61	—	+	+	—	_		
43	1,8-диметилнафталин*	$C_{12}H_{12}$	156	26,41	+	+	+	_	_		
44	2,3,6-триметилнафталин*	$C_{13}H_{14}$	170	29,41	_	+	+	—	_		
45	1,2,3,4-тетраметилнафталин*	$C_{14}H_{16}$	184	32,48	_	+	+	_	_		
46	1-метил-7-(1-метилэтил)-нафталин*	$C_{14}H_{16}$	184	29,47	_	+	+	_	_		
47	2-этилнафталин*	$C_{12}H_{12}$	156	26.14	+	+	+	_	_		
48	Антрацен*	$C_{14}H_{10}$	178	29.88	_	+	+	_	_		
49	Дифенил*	C12H10	154	26.62	_	+	+	_	_		
1				,	1	1	1				

Окончание таблицы

 49
 Дифенил
 С12П10
 134
 20,02
 - + - -

 50
 Флуорен*
 С13H10
 166
 33,03
 - + + - -

 П р и м е ч а н и е : «+» – соединение обнаружено в образце; «-» – соединение не обнаружено в образце; * – помечены соединения, для которых на рис. 2 приведены структурные формулы.

ОН











0

C₄H₉



29

32: R₁=CH₃, R₂=R₃=R₄=R₅=R₆=R₇=H *33*: R₁=R₃=R₄=R₆=R₇=H, R₂=R₅=CH₃ *34*: R₁=R₂=H, R₃=R₄=R₅=R₆=R₇=CH₃















49



 $\begin{array}{l} \textit{43: } R_1 = R_6 = CH_3, \ R_2 = R_3 = R_4 = R_5 = H \\ \textit{44: } R_1 = R_4 = R_6 = H, \ R_2 = R_3 = R_5 = CH_3 \\ \textit{45: } R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = CH_3, \ R_5 = R_6 = H \\ \textit{46: } R_1 = R_3 = R_4 = R_5 = H, \ R_2 = (CH)(CH_3)_2, \ R_6 = CH_3 \\ \textit{47: } R_1 = R_3 = R_4 = R_5 = R_6 = H, \ R_2 = C_2H_5 \end{array}$



Нейтральные соединения сами по себе не представляют опасности в процессе эксплуатации трансформаторного масла (не оказывают заметного влияния на снижение изолирующих и теплоотводящих качеств), образуя с его молекулами истинные растворы. Но стоит понимать, что в работающем высоковольтном оборудовании жидкий диэлектрик подвергается одновременно нескольким факторам воздействия (влага, температура, электрическое поле, металлы и примеси, световая энергия и т.д.), инициирующим и ускоряющим дальнейшее превращение компонентов. Кроме того, эти факторы могут действовать синергично, т. е. взаимно усиливать эффект воздействия в несколько раз. Появляющиеся компоненты в результате различных превращений могут наносить более существенный вред оборудованию. Так, взаимодействуя с элементами конструкции, они ускоряют процесс их износа, что в последующем может привести к серьезному технологическому нарушению [28-39]. Опасность кислородсодержащих соединений, таких, как низкомолекулярные карбоновые кислоты, спирты, карбонильные соединения, состоит в том, что они легко сорбируются главной твердой изоляцией любого силового электрооборудования, образуя с молекулами целлюлозы межмолекулярные и водородные связи, ускоряя ее необратимое старение [3, 30-33]. Под действием электрического поля происходит поляризация нейтральных молекул масла, вследствие чего они приобретают дипольный момент и коагулируются. В свою очередь, коллоиды обладают свойством ионной проводимости, что, в конечном счете, способно вызвать значительное снижение электроизоляционных свойств [29]. Альдегиды и кетоны участвуют в дальнейшем окислении до образования карбоновых кислот, а кроме того, между ними могут протекать реакции конденсации. Последнее приводит к синтезу тяжелых высокомолекулярных веществ, многие из которых не растворимы в масле. Ярким примером

таких соединений являются смолы. Фенолы, спиртосодержащие компоненты и карбоновые кислоты вступают во взаимодействие с металлическими частями энергооборудования, вызывая коррозию стальных элементов и превращаясь в соли, могущие выпадать в осадок [16]. Появление осадков является результатом постоянного контакта масла с компонентами лака обмоток, старого шлама, образования тяжелых нерастворимых в масле лактидов, лактонов, эстолидов, асфальтогеновых кислот, карбоидов, смол, асфальтенов, карбенов и других высокомолекулярных соединений [4]. Концентрирование твердых налетов на активных частях высоковольтных аппаратов приводит к закупориванию охлаждающих масляных каналов и нарушает эффективное охлаждение электрооборудования. Из частиц осадка вполне вероятно образование проводящих мостиков в твердой целлюлозе, снижающих ее электрическую прочность. Следствием комплексных окислительных, термохимических и электрических процессов в системе «масло - целлюлоза» является резкое снижение электрической прочности масла, вероятное появление мощных частичных разрядов и даже возникновение пробоя главной изоляции высоковольтного аппарата, приводящего к выходу его из строя [34].

Заключение

Таким образом, современные инструментальные методы, в число которых входит хромато-масс-спектрометрия, являются первостепенными помощниками в решении задач предупредительной диагностики — получения своевременной информации о начале и/или развитии дефекта, связанного с ухудшением изоляционных свойств материалов, и принятия мер еще до опасного снижения электрической прочности. Во-первых, используя метод газовой хроматографии с масс-селективным детектором, диагносты получают информацию о количественном содержании каждого от-

дельного соединения из числа входящих в классы кислот, щелочей, фенолов, эфиров и т. д., что более ценно по сравнению с традиционными методами (определение кислотного числа, водорастворимых кислот и щелочей, содержание шлама и др.). Дело в том, что традиционные методы зачастую не помогают понять степень старения жидкого диэлектрика в силу того, что соединения вступают в реакции нейтрализации, и простыми методами титрования или экстракцией получаются заниженные результаты. Во-вторых, один метод хроматомасс-спектрометрии может заменить сразу несколько традиционных - определение кислотного числа по ГОСТ 5985-79, водорастворимых кислот и щелочей по ГОСТ 6307-75, общее содержание шлама по СТО 70238424.27.100.053-2013, ароматических углеводородов по ГОСТ 28640-90, антиокислительной присадки по ГОСТ Р МЭК 60666-2013, фурановых производных по ГОСТ Р МЭК 61198-2013. Такая замена, несомненно, приведет к сокращению материальных затрат, связанных с закупкой огромного списка химических реактивов, их утилизацией, доплатами за вредность специалистам химических лабораторий.

В плане диагностики хромато-массспектрометрия за один анализ позволяет понять состояние жидкой изоляции изнутри. По количественному содержанию конкретных «опасных» и «полезных» веществ-маркеров можно понять степень старения минерального изоляционного масла и, кроме того, с большой долей вероятности определить причину, по которой происходит усиленное электрохимическое старение диэлектрика (термический дефект, дефект электрического характера, нарушение герметичности высоковольтного аппарата и т. д.). Но, самое главное, информация о наличии конкретных соединений, особенно «опасных», поможет своевременно провести восстановление электрофизических и теплоотводящих свойств (очистка, регенерация) по эффективной технологии с использованием селективных материалов [35-41]. Поскольку масло постоянно контактирует с целлюлозой, такие профилактические меры предотвратят быстрое старение главной целлюлозной изоляции высоковольтного оборудования, а значит, и серьезные технологические нарушения. В целом такое внимательное отношение с применением современных инструментальных методов к состоянию внутренней изоляции дорогостоящих силовых трансформаторов, высоковольтных вводов и другого маслонаполненного оборудования значительно сократит финансовые затраты за счет продления «жизни» электроаппаратам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шуварин Д.В. Электроизоляционные, турбинные и индустриальные масла // Материалы науч.практ. конф. «Нефтяные масла в электроэнергетике: актуальные вопросы применения и контроля качества». Москва. 2015. [Электр. ресурс]. URL: http://twt. mpei.ac.ru/atc/#oil2015 (дата обращения: 15.08.2018).

2. Туркот В.А. Трансформаторное масло как диагностическая среда в высоковольтном оборудовании // Материалы науч.-практ. конф. «Нефтяные масла в электроэнергетике: актуальные вопросы применения и контроля качества». Москва. 2015. [Электр. ресурс]. URL: http://twt.mpei.ac.ru/atc/ #oil2015 (дата обращения: 15.08.2018). 3. **Липштейн Р.А., Шахнович М.И.** Трансформаторное масло. М.: Энергоатомиздат, 1983. 296 с.

4. Черножуков Н.И., Крейн С.Э., Лосиков Б.В. Химия минеральных масел. М.: Гостоптехиздат, 1959. 416 с.

5. **Чертков Я.Б.** Неутлеводородные соединения в нефтепродуктах. М.: Химия, 1964. 320 с.

6. **Черножуков Н.И., Крейн С.Э.** Окисляемость минеральных масел. М.: ГНТИНГТЛ, 1955. 371 с.

7. Чалая О.Н., Лифшиц С.Х., Карелина О.С. Особенности состава дистиллятных масляных фракций нефти Иреляхского месторождения РС(Я) // Наука и образование. 2013. № 4. С. 57–61.

8. Li H., Zhong L., Yu Q., Mori S., Yamada S. The resistivity of oil and oil-impregnated pressboard varies with temperature and electric field strength // IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul. 2014. Vol. 21. \mathbb{N} 4. P. 1851–1856.

9. Гайнуллина Л.Р., Тутубалина В.П., Харлампиди Х.Э. Зависимость диэлектрических характеристик трансформаторного масла от углеводородного состава // Вестник технологического университета. 2016. Т. 19. № 14. С. 53–55.

10. Qi B., Zhao X., Li C., Wu H. Transient electric field characteristics in oil-pressboard compsite insulation under voltage polarity reversal // IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul. 2015. Vol. 22. № 4. P. 2148–2155.

11. Zukowski P., Kołtunowicz T.N., Kierczyński K., Subocz J., Szrot M., Gutten M., Sebok M., Jurcik J. An analysis of AC conductivity in moist oil-impregnated insulation pressboard // IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul. 2015. Vol. 22. № 4. P. 2156–2164.

12. Туранова О.А., Вандюков А.Е., Козлов В.К., Туранов А.Н. Исследование механизма образования осадка в трансформаторном масле марки ГК // Оптика и спектроскопия. 2013. Т. 114. № 4. С. 628–631.

13. Ризванова Г.И., Гафиятуллин Л.Г., Гарифуллин М.Ш., Козлов В.К., Туранов А.Н. Особенности старения трансформаторного масла в реальных условиях эксплуатации // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2015. № 9–10. С. 91–94.

14. Anikeeva M.A., Korobeynikov S.M. Study of stability against oxidation of rapesedd oil // J. of Engineering Thermophysics. 2016. Vol. 25. Is. 2. P. 236–238.

15. Обухов А.Е., Чайков Л.Л., Коваленко К.В., Кривохижа С.В., Лобанов А.Н. Метод динамического рассеяния света и комплексная спектральная атомно-молекулярная идентификация структуры коллоидных образований в трансформаторном масле // Актуальные проблемы нефти и газа. 2016. Вып. 2(14). [Электр. ресурс] URL: http://www.oilgasjour nal.ru/issue_14/obukhov.html (дата обращения: 20.11.2017).

16. **Иванов К.И.** Промежуточные продукты и промежуточные реакции автоокисления углеводородов. М.-Л.: Гостоптехиздат, 1949. 192 с.

17. Кузнецов В.Г., Новосартов Г.Т., Горячев В.В., Запорожская О.А., Кунина Е.А., Мышалова А.А. Причины образования осадков в масле Б-3В // Химия и технология топлив и масел. 1981. № 11. С. 31–33.

18. **Лебедев А.Т.** Масс-спектрометрия в органической химии. М.: Бином, 2003. 493 с. 19. **Преч** Э., Бюльман Ф., Аффольтер К. Определение строения органических соединений. Таблицы спектральных данных. М.: Мир, Бином, 2006. 438 с.

20. Семенов Н.Н. Цепные реакции. Л.: Госхимтехиздат, 1934. 555 с.

21. **Роговин З.А., Шорыгина Н.Н.** Химия целлюлозы и ее спутников. Ленинград: ГНТИХЛ, 1953. 679 с.

22. Gilbert R., Jalbert J., Tétreault P., Morin B., Lessard-Deziel D. Identification of a chemical indicator of the rupture of 1,4- β -glycosidic bonds of cellulose in an oil-impregnated insulating paper system // Cellulose. 2007. Vol. 14. Is. 4. P. 295–309.

23. Jalbert J., Lessard M. Cellulose Chemical Markers in Transformer Oil Insulation. Part 1: Temperature Correction Factors // IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul. 2013. Vol. 20. \mathbb{N} 6. P. 2287–2291.

24. Rodriguez-Celis E.M., Duchesne S., Jalbert J., Ryadi M. Understanding ethanol versus methanol formation from insulating paper in power transformers // Cellulose. 2015. Vol. 22. Is. 5. P. 3225–3236.

25. Jalbert J., Gilbert R., Denos Y., Gervais P. Methanol: A Novel Approach to Power Transformer Asset Management // IEEE Trans. on Power Delivery. 2012. Vol. 27. \mathbb{N} 2. P. 514–520.

26. Schaut A., Eeckhoudt S. Identification of earlystage paper degradation by methanol // Proc. of 44th CIGRE Session. Paris. 2012. Paper A2-107.

27. Ramazani A., Rahmati R., Bigdeli S., Rahmani S., Hamidi M. Aging study of transformer oil-impregnated repulped and standard cellulose by measuring of 2-furfural content of the oil // J. of Applied Chemical Research. 2015. Special issue. P. 35–45.

28. Лядов Н.М., Туранова О.А., Козлов В.К., Туранов А.Н. Изучение продуктов старения трансформаторного масла методом сканирующей электронной микроскопии // Химия и технология топлив и масел. 2013. № 4. С. 53–56.

29. Turanova O.A., Bikkinyaeva Yu.K., Gafiyatullin L.G., Gnezdilov O.I., Kozlov V.K., Turanov A.N. Role of Aromatic Hydrocarbons in Sediment Formation in Transformer Oil // Chemistry and Technology of Fuels and Oils. 2014. T. 49. \mathbb{N} 6. P. 517–521.

30. Лизунов С.Д., Лоханин А.К. Силовые трансформаторы. М.: Энергоиздат, 2004. 616 с.

31. Saruhashi Daisuke, Bin Xiang, Zhiyuan Liu, Yanabu Satoru. Thermal degradation phenomena of flame resistance insulating paper and oils // IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul. 2013. Vol. 20. \mathbb{N} 1. P. 122–127.

32. Sarathi R., Yadav K.S., Swarna M. Understanding the surface discharge characteristics of thermally aged copper sulphide diffused oil impregnated pressboard material // IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul. 2015. Vol. 33. \mathbb{N} 5. P. 2513–2521.

33. Сви П.М. Контроль изоляции оборудования высокого напряжения. М.: Энергия, 1980. 113 с.

34. Ванин Б.В., Львов Ю.Н., Львов М.Ю., Неклепаев Б.Н., Антипов К.М., Сурба А.С., Чичинский М.И. О повреждениях силовых трансформаторов напряжением 110–500 кВ в эксплуатации // Электрические станции. 2001. №9. С. 53–58.

35. **Брай И.В.** Регенерация трансформаторных масел. М.: Химия, 1966. 152 с.

36. Монастырский А.Е. Регенерация, сушка и дегазация трансформаторного масла. Санкт-Петербург: Изд-во ПЭИПК, 2002. 40 с.

37. Laurentino A.C., Parize A.L., Laranjeira M.C.M., Martins A.R., Mayer N.M., De Favere V.T. Regeneration of Insulating Mineral Oil by Carbonated Amorphous Calcium Phosphate–Chitosan Adsorbent // Process Safety and Environmental Protection. 2007. Vol. 5. Is. 4. P. 327–331.

38. Курмаев Р.Н., Глушанкова И.С., Вайсман Я.И. Выбор и обоснование метода утилизации отработанных масел на крупных промышленных предприятиях // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2016. № 1. С. 38–51.

39. Исханова А.И., Гайнутдинова А.М. Очистка и регенерация трансформаторного масла // Научнопрактический электронный журнал «Аллея науки». 2016. № 4. [Электр. ресурс]. URL: http://www.alleyscience.ru (дата обращения: 20.04.2018).

40. Долин А.П. Эксплуатация и техническое обслуживание трансформаторов с длительным сроком службы // Электро. Электротехника. Электроэнергетика. Электротехническая промышленность. 2014. № 5. С. 29–34.

41. Макарова Л.В., Мышкин Н.К., Макаренко В.М. Флуоресцентный метод оперативного контроля трансформаторного масла // Химия и технология топлив и масел. 2016. № 2. С. 46–50.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЛЮТИКОВА Марина Николаевна — кандидат химических наук руководитель лаборатории службы диагностики ПАО «Федеральная сетевая компания Единой энергетической системы» E-mail: m.lyutikova@mail.ru

НЕХОРОШЕВ Сергей Викторович – доктор технических наук ведущий научный сотрудник Ханты-Мансийской государственной медицинской академии

E-mail: serg-nehor@rambker.ru

КУЛЬКОВ Михаил Григорьевич — ведущий инженер Югорского государственного университета E-mail: mgk83@bk.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 02.09.2018

REFERENCES

[1] **Shuvarin D.V.** Elektroizolyatsionnyye, turbinnyye i industrialnyye masla. *Materialy nauch.-prakt. konf. «Neftyanyye masla v elektroenergetike: aktualnyye voprosy primeneniya i kontrolya kachestva»*. Moscow, 2015. Available: http://twt.mpei.ac.ru/atc/#oil2015 (Accessed 15.08.2018). (rus.)

[2] **Turkot V.A.** Transformatornoye maslo kak diagnosticheskaya sreda v vysokovoltnom oborudovanii. *Materials nauch.-pract. Conf. «Petroleum oils in the power industry: current issues of application and quality control»*. Moscow, 2015. Available: http://twt.mpei.ac.ru/at c/#oil2015 (Accessed 15.08.2018). (rus.) [3] **Lipshteyn R.A., Shakhnovich M.I.** Transformatornoye maslo. Moscow: Energoatomizdat, 1983. 296 s. (rus.)

[4] **Chernozhukov N.I., Kreyn S.E., Losikov B.V.** Khimiya mineralnykh masel. Moscow: Gostoptekhizdat, 1959. 416 s. (rus.)

[5] **Chertkov Ya.B.** Neuglevodorodnyye soyedineniya v nefteproduktakh. Moscow: Khimiya, 1964. 320 s. (rus.)

[6] **Chernozhukov N.I., Kreyn S.E.** Okislyayemost mineralnykh masel. Moscow: GNTINGTL, 1955. 371 s. (rus.)

[7] Chalaya O.N., Lifshits S.Kh., Karelina O.S. Osobennosti sostava distillyatnykh maslyanykh fraktsiy nefti Irelyakhskogo mestorozhdeniya RS(Ya). *Science and education*. 2013. No 4, pp. 57–61. (rus.)

[8] Li H., Zhong L., Yu Q., Mori S., Yamada S. The resistivity of oil and oil-impregnated pressboard varies with temperature and electric field strength. *IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul.* 2014. Vol. 21. № 4. P. 1851–1856.

[9] Gaynullina L.R., Tutubalina V.P., Kharlampidi Kh.E. Zavisimost dielektricheskikh kharakteristik transformatornogo masla ot uglevodorodnogo sostava. *Bulletin of the Technological University*. 2016. T. 19. № 14. S. 53– 55. (rus.)

[10] Qi B., Zhao X., Li C., Wu H. Transient electric field characteristics in oil-pressboard compsite insulation under voltage polarity reversal. *IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul.* 2015. Vol. 22. № 4. P. 2148–2155.

[11] Zukowski P., Kołtunowicz T.N., Kierczyński K., Subocz J., Szrot M., Gutten M., Sebok M., Jurcik J. An analysis of AC conductivity in moist oil-impregnated insulation pressboard. *IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul.* 2015. Vol. 22. № 4. P. 2156–2164.

[12] **Turanova O.A., Vandyukov A.Ye., Kozlov V.K., Turanov A.N.** Issledovaniye mekhanizma obrazovaniya osadka v transformatornom masle marki GK. *Optics and spectroscopy*. 2013. T. 114. № 4. S. 628–631. (rus.)

[13] Rizvanova G.I., Gafiyatullin L.G., Garifullin M.Sh., Kozlov V.K., Turanov A.N. Osobennosti stareniya transformatornogo masla v realnykh usloviyakh ekspluatatsii. *News of universities. Problems of energy*. 2015. № 9–10. S. 91–94. (rus.)

[14] **Anikeeva M.A., Korobeynikov S.M.** Study of stability against oxidation of rapesedd oil. *J. of Engineering Thermophysics*. 2016. Vol. 25. Is. 2. P. 236–238.

[15] **Obukhov A.Ye., Chaykov L.L., Kovalenko K.V., Krivokhizha S.V., Lobanov A.N.** Metod dinamicheskogo rasseyaniya sveta i kompleksnaya spektralnaya atomnomolekulyarnaya identifikatsiya struktury kolloidnykh obrazovaniy v transformatornom masle. *Aktualnyye problemy nefti i gaza*. 2016. No 2(14). Available: http://www.oilgasjournal.ru/issue_14/obukhov.html (Accessed 15.08.2018). (rus.)

[16] **Ivanov K.I.** Promezhutochnyye produkty i promezhutochnyye reaktsii avtookisleniya uglevodorodov. Moscow-Leningrad: Gostoptekhizdat, 1949. 192 s. (rus.)

[17] Kuznetsov V.G., Novosartov G.T., Goryachev V.V., Zaporozhskaya O.A., Kunina Ye.A., Myshalova A.A. Prichiny obrazovaniya osadkov v masle B-3V. *Chemistry* and technology of fuels and oils. 1981. No 11. S. 31–33. (rus.)

[18] **Lebedev A.T.** Mass-spektrometriya v organicheskoy khimii. Moscow: Binom, 2003. 493 s. (rus.)

[19] **Prech E., Byulman F., Affolter K.** Opredeleniye stroyeniya organicheskikh soyedineniy. Tablitsy spek-tralnykh dannykh. Moscow: Mir, Binom, 2006. 438 s. (rus.)

[20] **Semenov N.N.** Tsepnyye reaktsii. Leningrad; Goskhimtekhizdat, 1934. 555 s. (rus.)

[21] **Rogovin Z.A., Shorygina N.N.** Khimiya tsellyulozy i yeye sputnikov. Leningrad: GNTIKhL, 1953. 679 s. (rus.)

[22] Gilbert R., Jalbert J., Tétreault P., Morin B., Lessard-Deziel D. Identification of a chemical indicator of the rupture of 1,4- β -glycosidic bonds of cellulose in an oil-impregnated insulating paper system. *Cellulose*. 2007. Vol. 14. Is. 4. P. 295–309.

[23] Jalbert J., Lessard M. Cellulose Chemical Markers in Transformer Oil Insulation. Part 1: Temperature Correction Factors. *IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul.* 2013. Vol. 20. № 6. P. 2287–2291.

[24] Rodriguez-Celis E.M., Duchesne S., Jalbert J., Ryadi M. Understanding ethanol versus methanol formation from insulating paper in power transformers. *Cellulose*. 2015. Vol. 22. Is. 5. P. 3225–3236.

[25] Jalbert J., Gilbert R., Denos Y., Gervais P. Methanol: A Novel Approach to Power Transformer Asset Management. *IEEE Trans. on Power Delivery.* 2012. Vol. 27. № 2. P. 514–520.

[26] Schaut A., Eeckhoudt S. Identification of earlystage paper degradation by methanol. *Proc. of 44th CI-GRE Session. Paris.* 2012. Paper A2-107.

[27] Ramazani A., Rahmati R., Bigdeli S., Rahmani S., Hamidi M. Aging study of transformer oil-impregnated repulped and standard cellulose by measuring of 2furfural content of the oil. *J. of Applied Chemical Research.* 2015. Special issue. P. 35–45.

[28] Lyadov N.M., Turanova O.A., Kozlov V.K., Turanov A.N. Izucheniye produktov stareniya transformatornogo masla metodom skaniruyushchey elektronnoy mikroskopii. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*. 2013. No 4. S. 53–56. (rus.)

[29] **Turanova O.A., Bikkinyaeva Yu.K., Gafiyatulin L.G., Gnezdilov O.I., Kozlov V.K., Turanov A.N.** Role of Aromatic Hydrocarbons in Sediment Formation in Transformer Oil. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils.* 2014. T. 49. № 6. P. 517–521.

[30] **Lizunov S.D., Lokhanin A.K.** Silovyye transformatory. Moscow: Energoizdat, 2004. 616 s. (rus.)

[31] Saruhashi Daisuke, Bin Xiang, Zhiyuan Liu, Yanabu Satoru. Thermal degradation phenomena of flame resistance insulating paper and oils. *IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul.* 2013. Vol. 20. № 1. P. 122–127.

[32] Sarathi R., Yadav K.S., Swarna M. Understanding the surface discharge characteristics of thermally aged copper sulphide diffused oil impregnated pressboard material. *IEEE Trans. Dielec. and Elec. Insul.* 2015. Vol. 33. № 5. P. 2513–2521.

[33] **Svi P.M.** Kontrol izolyatsii oborudovaniya vysokogo napryazheniya. Moscow: Energiya, 1980. 113 s. (rus.)

[34] Vanin B.V., Lvov Yu.N., Lvov M.Yu., Neklepayev B.N., Antipov K.M., Surba A.S., Chichinskiy M.I. O povrezhdeniyakh silovykh transformatorov napryazheniyem 110–500 kV v ekspluatatsii. *Electric stations*. 2001. No 9. S. 53–58. (rus.)

[35] **Bray** I.V. Regeneratsiya transformatornykh masel. Moscow: Chemistry, 1966. 152 s. (rus.)

[36] **Monastyrskiy A.Ye.** Regeneratsiya, sushka i degazatsiya transformatornogo masla. Sankt-Peterburg: Izd-vo PEIPK, 2002. 40 s. (rus.)

[37] Laurentino A.C., Parize A.L., Laranjeira M.C.M., Martins A.R., Mayer N.M., De Favere V.T. Regeneration of Insulating Mineral Oil by Carbonated Amorphous Calcium Phosphate–Chitosan Adsorbent. *Process Safety and Environmental Protection*. 2007. Vol. 5. Is. 4. P. 327–331.

[38] Kurmayev R.N., Glushankova I.S., Vaysman Ya.I. Vybor i obosnovaniye metoda utilizatsii otrabotannykh masel na krupnykh promyshlennykh predpriyatiyakh. *Transport. Transport facilities. Ecology.* 2016. No 1. S. 38–51. (rus.)

[39] **Iskhanova A.I., Gaynutdinova A.M.** Ochistka i regeneratsiya transformatornogo masla. *Scientific and practical electronic journal «Science alley»*. 2016. No 4. Available: http://www.alley-science.ru (Accessed: 20.04.2018). (rus.)

[40] **Dolin A.P.** Ekspluatatsiya i tekhnicheskoye obsluzhivaniye transformatorov s dlitelnym srokom sluzhby. *Electro. Electrical engineering. Power engineering. Electrotechnical industry.* 2014. \mathbb{N}° 5. S. 29–34. (rus.)

[41] Makarova L.V., Myshkin N.K., Makarenko V.M. Fluorestsentnyy metod operativnogo kontrolya transformatornogo masla. *Chemistry and technology of fuels and oils*. 2016. № 2. S. 46–50.

THE AUTHORS

LYUTIKOVA Marina N. – Federal grid company of Unified energy system. E-mail: m.lyutikova@mail.ru NEKHOROSHEV Sergei V. – Khanty-Mansiysk state medical academy E-mail: serg-nehor@rambker.ru KULKOV Mikhail G. – Yugorsk state university. E-mail: mgk83@bk.ru

Received: 02.09.2018

МАШИНОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.18721/JEST.24413 УДК 621.01/.03 : 621.86/.87

К.П. Манжула

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

УСТАЛОСТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ГЛАВНЫХ БАЛКАХ КРАНОВ ПРОЛЕТНОГО ТИПА

Представлены расчетные зависимости для оценки номинальных напряжений в главных балках кранов пролетного типа, необходимые для расчета их на сопротивление усталости и оценки остаточного ресурса. Зависимости получены методом формирования типовых технологических циклов работы крана по прогнозируемым или фактически записанным параметрам его движений и позволяют рассчитывать наибольшие, наименьшие и средние напряжения в периоды неустановившейся работы механизмов подъема, передвижения крана и тележки с учетом коэффициентов динамичности и затухания колебаний. Сформулированы допущения и ограничения, принимаемые при построении расчетных зависимостей по типовым технологическим циклам. Расчетами показано, что повреждающее воздействие оказывают первые 6–7 затухающих колебаний в вертикальной плоскости и 5–6 колебаний в горизонтальной плоскости в зависимости от конструкции моста. Приведен пример составления типового технологического цикла работы и получаемая циклограмма напряжений.

Ключевые слова: кран пролетного типа, усталостные напряжения, сопротивление усталости металлоконструкций, типовой технологический цикл.

Ссылка при цитировании:

К.П. Манжула. Усталостные напряжения в главных балках кранов пролетного типа // Научнотехнические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 132–140. DOI: 10.18721/JEST.24413.

K.P. Manzhula

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

FATIGUE STRESS IN MAIN BEAMS OF SPAN-TYPE CRANES

This article presents calculated dependences for estimating stresses in the main beams of span-type cranes, which are necessary for fatigue resistance and residual life computations. The dependences are obtained by forming typical technological cycles of crane operation according to the predicted or actually recorded parameters of its motion. The dependences allow to calculate the largest, smallest, and average stresses during unsteady operation of mechanisms for lifting and moving the crane and trolley, taking into account the coefficients of dynamism and damping of oscillations. Assumptions and limitations, which are used for the calculated dependences of typical technological cycles, are formulated. We have established by calculation that the first 6-7 damped oscillations in the vertical plane and 5-6 oscillations in the horizontal plane, depending on the bridge design, have a damaging effect. An example of a typical technological cycle and the resulting stress pattern is shown.

Keywords: span type cranes, fatigue stresses, fatigue resistance of metal structures, typical process cycle.

Citation:

K.P. Manzhula, Fatigue stress in main beams of span-type cranes, *St. Petersburg polytechnic university jour*nal of engineering science and technology, 24(04)(2018) 132–140, DOI: 10.18721/JEST.24413.

Введение

Металлоконструкции кранов пролетного типа, эксплуатируемые в тяжелых и весьма тяжелых режимах (группы режимов А6 и выше), рассчитывают на сопротивление усталости в «горячих точках» - «hots potstress». Такими «горячими точками» являются зоны сопряжения основного металла с наплавленным [1-4], а также непровары [4, 5]. Необходимость в таких расчетах возникает при проектировании новых конструкций, оценке остаточного ресурса конструкций, отработавших нормативный срок службы [6], при анализе трещинообразования [7], в аварийных ситуациях [8], при оценке рисков [9]. Некоторые из таких «горячих точек» расположены в главных балках мостов (например, нижние части сварных соединений приварки диафрагм, как в точке С на рис. 1, сварные швы приварки галерей или вспомогательных элементов). Расчеты на сопротивление усталости по методу эквивалентных нагрузок [1, 10] или по имеющим близкий смысл коэффициентам эквивалентного разрушения [11] «горячих точек» предполагают формирование спектра нагрузок в течение периода эксплуатации крана. Как правило, такая история нагружения бывает неизвестна, особенно для вновь проектируемых машин.

Спектр нагрузок может быть получен предлагаемым в статье способом определения типовых технологических циклов (ТТЦ) работы крана. ТТЦ составляют, ориентируясь на типовые режимы эксплуатации аналогичных машин или с учетом специфики предполагаемой эксплуатации в конкретных условиях. Переход от спектра нагрузок к спектру напряжений, необходимому при расчете на сопротивление усталости, — это трудоемкий процесс построения каждый раз эпюр моментов, вычисления по ним наибольших и наименьших напряжений с учетом динамики работы машины в переходных режимах и явления затухания колебаний. К тому же, процесс вычисления должен быть многократно повторен. При отсутствии готовых зависимостей для вычисления напряжений в каждом цикле, позволяющих алгоритмизировать и запрограммировать процесс вычислений, на практике расчет на сопротивление усталости пытаются обойти, занижая номинальные напряжения путем увеличения размеров сечения с «горячей точкой». Это увеличивает массу и стоимость конструкции.

Цель работы — получение зависимостей для оценки усталостных напряжений в «горячих точках» металлоконструкций главных балок кранов пролетного типа, которые учитывали бы динамические нагрузки и затухание колебаний при неустановившихся движениях механизмов в типовых технологических циклах работы.

Способ формирования ТТЦ

Для кранов мостового типа можно выделить 3–5 типовых технологических циклов, по которым они чаще всего работают, например:

подъем груза в центре пролета, перемещение тележки в ¼ часть пролета, перемещение крана, опускание груза, возврат в исходное положение;

подъем груза у концевой балки, перемещение тележки в центр моста, перемещение крана, опускание груза, возврат в исходное положение;

подъем груза в ¼ пролета, перемещение крана, перемещение тележки в ¾ пролета опускание груза, возврат в исходное положение.

Пример ½ ТТЦ одного из таких циклов работы мостового крана с грузом постоянной массы показан на рис. 1. Количество составляемых ТТЦ увеличивается с учетом градаций поднимаемых грузов.

При формировании ТТЦ и выводе расчетных зависимостей для напряжений принимаются допущения, связанные с вероятностной природой усталостной прочности и значительным рассеянием характеристик усталости [12], а именно:



Рис. 1. Схема формирования типового технологического цикла работы Fig. 1. The scheme of formation of a typical technological cycle of work

массы и нагрузки от тележки и груза представляются сосредоточенными;

масса и вес моста рассматриваются как равномерно распределенные по длине;

колебания металлоконструкции главной балки в периоды неустановившейся работы механизмов рассматриваются для одномассовой модели, являются затухающими с коэффициентом затухания колебаний β и числом значимых колебаний *i*;

начало системы декартовых координат расположено в левом конце балки;

координаты «горячей точки» *x*_c и тележки *x* отсчитываются от начала координат.

Расчетное исследование

При работе механизма подъема с канатным подвесом груза для мостов без консолей (мостовые и козловые краны) наибольшие и наи-

меньшие номинальные напряжения σ_{\max} в «горячей точке» при ее положениях на балке в пределах от (¼)–(¾)*L* (влиянием перерезывающих сил можно пренебречь) и любых положениях тележки в пролете моста на основании уравнений статики [13] определяются сле-

дующими зависимостями:

$$\sigma_{\underline{\max}} = \frac{0.5G_{M}x_{c} + \left\{G_{T} + G_{r}\left[1 \pm \left(\varphi - 1\right)e^{-\beta_{r}i_{T}}\right]\right\}x}{2J_{z}} \times \left(1 - \frac{x_{c}}{L}\right)y$$
 при $x < x_{c};$ (1)

$$\sigma_{\underline{\max}} = \frac{0.5G_{\mathrm{M}}x_{c}\left(1-\frac{x_{c}}{L}\right) + \{G_{\mathrm{T}}+G_{\mathrm{T}}[1+(\varphi-1)e^{-\beta_{\mathrm{T}}i_{\mathrm{T}}}]\}x}{2J_{z}} \times \left(1-\frac{x}{L}\right)y$$
 при $x \ge x_{c}$. (2)

При жестком подвесе груза зависимости принимают вид

$$\sigma_{\underline{\max}} = \frac{0.5G_{_{\mathrm{M}}}x_{_{c}} + \left\{ \left(G_{_{\mathrm{T}}} + G_{_{\mathrm{T}}}\right) \left[1 \pm \left(\varphi - 1\right)e^{-\beta_{_{\mathrm{T}}}i_{_{\mathrm{T}}}}\right] \right\} x}{2J_{z}} \times \left(1 - \frac{x_{_{c}}}{L}\right) y \quad \text{при} \quad x < x_{_{c}};$$
(3)

$$\sigma_{\max_{\min}} = \frac{0.5G_{_{\mathrm{M}}}x_{c}\left(1-\frac{x_{c}}{L}\right) + \{(G_{_{\mathrm{T}}}+G_{_{\mathcal{C}}})[1\pm(\varphi-1)e^{-\beta_{_{\mathrm{T}}}i_{_{\mathrm{T}}}}]\}x}{2J_{z}} \times \left(1-\frac{x}{L}\right)y$$
 при $x \ge x_{c}$. (4)

В этих зависимостях
$$G_{\rm M} = q_{\rm M}gL$$
 — вес глав-
ных балок моста (на рис. 1 показан как сосре-
доточенный); $q_{\rm M}$ — распределенная масса главных
балок моста; g — ускорение свободного паде-
ния; $G_{\rm r}$ и $G_{\rm T}$ — соответственно вес груза и те-
лежки; φ — динамический коэффициент; $\beta_{\rm r}$ —
коэффициент затухания колебанийпо оси y ;
 $i_{\rm r}$ — число значимых колебаний груза по оси y — y ;
 J_z — момент инерции сечения с «горячей точ-
кой» относительно оси z — z ; x_c — координата
«горячей точки»; x — координата тележки;
 y — расстояние от нейтральной оси z — z в сече-
нии до «горячей точки» (см. рис. 1). Зависимо-
сти учитывают, что на одну балку приходится
половина веса главных балок, тележки и груза.
Частный случай таких зависимостей содер-
жится в [13].

T

i

В периоды разгона и торможения механизма подъема коэффициент затухания колебаний β_г определяется по результатам экспериментальных исследований динамики подъема. Таких исследований мало. По данным [14, 15] коэффициент затухания колебаний главных балок мостового крана при опущенном грузе находится в диапазоне 0,15-0,36, что в среднем составляет $\beta_r = 0,25$. Число значимых колебаний зависит от значений коэффициента β_г и составляет, как показывают расчеты, *i*_г = 6-7 или (при демпфировании) $i_r = 3-4$ [15]. Значимыми считаются колебания, размах напряжений которых в схематизированном цикле, построенном для «горячей точки», превышают порог усталости $\sigma_{\max} - \sigma_{\min} \ge u = 0,5\sigma_{-1}$, где $\sigma_{-1} - предел$ выносливости при симметричном цикле. Динамические коэффициенты можно принимать в соответствии с ГОСТ 32579.5-2013.

При передвижении тележки динамические нагрузки в моменты пуска и торможения в точке С не возникают. Динамика от толчков на стыках рельсов может возникать в промежуточных положениях тележки. Имеет смысл рассматривать ее только при уточненных расчетах, а зависимости для расчета напряжений в момент толчков рассчитывать по формулам (1)-(4) с заменой динамического коэффициента ф на коэффициент толчков. При отсутствии толчков на рельсах напряжения фер в сечении с «горячей точкой» являются средними в цикле и меняются из-за изменения положения тележки:

$$\sigma_{\rm cp} = \frac{0.5G_{\rm M} + (G_{\rm r} + G_{\rm r})x}{2J_z} \left(1 - \frac{x_c}{L}\right) y \, \text{при } x < x_c; \, (5)$$
$$\sigma_{\rm cp} = \frac{0.5G_{\rm M} \left(1 - \frac{x_c}{L}\right) + (G_{\rm r} + G_{\rm r}) \left(1 - \frac{x}{L}\right)}{2J_z} \times x_c y \, \text{при } x \ge x_c. \quad (6)$$

Расчет напряжений должен быть проведен дважды – первый раз при положении тележки с координатой х и второй раз после перемещения тележки в положение с координатой x* (рис. 1). В зависимости от положения тележки по отношению к «горячей точке» эти напряжения будут возрастать или убывать.

При работе механизма передвижения крана: при $x < x_c$

$$\sigma_{\underline{\max}} = 0,5Q_{\mathrm{M}}x_{c}\left(\frac{gy}{2J_{z}}\pm\frac{g_{\mathrm{K}}ze^{-\beta_{\mathrm{K}}i_{\mathrm{K}}}}{4J_{y}}\right) + \left(Q_{\mathrm{r}}+Q_{\mathrm{r}}\right)x\left(\frac{gy}{2J_{z}}\pm\frac{g_{\mathrm{K}}ze^{-\beta_{\mathrm{K}}i_{\mathrm{K}}}}{2J_{y}}\right)\left(1-\frac{x_{c}}{L}\right), \quad (7)$$

135

при $x \ge x_c$

$$\sigma_{\underline{\max}} = Q_{\mathrm{M}} \left(1 - \frac{x_c^2}{L} \right) \left(\frac{gy}{2J_z} \pm \frac{g_{\mathrm{K}} z e^{-\beta_{\mathrm{K}} i_{\mathrm{K}}}}{4J_y} \right) + \left(Q_{\mathrm{r}} + Q_{\mathrm{T}} \right) \left(1 - \frac{x}{L} \right) \left(\frac{gy}{2J_z} \pm \frac{g_{\mathrm{K}} z e^{-\beta_{\mathrm{K}} i_{\mathrm{K}}}}{2J_y} \right).$$
(8)

Здесь $Q_{\rm M}$, $Q_{\rm T}$ и $Q_{\rm T}$ – соответственно масса моста (рассматривается как распределенная по длине балки), груза и тележки; g_{κ} — ускорение (замедление) крана при разгоне и торможении механизма передвижения; β_{κ} – коэффициент затухания колебаний по оси *z-z*; *i*_к – число значимых колебаний по оси $z-z; J_y$ – момент инерции сечения «горячей точс кой»относительно оси *у*-*у*; *g* - ускорение свободного падения; z – расстояние «горячей точки» от нейтральной оси y-y; y – расстояние от нейтральной оси *z-z* до «горячей точки». Коэффициент толчков на рельсовых стыках при разгоне-торможении моста можно не учитывать из-за низкой вероятности совпадения амплитуд вертикальных и горизонтальных колебаний. Экспериментальных исследований по определению коэффициента β_{κ} затухания колебаний балок моста в горизонтальной плоскости не обнаружено, поэтому его можно принимать таким, как и β_{r} . На рис. 1 P_{M} – инерционная сила от массы моста. Распределенная масса моста, участвующая в колебаниях по оси z-z, учитывается как приведенная с коэффициентом 0,5.

Зависимости также справедливы при возврате тележки и крана в исходное положение без груза. В этом случае вместо веса G_r и массы Q_r груза следует учитывать в них вес и массу грузозахватного органа при $G_r = 0$ и $Q_r = 0$. В результате для каждого ТТЦ по одной из зависимостей (1)–(8) определяются σ_{min} и σ_{cp} . Приведенные зависимости справедливы для разных типов тонкостенных сечений пролетных балок, не имеющих в сечениях значительных перерезывающих сил.

Расчеты всех напряжений по всем ТТЦ сводятся в таблицу. Число строк в таблице соответствует числу значимых колебаний.

ΤΤЦ	`Ц Движение		x/L	Qe	Q_{T}	<i>Q</i> ^M	f	$\beta_{\rm r}$	i _r	gм	β_{κ}	İĸ	σ_{max}	σ_{min}	Число повторов ТТЦ
1	Подъем	разгон	0,75					0,25	1	_					100
			(число строк равно числу значимых колебаний <i>i</i> _{г)}										$\dot{l}_{\Gamma)}$		
		торможение	0,75					0,25	1	_	_	_			
			(чи	(число строк равно числу значимых колебаний <i>i</i> _г											
	Передвижение тележки						_	_	_	—	_	_			
			0,25					_		_		I			
	Передвижение	разгон	0,25								0,25	1			
	крана		(число строк равно числу значимых колебаний <i>i</i> _к)												
		торможение	0,25					-			0,25	1			
			(чи	(число строк равно числу значимых колебаний <i>i</i> _к)											
	Опускание	разгон	0,25					0,25	1	_					
			(число строк равно числу значимых колебаний $i_{\rm r}$)												
		торможение	0,25					0,25	1	_		I			
			(число строк равно числу значимых колебаний <i>i</i> _r)												
	Разгр	0.25				_	_	_	_	_	_				

Input and output parameters for the calculation of half of the considered TTC

Пример таблицы с входными и выходными параметрами расчета половины рассматриваемого ТТЦ

После расчета напряжений по всем предусмотренным ТТЦ назначается предполагаемое число повторений каждого ТТЦ за срок службы или рассматриваемый период эксплуатации крана, что соответствует некоему блочному нагружению. Далее, по всем составленным ТТЦ следует выполнить обработку петель напряжений, например методом «потока дождя», определить коэффициенты асимметрии циклов, привести все циклы к одному коэффициенту асимметрии цикла, отбросить циклы, не дающие повреждаемости, сформировать блоки и подсчитать число циклов, характеризующее сопротивление усталости рассматриваемого узла [10, 16].

Обсуждение результатов

Процесс изменения напряжений для ½ части ТТЦ (без возврата в исходную точку), соответствующий рис. 1, в результате расчетов по зависимостям (1)—(8) на этапе работы с грузом при двух значимых колебаниях будет выглядеть так, как показан на рис. 2. После отдачи груза производят расчеты напряжений при работе механизмов крана без груза. Размахи колебаний $\sigma_{max 0} - \sigma_{min 0}$ в этом случае могут оказаться малыми (не повреждающими), однако они формируют глобальные размахи $\sigma_{max}^* - \sigma_{min}^*$ в схематизированных полных циклах и меняют значение среднего напряжения σ_{cp} , что существенно влияет на конечный результат расчета.

Использование зависимостей (1)—(8) при заполнении таблицы позволяет сразу оценивать число значимых колебаний, если процесс вычислений сопровождается построением графиков затухания колебаний. Покажем это на примере.

На рис. 3 представлены результаты расчета напряжений в «горячей точке», расположенной в середине пролета ($x_c = 10000$ мм) моста металлургического крана с параметрами $G_e = 833600$ H, $G_{\rm T}$ =196100 H, $G_{\rm M}$ =172400 H, f= 1,2, L=20000 MM, $J_z = 1,745 \cdot 10^{10} \text{ mm}^4, J_y = 3,822 \cdot 10^9 \text{ mm}^4, \beta_{\kappa} = 0,36,$ у = 350 мм при гибком подвесе груза. При коэффициенте затухания $\beta_r = 0,25$ число значимых колебаний в вертикальной плоскости, которые имеет смысл учитывать при усталостном расчете, составляет 6-7 (рис. 3, а). При введении демпфирования в систему механизма подъема коэффициент затухания $\beta_r = 0.5$ и процесс затухания колебаний идет быстрее, составляет 3-4 колебания (рис. 3, б). Число значимых колебаний можно оценить по падению амплитуды колебаний на 10-5 % от первоначальной величины.



Рис. 2. Пример изменения напряжений в $\frac{1}{2}$ части ТТЦ мостового крана при работе с грузом Fig. 2. An example of change in stresses in $\frac{1}{2}$ part of TTC bridge crane when working with cargo



Рис. 3. Изменение напряжений по оси *у*-*у* в ТТЦ при подъеме груза для «горячей точки», расположенной в середине пролета





Рис. 4. Изменение напряжений по оси z–z в «горячей точке», расположенной в середине пролета, при $\beta_{\kappa} = 0.25$ (*a*) и $\beta_{\kappa} = 0.5$ (*б*) в ТТЦ при передвижении крана

Fig. 4. Variation of stresses along the z-z axis at the «hot spot» located in the middle of the span, with $\beta_{\kappa} = 0.25$ (*a*) and $\beta_{\kappa} = 0.5$ (*b*) in the TTC when the crane moves

Выводы

Аналогичная картина колебаний в горизонтальной плоскости, как показывают расчеты для этой же точки по зависимостям (3), (4), наблюдается при передвижении крана (рис. 4, *a*). В расчете момент инерции относительно оси *y*-*y* принят равным $J_y = 3,822 \cdot 10^9$ мм⁴. Число значимых колебаний также составляет 6-7 при $\beta_{\kappa} = 0,25$ и 3-4 при $\beta_{\kappa} = 0,5$.

Увеличение жесткости сечения в горизонтальной плоскости в 2 раза амплитуду колебаний уменьшает, но характер затухания и число значимых колебаний, как показывают расчеты, не меняет. Зависимости для расчета номинальных усталостных напряжений в сечениях главных балок с «горячими точками» по типовым технологическим циклам формализуют процесс вычисления, не требуют определения изгибающих моментов в сечениях, при этом учитывают динамику подъема груза, передвижения моста и тележки и позволяют моделировать процесс затухания колебаний. Результаты расчетов показывают, что на сопротивление усталости «горячих точек» пролетных балок кранов мостового типа оказывают влияние первые 6–7 колебаний в вертикальной плоскости и 5–6 колебаний в горизонтальной плоскости. Зависимости (1)–(8) легко программируются и могут использоваться как при расчетах по методу эквивалентных нагрузок [2, 10, 16], так и при расчетах с дифференцированным влиянием конструктивнотехнологических параметров сварных соединений [17].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Niemi E., Fricke W., Maddox S.J. Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components Designers Guide. 2018, XIII. 76 p. http://www.springer.com/ 978-981-105567-6.

2. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. — 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1976. 456 с.

3. **Hobbacher A.F.** Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components // International Institute of Welding doc. XIII-2151r4-07 / XV-1254r4-07. Paris, 2008. 149 p.

4. Fricke W. IIW guideline for the assessment of weld root fatigue // Weld. World. 2013. No 57. P. 753–791.

5. Manzhula K.P., Shlepetinski A.Yu. Stress and Strain Concentration in Weld-Joint Flaws // Russian Engineering Research. 2016. Vol. 36. No 9. P. 722–726.

6. Богданов А.П., Гайнуллин А.А., Ефимов А.А., Левкович Р.В., Наумов Д.С., Окулов К.Ю. Обзор методов укрупненной оценки остаточного ресурса оборудования, эксплуатируемого на опасных производственных объектах // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2015. № 1(11). С. 98–105.

7. **Терентьев В.Ф., Кораблева С.А.** Усталость металлов. М.: Наука, 2015. 484 с.

8. Липатов А.С., Емельянова Г.А. О максимально допустимых значениях вероятностей аварий при разработке обоснования безопасности грузоподъемных кранов общего назначения // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2014. № 11. С. 20–24.

9. Соколов С.А. Методика оценки риска, возникающего при эксплуатации технологических систем // Вестник машиностроения. 2015. № 10. С. 25–30.

10. Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин. СПб.: Политехника, 2011. 450 с.

11. **ТКП EN 1991-3-2009 (02250).** Еврокод 1. Воздействия на конструкции. Часть 3. Воздействия, вызванные кранами и механическим оборудованием. Минск, 2010.

12. **Radaj D., Sonsino C., Fricke W.** Fatigue assessment of welded joints by local approaches. England: Woodhead Publishing Limited, 2006. 660 p.

13. Манжула К.П., Петинов С.В. Прочность и долговечность конструкций при переменных на-грузках. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. 76 с.

14. Справочник по кранам: В 2 т Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, Е.И. Звягинцев и др., под общ. ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение, 1988. 536 с.

15. Манжула К.П., Орлов А.Н., Головачев В.Я., Кабаков А.М. Оценка увеличения долговечности крановых металлоконструкций при включении в систему подвеса груза демпфирующих устройств // Труды СПбГТУ. 1993. № 445. С. 105–108.

16. EN 1993-1-9 (2005) Eurocode 3: Designofsteelstructures. Part 1–9: Fatique.

17. Манжула К.П. Зарождение и развитие усталостных трещин в сварных металлоконструкциях // Материалы Международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2015» / Отв. ред. Р.Л. Сахапов. Казань: Изд-во Казанск. гос. архитект.-строит. ун-та, 2015. С. 123–128.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

МАНЖУЛА Константин Павлович — доктор технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: conpaman@gmail.com

Статья поступила в редакцию: 11.10.2018 г.

REFERENCES

[1] Niemi E., Fricke W., Maddox S.J. Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components Designers Guide. 2018, XIII. 76 p. http://www.springer.com/ 978-981-105567-6.

[2] **Gokhberg M.M.** Metallicheskiye konstruktsii podyemno-transportnykh mashin. 3-ye izd., pererab. i dop. L.: Mashinostroyeniye, 1976. 456 c. (rus.)

[3] **Hobbacher A.F.** Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. *International Institute of Welding doc*. XIII-2151r4-07 / XV-1254r4-07. Paris, 2008. 149 p.

[4] **Fricke W.** IIW guideline for the assessment of weld root fatigue. *Weld. World.* 2013. No 57. P. 753–791.

[5] Manzhula K.P., Shlepetinski A.Yu. Stress and Strain Concentration in Weld-Joint Flaws. *Russian Engineering Research*. 2016. Vol. 36. No 9. P. 722–726.

[6] Bogdanov A.P., Gaynullin A.A., Yefimov A.A., Levkovich R.V., Naumov D.S., Okulov K.Yu. Obzor metodov ukrupnennoy otsenki ostatochnogo resursa oborudovaniya, ekspluatiruyemogo na opasnykh proizvodstvennykh obyektakh. Aktualnyye problemy gumanitarnykh i yestestvennykh nauk. 2015. № 1 (11). S. 98–105. (rus.)

[7] **Terentyev V.F., Korableva S.A.** Ustalost metallov. M.: Nauka, 2015. 484 s. (rus.)

[8] Lipatov A.S., Yemelyanova G.A. O maksimalno dopustimykh znacheniyakh veroyatnostey avariy pri razrabotke obosnovaniya bezopasnosti gruzopodyem-nykh kranov obshchego naznacheniya. *Remont. Voss-tanovleniye. Modernizatsiya.* 2014. № 11. S. 20–24. (rus.)

[9] **Sokolov S.A.** Metodika otsenki riska, voznikayushchego pri ekspluatatsii tekhnologicheskikh system. Vestnik mashinostroyeniya. 2015. № 10. S. 25–30. (rus.)

[10] **Sokolov S.A.** Stroitelnaya mekhanika i metallicheskiye konstruktsii mashin. SPb.: Politekhnika, 2011. 450 s. (rus.)

[11] **TKP EN 1991-3-2009 (02250).** Yevrokod 1. Vozdeystviya na konstruktsii. Chast 3. Vozdeystviya, vyzvannyye kranami i mekhanicheskim oborudovaniyem. Minsk, 2010. (rus.)

[12] **Radaj D., Sonsino C., Fricke W.** Fatigue assessment of welded joints by local approaches. England: Woodhead Publishing Limited, 2006. 660 p. (rus.)

[13] **Manzhula K.P., Petinov S.V.** Prochnost i dolgovechnost konstruktsiy pri peremennykh nagruzkakh. SPb.: Izd-vo SPbGTU, 2001. 76 s. (rus.)

[14] Spravochnik po kranam: V 2 t. T. 1. Kharakteristiki materialov i nagruzkok. / V.I. Braude, M.M. Gokhberg, Ye.I. Zvyagintsev i dr..; Pod obshch. red. M.M. Gokhberga. L.: Mashinostroyeniye, 1988. 536 s. (rus.)

[15] Manzhula K.P., Orlov A.N., Golovachev V.Ya., Kabakov A.M. Otsenka uvelicheniya dolgovechnosti kranovykh metallokonstruktsiy pri vklyuchenii v sistemu podvesa gruza dempfiruyushchikh ustroystv. *Trudy SPbGTU*. 1993. № 445. S. 105–108. (rus.)

[16] **EN 1993-1-9 (2005)** Eurocode 3: Design of steel structures. Part 1–9: Fatique.

[17] **Manzhula K.P.** Zarozhdeniye i razvitiye ustalostnykh treshchin v svarnykh metallokonstruktsiyakh. *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Interstroymekh-2015» /* Otv. red. R.L. Sakhapov. Kazan: Izd-vo Kazansk. gos. arkhitekt.-stroit. unta, 2015. S. 123–128. (rus.)

THE AUTHOR

MANZHULA Konstantin P. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university* E-mail: conpaman@gmail.com

Received: 11.10.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24414 УДК 621.01, 621.08, 62-52

А.Н. Волков, О.Н. Мацко, А.В. Мосалова

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

ВЫБОР ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ЗАКОНОВ ДВИЖЕНИЯ МЕХАТРОННЫХ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Разработаны цифровые модели мехатронных приводов роботов и технологических машин для наиболее распространенных законов изменения ускорения и типовых нагрузок. На примерах впервые показано, что при постоянных значениях времени цикла и перемещения для всех рассмотренных законов движения при определенных значениях дополнительных параметров имеет место минимум пика мгновенной мощности на участках разгона и динамического торможения. В качестве таких параметров предложено принимать время разгона/ торможения, коэффициент превышения минимально возможного ускорения или коэффициент равномерности движения. Предложены научно обоснованные методики оценки эффективности выбора законов движения и их параметров по критерию минимума максимальной потребляемой мощности. Получена функциональная зависимость между максимальной мгновенной мощностью и энергопотреблением привода для различных законов движения.

Ключевые слова: энергосбережение, мехатронный привод, максимальная мгновенная мощность, законы движения, сравнительный анализ, цикловые приводы.

Ссылка при цитировании:

А.Н. Волков, О.Н. Мацко, А.В. Мосалова. Выбор энергосберегающих законов движения мехатронных приводов технологических машин // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 141–149. DOI: 10.18721/JEST.24414.

A.N. Volkov, O.N. Matsko, A.V. Mosalova

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

SELECTING THE ENERGY-SAVING LAWS OF MOTION FOR MECHATRONIC DRIVES OF PRODUCTION MACHINES

In this paper, we have developed digital models of mechatronic drives for robots and production machines for the most common laws of acceleration variation and typical loads. The examples show that there is a minimum peak instantaneous power in the areas of acceleration and dynamic braking at certain values of additional parameters for all motion laws under consideration and for the given cycle time and travel. Such parameters include the acceleration/deceleration times, the coefficient of exceeded minimum possible acceleration or the coefficient of uniform motion. Based on studying mathematical models, we have proposed methods for assessing the effectiveness of selecting motion laws and their parameters with respect to the lowest maximum power consumption. The relationship between the maximum instantaneous power and the drive power consumption for different motion laws has been established.

Keywords: energy saving, mechatronic drive, maximum instantaneous power, motion laws, comparative analysis, cyclic drives.

Citation:

A.N. Volkov, O. N. Matsko, A.V. Mosalova, Selecting the energy-saving laws of motion for mechatronic drives of production machines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 141–149, DOI: 10.18721/JEST.24414.

Введение

В любой отрасли промышленности экономия ресурсов энергии, материалов и комплектующих – насущная проблема. Значительная часть энергии потребляется различного рода приводами машин и технологического оборудования. Поэтому создание научно обоснованных методик проектирования рационального с позиций ресурсосбережения привода весьма актуально [1-4]. Для достижения максимального эффекта в этой области необходимо комплексно решать следующие три задачи. Во-первых, это традиционная задача – минимизация потребляемой энергии [3]. Вовторых, минимизация массогабаритных параметров привода, а следовательно, и типоразмеров его компонентов. В-третьих, обеспечение заданного соотношения между энергопотреблением и массогабаритными параметрами, если при выборе конструктивных параметров указанные критерии вступают в противоречие. Для решения этих задач необходимо установить функциональную зависимость между максимальной мгновенной мощностью, энергопотреблением, типом закона движения и его параметрами. Конструкции двигателей, моторов и цилиндров здесь не имеют принципиального значения. Считается, что все они имеют высокий коэффициент полезного действия, поэтому во внимание будут приниматься только искусственные механические характеристики, обеспечиваемые современными мехатронными средствами.

Вопросам оптимального управления динамическими системами всегда уделялось большое внимание. Основы научных подходов к оптимизации управления динамическими системами заложены в работах Л.С. Понтрягина, А.А. Фельдбаума и Н.Н. Красовского [5, 13]. В дальнейшем данное направление, связанное прежде всего с оптимизацией быстродействия и устойчивости систем при заданных величинах мощности и тяги, активно развивалось отечественными и зарубежными учеными [3, 4, 6–8, 10–12]. Задача выбора закона движения и его параметров по критериям минимизации мощности в технологических машинах и роботах — новая и весьма актуальная.

Цель работы заключается в синтезировании энергосберегающих законов движения и определении функциональной зависимости между максимальной мгновенной мощностью, энергопотреблением, типом закона движения и его параметрами.

Методика решения проблемы и расчетная часть

Энергетические затраты привода зависят от наличия рекуперации, закона движения и нагрузки [2, 9, 14, 15]. Можно предположить, что при заданном времени движения Т и величине перемещения *s* выходного звена исполнительного механизма машины максимальная мгновенная мощность N и потребляемая энергия Р определяются законом изменения ускорения, а следовательно, скорости и ускорения. На рис. 1 представлены зависимости ускорения a_{τ} (*Z*, *t*, τ , *T*, *s*) и скорости v_{τ} (*Z*, τ , *t*, *T*, *s*) выходного звена. Здесь Z – целочисленный параметр, определяющий типы законов изменения ускорения, наиболее часто встречающихся на практике, (Z = 1 -прямоугольный; Z = 2 треугольный несимметричный; *Z* = 3 – косинусный; Z = 4 -синусный); $\tau -$ время разгона (торможения); t – текущее время; T – время движения (T = 3 с); s – перемещение (s = 1 м).

В рассмотренном примере для разных законов различие в максимальных значениях достигает для ускорений 50%, скоростей – 18%, а координат – всего 4% при принятых значениях времени движения и величины перемещения. Такое уменьшение различий обусловлено двойным последовательным интегрированием функции изменения ускорения выходного звена механизма машины. Таким образом, для случаев, когда алгоритм работы машины на предполагает наличия каких-то дополнительных требований, кроме времени цикла движения и величины хода, проектировщик имеет возможность выбора любого из рассмотренных законов в зависимости от других критериев (таких, как вибрация, динамические нагрузки, уровень шума энергопотребление, мощность двигателя или мотора).



Рис. 1. Типовые законы движения: $a - yскорения, \delta - скорости мехатронных приводов$ $(_____) - a_{\tau} (1, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (1, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (2, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (2, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (3, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (3, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (1, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (1, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (2, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (2, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (1, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (1, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (2, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (2, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (3, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (3, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1), v_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (_____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (____) - a_{\tau} (4, t, 1, 3, 1); (___)$

При принятых значениях T и s, наряду со временем разгона (торможения) τ , характер функций ускорения и скорости можно задавать через коэффициент равномерности движения выходного звена ξ или коэффициент kпревышения минимально возможного ускорения выходного звена. Коэффициент равномерности движения ξ представляет собой отношение величины участка траектории, на котором имеет место равномерное движение, к величине хода.

Коэффициент *k* превышения минимально возможного ускорения представляет собой отношение максимального ускорения цикла движения к максимальному ускорению цикла, в котором отсутствует участок равномерного движения. Все эти параметры функционально связаны между собой и являются равноценными. Выбор того или иного параметра обусловливается требованиями технологического процесса в зависимости от того, что является более приоритетным — время разгона (торможения), равномерность движения или ограничения по динамическим нагрузкам.

Например, мгновенная мощность мехатронного привода штангового глубинного насоса для нефтедобычи, где приоритетны динамические нагрузки, определяется выражением

N(Z,t,k,T,s) == $v_k(Z,t,k,T,s)[a_k(Z,t,k,T,s)(m+m_0)+gm].^{(1)}$ Здесь $v_k(Z,t,k,T,s)$ и $a_k(Z,t,k,T,s)$ – законы изменения скорости и ускорения; которые задаются параметром k; m и m_0 – приведенные массы, перемещающиеся вертикально, и, соответственно, прочие; g = 9,8 м/с² – ускорение свободного падения.

На рис. 2 представлены зависимости мгновенной мощности от времени для различных типов законов изменения ускорения и при различных значениях параметра *k*.

Анализ графиков показывает, что при всех рассмотренных законах изменения ускорения имеет место максимум (пик) мгновенной мощности на участке разгона. Причем этот пик имеет минимальное значение при определенном для каждого закона значении коэффициента k [2, 9]. Отрицательные значения мощности имеют место при необходимости применения активного торможения с дополнительной диссипацией энергии, когда сил сопротивления (силы веса) не достаточно для обеспечения требуемого замедления.





Fig. 2. The dependence of the instantaneous power on time for different values of the coefficient k for different laws of change in acceleration: a – rectangular; δ – triangular; e – cosine; e – sinus


Рис. 3. Сводные графики зависимости мгновенной мощности от времени для участка разгона

Fig. 3. Summary graphs of instantaneous power versus time for the acceleration section



Рис. 4. Сводные графики зависимости максимальной мгновенной мощности от коэффициента *k*

Fig. 4. Summary plots of maximum instantaneous power versus k-factor



Рис. 5. Законы изменения ускорения (*a*) и скорости (*б*), обеспечивающие минимальное значение пиковой мощности мехатронного привода, при четырех типовых законах изменения ускорения на участке разгона

Fig. 5. The laws of change in acceleration (a) and speed (δ), providing the minimum value of the peak power of the mechatronic drive, with four typical laws of change in acceleration in the acceleration section

На рис. 3 представлены сводные графики зависимости мгновенной мощности от времени для четырех типов законов изменения ускорения на участке разгона, построенные для ряда значений коэффициента k и обеспечивающие минимальную пиковую мощность. Качественно оценить эффективность оптимизации параметров закона изменения ускорения предоставляют сводные графики зависимости максимальной мгновенной мощности от коэффициента превышения минимально возможного ускорения k (рис. 4). Из графиков следует, что для разных законов изменения ускорения экстремумы имеют разную форму и наступают при существенно различающихся значениях коэффициента

На рис. 5 представлены законы изменения ускорения и скорости на участке разгона (0, 1 с), обеспечивающие минимальное значение пиковой мощности мехатронного привода для четырех типовых законов изменения ускорения, рассмотренных выше. Количественно эффективность оптимизации параметра k для каждого типа закона изменения ускорения по отношению к соответствующим законам при отсутствии участка равномерного движения (в этом случае пиковое ускорение минимально) определяется формулой

$$\delta_{Z}(k) = \frac{N(Z, t, k_{0}, T, s) - N(Z, t, k_{m}, T, s)}{N(Z, t, k_{m}, T, s)} 100, (2)$$

где k_0 — коэффициент превышения минимально возможного ускорения при движении без установившейся скорости; k_m — коэффициент превышения ускорения, соответствующий минимально возможному значению пиковой мощности для данного типа закона изменения ускорения.

Для оценки влияния оптимизации привода по критерию минимизации пиковой мощности на уменьшение максимальной скорости (по сравнению с максимальными скоростями соответствующих законов движения при отсутствии участка равномерного движения) введен коэффициент k_{1Z} :

$$k_{1Z}(k) = \frac{v_{k}(Z,t,k_{m},T,S) - v_{k}(Z,t,k_{0},T,s)}{v_{k}(Z,t,k_{m},T,s)} 100\%.$$
(3)

Для оценки эффективности рассмотренных типов законов изменения ускорения достаточно сравнить их пиковые мощности с пиковой мощностью треугольного закона, которая минимальна:

$$K_{Z}(k) = \frac{N(Z,t,k_{m},T,s) - N(2,t,k_{m},T,s)}{N(2,t,k_{m},T,s)} 100.$$
(4)

Увеличение максимального ускорения при выборе типа закона оценивается коэффициентом K_{1Z} , который рассчитывается по формуле

$$K_{1Z}(k) = \frac{a_k(Z, t, k_m, T, s)}{a_k(2, t, k_m, T, s)}.$$
 (5)

Увеличение максимальной скорости при этом оценивается коэффициентом K_{2Z} , определяемым формулой

$$K_{2Z}(k) = \frac{v_k(Z, t, k_m, T, s)}{v_k(2, t, k_m, T, s)}.$$
 (6)

Результаты сравнительного анализа эффективности выбора законов изменения ускорения и их параметров сведены в таблицу.

При решении практических задач, наряду с количественной оценкой законов движения, необходимо учитывать и их качественные показатели. Так, например, синусные законы существенно уступают по энергосбережению и минимальной пиковой мощности треугольным и косинусным законам [14, 15]. Однако при реализации двух последних законов в машине возникают мягкие удары, приводящие к снижению срока ее службы.

Результаты сравнительного анализа эффективности для различных законов изменения ускорения при постоянной нагрузке (*m* = 20 000 кг, *m*₀ = 7 000 кг, *T* = 3 с, *s* = 1 м)

The results of a comparative analysis of the effectiveness for different laws of change in acceleration under constant load $(m = 20,000 \text{ kg}, m_0 = 7,000 \text{ kg}, T = 3 \text{ s}, s = 1 \text{ m})$

Тип закона движения	$N_{\min}, \kappa BT$	N _{max} , кВт	$\delta_Z(k), \%$	k	$k_{1Z}, \%$	Kz, %	$K_{1Z}, \%$	$K_{2Z}, \%$
Прямоугольный	36,0	53,7	49,2	1,9	41	30,0	0,59	1,06
Треугольный	27,7	34,8	25,6	2,4	26	0	1,00	1,00
Косинус	28,3	36,7	29,7	2,2	29	2.2	0,77	1,02
Синус	32,4	48,6	50,0	2,3	43	17,0	1,02	1,02



Рис. 6. Сводные графики зависимости пиковой мощности и энергетических затрат одного цикла для четырех законов изменения ускорения (T = 1 c, s = 1 м, m = 7000 кг, m₀ = 20000 кг)
Fig. 6. Summary plots of peak power and energy costs of one cycle for the four laws of change of acceleration (T = 1 s, s = 1 m, m = 7000 kg, m₀ = 20000 kg)

Энергетические затраты на один цикл (прямой ход ведомого звена) определяются формулой

$$P(k,T,s) = \int_{0}^{t_{0}} v_{k} (Z,t,k,T,s) [(a_{k} (Z,t,k,T,s) \times (m+m_{0}) + mg]dt,$$
(7)

где *t*₀ — момент начала активного торможения при отсутствии рекуперации.

На рис. 6 представлены сводные графики зависимости пиковой мощности и энергетических затрат одного цикла для четырех типов законов изменения ускорения.

Заключение и выводы

Анализ графиков, представленных в работе, позволяет сделать следующие выводы:

1. Для типовых законов изменения ускорения энергетические затраты, как и мгновенная мощность, могут иметь экстремум (минимум) при определенных значениях коэффициента *k* превышения минимально возможного ускорения.

2. Экстремум может находиться как внутри интервала $[1, \infty]$, так и на его границах.

3. Треугольные и косинусные законы изменения ускорения предпочтительны с позиций как снижения энергетических затрат, так и уменьшения пиковой потребляемой мощности.

4. На практике возможны случаи, когда при рациональном выборе варьируемого параметра, например *k*, обеспечивается минимум (или почти минимум) потребляемой энергии при минимально возможном пиковом значении потребляемой мощности.

Подходы, предложенные в работе, позволяют моделировать процессы работы машины и выбирать рациональные типы законов движения, определять их оптимальные параметры, обеспечивая минимальное потребление мощности и энергии, а также корректировать закон движения привода машины, в том числе в процессе движения, при изменении нагрузки или приведенных масс и моментов инерции. Представленные результаты могут служить основой для создания новых методик проектирования высокоэффективной и, следовательно, конкурентоспособной отечественной техники во всех отраслях промышленности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Молчанов А.Г.** Пути дальнейшего совершенствования штанговых скважинных насосных установок // Бурение и нефть. 2014. № 2. С. 3–9.

2. Волков Н.А., Мацко О.Н., Мосалова А.В. Автоматизированный адаптивный привод штангового глубинного насоса // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики IPDME-2018: Сборник тезисов Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 12–13 апреля 2018 г. СПб.: РИЦ Горного университета, 2018. С. 34.

3. Румянцев А.Ю., Самосейко В.Ф., Белоусова Н.В. Оптимальное управление в системах электродвижения судов по критерию минимума потерь // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2016. № 6 (40). С. 206–213.

4. Шонин О.Б., Пронько В.С. Энергосберегающие алгоритмы час-тотного управления асинхронным приводом с уточнением области минимума потерь на основе методов нечеткой логики // Записки горного института. 2016. Т. 218. С. 270–280.

5. **Красовский Н.Н.** Теория управления движением. М.: Наука, 1968. 476 с.

6. Бычков М.Г., Кузнецова В.Н. Оптимальное и квазиоптимальное управление позиционным электроприводом по критерию минимума электрических потерь // Теория и практика автоматизированного электропривода. 2015. № 2 (27). С. 4–11.

7. Степаньянц Г.А. О симметричном преобразовании спектра неустойчивого объекта при управлении им по критерию минимума расхода энергии // Электронный журнал «Труды МАИ». 2012. Вып. 50. С. 27. www.mai.ru/science/trudy

8. Румянцев А.Ю., Самосейко В.Ф. Решение задачи оптимального управления дина-мической системой, обеспечивающее желаемые переходные процессы // Электротехника: сетевой электронный научный журнал. 2015. Т. 2. № 4. С. 92–94.

9. Волков А.Н., Корнилова А.А., Мацко О.Н., Синтез оптимальных законов управления цикловыми приводами// Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики IPDME-2018: Сборник тезисов Международной научно-практической конференции, Санкт-Петербург, 12–13 апреля 2018 г. СПб.: РИЦ Горного университета, 2018. С. 22.

10. Синтез регуляторов и теория оптимизации систем автоматического управления / Под ред. Н.Д. Егупова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000. 736 с.

11. **David G. Dorell.** A Review of the Methods for Improving the Efficiency of Drive Motors to Meet IE4 Efficiency Standards // Journal of Power Electronics. Vol.14. N 5. 2014. P.842-851.

12. Подураев Ю.В., Кулешов В.С. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем // Мехатроника. 2000. № 1. С. 5–10.

13. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Понтрягин [и др.]. М.: Наука, 1969. 384 с.

14. Андреев И.Д., Мацко О.Н., Мосалова А.В. Оптимизация законов движения мехатронных модулей с цикловым приводом // Неделя науки СПбПУ: м-лы научн. конференции с междунар. участием. Лучшие доклады. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. С. 71–74.

15. Лазарев Р.А., Мацко О.Н., Волков Н.А. Повышение энергоэффективности мехатронных цикловых приводов // Неделя науки СПбПУ: Матер. науч. конференции с междунар. участием. Лучшие доклады. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. С. 79–82.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ВОЛКОВ Андрей Николаевич — доктор технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: volkov-and-1@yandex.ru МАЦКО Ольга Николаевна — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: onmatsko@gmail.com МОСАЛОВА Анна Владимировна — аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого E-mail: mosalova_anna@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 18.07.2018

REFERENCES

[1] **Molchanov A.G.** Puti dalneyshego sovershenstvovaniya shtangovykh skvazhinnykh nasosnykh ustanovok. *Bureniye i neft*. 2014. №2. S. 3–9. (rus.)

[2] Volkov N.A., Matsko O.N., Mosalova A.V., Avtomatizirovannyy adaptivnyy privod shtangovogo glubinnogo nasosa. *Innovatsii i perspektivy razvitiya gornogo* mashinostroyeniya i elektromekhaniki IPDME-2018: Sbornik tezisov Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Sankt-Peterburg, 12–13 aprelya 2018 g. SPb.: RITs Gornogo universiteta, 2018. S. 34. (rus.)

[3] **Rumyantsev A.Yu., Samoseyko V.F., Belousova N.V.** Optimalnoye upravleniye v sistemakh elektrodvizheniya sudov po kriteriyu minimum. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova*. 2016. № 6 (40). S. 206–213. (rus.)

[4] Shonin O.B., Pronko V.S. Energosberegayushchiye algoritmy chas-totnogo upravleniya asinkhronnym privodom s utochneniyem oblasti minimuma poter na osnove metodov nechetkoy logiki. *Zapiski gornogo instituta*. 2016. T. 218. S. 270–280. (rus.)

[5] **Krasovskiy N.N.** Teoriya upravleniya dvizheniyem. M.: Nauka, 1968. 476 s. (rus.)

[6] **Bychkov M.G., Kuznetsova V.N.** Optimalnoye i kvazioptimalnoye upravleniye pozitsionnym elektroprivodom po kriteriyu minimuma elektricheskikh poter. *Teoriya i praktika avtomatizirovannogo elektroprivoda*. 2015. № 2 (27). S. 4–11. (rus.)

[7] **Stepanyants G.A.** O simmetrichnom preobrazovanii spektra neustoychivogo obyekta pri upravlenii im po kriteriyu minimuma raskhoda energii. *Elektronnyy zhurnal «Trudy MAI»*. 2012. Vip. 50. S. 27. www.mai.ru/science/trudy (rus.)

[8] **Rumyantsev A.Yu., Samoseyko V.F.** Resheniye zadachi optimalnogo upravleniya dina-micheskoy sistemoy, obespechivayushcheye zhelayemyye perekhodnyye protsessy. *Elektrotekhnika: setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal*. 2015. T. 2. № 4. S. 92–94. (rus.)

[9] Volkov A.N., Kornilova A.A., Matsko O.N. Sintez optimalnykh zakonov upravleniya tsiklovymi privodami. Innovatsii i perspektivy razvitiya gornogo mashinostroyeniya i elektromekhaniki IPDME-2018: Sbornik tezisov Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Sankt-Peterburg, 12–13 aprelya 2018 g. SPb.: RITs Gornogo universiteta, 2018. S. 22. (rus.)

[10] Sintez regulyatorov i teoriya optimizatsii sistem avtomaticheskogo upravleniya / Pod red. N.D.Yegupova. M.: Izd-vo MGTU im. N.E.Baumana, 2000. 736 s. (rus.)

[11] **David G. Dorell.** A Review of the Methods for Improving the Efficiency of Drive Motors to Meet IE4 Efficiency Standards. *Journal of Power Electronics*. 2014. Vol. 14. N 5. P. 842–851.

[12] **Podurayev Yu.V., Kuleshov V.S.** Printsipy postroyeniya i sovremennyye tendentsii razvitiya mekhatronnykh system. *Mekhatronika*. 2000. № 1. S. 5–10. (rus.)

[13] Matematicheskaya teoriya optimalnykh protsessov / L.S. Pontryagin [i dr.]. M.: Nauka, 1969. 384 s. (rus.)

[14] Andreyev I.D., Matsko O.N., Mosalova A.V. Optimizatsiya zakonov dvizheniya mekhatronnykh moduley s tsiklovym privodom. *Nedelya nauki SPbPU: mater. nauchn. konferentsii s mezhdunar. uchastiyem. Luchshiye doklady*. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2018. S. 71–74. (rus.)

[15] Lazarev R.A., Matsko O.N., Volkov N.A. Povysheniye energoeffektivnosti mekhatronnykh tsiklovykh privodov. *Nedelya nauki SPbPU: m-ly nauchn. konferentsii s mezhdunar. uchastiyem. Luchshiye doklady.* SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2018. S. 79–82. (rus.)

THE AUTHORS

VOLKOV Andrei N. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: volkov-and-1@yandex.ru
MATSKO Olga N. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: onmatsko@gmail.com
MOSALOVA Anna V. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: mosalova_anna@mail.ru

Received 18.07.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24415 УДК 62-25

В.А. Ильиных

Забайкальский институт железнодорожного транспорта, г. Чита, Россия

ВЛИЯНИЕ КОНИЧЕСКИХ ПРОФИЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ТОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМПЛЕКТОВ МНОГОЦЕЛЕВЫХ СТАНКОВ

Представлены результаты исследования технологических комплектов (ТК) на базе конических профильных соединений с равноосным контуром (РК-3) в узле «шпиндель – инструментальная оправка» на точность и жесткость, для чего на основе разработанных математических моделей профильных поверхностей оправки и отверстия шпинделя РК-3 выполнены машинные эксперименты по воспроизведению сопряжения деталей конического соединения. Проведен анализ точности установки по шести координатам инструментальной оправки с основными элементами (сверла, фрезы, расточные резцы) в отверстие шпинделя. Коническое соединение нагружалось внешней силой (резания); получены величины упругих отжатий (изменение положения оправки в отверстии шпинделя) также по шести координатам. В каждом расчетном случае проведено сравнение точности взаимного положения деталей РК-3 профильного и круглого соединений как при сборке соединения, так и при его эксплуатации (работе) под действием внешней нагрузки. Установлено, что точность положения сопрягаемых деталей конического РК-3 профильного соединения составляет не более 2 мкм на торце соединения и до 5 мкм при вылете инструмента не более 150 мм.

Ключевые слова: РК-3-профильное соединение, натяг, многоцелевые станки, технологический комплект.

Ссылка при цитировании:

В.А. Ильиных. Влияние конических профильных соединений на точность и жесткость технологических комплектов многоцелевых станков // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 150–159. DOI: 10.18721/JEST.24415.

V.A. Ilyinykh

Zabaikalsky railway transport institute, Chita, Russia

INFLUENCE OF CONICAL PROFILE CONNECTIONSONACCURACY AND RIGIDITY OF TECHNOLOGICAL SETS OF MULTI-PURPOSE MACHINES

The article presents the study of technological sets of multi-purpose machines based on conical P-3 profile connections for accuracy and rigidity. Based on previously constructed mathematical models of P-3 profile surfaces of the shaft and the sleeve hole, we have performed multiple simulations on coupling of conical connection details. We have analyzed the accuracywith which theshaft with the main elements (drills, cutters, boring tools) was installed in the sleeve hole for six coordinates (3 displacements and 3 rotations). Subsequently, the assembled connection was loaded by an external force, allowing to obtain the value of elastic deformation (a change in the position of the shaft in the sleeve hole) also for six coordinates. In each case, we havecompared the accuracy of mutual positions of the parts of P-3 profile and round connections bothin the assembly of the connection as well during its operation by an external force. The main conclusions have been also formulated.

Keywords: P-3 profile, interference, tooling systems, multi-purpose machines.

Citation:

V.A. Ilyinykh, Influence of conical profile connectionsonaccuracy and rigidity of technological sets of multi-purpose machines, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 150–159, DOI: 10.18721/JEST.24415.

Введение

Известны отдельные случаи применения в Германии и России в инструментальных системах профильных соединений, а также профильных конических соединений с равноосным контуром. Как показал литературный и патентный обзор, сведения по исследованию данного вида соединений с конусностью 1:10 на точность и жесткость в технологических комплектах многоцелевых станков отсутствует [1-8]. Анализ применения традиционных конических соединений с круглым профилем поперечного сечения со специальной конусностью 7:24 в технологических комплектах многоцелевых станков (MC) при автоматическом формировании соединения «шпиндель – инструментальная оправка» выявил существенные конструктивные недоработки последнего, которые влияют на технологическую и эксплуатационную надежность (точность) станков [11, 12, 14, 15]. В частности, при многоразовой замене инструмента происходит смена технологических баз в результате проворота инструмента это влияет на точность изготовления деталей. Технологический комплект состоит из инструментальной оправки с коническим хвостовиком и основного режущего инструмента. Применение названных профильных конических соединений вместо традиционно используемых в технологических комплектах позволит обеспечить технологическую и эксплуатационную точность многоцелевых станков и их конкурентоспособность.

В работе представлены возможные варианты совершенствования конструкций технологических комплектов на основе разработанных математических моделей формы профильных поверхностей, а также анализ результатов машинных экспериментов по реализации процесса сборки технологических комплектов на базе конического профильного соединения с равноосным контуром при его эксплуатации [11, 12].

Цель исследования — обеспечение неподвижности, а также повышение точности и жесткости соединений в технологических комплектах многоцелевых станков при предельных нагрузках путем применения моментопередающего профильного конического соединения «шпиндель инструментальная оправка» в условиях его многоразового базирования и закрепления.

Методы исследования

Исследование процесса формирования конического профильного соединения в технологических комплектах МС основано на машинном эксперименте по моделированию процесса сборки при числе реализаций не менее пятидесяти с различным набором исходных данных (табл. 1) и последующем анализе полученных результатов с использованием математической статистики [5–7, 11, 12]. Применялись методы математической статистики, прикладной и вычислительной математики, а также решение контактных задач теории упругости методом поверхности отклика, основанным на методе наименьших квадратов и методе теории планирования экспериментов.

Масса и моменты инерции для инструментальных оправок рассчитаны для соответствующих способов обработки резанием. В работе [6] было показано, что конечное положение поверхностей друг относительно друга незначительно зависит от массы оправок (влияние массы — в пределах 2 %; рис. 1, 2).

В математических моделях влияние при сборке соединения горизонтальной либо вертикальной компоновки МС учтено направлением приложения вектора силы тяжести оправки: при вертикальной компоновке станка вектор силы тяжести совпадает с продольной осью деталей, при горизонтальной, соответственно, перпендикулярен ей. При горизонтальной компоновке станка дополнительно исследовано влияние силы тяжести по радиус-вектору РК-3 профильной кривой, так как в отличие от круглого сечения в профильных соединениях радиус-вектор не всегда перпендикулярен касательной к профильной кривой.

Таблица 1

Параметры РК-3 профильной посадочной поверхности оправки при различной технологической шероховатости

Table 1

Шифр	Разм	иеры ог	правки	і, мм	Kohvehoett K	Площадь	Параметр о,	Шероховатость Ra,
оправки	D	d	L	е	Konychoerb K	поверхности, мм ²	МКМ	МКМ
50	50	35,4	50	1,8	7:24	6781,76	0,4	0,32
51							1,0	0,8
52							2,0	1,6
53							5,0	4,0
60	50	45,0	50	1,8	1:10	7470,60	0,4	0,32
61							1,0	0,8
62							2,0	1,6
63							5,0	4,0
70	50	47,5	50	1,8	1:20	7660,02	0,4	0,32
71							1,0	0,8
72							2,0	1,6
73							5,0	4,0

Profile connection P-3 parameters



Рис. 1. Графическая зависимость смещения оправки (при конусности 7:24) от величины сборочной силы *F_s* (1 – 500, 2 – 700, 3 – 900, 4 – 9000 H)

Fig. 1. Conic connection assembly (*F*_s: *1* − 500, 2 − 700, 3 − 900, 4 − 9000 N)

Продольная скорость сборки соединения «шпиндель — оправка» принята условно постоянной для всего комплекса расчетов, ее величина составляет 33 мм/с.

Сборка соединения (этап 1: F_s) выполняется под действием сборочной силы F_s при ее значениях 500, 700, 900 Н.

При расчетах на жесткость собранному PK-3 профильному соединению сообщается угловая скорость равная $\omega_0 = 1000$ рад/с, т. е. учитывает-

ся центробежная сила (этап 2: $F_s + F_{\mu rp6}$), а затем соединение нагружается постоянной во времени внешней нагрузкой F_0 (этап 3: $F_s + F_{\mu rp6} + F_0$). Внешняя нагрузка задавалась условно и была принята постоянной в пространстве (табл. 2).

Исследовано влияние компоновки станков при сборке РК-3 профильного соединения «шпиндель – оправка».

С целью установить влияние горизонтальной компоновки MC при сборке соединения были выполнены расчеты с угловым шагом приложения вектора силы тяжести G относительно положения профильной кривой вала. Угловой шаг принят 30°, т. е. исследовано 12 расчетных положений. Расчеты предполагают однократную сборку соединения с заранее заданным угловым положением вектора силы тяжести G относительно координатных осей вала.

Исследования выполнены как для идеальных ($\sigma = 0$ мкм), так и «реальных» ($\sigma = 0,4$ мкм) поверхностей применительно к круглым и РК-3 профильным кривым.





Таблица 2

Table 2

Характеристика вектора внешней нагрузки на собранное соединение

Номер внешней нагрузки	Условная внешняя нагрузка, Н	Внешняя сила, Н	Внешний момент, Н·м
12	1732	$F_z = 1000$	$M_z = 10,0$
		$F_x = 1000$	$M_x = 100,0$
		$F_{y} = 1000$	$M_y = 100,0$
13	1299	$F_z = 750$	$M_z = 7,5$
		$F_x = 750$	$M_x = 75,0$
		$F_{y} = 750$	$M_y = 75,0$
14	866	$F_z = 500$	$M_z = 5,0$
		$F_x = 500$	$M_x = 50,0$
		$F_{y} = 500$	$M_y = 50,0$

External load vector

Собранное соединение характеризуется:

взаимным положением оправки и шпинделя по шести координатам (3 линейных отклонения центра тяжести оправки – Z, X, Y, мкм, 3 угловых отклонения положения осей оправки от осей отверстия шпинделя – P_z , P_x , P_y , мкрад);

номинальной S_n , мм², фактической S_f , мм², и относительной S_f/S_n , %, площадью контакта;

средним зазором Z_{cp} , мкм, и средним натягом N_{cp} , мкм, (для идеальных поверхностей средний зазор равен нулю);

средним P_{cp} и максимальным P_{max} контактным давлением, МПа.

Расчётами установлено, что начальное угловое положение собираемого соединения не влияет на величину среднего контактного давления P_{cp} , но при этом для PK-3 профильного соединения в идеальном случае незначительное влияние профиля на величину P_{cp} просматривается (рис. 5). В результате имитационных экспериментов определены зависимости линейного и углового положения оправки относительно отверстия шпинделя (рис. 3, 4) при разных начальных угловых положениях силы тяжести, которое оказывает незначительное влияние на характеристики собранного соединения.

На рис. 3, 4 показано поле рассеяния точности установки оправки для 12 схем приложения силы тяжести G с шагом в 30° .

Следует отметить, что линейные и угловые отклонения по координатам X и Y для идеальных поверхностей по абсолютным величинам не превышают 0,01 мкм и 0,2 мкрад для обоих типов профиля. Это позволяет утверждать, что направление силы тяжести незначительно влияет на точность положения оправки в отверстии шпинделя, но на кривые влияет точность выполнения расчетов.

Графики линейных Z и угловых P_{z} положений (см. рис. 3, 4) характеризуют точность сборки соединения в продольном направлении. В частности абсолютное отклонение угла Pz для PK-3 профильного соединения находится в пределах ±0,1 мкрад (см. рис. 4), что свидетельствует о высокой точности сборки соединения относительно оси Z, в отличие от соединения с круглым профилем (см. рис. 3), осевая контактная жесткость которого зависит от величины натяга и сил трения. В процессе сборки круглого соединения натяги имеют место в момент удара поверхностей, причем каждый раз в разных местах, что и вызывает случайным образом осевой поворот P_z, который, в конечном счете, будет иметь широкий разброс значений (см. рис. 3).



Рис. 3. Линейные, мкм, и угловые, мкрад, отклонения положения оси оправки в отверстии шпинделя для круглого профиля при $\sigma = 0$ мкм, $F_s = 900$ H Fig. 3. Linear and angular position deviations of the axis of amendment round profile

 $(\sigma = 0 \text{ mkm}, F_s = 900 \text{ N})$



Рис. 4. Линейные, мкм, и угловые, мкрад, отклонения положения оси оправки в отверстии шпинделя для PK-3 профиля при $\sigma = 0$ мкм, $F_s = 900$ H Fig. 4. Linear and angular position deviations of the axis of amendment PK-3 profile ($\sigma = 0$ mkm, $F_s = 900$ N)



Рис. 5. Контактные параметры PK-3 профильного сопряжения ($\sigma = 0$ мкм, $F_s = 900$ H) Fig. 5. Contact connection parameters P-3 profile ($\sigma = 0$ mkm, $F_s = 900$ N)



Рис. 6. Математические ожидания упругих отжатий РК-3 профильного сопряжения при $F_s = 700$ H и $F_0 = 1732$ H: a – смещение (1), мкм, и поворот (2), мкрад, по оси Z; δ – смещения по осям X(1), Y(2), мкм; e – повороты относит. осей X(1), Y(2), мкрад

Fig. 6. Mathematical expectation of elastic squeezing P-3 profile

Результаты исследования упругих отжатий при нагружении собранного соединения внешней нагрузкой и влияния компоновки станков при расчетах на жесткость РК-3 профильного соединения технологических комплектов приведены ниже.

Как известно, жесткость соединения характеризуется отношением приращения внешней силы к величине приращения упругих перемещений в направлении ее действия. На рис. 6—8 представлены графические зависимости математических ожиданий упругих отжатий и поворотов оправки при нагружении собранного соединения ТК внешней нагрузкой при разных значениях конусности. В расчетах принята постоянная сборочная сила, равная 700 H, при «идеально» гладких контактирующих поверхностях.

Отжатие а) Отжатие б) Отжатие в) 40 35 16 14 1.5 12 30 1 25 20 10 8 6 4 2 0.5 15 10 0 0.3 5 -0.5 0 0 -1 0 0.1 0 0.1 0.3 0.2 0.3 0.2 Конусность Конусность Конусность

Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. Том 24, №4, 2018

Рис. 7. Математические ожидания упругих отжатий РК-3 профильного сопряжения ($F_s = 700$ H и $F_0 = 1299$ H): a – смещение (I), мкм, и поворот (2), мкрад, по оси Z; δ – смещения по осям X(I), Y(2), мкм; e – повороты относительно осей X(I), Y(2), мкрад

Fig. 7. Mathematical expectation of elastic squeezing P-3 profile



Рис. 8. Математические ожидания упругих отжатий РК-3 профильного сопряжения $F_s = 700$ Н и $F_0 = 866$ Н: *a* – смещение (1), мкм, и поворот (2), мкрад, по оси *Z*; δ – смещения по осям *X*(1), *Y*(2), мкм; *в* – повороты относительно осей *X*(1), *Y*(2), мкрад

Fig. 8. Mathematical expectation of elastic squeezing P-3 profile



Рис. 9. Графические зависимости смещения (*a*), относительной контактной площади (δ) и среднего контактного давления (*в*) от конусности (при $F_s = 900$ H)

Fig. 9. Graphic dependence mathematical expectation displacement (a) of areas (δ) and contact pressures (θ)

По результатам расчетов выходит, что предпочтительнее выполнить соединение с конусностью 1:10, чем с конусностью 7:24, так как в первом случае соединение под действием внешней нагрузки имеет меньшие величины упругих отжатий, а следовательно, более высокую контактную жесткость при действии предельных нагрузок [13]. Использование конусности 1:20 в разъемном соединении «шпиндель — оправка» нежелательно, так как такое соединение обладает свойством самоторможения, что значительно усложняет его автоматическую разборку при смене инструмента в многоцелевом станке [12].

На рис. 9 показаны зависимости изменений величин параметров контактного взаимодействия от конусности для РК-3 профильного соединения. Расчетами установлено, что среднее контактное давление при конусности 1:10 в 2,25 раза больше, чем при конусности 7:24, и составляет примерно 1,375 МПа для сборочной силы 900 Н.

Проведенные исследования позволяют сузить круг будущих вычислений и определить оптимальную конусность как 1:10. Расчеты соединений с конусностью 1:20 дают неустойчивый конечный результат по упругим отжатиям, а расчеты с традиционной конусностью 7:24 приводят к раскрытию стыка в соединении, предельным упругим отжатиям и вибрации под нагрузкой.

Выводы

Установлено, что начальное положение ТК (инструментальная оправка) относительно шпинделя МС оказывает незначительное влияние на точность ее установки по координатным осям X и Y как для круглых, так и для профильных конических поверхностей, но в значительной степени влияет на точность продольного смещения и поворота оправки относительно оси Z. Точность углового положения в PK-3 профильном соединении выше, чем в традиционном соединении с конусностью 7:24.

Установлено, что начальное положение ТК (инструментальная оправка) относительно шпинделя МС незначительно влияет на параметры контактного взаимодействия профильных поверхностей с равноосным контуром, например: предельные значения максимальных контактных давлений лежат в интервале от 5,55 до 5,63 МПа, в то время как относительная площадь контакта в соединении составляет 26,1–26,6 %.

Расчетами установлено, что использование РК-3 профильного соединения в ТК узла «шпиндель — оправка» с конусностью 1:10 предпочтительнее, чем с конусностью 7:24, так как обладает большей контактной жесткостью (не менее 550 Н/мкм) и имеет меньшие величины упругих отжатий (до 5 мкм на вылете инструмента не более 150 мм).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Моргунов А.П. Разработка и обеспечение прочности профильных неподвижных неразъемных соединений: Автореф. дис. ... докт. техн. наук / Омск, ОмГТУ, 1998. 38 с.

2. Тимченко А.И. РК-профильные соединения и их применение в различных отраслях промышленности // СТИН. 1993. № 2. С. 13–18.

3. Индаков Н.С. К исследованию крутильной жесткости и износостойкости профильных соединений // Сб.: Технология машиностроения. Тула, ТПИ. 1977. С. 132–133.

4. **Ильиных В.А., Косов М.Г.** Оценка влияния конструктивных параметров на напряженное состояние стыков РК – профильных соединений поляризационно-оптическим методом // Вестник машиностроения. № 11. М.: Машиностроение, 1990. С. 64–66.

5. Свидетельство об отраслевой регистрации программы для ЭВМ № 5948. Моделирование сопряжения деталей конического соединения / Линейцев В.Ю., Ильиных В.А., Лукьянов П.Ю. / 30.03.2006. 6. Линейцев В.Ю. Контактная прочность, жесткость и точность разъемных неподвижных конических соединений в инструментальных системах: Дис. ... канд. техн. наук / По специальности 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 217 с.

7. Ильиных В.А., Линейцев В.Ю., Рожкова Е.А. Расчет напряженно-деформированного состояния ступицы с РК-профильным отверстием // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 3(27) С. 69–73. / Иркутск: ИрГУПС, 2010. (журнал указан в перечне ВАК под № 1819).

8. Ильиных В.А., Рожкова Е.А., Линейцев В.Ю. Расчет на прочность РК-3-профильных соединений с натягом // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 2(34) / Иркутск: ИрГУПС, 2012. С. 17–20. (журнал указан в перечне ВАК под № 1819).

9. Патент на полезную модель №142049. Профильное соединение вал-ступица с равноосным контуром с натягом / Рожкова Е.А., Ильиных В.А. Линейцев В.Ю. Государственный реестр полезных моделей. Заявка на патент на полезную модель №2013149425 от 06.11.2013 г. Срок действия патента до 06.11.2023 г.

10. Патент на полезную модель №155119. Модифицированное профильное моментопередающее соединение вал-ступица с равноосным контуром с натягом / Ильиных В.А., Рожкова Е.А., Линейцев В.Ю. Государственный реестр полезных моделей. Заявка на патент на полезную модель №2015107771 (012545) от 05.03.2015 г. Срок действия патента до 05.03.2025 г.

11. Линейцев В.Ю., Ильиных В.А. Имитационное моделирование деталей конического соединения на основе РК-3 профильных кривых // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2015. № 2 (46) / Иркутск: ИрГУПС, 2015. С. 51–55. (журнал указан в перечне ВАК под № 1819).

12. Линейцев В.Ю., Ильиных В.А., Ярилов В.Е. Исследование конических РК-3 профильных соединений на точность и жесткость // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2017. № 1(53). С. 36–39 / Иркутск: ИрГУПС, 2017. (журнал указан в перечне ВАК под № 1819).

13. Патент на полезную модель №184076. Шпиндель-инструментальная оправка / Ильиных В.А. Государственный реестр полезных моделей. Заявка на патент на полезную модель №2018109190 от 14.03.2018 г. Срок действия патента до 14.03.2028 г.

14. **Chen Z.** Finite element methods and their applications. Berlin, Germany: Springer, 2005.

15. **Crisfield M.A.** Non-linear finite element analysis of solids and structures. Vol. 1, 2. Wiley, England: Essentials, 1996.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

ИЛЬИНЫХ Виктор Анатольевич — кандидат технических наук доцент Забайкальского института железнодорожного транспорта E-mail: ilinykh.viktor5@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 14.10.2018

REFERENCES

[1] **Morgunov A.P.** Razrabotka i obespechenie prochnosti profil'nyh nepodvizhnyh neraz#emnyh soedinenij: Avtoref. dis. ... dokt. tehn. nauk / Omsk, OmGTU, 1998. 38 s. (rus.)

[2] **Timchenko A.I.** RK-profil'nye soedinenija i ih primenenie v razlichnyh otrasljah promyshlennosti. *STIN*. 1993. № 2. S. 13–18. (rus.)

[3] **Indakov N.S.** K issledovaniju krutil'noj zhestkosti i iznosostojkosti profil'nyh soedinenij. *Sb.: Tehnologija mashinostroenija*. Tula, TPI. 1977. S. 132–133. (rus.)

[4] **II'inyh V.A., Kosov M.G.** Ocenka vlijanija konstruktivnyh parametrov na naprjazhennoe sostojanie stykov RK – profil'nyh soedinenij poljarizacionnoopticheskim metodom. *Vestnik mashinostroenija*. № 11. M.: Mashinostroenie, 1990. S. 64–66. (rus.)

[5] Svidetel'stvo ob otraslevoj registracii programmy dlja JeVM № 5948. Modelirovanie soprjazhenija detalej konicheskogo soedinenija / Linejcev V.Ju., Il'inyh V.A., Luk'janov P.Ju. / 30.03.2006. (rus.)

[6] **Linejcev V.Ju.** Kontaktnaja prochnosť, zhestkosť i tochnosť raz#emnyh nepodvizhnyh konicheskih soedinenij v instrumentaľnyh sistemah: Dis. ... kand. tehn. nauk / Po speciaľnosti 01.02.06 – Dinamika, prochnost' mashin, priborov i apparatury. Irkutsk: Ir-GUPS, 2006. 217 s. (rus.)

[7] Il'inyh V.A., Linejcev V.Ju., Rozhkova E.A. Raschet naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija stupicy s RK-profil'nym otverstiem. *Sovremennye tehnologii. Sistemnyj analiz. Modelirovanie.* 2010. № 3(27) S. 69– 73. / Irkutsk: IrGUPS, 2010. (zhurnal ukazan v perechne VAK pod № 1819). (rus.)

[8] Il'inyh V.A., Rozhkova E.A., Linejcev V.Ju. Raschet na prochnost' RK-3-profil'nyh soedinenij s natjagom. *Sovremennye tehnologii. Sistemnyj analiz. Modelirovanie.* 2012. № 2(34) / Irkutsk: IrGUPS, 2012. S. 17– 20. (zhurnal ukazan v perechne VAK pod № 1819). (rus.)

[9] Patent na poleznuju model' №142049. Profil'noe soedinenie val-stupica s ravnoosnym konturom s natjagom / Rozhkova E.A., Il'inyh V.A. Linejcev V.Ju. Gosudarstvennyj reestr poleznyh modelej. Zajavka na patent na poleznuju model' №2013149425 ot 06.11.2013 g. Srok dejstvija patenta do 06.11.2023 g. (rus.)

[10] **Patent na poleznuju model'** №155119. Modificirovannoe profil'noe momentoperedajushhee soedinenie val-stupica s ravnoosnym konturom s natjagom / Il'inyh V.A., Rozhkova E.A., Linejcev V.Ju. Gosudarstvennyj reestr poleznyh modelej. Zajavka na patent na poleznuju model' №2015107771 (012545) ot 05.03.2015 g. Srok dejstvija patenta do 05.03.2025 g. (rus.)

[11] Linejcev V.Ju., Il'inyh V.A. Imitacionnoe modelirovanie detalej konicheskogo soedinenija na osnove RK-3 profil'nyh krivyh. *Sovremennye tehnologii. Sistemnyj analiz. Modelirovanie.* 2015. № 2 (46) / Irkutsk: Ir-GUPS, 2015. S. 51–55. (zhurnal ukazan v perechne VAK pod № 1819). (rus.)

[12] Linejcev V.Ju., Il'inyh V.A., Jarilov V.E. Issledovanie konicheskih RK-3 profil'nyh soedinenij na tochnost' i zhestkost'. *Sovremennye tehnologii. Sistemnyj* *analiz. Modelirovanie.* 2017. № 1(53). S. 36–39 / Irkutsk: IrGUPS, 2017. (zhurnal ukazan v perechne VAK pod № 1819). (rus.)

[13] Patent na poleznuju model' №184076. Shpindel'-instrumental'naja opravka / Il'inyh V.A. Gosudarstvennyj reestr poleznyh modelej. Zajavka na patent na poleznuju model' №2018109190 ot 14.03.2018 g. Srok dejstvija patenta do 14.03.2028 g. (rus.)

[14] **Chen Z.** Finite element methods and their applications. Berlin, Germany: Springer, 2005.

[15] **Crisfield M.A.** Non-linear finite element analysis of solids and structures. Vol. 1, 2. Wiley, England: Essentials, 1996.

THE AUTHOR

ILYINYKH Viktor A. – *Zabaikalsky railway transport institute* E-mail: ilinykh.viktor5@mail.ru

Received: 14.10.2018

МЕТАЛЛУРГИЯ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.18721/JEST.24416 УДК 621-039-419; 620.22-419; 537.868

И.В. Злобина

Саратовский государственный технический университет имени Ю.А. Гагарина, г. Саратов, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОСТРУКТУРЫ АРАМИДНЫХ ТКАНЕЙ ДЛЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ И ЗАЩИТНЫХ ОРГАНОПЛАСТИКОВ, МОДИФИЦИРОВАННЫХ В СВЧ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПОЛЕ

Благодаря своей легкости и прочности, все более широкое применение в авиационной технике в качестве конструкционных материалов и средств защиты ответственных агрегатов (двигатели, системы управления) от поражающих факторов находят органопластики. Исследована микроструктура образцов арамидной ткани TCBM-ДЖ, подвергнутой воздействию СВЧ электромагнитного поля среднего уровня мощности частотой 2450 МГц. Установлено существенное изменение условий контакта отдельных нитей на уровне межфибрилльной связи волокон, выраженное в комплексировании фибрилл в агломераты, заполняющие промежутки между волокнами, с увеличением площади взаимодействия и в сближении отдельных волокон, что способствует повышению надежности межмолекулярных связей. Полученные результаты могут быть использованы в качестве одного из механизмов повышения прочностных характеристик конструкционных органопластиков и защитных материалов из арамидных тканей после СВЧ воздействия.

Ключевые слова: органопластики, баллистические материалы, арамидные ткани, СВЧ электромагнитное поле, микроструктура, волокна, фибриллы, активация, агломераты

Ссылка при цитировании:

И.В. Злобина. Исследование микроструктуры арамидных тканей для конструкционных и защитных органопластиков, модифицированных в СВЧ электромагнитном поле // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 160–168. DOI: 10.18721/JEST.24416.

I.V. Zlobina

Yuri Gagarin State technical university or Saratov, Saratov, Russia

STUDYOF MICROSTRUCTURE OF ARAMID FABRICS FOR CONSTRUCTIONAL AND PROTECTIVE ORGANOPLASTICSMODIFIED IN A MICROWAVE-FREQUENCYELECTROMAGNETIC FIELD

Organoplastics have recently become widely used in aeronautical engineering as structural materials and means of protecting critical units (engines, control systems) from damaging factors due to their lightness and strength. The microstructure of the samples of the aramid fabric TSVM-J, subjected to a microwave-frequency electromagnetic field of an average power level at a frequency of 2450 MHz was investigated.

A significant change in the contact conditions of individual filaments at the level of interfibril bonding of fibers has been found, which is expressed in the aggregation of fibrils into agglomerates filling the gaps between the fibers with increasing interaction area and in the convergence of individual fibers, which increases the reliability of intermolecular bonds. The obtained results can be used as one of the mechanisms for increasing the strength characteristics of structural organoplastics and protective materials from aramid tissues after microwave exposure.

Keywords: organoplasty, ballistic materials, aramid fabrics, microwave oven electromagnetic field, microstructure, fibers, fibrils, activation, agglomerates.

Citation:

I.V. Zlobina, Studyof microstructure of aramid fabrics for constructional and protective organoplasticsmodified in a microwave-frequencyelectromagnetic field, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 160–168, DOI: 10.18721/JEST.24416.

Введение

Высокие характеристики по прочности и термостойкости тканей на основе арамидных нитей определяют их применение в качестве не только конструкционных материалов в авиастроении, но и так называемых «баллистических» материалов, используемых в качестве индивидуальных средств защиты 1-го и 2-го класса для экипировки служащих МЧС и персонала, работающего в экстремальных условиях, когда возможны аварийные ситуации, сопровождающиеся механическим поражением скоростными объектами, воздействием высоких температур или жидкостей под давлением. К числу первых таких материалов можно отнести «Кевлар», применявшийся еще в армии США в период войны во Вьетнаме. Хорошие защитные свойства арамидных тканей в сочетании с легкостью и гибкостью привели к их широкому применению в армии, авиации и во флоте [1–3]. В России к одним из наиболее распространенных баллистических материалов на основе арамидных нитей относятся ТСВМ, «Русар» и некоторые другие в целом сходные по свойствам материалы [4, 5]. По сравнению с металлическими и керамическими защитными средствами арамидные ткани и композиты на их основе (органопластики) имеют существенно меньший вес и обеспечивают гибкость и свободу движений, их можно носить скрытно под верхней одеждой, хотя, естественно, они не обеспечивают адекватной защиты в боевых условиях с применением автоматического стрелкового оружия.

Благодаря своей легкости и прочности органопластики находят все более широкое применение в авиационной технике в качестве конструкционных материалов и средств защиты ответственных агрегатов (двигатели, системы управления) от поражающих факторов [6–8].

Однако арамидным тканям присущи и недостатки: слабое противодействие малоскоростным твердым ударникам [9, 10]; ослабление защитных свойств при намокании и воздействии прямых солнечных лучей; достаточно большой заброневой эффект, приводящий к серьезным травмам. Из-за этого конструкцию элементов защитной одежды приходится усложнять: вводить водо- и светонепроницаемые карманы или внешние слои ткани, применять многослойные (20–30 слоев) системы, что утяжеляет защитный комплект и снижает подвижность человека.

Исследования по повышению прочности таких тканей направлены на совершенствование технологий получения исходных компонентов и формирование тканей путем оптимизации плетения [11, 12]. Это усложняет процесс их получения, приводит к росту материальных, трудовых и финансовых затрат, а также к необходимости перестройки или перевооружения производства, что удлиняет цикл внедрения новых разработок.

Постановка задачи

Увеличение количества локальных конфликтов, а также природных и техногенных аварийных ситуаций требует повышения защитных характеристик гибких материалов и их надежности. Необходима единая методология технологического управления формированием требуемых характеристик материалов путем электромагнитного воздействия на готовый объект без нарушения существующего технологического цикла. Это позволит проектировать оптимальные серийные технологические маршруты с минимальной себестоимостью и высоким качеством продукции, решать задачу импортозамещения, особенно в стратегически важных производствах, обеспечивающих безопасность страны, и повышать конкурентоспособность изделий.

Композиты на основе арамидных волокон сходны с конструкционными стекло- и углепластиками по принципу структурирования (полимерная матрица и разнонаправленные армирующие волокна). Поэтому возможно применить для их модифицирования разрабатываемый нами метод СВЧ воздействия на окончательное изделие без изменения действующих технологий [13, 14]. Однако это нуждается в экспериментальной проверке и теоретическом обосновании. Нами проведены эксперименты по исследованию влияния СВЧ электромагнитного поля на разрывную прочность арамидных нитей [15], в ходе которых установлено, что СВЧ обработка при среднем значении удельной мощности повышает осевую разрывную нагрузку на нить ТСВМ-ДЖ практически в 2 раза. Также получены данные, свидетельствующие, что после воздействия СВЧ электромагнитного поля на однослойную арамидную ткань ее сопротивление прокалыванию конусом с углом при вершине 90° как в сухом, так и во влажном состоянии повышается от 1,5 до 2 раз (в зависимости от подведенной удельной мощности). Наилучшие результаты обеспечиваются при воздействии СВЧ электромагнитного поля средней удельной мощности в течение 4–8 минут.

Целью исследований было изучение особенностей структуры ткани TCBM-ДЖ и многослойного композита на ее основе для выявления возможного механизма описанного выше эффекта.

Методика исследований, оборудование и аппаратура

Проведено изучение микроструктуры монослойной ткани ТСВМ-ДЖ, артикул 56319А, в исходном состоянии (контрольные образцы) и после модифицирования в СВЧ электромагнитном поле. Эксперименты проводили на микроволновой установке «Жук-2-02» (ООО «АгроЭкоТех», г. Обнинск Калужской обл.), позволяющей регулировать интенсивность воздействия СВЧ электромагнитного поля частотой 2450 МГц путем изменения дистанции до объекта. Модифицирование образцов проводили при среднем уровне мощности и времени воздействия 4 минуты. Ранее на данных режимах были получены наилучшие результаты по повышению прочности арамидных нитей и тканей.

Внешний вид поверхности образцов ткани изучали при помощи электронного микроскопа MIRA II LMU (Tescan Ersay Holding, Чехия) в Лаборатории материалов специального назначения Саратовского государственного университета имени Н. Г. Чернышевского.

Результаты и обсуждение

Микрофотографии образцов при различном увеличении представлены на рис. 1–3. При малом увеличении (поле зрения – 2,02 мм) не видны какие-либо различия в структуре плетеного слоя ткани. Можно отметить несколько более тусклый, матовый вид обработанного образца (рис. 1).



Рис. 1. Поверхность ткани TCBM-ДЖ при малом увеличении: поле зрения 2,07 мм — контрольный образец (*a*), обработанный образец (*b*);.поле зрения 330,7 мкм — контрольный образец (*b*), обработанный образец (*c*) Fig. 1. The surface of the fabric TSVM-DJ at law magnification, Field of view 2,07 mm: control sample (*a*), treated sample (*b*). Field of view 330,7 micron: control sample (*b*), treated sample (*c*)

При большем увеличении — в поле зрения 330,7 мкм — становятся заметны отдельные, отходящие от нити волокна. Причем таких волокон на контрольном образце значительно больше, чем на обработанном, что заставляет предположить: в ходе воздействия СВЧ электромагнитного поля в структуре нитей произошла определенная консолидация волокон в жгуты. Это подтверждается появлением на поверхности нитей агломератов, по-видимому, образованных деформированными волокнами.



Рис. 2. Поверхность арамидных нитей в поле зрения 65,9–66,13 мкм (контрольный (*a*, *б*) и обработанный (*в*, *г*) образцы

Fig. 2. The surface of aramide threads in the field of view is 65,9-66.13 micron. Control sample (a, δ) , treated sample (e, a)

При большем увеличении — в поле зрения 65,9—66,13 мкм — (рис. 2) становятся более заметными различия в строении нитей и волокон ткани. На поверхности нитей контрольного образца явно видны отделившиеся волокна и нитевидные микрофибриллы, лишь в некоторых точках связывающие нити между собой. Также отмечены микроагломераты органических структур, возможно, загрязнения внешней среды, размещенные на поверхности отдельных волокон и не связанные одновременно с несколькими волокнами. Таким образом, можно отметить только макромеханическую связь нитей между собой в процессе плетения ткани, что определяет прочность и другие эксплуатационные параметры контрольного образца. Поверхность нитей обработанного образца ткани покрыта достаточно плотным слоем агломератов, связанных одновременно с несколькими нитями, которые также сближены между собой и находятся в тесном контакте. Наличие связывающих нити агломератов,

a)



скорее всего, определяет дополнительные точки контакта между нитями и возникновение достаточно прочных связей, что в целом способствует увеличению областей взаимодействия нитей на межмолекулярном уровне. Такое взаимодействие способствует повышенной прочности ткани, дополняя чисто механический контакт, сформированный плетением.







Рис. 3. Поверхность арамидных нитей в поле зрения 33,17–33,07 мкм (контрольный (*a*, *б*) и обработанный (*в*, *г*) образцы

Fig. 3. The surface of the aramide filaments in the field of view 33,17-33,07 micron. Control sample (a, δ) , treated sample (e, z) Отмеченные особенности еще лучше видны при большом увеличении поверхности ткани – в поле зрения 33,07 мкм (рис. 4).

На поверхности нитей контрольного образца ткани присутствует большое количество хаотически расположенных, отделившихся, разориентированных волокон и микрофибрилл. Выявить какие-либо надежные области контакта волокон одной нити с соседней нитью не представляется возможным. Между нитями присутствуют значительные промежутки с размерами более 10 мкм.

На поверхности нитей обработанного образца ткани видны агломераты волокон и отдельные волокна, плотно прилегающие к нити. При этом нити сильно сближены (5 мкм и менее), что способствует контакту агломератов с несколькими соседними нитями. Практически вся нить имеет покрытие образованное скомплексированными в агломерату волокнами.

Полученные микрофотографии могут быть приняты в качестве обоснования следующего механизма повышения прочности арамидных нитей и тканей после воздействия СВЧ электромагнитного поля. Исследованиями [4, 5] установлено, что структурной единицей арамидных волокон являются жесткие макромолекулы или их агрегаты — фибриллы. Высокая прочность и жесткость таких волокон при растяжении обусловлены высокой степенью ориентации макромолекул вдоль оси волокна и высокой энергией диссоциации химических связей.

Различие напряженного состояния соседних структурных элементов вызывает возникновение напряжений сдвига в граничной области между волокнами, образующими нить. В результате одноосное растяжение волокна сопровождается прорастанием межфибриллярных трещин вдоль направления действия растягивающего усилия.

Расщепление нитей и отделение волокон, повидимому, возникает уже на стадии плетения ткани и сопровождается одновременным обрывом отдельных, наиболее напряженных фрагментов волокна, их выходом на поверхность нити и скручиванием в спиралевидные образования под действием релаксации напряжений. В результате ткань воспринимает нагрузки меньшим числом цельных нитей и меньшим числом волокон в каждой из них. Можно заключить, что каждая нить воспринимает внешнюю нагрузку индивидуально. В результате после разрыва первой группы волокон в ходе нагружения нагрузка воспринимается следующим пучком фибрилл, и т. д. до тех пор, пока оставшиеся волокна оказываются не в состоянии сопротивляться нагрузке растяжения, тогда нить рвется. Происходит катастрофическое полное разрушение, сопровождающееся интенсивным расщеплением и распушиванием нитей и повреждением участка ткани. Воздействие СВЧ электромагнитного поля, скорее всего, способствует росту количества межфибрилльных связей на уровне макромолекул. В результате при росте нагрузки формируются условия совместной, а не раздельной работы волокон, образующих нить. Возникновение упомянутых выше трещин, ослабляющее структуру, нивелируется в этом случае описанным действием образованных в СВЧ электромагнитном поле межволоконных структур и дополнительных связей фибрилл, а также формированием агломератов отделившихся волокон вследствие их деструкции в электромагнитном поле. Последние заполняют пространство между нитями и вступают с ними в поверхностный контакт на макромеханическом и физическом уровне межмолекулярного взаимодействия. Происходящая остаточная дегидратация волокон и, как следствие, нитей приводит к их частичному укорачиванию и сближению, что облегчает взаимодействие с агломератами волокон и способствует образованию более прочных связей в структуре ткани.

Заключение

Обработка в СВЧ электромагнитном поле вызывает определенную перестройку структуры композита на основе арамидной ткани, которую можно назвать своего рода «квазиструктурированием». Это изменение структуры позволяет создать условия для улучшения сопротивляемости внешним воздействиям, в частности путем повышения прочности на разрыв отдельных нитей и прочности на прокол тканой структуры. Следовательно, обработка арамидных тканей в СВЧ электромагнитном поле улучшает эксплуатационные, в частности защитные, характеристики элементов легкой бронезащиты, не внося изменения в существующие технологии синтеза волокон, плетения нитей и образования ткани. Исследования выполнены при поддержке гранта РФФИ № 17-03-00720 «Методология оптимизационного микроконструирования композиционных материалов для объектов сложной формы повышенной динамической прочности, послойно формируемых электротехнологическими методами».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Bhatnagar Ashok.** Lightweight ballistic composites. Woodhead Publishing Limited, Cambridge England. 2006. 416 p.

2. Чистяков Е. Российские бронежилеты и новые броневые материалы [Электр. pecypc]. URL: http://ser-sarajkin.narod2.ru/ALL_OUT/TiVOut13/Ru PersAr/RuPersAr001.htm

3. Игнатова А.М., Артемов А.О. Аналитический обзор современных и перспективных материалов и конструкций бронепреград и защит от поражения // Фундаментальные исследования. 2012. № 6–1. С. 101–105.

4. Мусина Т.К., Волохина А.В., Щетинин А.М. [и др.]. Полиимидные и арамидные волокна и нити со специальными свойствами и изделия на их основе // В мире оборудования. 2010. № 2 (91). С. 4–8.

5. Шустов Ю.С., Курденкова А.В. Исследование физико-механических свойств тканей из нитей Русар // Научно-методический электронный журнал «Концепт». 2016. Т. 3. С. 36–40. [Электр. pecypc]. URL: http://e-koncept.ru/2016/56019.htm

6. Ударопрочные органопластики конструкционного назначения на основе волокон из сверхвысокомолекулярного полиэтилена отечественного производства. [Электр. pecypc]. URL: http://www.uncm.ru /files/uploaded/Composite_materials_2013/Presentations /17.pdf (дата последнего обращения 13.05.2018 г.).

7. Железина Г.Ф., Зеленина И.В., Лукина Н.Ф. и др. Легкие конструкционные органопластики, стойкие к ударным и баллистическим воздействиям // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2007. № 8. С. 29–33.

8. **Мураховский В.** Крылатые ткани России // Арсенал Отечества. 2015. № 4(18). URL:

http://arsenal-otechestva.ru/article/613-krylatye-tkanirossii (дата обращения 13.05.2018).

9. Долганина Н.Ю. Оценка баллистического предела и прогиба много- слойных тканевый пластин при ударе индентором // Вестник Юж.-Урал. гос. ун-та. 2010. № 10. С. 2–3.

10. Шульдешова П.М., Железина Г.Ф. Арамидный слоисто-тканый материал для защиты от баллистических и ударных воздействий // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн. 2014. № 9. Ст. 06. URL: http://www. viam-works.ru. DOI: 10.18577/2307-6046-2014-0-9-6-6.

11. Сафонов П.Е. Разработка оптимальных технологических параметров изготовления арамидных тканей технического назначения : Автореф. дисс. ... канд. техн. наук / М., 2013.

12. Слугин А.И., Парфенов О.В., Николаева Н.А. Исследование баллистических свойств тканей // Технология текстильной промышленности. 2011. № 4 (333). С. 74–78.

13. **Zlobina I.V., Bekrenev N.V.** The Influence of Electromagnatic Field Microwave on Physical and Mechanical Characteristics of CFRP (Carbon Fiber Reinforced Polymer) Structural // Solid State Phenomena, Materials Science Forum. 2016. Vol. 870. P. 101–106.

14. **Zlobina I.V., Bekrenev N.V.** The Influence of Microwave Electromagnetic Field in Mechanical Properties of Composite Materials // Наукоемкие технологии. 2016. Т. 17. № 2. С. 25–30.

15. Злобина И.В., Бекренев Н.В. Влияние воздействия СВЧ электромагнитного поля на прочность и микроструктуру баллистических неметаллических материалов // Вопросы электротехнологии. 2017. № 1 (14), С. 40–47.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

ЗЛОБИНА Ирина Владимировна — кандидат технических наук доцент Саратовского государственного технического университета имени Ю.А. Гагарина E-mail: irinka_7_@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 22.05.2018

REFERENCES

[1] **Bhatnagar Ashok.** Lightweight ballistic composites. Woodhead Publishing Limited, Cambridge England. 2006. 416 p.

[2] Chistyakov Ye. Rossiyskiye bronezhilety i novyye bronevyye materialy : URL: http://ser-sarajkin.narod2. ru/ALL_OUT/TiVOut13/RuPersAr/RuPersAr001.htm (rus.)

[3] Ignatova A.M., Artemov A.O. Analiticheskiy obzor sovremennykh i perspektivnykh materialov i konstruktsiy bronepregrad i zashchit ot porazheniya. *Fundamentalnyye issledovaniya*. 2012. No 6–1. S. 101–105. (rus.)

[4] Musina T.K., Volokhina A.V., Shchetinin A.M. [i dr.]. Poliimidnyye i aramidnyye volokna i niti so spetsialnymi svoystvami i izdeliya na ikh osnove. *V mire oborudovaniya*. 2010. \mathbb{N} 2 (91). S. 4–8. (rus.)

[5] **Shustov Yu.S., Kurdenkova A.V.** Issledovaniye fiziko-mekhanicheskikh svoystv tkaney iz nitey Rusar // Nauchno-metodicheskiy elektronnyy zhurnal «Kont-sept». 2016. T. 3. S. 36–40. URL: http://e-koncept.ru/2 016/56019.htm (rus.)

[6] Udaroprochnyye organoplastiki konstruktsionnogo naznacheniya na osnove volokon iz sverkhvysokomolekulyarnogo polietilena otechestvennogo proizvodstva. URL: http://www.uncm.ru/files/uploaded/Co mposite_materials_2013/Presentations/17.pdf (data poslednego obrashcheniya 13.05.2018 g.). (rus.)

[7] Zhelezina G.F., Zelenina I.V., Lukina N.F. [i dr.]. Legkiye konstruktsionnyye organoplastiki, stoykiye k udarnym i ballisticheskim vozdeystviyam. Vse materialy. Entsiklopedicheskiy spravochnik. 2007. № 8. S. 29–33. (rus.)

[8] **Murakhovskiy V.** Krylatyye tkani Rossii. *Arsenal Otechestva*. 2015. № 4(18). http://arsenal-otechestva. ru/article/613-krylatye-tkani-rossii (13.05.2018). (rus.) [9] **Dolganina N.Yu.** Otsenka ballisticheskogo predela i progiba mnogo- sloynykh tkanevyy plastin pri udare indentorom. *Vestnik Yuzh.-Ural. gos. un-ta.* 2010. № 10. S. 2–3. (rus.)

[10] **Shuldeshova P.M., Zhelezina G.F.** Aramidnyy sloisto-tkanyy material dlya zashchity ot ballisticheskikh i udarnykh vozdeystviy. *Trudy VIAM: elektron. nauch.-tekhnich. zhurn.* 2014. №9. St. 06. URL: http://ww w.viam-works.ru. DOI: 10.18577/2307-6046-2014-0-9-6-6. (rus.)

[11] **Safonov P.Ye.** Razrabotka optimalnykh tekhnologicheskikh parametrov izgotovleniya aramidnykh tkaney tekhnicheskogo naznacheniya : Avtoref. diss. ... kand. tekhn. Nauk/ M., 2013. (rus.)

[12] **Slugin A.I., Parfenov O.V., Nikolayeva N.A.** Issledovaniye ballisticheskikh svoystv tkaney. *Tekhnologiya tekstilnoy promyshlennosti.* 2011. № 4 (333). S. 74– 78. (rus.)

[13] **Zlobina I.V., Bekrenev N.V.** The Influence of Electromagnatic Field Microwave on Physical and Mechanical Characteristics of CFRP (Carbon Fiber Reinforced Polymer) Structural. *Solid State Phenomena, Materials Science Forum.* 2016. Vol. 870. P. 101–106.

[14] **Zlobina I.V., Bekrenev N.V.** The Influence of Microwave Electromagnetic Field in Mechanical Properties of Composite Materials. *Naukoyemkiye tekhnologii*. 2016. T. 17. № 2. S. 25–30. (rus.)

[15] **Zlobina I.V., Bekrenev N.V.** Vliyaniye vozdeystviya SVCh elektromagnitnogo polya na prochnost i mikrostrukturu ballisticheskikh nemetallicheskikh materialov./ *Voprosy elektrotekhnologii*. 2017. № 1(14), S. 40–47. (rus.)

THE AUTHOR

ZLOBINA Irina V. – Yurii Gagarin State technical university or Saratov E-mail: irinka_7_@mail.ru

Received: 22.05.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24417 УДК 621.762:669.018.28:669.721.5

В.Н. Цеменко, С.В. Ганин, М.Ю. Замоздра

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЗАГОТОВОК, ПОЛУЧЕННЫХ ГОРЯЧЕЙ ЭКСТРУЗИЕЙ МАГНИЕВОЙ СТРУЖКИ

Изучен и реализован процесс получения заготовок из стружки магниевого сплава MA5 методом горячей экструзии. Процесс реализовывали при температурах нагрева 300, 350 и 400 °C со средними коэффициентами экструзии 9, 13 и 24. В процессе горячей экструзии происходило уплотнение в матрице заготовок, полученных холодным прессованием частиц стружки, разрушение оксидных пленок на поверхности и распределение по всему объему заготовки дисперсных частиц оксида при пластическом течении материала через фильеру. В результате протекания процессов рекристаллизации и деформационного упрочнения, интенсивность которых определялась температурами и коэффициентами вытяжки, происходило формирование структуры материала. Установлено, что степень пластической деформации и температура процесса экструзии неоднозначно влияют на механические свойства заготовок при статических испытаниях на растяжение и сжатие, определенную роль при этом играет и остаточная пористость. Прочностные характеристики полученных заготовок несколько выше прочности деформированных литых заготовок из сплава MA5, однако ниже по пластичности.

Ключевые слова: порошковая металлургия, переработка стружки, магниевые сплавы, горячая экструзия, механические свойства.

Ссылка при цитировании:

В.Н. Цеменко, С.В. Ганин, М.Ю. Замоздра. Механические свойства заготовок, полученных горячей экструзией магниевой стружки // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 169–184. DOI: 10.18721/JEST.24417.

V.N. Tsemenko, S.V. Ganin, M.Yu. Zamozdra

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

MECHANICAL PROPERTIES OF BILLETS PRODUCED BY HOT EXTRUSION OF MAGNESIUM CHIPS

The process of billets producing from the magnesium alloy chip MA5 by hot extrusion was studied and realized. The process was realized at heating temperatures of 300, 350 and 400°C with average extrusion coefficients of 9, 13 and 24. In the process of hot extrusion occurred compaction in the matrix of blanks produced by cold pressing of chip particles; destruction of oxide films on the surface and distribution throughout the volume of the workpiece dispersed oxide particles during the plastic flow of the material through the die. As a result of the processes of recrystallization and deformation hardening, the intensity of which was determined by the temperatures and the coefficients of extraction, the structure of the material was formed. It is found that the degree of plastic deformation and the temperature of the extrusion process have an ambiguous effect on the mechanical properties of the workpieces in static tests for tension and compression, a certain role is played by the residual porosity. The strength characteristics of the obtained billets are slightly higher than the strength of the deformed cast billets from the MA5 alloy, however, lower in plasticity.

Keywords: powder metallurgy, chip processing, magnesium alloys, hot extrusion, mechanical properties.

Citation:

V.N. Tsemenko, S.V. Ganin, M.Yu. Zamozdra, Mechanical properties of billets produced by hot extrusion of magnesium chips, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 169–184, DOI: 10.18721/JEST.24417.

Введение

Производство деталей и изделий механической обработкой связано с получением большого количества стружковых отходов, в том числе при использовании магния и его сплавов. Все большее внимание инженеров и исследователей привлекают технологии переработки металлической стружки. Наиболее перспективным для этого является порошковая металлургия [1-6]. Широко используются твердофазные методы переработки, такие, как измельчение сырья с последующей горячей экструзией или равноканальным угловым прессованием, которые требуют меньших энергозатрат и меньше влияют на химический состав сплава. Вторичное использование стружки позволяет также эффективно решать проблему ее утилизации.

Актуально внедрение экономичных технологий переработки стружки в компактную форму [7], среди которых горячая экструзия — весьма перспективная область порошковой металлургии как для массового серийного производства в различных отраслях промышленности, так и для получения изделий специального назначения с заданными свойствами. Этим способом с минимальным количеством стадий переработки и хорошими экономическими показателями из стружки получают профили — круг, уголок и более сложные формы, которые можно использовать в тех областях техники, где требуются материалы малой плотности и средние по величине показатели прочности (400–500 МПа).

Технология горячей экструзии обладает общеизвестными достоинствами методов классической порошковой металлургии — высоким коэффициентом использования материала, низкими капитальными вложениями. Многие спрессованные порошковые детали имеют равную и даже большую прочность, чем детали, полученные классическими технологиями литья и обработки давлением. Горячая экструзия позволяет избежать применения такой важной для порошковой металлургии операции, как спекание [8]. Интенсивное пластическое деформирование при повышенных температурах в процессе экструзии разрушает и диспергирует оксидный слой на поверхности частиц металла, что позволяет компактировать изначально дискретный материал до сравнительно высокой плотности [9].

Сплавы на основе магния по физическим и механическим характеристикам успешно конкурируют с другими легкими конструкционными материалами, в первую очередь в тех областях, где снижение массы имеет первостепенное значение [10]. Они обладают высокими удельной прочностью, жесткостью и демпфирующими свойствами [11], технологичностью, многие сплавы хорошо свариваются, что весьма перспективно для применения материалов на основе магния в современной технике. Плотность магниевых сплавов составляет 65–70% от плотности стандартных алюминиевых сплавов, поэтому замена деталей и узлов из алюминиевых сплавов на магниевые позволяет снизить их вес на 25–30% [12].

Цель настоящей работы — исследование возможности применения горячей экструзии для компактирования магниевой стружки в полуфабрикаты и анализ влияния параметров процесса на механические свойства заготовок из сплава магния MA5.

Методика проведения исследований

Высокопрочный сплав MA5 широко используется для изготовления полуфабрикатов по схеме неравномерного всестороннего сжатия (прессование, ковка в фигурных бойках на гидравлических прессах, штамповка в закрытых штаммах и т. п.). Сплав MA5 способен термически упрочняться. Его химический состав, масс.%:

7,8-9,2
0,2-0,8
15-0,5
0,05
0,005
0,10
0,05
0,002
0,3

Таблица 1

Table 1

Mechanical properties of extruded semi-finished products of the MA5 alloy

Механические свойства прессованных полуфабрикатов из сплава МА56

Полуфабрикаты	<i>Е</i> , ГПа	σ₀,2, МПа	σ _в , МПа	Δ, %	Ψ, %	$ _{cp}, M \Pi a$	$\sigma_{-1}, M\Pi a$	НВ, МПа	α _н , Дж/см ²
Прутки	42,1	215	304	8	20	174	126	55	-
Поковки,штамповки	42,1	215	304	12	—	_	89	70	5

Механические свойства различных изделий из сплава MA5 указаны в табл. 1 [13].

Магниевые сплавы обладают узким температурным интервалом пластической обработки. В частности, относительно благоприятный диапазон температур деформации заготовок сплава MA5 в литом состоянии ограничен 300–350 °C. При превышении температуры 360–380 °C происходит резкое снижение пластических свойств сплава, которое на практике приводит к разрушению заготовки в процессе деформации. Это связано с оплавлением легкоплавких эвтектических составляющих по границам зёрен [13].

Магниевые сплавы при прессовании имеют достаточно высокое сопротивление деформации, приближающееся по величине к сопротивлению деформации твёрдых алюминиевых сплавов. Ввиду этого отмечается существенное повышение температуры в пластической зоне; в зависимости от начальной температуры заготовки и степени деформации при прессовании оно может достигать 200–250 °C. Тепловой эффект деформации тем выше, чем ниже начальная температура заготовки и выше степень деформации.

Для экспериментального получения заготовок была использована стружка сплава MA5 из отходов производства после фрезерования автомобильных колесных дисков.

Для контроля диапазона основной фракции размеров частиц определен методом ситового анализа по ГОСТ 18318-94 гранулометрический состав исходной шихты. Насыпная плотность и плотность после утряски определены соответственно по ГОСТ 19440-94 и ГОСТ 25279-93. Эти характеристики использованы для расчета навески при прессовании заготовок для экструзии. Зависимости плотности исходной шихты от давления прессования определяли как прессуемость по ГОСТ 25280-82.

Заготовки для экструзии диаметром 28 мм получены холодным прессованием на прессе ПСУ50. Средняя высота заготовок составила 36 мм при сравнительно равномерном распределении плотности по высоте. В оснастку для экструзии загружали по две заготовки. Сверху и снизу сборной заготовки в качестве твердой смазки размещались графитовые шайбы (рис. 1) такого же диаметра высотой не более 5 мм. Графит уменьшал количество облоя, затекающего в область шайбы, что облегчало процесс отсоединения как матрицы, так и шайбы от прессостатка после экструзии, а также снижало усилие деформирования за счет снижения трения материала о стенки контейнера и фильеры.



Рис. 1. Сборная заготовка с шайбами из графита снизу и сверху Fig. 1. Prefabricated billet with graphite spacers of bottom and top



Рис. 2. Схема экструзии: 1 – исходная заготовка; 2 – матрица; 3 – пуансон; 4 – заготовка после экструзии; 5 – фильера; 6 – опорная шайба Fig. 2. Extrusion scheme: 1 – initial billet; 2 – matrix; 3 – punch; 4 – billet after extrusion; 5 – die; 6 – thrust spacer

Двумя основополагающими факторами регулирования процесса выбраны температура и коэффициент вытяжки (диаметр выходного отверстия фильеры). Исходя из опытных данных по прессованию беспористых заготовок в качестве рабочих температур процесса экструзии были выбраны три режима — 300, 350, 400°С. Диаметры фильер — 6,4, 8,8, 10,5 мм — позволили осуществлять процесс со средними коэффициентами вытяжки — соответственно 9, 13 и 24. Процесс осуществлялся на прессе ПСУ-125.

На рис. 2 изображена схема процесса экструзии.

Для беспористых материалов коэффициент вытяжки можно определить по отношению длины полученной заготовки к начальной длине загружаемого материала. Для уплотняемых (дискретных) материалов коэффициент вытяжки тем ниже, чем ниже исходная плотность заготовки. Причем для уплотняемых материалов, в отличие от несжимаемых, в зависимости от параметров экструзии и исходных свойств материала эксперимент по деформации имеет два этапа [14, 16]:

уплотнение (подпрессовка) пористого материала в матрице до достаточно высокой плотности; процесс выдавливания через фильеру, при котором уплотнение материала сравнительно невелико, может отсутствовать и даже может происходить разуплотнение (разрыхление) материала, так как на этом этапе преобладает значительная сдвиговая деформация.

В этом случае коэффициент вытяжки можно определить по отношению площадей поперечного сечения материала до экструзии и после неё:

$$\lambda = \frac{S_{_{\mathrm{HAY}}}}{S_{_{\mathrm{KOH}}}},$$

где $S_{\text{нач}}$ — начальная площадь поперечного сечения заготовки; $S_{\text{кон}}$ — конечная площадь поперечного сечения заготовки.

Одно из основных преимуществ процесса экструзии состоит в том, что это соотношение можно изменять в довольно широких пределах, что позволяет осуществлять высокую степень пластической деформации материала, а коэффициент вытяжки использовать в качестве варьируемого параметра управления процессом [14–17].

В процессе горячей экструзии достигаются температуры и давления, при которых происходит рекристаллизация материала и формируется его структура. Параметры процесса экструзии должны обеспечивать получение качественной заготовки.

Для определения пористости и твердости прутков изготавливали шлифы в поперечном сечении заготовок. Пористость всех образцов определяли с помощью программы «Видео тест структура 5.2». Твёрдость прутков измерена на твердомере Zwick Roell ZHU.

Прочность прутков из сплава MA5, полученного горячей экструзией из стружки, оценивали при испытаниях на растяжение и сжатие. Испытания проводили на универсальной машине Zwick/Roell Z100 с максимальным усилием 100 кН при скорости деформирования 2 мм/мин. Образцы для испытаний на растяжение имели цилиндрическую форму длинной 110 мм. Для проведения испытания на сжатие от прутка отрезали образец с высотой равной диаметру.

Результаты исследований и их обсуждение

Полученные данные гранулометрического состава сведены в таблицу (табл. 2), на их основе построена интегральная кривая (рис. 3) распределения частиц по фракциям.

Как следует из приведенных данных, более 50 % частиц имели размер в диапазоне от 630 до 1250 мкм.

Таблица 2

Гранулометрический состав стружки сплава МА5

Table 2

Granulometric composition of MA5 alloy chips

Фракция, мкм	Массовая доля, %	Интегральный [*] состав, %
-400	0,4	0,4
-400-500	1,4	1,8
500-630	22,9	24,7
630-800	18,4	43,0
800-1000	21,6	64,6
1000-1250	17,9	82,6
1250-1600	8,1	90,7
1600	9,3	100,0

* «Интегральный» — включающий данную фракцию и более мелкие.



Puc. 3. Интегральная кривая распределения фракций по размерам Fig. 3. Integral distribution curve of fractions by size

Результаты измерений (в г/см³) насыпной плотности и плотности после утряски шихты из исходной:

Насыпная плотность (10 измерений	i)
min	0,46
max	0,51
med	0,49
Π_{10}	
плотность после утряски (10 измерен	iuu)
min	0,54
min max	0,54 0,56
min max med	0,54 0,56 0,55

Прессуемость характеризует уплоняемость и формуемость металлических порошков. Хорошая уплотняемость порошков облегчает процесс прессования, так как требуется меньшее давление для достижения заданной плотности заготовки, а хорошая формуемость обеспечивает получение более прочных, неосыпающихся образцов при меньшей плотности.

В табл. 3 приведены результаты прессования образцов из стружки при комнатной температуре. По этим данным построены зависимости плотности от давления прессования (кривая уплотнения, рис. 4, a), а также пористости от давления прессования (рис. 4, δ).

Прочные неосыпающиеся прессовки были получены уже при сравнительно малом давлении — 300 МПа (при пористости 20 % и менее); этого вполне достаточно для получения заготовок под экструзию.

На основе определения технологических свойств исходного материала были получены холодным прессованием на прессе ПСУ50 заготовки для экструзии диаметром 28 мм, их характеристики приведены в табл. 4.

Таблица 3

Данные прессуемости магниевой стружки MA5 Macca порошка – 5 г; диаметр образцов – 17 мм

Table 3

№ образца	Усилие, т	Давление, МПа	Высота, мм	Объем, см ³	Плотность, г/см ³
1	5,6	241,9	15,80	3,58	1,40
2			16,20	3,68	1,36
3			15,90	3,61	1,39
Среднее			—	—	1,38
4	7,2	311,0	15,00	3,40	1,47
5			14,90	3,38	1,48
6			14,80	3,36	1,49
Среднее			—	—	1,48
7	8,8	380,1	14,30	3,24	1,54
8			14,30	3,24	1,54
9			14,60	3,31	1,51
Среднее			—	—	1,53
10	10,4	449,3	13,90	3,15	1,59
11			14,00	3,18	1,57
12			14,00	3,18	1,57
Среднее			—	—	1,58

Compressibility data of magnesium MA5 alloy chips Powder weight - 5 g; sample diameter - 17 mm



Рис. 4. Зависимости плотности (*a*) и пористости (δ) образцов от давления прессования Fig. 4. The dependences of sample density (*a*) and porosity (δ) vs pressing pressure

На рис. 5 показан образец прутка с прессостатком после экструзии.

В табл. 5 приведены параметры процесса экструзии и характеристики заготовок. Поверхностных дефектов у полученных прутков не наблюдалось.

В табл. 5 приведены также значения твердости образцов после экструзии и их остаточная пористость. Как следует из этих данных, значения твердости составляли от 75 до 100 HBW, а остаточная пористость находилась в пределах от 0,5 до 1,7 %.

В табл. 6 представлены результаты механических испытаний сплава МА5, полученного горячей экструзией из стружки, при растяжении и сжатии.

Таблица 4

Свойства заготовок из магниевой стружки МА5 для процесса экструзии

Table 4

Properties of blanks of magnesium MA5 alloy chips for the extru-	sion process
--	--------------

№ заготовки	Высота <i>h</i> , мм	Объем <i>V</i> , см ³	Масса заготовки <i>m</i> , г	Плотность, г/см ³	Пористость П, %
1	35.9	17.61	24.6	1.4	22
2	36.5	17.91	24.9	1.39	23
3	36	17.66	24.9	1.41	22
4	36.4	17.86	24.9	1.39	23
5	36.35	17.83	25	1.4	22
6	36.5	17.91	24.9	1.39	23
7	36.3	17.81	25	1.4	22
8	36	17.66	24.9	1.41	22
9	36.6	17.96	25	1.39	23
10	36.5	17.91	24.9	1.39	23
11	36.7	18.01	24.9	1.38	23
12	36.6	17.96	24.9	1.39	23
13	36.6	17.96	25	1.39	23
14	36.4	17.86	24.9	1.39	23
15	35.9	17.61	25	1.42	21
16	36.4	17.86	24.9	1.39	23
17	36.3	17.81	24.9	1.4	22
18	37.6	18.45	25.6	1.39	23
19	35.5	17.42	24.7	1.42	21
20	36.2	17.76	24.9	1.4	22



Рис. 5. Образец прутка из магниевой стружки MA-5, полученный методом горячей экструзии Fig. 5. The sample of the rod of magnesium MA5 alloy shavings, produced by the method of hot extrusion

Металлургия и материаловедение

Таблица 5

Параметры прутков, полученных методом экструзии

Table 5

Об- разец	Темпе- ратура, °С	Диаметр фильеры, мм	Диаметр заготовки, мм	Масса, г	Объем, см ³	Длина, мм	Плот- ность, г/см ³	Порис- тость, %	Твер- дость, НВW	Усилие, тс	Дав- ление, МПа	Скорость экструзии, мм/сек
1	400	10,5	10,1	40,9	24,0	300	1,70	1,5	85	17,5	252	1,13
2	350		10,1	40,9	23,7	296	1,73	1,7	90	20,0	289	1,52
3	300		10,2	39,2	24,3	296	1,61	1,7	86	26,3	379	0,97
4	400	8,8	8,6	44,1	24,5	425	1,80	0,5	76	17,0	245	2,02
5	350		8,7	42,1	23,8	398	1,77	0,8	74	21,3	307	1,99
6	300		8,6	40,3	22,6	390	1,78	0,5	79	26,3	379	1,24
7	400	6,4	6,3	37,7	22,0	700	1,71	0,6	83	28,0	404	3,50
8	350		6,2	36,2	20,6	688	1,76	0,8	98	35,0	505	3,44
9	300		6,3	34,7	20,5	650	1,70	1,0	97	38,0	548	3,25

Rods parameters produced by extrusion

Таблица б

Механические свойства прутков сплава МА-5, изготовленных методом горячей экструзии

Table 6

	-	-				-				
No	Темпе-		Растяж	сение		Сжатие				
л∘ образца	ратура, °С	<i>d</i> _{ср} прутка	Коэф. вытяжки λ	<λ>	Предел проч- ности, МПа	<i>d</i> _{ср} прутка	Коэф. вытяжки, λ	<λ>	Предел проч- ности, МПа	
1	400	9,2	10,6	11,0	341	10,2	8,7	8,7	417	
2	350	9,0	11,1		332	10,1	8,8		404	
3	300	8,9	11,3		313	10,2	8,7		384	
4	400	8,5	12,5	12,5	316	8,5	12,5	12,9	418	
5	350	8,5	12,3		304	8,3	13,1		433	
6	300	8,4	12,8		260	8,3	13,1		465	
7	400	6,0	25,3	24,6	301	6,1	24,2	23,7	478	
8	350	6,1	24,2		282	6,3	22,7		494	
9	300	6,1	24,4		278	6,1	24,2		516	

Mechanical properties of MA5 alloy rods produced by hot-extrusion



Рис. 6. Образец до и после испытания на сжатие Fig. 6. The sample before and after compression test

При испытании на сжатие разрушение образцов происходило практически хрупко без образования бочки и с диагональной трещиной (рис. 6). По данным табл. 6 построены зависимости давления разрушения от коэффициента вытяжки при постоянных температурах процесса экструзии (рис. 7, a), а также давления разрушения от температуры при постоянных средних значениях коэффициента вытяжки (рис. 7, δ).



Рис. 7. Зависимость предела прочности магниевых прутков от температуры экструзии при $\overline{\lambda} = \text{const}(a)$ и от коэффициента вытяжки при $T = \text{const}(\delta)$ Fig. 7. The dependence of the tensile strength of magnesium rods vs the extrusion temperature at $\overline{\lambda} = \text{const}(a)$ and the drawing ratio at $T = \text{const}(\delta)$

На рис. 8 приведена общая зависимость предела прочности от температуры процесса экструзии и коэффициента вытяжки.

Как следует из приведенных результатов предел прочности на сжатие полученных образцов заготовок зависит как от температуры экструзии, так и от коэффициента вытяжки (степени пластической деформации). Чем выше коэффициент вытяжки, тем выше предел прочности. Чем ниже температура протекания процесса, тем выше давление разрушения.

На рис. 8 приведены фотографии образцов заготовок, полученных при различных параметрах процесса экструзии, после испытаний на растяжение. На них видно, что разрушение всех образцов происходит практически хрупко, как и при испытании на сжатие. Это свидетельствует о существенном влиянии на пластические характеристики остаточной пористости образцов.



Рис. 8. Зависимость предела прочности магниевых прутков от температуры и коэффициента вытяжки при испытании на сжатие

Fig. 8. The dependence of the tensile strength of magnesium rods vs temperature and extrusion ratio at compression testing



№ 1. *T* = 400 °С, *d* = 9,2 мм



№ 4. *T* = 400 °С, *d* = 8,6 мм



№ 7. *T* = 400 °С. *d* = 6,1 мм





№ 5. *T* = 350 °С, *d* = 8,6мм



№ 8. *T* = 350 °С, *d* = 6,1мм



№ 6. *T* = 300 °C, *d* = 8,5мм

№ 3. *T* = 300 °С, *d* = 9мм

№ 9. *T* = 300 °С, *d* = 6,1мм

Рис. 9. Вид образцов заготовок после разрушения при растяжении Fig. 9. Type of sample blanks after tensile failure



Рис. 10. Зависимость предела прочности магниевых прутков от температуры экструзии при $\overline{\lambda} = \text{const}(a)$ и от коэффициента вытяжки при $T = \text{const}(\delta)$ Fig. 10. The dependence of the tensile strength of magnesium rods vs the extrusion temperature at $\overline{\lambda} = \text{const}(a)$ and the drawing ratio at $T = \text{const}(\delta)$

По данным табл. 6, приняв один из параметров процесса экструзии постоянным, построили графики зависимостей предела

прочности от температуры экструзии (рис. 10, *a*) и среднего коэффициента вытяжки (рис. 10, δ).


Рис. 11. Зависимость предела прочности магниевых прутков от температуры и коэффициента вытяжки при испытании на растяжение Fig. 11. Dependence of the tensile strength of magnesium rods vs temperature and drawing ratio during tensile testing

На рис. 11 приведена общая зависимость предела прочности от температуры процесса экструзии и коэффициента вытяжки.

Из представленных графических результатов видно, что предел прочности образцов при растяжении зависит как от температуры процесса экструзии, так и от коэффициента вытяжки, однако эта зависимость обратная по сравнению с испытаниям на сжатие. Чем выше температура, тем большее давление приходится прикладывать для разрыва образцов; чем меньше обжатие (больший выходной диаметр фильеры), тем выше предел прочности. Максимальные значения предела прочности при сжатии выше значений при растяжении для тех же параметров образцов заготовок. Здесь также проявляется фактор влияния остаточной пористости материалов, причем при испытаниях на сжатие материал ведет себя как бездефектный, разрушаясь хрупко. При испытании на растяжение поры по межчастичным границам являются концентраторами напряжений, приводящими к хрупкому разрушению.

Заключение

В работе осуществлен процесс получения заготовок из стружки магниевого сплава MA5 методом горячей экструзии. Получение заготовок осуществлялось при температурах нагрева 300, 350 и 400 °C. Эти режимы были выбраны на основе опыта пластического деформирования литых заготовок из сплава MA5. Степень пластической деформации регулировалась обжатием заготовок в фильерах. Диаметры фильер – 6,4, 8,8 и 10,5 – позволили осуществить процесс горячей экструзии со средними коэффициентами экструзии – 9, 13 и 24.

В процессе горячей экструзии происходило уплотнение в матрице заготовок, полученных холодным прессованием частиц стружки, а также разрушение оксидных пленок на поверхности и распределение по всему объему заготовки дисперсных частиц оксида при пластическом течении материала через фильеру. В результате протекания процессов рекристаллизации и деформационного упрочнения, интенсивность которых определялась температурами и коэффициентами вытяжки, происходило формирование структуры материала.

Установлено, что степень пластической деформации и температура процесса экструзии неоднозначно влияют на механические свойства заготовок при статических испытаниях на растяжение и сжатие; определенную роль при этом играет и остаточная пористость. В результате прочность заготовок при растяжении ниже прочности при сжатии. Прочностные характеристики полученных заготовок несколько выше прочности деформированных литых заготовок из сплава МА5, однако значительно ниже по пластичности (разрушаются хрупко).

Повышение пластичности материала может быть осуществлено при дополнительной пластической деформации — горячей уплотняющей прокаткой заготовок. Эта операция может быть совмещена с процессом получения заданного профиля проката.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рудской А.И., Волков К.Н., Кондратьев С.Ю., Соколов Ю.А. Физические процессы и технологии получения металлических порошков из расплава. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2018. 610 с.

2. Соколов Ю.А., Павлушин Н.В., Кондратьев С.Ю. Новые аддитивные технологии с использованием пучка ионов // Вестник машиностроения. 2016. № 9. С. 72–76.

3. Рудской А.И., Кондратьев С.Ю., Кокорин В.Н. Прессование гетерофазных увлажненных порошковых металлических смесей для повышения качества высокоплотных заготовок с использованием метода интенсивного уплотнения // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2011. № 6. С. 12–16.

4. Рудской А.И., Кондратьев С.Ю., Соколов Ю.А. Алгоритм и технологические процессы синтеза порошковых деталей электронным лучом в вакууме // Технология машиностроения. 2015. № 1. С. 11–16.

5. Рудской А.И., Кондратьев С.Ю., Соколов Ю.А. Технология послойного электронно-лучевого синтеза порошковых изделий в вакууме // Заготовительные производства в машиностроении. 2014. № 8. С. 40–45.

6. Соколов Ю.А., Кондратьев С.Ю., Лукьянов А.А. Получение изделий из композиционных материалов методом электронно-лучевого синтеза и исследование их свойств // Заготовительные производства в машиностроении. 2015. № 2. С. 35–41.

7. Гиршов В.Л., Рудской А.И., Цеменко В.Н. Переработка металлической стружки способами порошковой металлургии и пластической деформации // Труды СПбГПУ. № 510. Материалы и химические технологии. 2009. С. 18–27.

8. Николас А., Рольник С. Применение магниевых компонентов в аэрокосмической индустрии // Аэрокосмический курьер. 2011. № 1. С. 42–44. 9. Рудской А.И., Рыбин Ю.И., Цеменко В.Н. Теория и моделирование процессов деформирования порошковых и пористых материалов. СПб.: Наука, 2012. 416 с.

10. Волкова Е.Ф. Современные деформируемые сплавы и композиционные материалы на основе магния // МиТОМ. 2006. № 11. С. 5–9.

11. Матвеев В.В., Ярославский Г.Я., Чайковский Б.С., Кондратьев С.Ю. Сплавы высокого демпфирования на медной основе. Киев: Наукова думка, 1986. 208 с.

12. Рудской А.И., Цеменко В.Н., Ганин С.В. Исследование процессов уплотнения и деформирования порошкового композиционного материала системы алюминий – редкоземельные элементы // МиТОМ. 2014. №10. С. 25–31.

13. Альтман М.Б., Антипова А.П., Блохина В.А. [и др.]. Магниевые сплавы. Справочник. В 2 ч. Ч. 1. Металловедение магния и его сплавов. Области применения. М.: Металлургия, 1978. 232 с.

14. **Tsemenko V.N., Ganin S.V., Phuc D.V.** Research and simulation of the deformation process of dispersion-hardened powder in a capsule // Materials Physics and Mechanics. 2016. Vol. 25. Is. 1. P. 68–76.

15. Цеменко В.Н., Фук Д.В., Ганин С.В. Определение реологических характеристик и моделирование процесса экструзии порошковых и пористых материалов. Часть 1. Порошковое тело // Научнотехнические ведомости СПбГПУ. 2016. № 2. С. 124–133. DOI: 10.5862/JEST.243.13.

16. Рудской А.И. Рыбин Ю.И., Цеменко В.Н. Условие пластичности порошковых материалов // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2006. № 4. С. 93–98. 17. Фук Д.В., Цеменко В.Н., Ганин С.В. Моделирование и исследование процесса уплотнения порошковых материалов с использованием программного пакета ABAQUS // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2016. № 1. С. 100–110. DOI: 10.5862/JEST.238.10.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ЦЕМЕНКО Валерий Николаевич — доктор технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: plast-ftim@mail.ru

ГАНИН Сергей Владимирович — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: S.V.Ganin@gmail.com

ЗАМОЗДРА Максим Юрьевич — инженер Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: zamozdra myu@spbstu.ru

Дата поступления статьи редакцию: 08.10.2018

REFERENCES

[1] Rudskoy A.I., Volkov K.N., Kondratyev S.Yu., Sokolov Yu.A. Fizicheskiye protsessy i tekhnologii polucheniya metallicheskikh poroshkov iz rasplava. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2018. 610 s. (rus.)

[2] **Sokolov Yu.A., Pavlushin N.V., Kondratyev S.Yu.** Novyye additivnyye tekhnologii s ispolzovaniyem puchka ionov. *Vestnik mashinostroyeniya*. 2016. № 9. S. 72– 76. (rus.)

[3] **Rudskoy A.I., Kondratyev S.Yu., Kokorin V.N.** Pressovaniye geterofaznykh uvlazhnennykh poroshkovykh metallicheskikh smesey dlya povysheniya kachestva vysokoplotnykh zagotovok s ispolzovaniyem metoda intensivnogo uplotneniya. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniyem.* 2011. № 6. S. 12–16. (rus.)

[4] **Rudskoy A.I., Kondratyev S.Yu., Sokolov Yu.A.** Algoritm i tekhnologicheskiye protsessy sinteza poroshkovykh detaley elektronnym luchom v vakuume. *Tekhnologiya mashinostroyeniya*. 2015. № 1. S. 11–16. (rus.)

[5] **Rudskoy A.I., Kondratyev S.Yu., Sokolov Yu.A.** Tekhnologiya posloynogo elektronno-luchevogo sinteza poroshkovykh izdeliy v vakuume. *Zagotovitelnyye proizvodstva v mashinostroyenii.* 2014. № 8. S. 40–45.

[6] Sokolov Yu.A., Kondratyev S.Yu., Lukyanov A.A. Polucheniye izdeliy iz kompozitsionnykh materialov metodom elektronno-luchevogo sinteza i issledovaniye ikh svoystv. Zagotovitelnyye proizvodstva v mashinostroyenii. 2015. \mathbb{N} 2. S. 35–41. (rus.)

[7] Girshov V.L., Rudskoy A.I., Tsemenko V.N. Pererabotka metallicheskoy struzhki sposobami poroshkovoy metallurgii i plasticheskoy deformatsii. *Trudy SPbGPU*. № 510. *Materialy i khimicheskiye tekhnologii*. 2009. S. 18–27. (rus.)

[8] **Nikolas A., Rolnik S.** Primeneniye magniyevykh komponentov v aerokosmicheskoy industrii. *Aerokosmicheskiy kuryer.* 2011. № 1. S. 42–44. (rus.)

[9] **Rudskoy A.I., Rybin Yu.I., Tsemenko V.N.** Teoriya i modelirovaniye protsessov deformirovaniya poroshkovykh i poristykh materialov. SPb.: Nauka, 2012. 416 s. (rus.)

[10] **Volkova Ye.F.** Sovremennyye deformiruyemyye splavy i kompozitsionnyye materialy na osnove magniya. *MiTOM*. 2006. № 11. S. 5–9. (rus.)

[11] Matveyev V.V., Yaroslavskiy G.Ya., Chaykovskiy B.S., Kondratyev S.Yu. Splavy vysokogo dempfirovaniya na mednoy osnove. Kiyev: Naukova dumka, 1986. 208 s. (rus.)

[12] Rudskoy A.I., Tsemenko V.N., Ganin S.V. Issledovaniye protsessov uplotneniya i deformirovaniya poroshkovogo kompozitsionnogo materiala sistemy alyuminiy – redkozemelnyye element. *MiTOM*. 2014. \mathbb{N} 10. S. 25–31. (rus.)

[13] **Altman M.B., Antipova A.P., Blokhina V.A. [i dr.].** Magniyevyye splavy. Spravochnik. V 2 ch. Ch. 1. Metallovedeniye magniya i yego splavov. Oblasti primeneniya. M.: Metallurgiya, 1978. 232 s. (rus.)

[14] **Tsemenko V.N., Ganin S.V., Phuc D.V.** Research and simulation of the deformation process of dispersion-hardened powder in a capsule. *Materials Physics and Mechanics.* 2016. Vol. 25. Is. 1. P. 68–76.

[15] **Tsemenko V.N., Fuk D.V., Ganin S.V.** Opredeleniye reologicheskikh kharakteristik i modelirovaniye protsessa ekstruzii poroshkovykh i poristykh materialov. Chast 1. Poroshkovoye telo. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2016. №2. S. 124–133. DOI: 10.5862/JEST.243.13. (rus.)

[16] **Rudskoy A.I. Rybin Yu.I., Tsemenko V.N.** Usloviye plastichnosti poroshkovykh materialov. *Vestnik* Magnitogorskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. G.I. Nosova. 2006. № 4. S. 93–98. (rus.)

[17] **Fuk D.V., Tsemenko V.N., Ganin S.V.** Modelirovaniye i issledovaniye protsessa uplotneniya poroshkovykh materialov s ispolzovaniyem programmnogo paketa ABAQUS. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2016. №1. S. 100–110. DOI: 10.5862/JEST.238.10. (rus.)

THE AUTHORS

TSEMENKO Valerii N. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: plast-ftim@mail.ru GANIN Sergei V. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: S.V.Ganin@gmail.com ZAMOZDRA Maksim Yu. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: zamozdra_myu@spbstu.ru

Received: 08.10.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24418 УДК 621.355

А.Г. Морачевский, А.А. Попович, А.И. Демидов

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ АНОДНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ НАТРИЙ-ИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

В кратком обзоре рассмотрены опубликованные преимущественно в 2012–2017 годах почти исключительно в зарубежных журналах результаты исследований, посвященных анодным материалам для натрий-ионных аккумуляторов. Ввиду огромного потока работ в этой области мы вынуждены ссылаться прежде всего на статьи обобщающего характера, лишь в отдельных случаях указывая оригинальные работы. Принцип работы натрий-ионных аккумуляторов тот же, что и литий-ионных: в процессе заряда такого аккумулятора ионы натрия из материала положительного электрода (катода) переходят в электролит, затем взаимодействуют с материалом отрицательного электрода (анода). При разряде протекают обратные процессы. Главное достоинство натрий-ионного аккумулятора по сравнению с литий-ионным заключается в дешевизне исходных материалов, их широкой доступности. Однако имеются и трудности, связанные прежде всего с бо́лышим размером ионов натрия. В работе рассмотрены перспективные анодные материалы различных типов.

Ключевые слова: натрий-ионные аккумуляторы, анодные материалы, электродные процессы.

Ссылка при цитировании:

А.Г. Морачевский, А.А. Попович, А.И. Демидов. Перспективные анодные материалы для натрийионных аккумуляторов // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 185–195. DOI: 10.18721/JEST.24418.

A.G. Morachevskiy, A.A. Popovich, A.I. Demidov

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

PROMISING ANODE MATERIALS FOR SODIUM-ION BATTERIES

The brief review considers the findings of the studies dedicated to anode materials for sodium-ion batteries published mainly in 2012–2017 almost exclusively in foreign periodicals. Due to a huge amount of studies in this area, we have primarily considered review papers, citing only a few original works. The principle of operation of sodium-ion batteries is the same as lithium-ion batteries: as the battery is charging, sodium ions from the material of the positive electrode (cathode) pass into the electrolyte and then interact with the material of the negative electrode (anode). Reverse processes occur during discharge. The main advantage of sodium-ion battery in comparison with the lithium-ion battery is the low cost of raw materials and their wide availability. However, there are also difficulties associated primarily with the large size of sodium ions. Perspective anodic materials of different types are considered in the study.

Keywords: sodium-ion batteries, anode materials, electrode processes.

Citation:

A.G. Morachevskiy, A.A. Popovich, A. I. Demidov, Promising anode materials for sodium-ion batteries, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 185–195, DOI: 10.18721/JEST.24418.

В продолжение ранее опубликованных обзоров о применении лития и натрия в системах преобразования энергии [1, 2] в данной работе обсуждаются исследования самых последних лет в области анодных материалов натрийионных (Na-ионных) аккумуляторов. Главным достоинством Na-ионных аккумуляторов, как и других химических источников тока (ХИТ) с натриевым анодом, является доступность и, соответственно, дешевизна исходных материалов. Литий по своей распространенности в земной коре $(1,8\cdot10^{-3}\%$ по массе) относится к числу редких металлов. Натрий (2,27 %) - пятый из числа наиболее распространенных металлов земной коры [3]. При современных масштабах потребления лития и его соединений природных запасов хватит только на 150 лет. Цена на наиболее распространенное соединение лития - его карбонат - составляет 4,11-4,49 € •кг⁻¹. Стоимость карбоната натрия лежит в пределах от 0,07 до 0,37 € кг⁻¹ [4].

Физические и химические свойства лития и натрия сопоставлены в монографии [3]. Для процессов внедрения (интеркаляции) важен радиус иона. При координационном числе 6 он составляет для лития 0,076 нм, а для натрия – 0,102 нм, т.е. больше почти на 35 %. Это приводит к более медленному перемещению ионов натрия в электролите, а главное, затрудняет их встраивание в кристаллическую решётку материала электродов. Натрий тяжелее, чем литий (соответственно 23 и 6,9 г·моль⁻¹), имеет более высокий стандартный потенциал по водородной шкале (–2,71 В у натрия и –3,02 В у лития). Электрическая ёмкость для натрия составляет 1,16, а для лития – 3,86 А.ч.г⁻¹.

Основные сведения о современном состоянии и направлениях исследований электродных материалов и электролита для Na-ионных аккумуляторов, перспективах их коммерциализации содержатся в работах [4—9]. Наиболее информативными нам представляются два обзора. В первом из них — «Исследование развития натрий-ионых батарей» [6] (Япония, университеты Токио и Киото, 2014 г.) — содержится 396 ссылок на оригиальные исследования, причём 75 % ссылок на работы, опубликованные в XXI веке, преимущественно после 2012 года. В другом обзоре — «Натрий-ионные батареи: настоящее и будущее» [9] (Южная Корея, Сеул 2017 г.) — приводятся ссылки на 643 работы, свыше 93 % ссылок на исследования, выполненные в XXI веке, много ссылок на работы 2015—2017 гг. Для предварительного ознакомления с общим состоянием проблемы удобен обзор российских авторов [8].

Анодные материалы довольно разнообразны, и классифицировать их можно либо по химическим признакам материалов (углеродные материалы, металлы и сплавы, оксиды, сульфиды и т. д.) [6, 8], либо по характеру взаимодействия ионов натрия с материалом анода [9]. Второй вид классификации более предпочтителен. В этом случае для анодных материалов выделяют: реакции внедрения, реакции конверсии, процессы сплавообразования.

К числу анодов, на которых реализуется *процесс внедрения ионов натрия* (*Insertion mate-rials*), относят, прежде всего, углеродсодержащие материалы, а также диоксид титана и очень разнообразные его производные (титанаты).

Взаимодействие натрия с различными формами углерода подробно изучено во многих экспериментальных исследованиях, включая выполненные в самые последние годы [9]. Ионы натрия, в отличие от ионов лития, из-за своих размеров не могут внедриться в кристаллическую решётку графита, однако внедряются в менее упорядоченные формы твёрдого углерода. При этом отмечено существенное влияние на процесс внедрения природы электролита [10], содержащего ионы натрия, и характера пористости электродов.

В одной из большого числа работ в этом направлении [8, 9] рассмотрено получение структур твёрдого углерода с оптимальным соотношением микро- и нанопористости [11]. Для синтеза твёрдого углерода нужного каче-

ства могут быть использованы самые разнообразные материалы, включая вещества природного происхождения. Как правило, обратимая ёмкость при интеркаляции натрия в углерод не достигает 300 мА·ч·г⁻¹. Однако в одной из работ [12] отмечалось достижение высоких значений: 430 мА·ч·г⁻¹ для первого цикла при токе 30 мА·г⁻¹ с потерей ёмкости 2,5 % после 200 циклов. Положительное влияние на внедрение ионов натрия в твёрдые углеродистые материалы оказывает допирование их различными элементами: азотом, бором, серой, фосфором. Допированный серой углеродный анод показал обратимую ёмкость 516 мА·ч·г⁻¹ и очень хорошие результаты при длительном циклировании (1000 циклов) [9].

Наряду с разнообразными углеродистыми материалами, для реализации процесса внедрения натрия пригодны диоксид титана различной кристаллической модификации (рутил, анатаз, брукит), композиты на его основе и многочисленные производные — титанаты [8, 9].

В обзоре [9] обсуждается 29 работ, посвященных исследованиям анодного поведения TiO₂ различных модификаций (для анатаза – 21 работа, для рутила -5, для брукита -3), выполненных почти исключительно в 2013-2016 гг. При внедрении одного иона натрия на молекулу TiO₂ теоретическая ёмкость должна составлять 335 мА·ч·г⁻¹, однако эта величина никогда не достигается [8], хотя TiO₂ применялся в виде нанопластинок или нанотрубок [13, 14]. Более высокие результаты были получены с использованием композитов TiO₂ с углеродом, что позволяет увеличить электронную проводимость анодного материала: применялись углеродные покрытия наностержней из анатаза, микросфер, нановолокон [8], использовались композиты TiO₂ с графеном [9].

Положительные результаты были получены при допировании наноматериалов из TiO₂ различными элементами. В частности, подробно описано допирование фтором нанотрубок из анатаза [9]. Описано также допирование ниобием рутила (0,06 мол.%), что существенно сказывается на электронной проводимости материала ($Ti_{0?94}Nb_{0,06}O_2$). Хотя обратимая ёмкость была относительно небольшой (160 мА·ч·г⁻¹), но она сохранялась 50 циклов [9].

Из исследований в качестве анодного материала производных TiO_2 – титанатов – наибольшее число работ посвящено шпинели Li₄Ti₅O₁₂, титанатам натрия Na₂Ti₃O₇, Na₂Ti₆O₁₃, Na₄Ti₅O₁₂. Все эти материалы рассмотрены в обзоре [9] с большим числом ссылок на оригинальные работы. В частности, подробные сведения о физических и электрохимических свойствах соединения Na₂Ti₃O₇ содержатся в работе Рудолы с соавторами [15]. Процесс заряда анода из Na₂Ti₃O₇ может быть описан уравнением

 $Na_2Ti_3O_7 + 2Na^+ + 2e \rightarrow Na_4Ti_3O_7.$

Обратимая ёмкость, соответствующая этому процессу составляет 177,5 мА·ч·г⁻¹. Процесс интеркаляции и обратный ему процесс протекают по двухфазному механизму:

$$\begin{split} &Na_2Ti_3O_7 \rightarrow Na_{3-x}Ti_3O_7, \\ &Na_{3-x}Ti_3O_7 \rightarrow Na_4Ti_3O_7. \end{split}$$

На электродах из $Na_2Ti_3O_7$ при малых токах исходная ёмкость близка к теоретической, но при циклировании возможна заметная деградация. Имеются ссылки на работы, в которых описаны различные наноструктурные формы титаната натрия [8, 9]. Основным способом получения $Na_2Ti_3O_7$ является твёрдофазный синтез, однако этот титанат натрия может быть получен гидротермальным или золь-гель методами [17].

Для другого титаната Na₂Ti₆O₁₃ предлагается следующий инсертионно-экстракционный механизм [9]:

 $Na_2Ti_6O_{13} + xNa^+ + xe \leftrightarrow Na_{2+x}Ti_6O_{13}.$

В обзоре [9] рассмотрен также титанат Na₄Ti₅O₁₂, имеющий две кристаллические модификации – тригональную и моноклинную. Применение моноклинной модифика-

ции в качестве анодного материала подробно описано в работе [18]. Помимо указанных выше титанатов натрия, возможно применение смешанных титанатов: Na_{0,67}Ni_{0,33}Ti_{0,67}O₂, Ni_{0,66}[Li_{0,22}Ti_{0,78}]O₂, NaFeTiO₄, Na₄Fe₃Ti₃O₁₂ и др. Ссылки на оригинальные исследования содержатся в обзоре [8].

К числу анодных материалов, на которых процесс с участием ионов натрия протекает по *конверсионному механизму (Conversion materials),* относятся оксиды, сульфиды и фосфиды большой группы преимущественно переходных металлов. Из числа оксидов в обзоре [9] рассмотрены следующие соединения: Fe₃O₄, Fe₂O₃, Co₃O₄, SnO, SnO₂, Cu₂O, Sb₂O₃. Процесс разряда с участием Fe₃O₄ может быть описан реакцией

 $Fe_3O_4 + 8Na^+ + 8e \rightarrow 3Fe + 4Na_2O.$

С применением композитов Fe_3O_4 -С в качестве анодного материала в ряде работ были достигнуты хорошие результаты при начальной ёмкости в пределах 320–420 мА·ч·г⁻¹ и вполне приемлемой циклируемости. Ссылки на оригинальные работы содержатся в обзоре [9]. Перспективным анодным материалом является Fe_2O_3 , у которого целый ряд достоинств: простота производства, низкая цена, нетоксичность, высокая химическая стабильность, приемлемая ёмкость. При использовании Fe_2O_3 , как и в случае с Fe_3O_4 , в результате конверсионной реакции образуются наночастицы железа, диспергированные в матрице из оксида наптрия.

В работе [19] изучено применение анода на основе оксида кобальта Co₃O₄; реакция может быть описана с помощью уравнения, аналогичного уравнению для Fe₃O₄:

 $Co_3O_4 + 8Na^+ + 8e \rightarrow 3Co + 4Na_2O.$

В обзоре [9] содержатся ссылки на ряд оригинальных исследований цепей с Co_3O_4 . В частности, удавалось достичь ёмкости 403 мА·ч·г⁻¹ при токе 5 мА·г⁻¹ и 190 мА·ч·г⁻¹ при токе 3,2 мА·г⁻¹. Большой интерес вызывает использование в качестве анодного материала наноструктурированных оксидов SnO и SnO₂, особенно много исследований выполнено с участием SnO₂. Для примера рассмотрим ряд работ с применением оксидов олова. Для монооксида олова зарядно-разрядный процесс можно описать следующими уравнениями:

$$SnO + 2Na^+ + 2e \leftrightarrow Sn + Na_2O;$$

 $Sn + xNa^+ + xe \leftrightarrow Na_xSn.$

Совершенно аналогичные процессы можно записать и для диоксида олова. Суммарная реакция такова:

$$\mathrm{SnO}_2 + (4+x)\mathrm{Na}^+ + (4+x)e \to \mathrm{Na}_x\mathrm{Sn} + 2\mathrm{Na}_2\mathrm{O}.$$

В обоих случаях образуются аморфные частицы Na_xSn , диспергированные в матрице из Na_2O . Когда величина x достигает 3,75, аморфные частицы Na_xSn превращаются в кристаллическое вещество $Na_{15}Sn_4$.

Монооксид олова в ряде работ, рассмотренных в обзоре [8], использовался в виде наноструктурированных покрытий на какойлибо подложке, например медной [20, 21]. Особо высокие результаты получены в работе [21]: после 50 циклов при токе 50 мА·г⁻¹ ёмкость достигала 530 мА·ч·г⁻¹, а при токе 500 мА·г⁻¹ составляла 320 мА·ч·г⁻¹.

Укажем две работы с применением композитов SnO₂-C [22, 23]. Очень высокие результаты были получены в работе [23] с композитом SnO₂-графен. Обратимая ёмкость превосходила 700 мА·ч·г⁻¹. При циклировании током 20 мА·г⁻¹ ёмкость составляла 650 мА·ч·г⁻¹, а при токе 320 мА·г⁻¹ около 300 мА·ч·г⁻¹. При этом в обоих случаях ёмкость оставалась практически неизменной в течение 100 циклов.

Применение углеродных нанотрубок при создании композитов SnO₂-C привело к существенно более низким результатам [22].

Число исследований с применением оксидов олова, особенно SnO_2 , в виде композитов с наноструктурированными углеродными материалами очень велико, они опубликованы в 2012–2017 гг. В ряде из них достигнуты высокие эксплуатационные показатели (ёмкость, циклируемость, минимальная деградация при циклировании и др.), что позволяет говорить о реальных перспективах коммерциализации Na-ионных аккумуляторов с анодами SnO₂-C.

К числу широко распространенных соединений относятся Cu₂O и CuO, обладающие химической стабильностью и высокой теоретической удельной ёмкостью. Предлагается [9] следующий механизм протекающих реакций:

$$2CuO + 2Na^{+} + 2e \rightarrow Cu_2O + Na_2O;$$
$$Cu_2O + Na_2O \rightarrow 2NaCuO;$$

7NaCuO + Na⁺ + $e \rightarrow$ Na₆Cu₂O₆ + Na₂O + 5Cu.

В работе Лу и других [24] описаны приготовление и испытание анода на основе микронаноструктурированного композита CuO-C. При токе 200 мА·г⁻¹ достигнута ёмкость 400 мА·ч·г⁻¹ после 600 циклов.

Хорошие результаты были получены при применении в качестве анодного материала композитов Sb₂O₃-C [25]. Механизм процессов может быть описан с помощью следующих уравнений:

 $Sb_2O_3 + 6Na^+ + 6e \leftrightarrow 2Sb + 3Na_2O;$ $2Sb + 6Na^+ + 6e \leftrightarrow 2Na_3Sb.$

Электрод имеет стабильную ёмкость 514 мА·ч· r^{-1} после 500 циклов при силе тока 0,5 А· r^{-1} .

Значительное число исследований в самые последние годы (2014–2017) посвящено применению сульфидов и композитов с углеродистыми материалами на их основе. Из числа сульфидов изучались: CoS, CoS₂, FeS, FeS₂, SnS, SnS₂, MoS₂, Sb₂S₃, CuS, MnS, TiS₂, WS₂, ZnS. В общей совокупности за указанный промежуток времени опубликовано около 60 работ по применению сульфидов в качестве анодов натрий-ионных аккумуляторов. На примере сульфидов олова рассмотрим характерные особенности, присущие этому классу материалов. Для всех сульфидов наблюдается сложный механизм зарядно-разрядных процессов с участием ионов натрия. Условно эти процессы можно отнести к конверсионным, осложнённым стадиями внедрения или сплавообразования. Так, например, для SnS можно записать следующие реакции:

> $SnS + 2Na^+ + 2e \leftrightarrow Na_2S + Sn$ (конверсионный процесс);

 $Sn + 3,75Na^+ + 3,75e \leftrightarrow Na_{3,75}Sn$ (процесс сплавообразования).

Для дисульфида олова процессы выглядят следующим образом:

> $SnS_2 + xNa^+ + xe \rightarrow Na_xSnS_2$ (процесс внедрения),

 $SnS_2 + 4Na^+ + 4e \rightarrow Na_2S + Sn$ (конверсионный процесс),

 $Sn + 3,75Na^+ + 3,75e \leftrightarrow Na_{3,75}Sn$ (процесс сплавообразования).

В совместной работе специалистов из Китая, Сингапура и США [26] исследовались в качестве анодного материала слоистые композиты на основе SnS_2 и восстановленного оксида графена. В работе получены весьма высокие результаты в отношении ёмкости (630 мА·ч·г⁻¹ при силе тока 0,2 А·г⁻¹, 544 мА·ч·г⁻¹ при 2 А·г⁻¹) и длительности циклирования: 500 мА·ч·г⁻¹ при токе 1 А·г⁻¹ в течение 400 циклов.

В другой работе (США) [27] при изучении композита SnS_2 -С в виде наносфер достигалась обратимая ёмкость 660 мА·ч·г⁻¹, и при плотности тока 50 мА·г⁻¹ после 100 циклов она была 570 мА·ч·г⁻¹ с деградацией 0,14 % за цикл. При плотности тока 1 А·г⁻¹ после 100 циклов сохранялась ёмкость 360 мА·ч·г⁻¹. В работе приводятся подробные сведения о способе изготовления изученного композита.

В уже упоминавшейся работе Лиу с соавторами (Китай) [25] наряду с композитом Sb₂O₃-С, изучался другой композит – на основе Sb₂S₃. Протекающий при заряде и разряде процесс можно описать уравнениями

$$Sb_2S_3 + 6Na^+ + 6e \leftrightarrow 2Sb + 3Na_2S;$$

 $2Sb + 6Na^+ + 6e \leftrightarrow 2Na_3Sb.$

При длительном циклировании были показаны очень высокие результаты.

В работе [28] изучено применение фосфида олова Sn_4P_3 в качестве анодного материала для Na-ионных аккумуляторов. Обратимая ёмкость составляла 718 мA·ч·г⁻¹ с пренебрежимо малыми потерями при циклировании. В обзоре [9] имеются ссылки на исследования применения в качестве анодных материалов фосфидов ряда других металлов: никеля, кобальта, железа, меди. Фосфидам уделено большое внимание.

Очень много работ посвящено применению отдельных элементов, металлов, сплавов, композитов на их основе, в которых анодный процесс сопровождается *peakцией сплавообразования (Alloying reaction materials)*. В это число входят прежде всего элементы 14-й (Si, Ge, Sn, Pb) и 15-й (P, Sb, Bi) групп периодической системы (в её длиннопериодном варианте), а также Те и некоторые другие элементы. Имеется определённая аналогия в подборе анодных материалов для Li-ионных и Na-ионных аккумуляторов. Ранее нами подробно рассмотрены свойства элементов подгруппы углерода и их взаимодействие с литием в монографии [29].

В работе [30], вероятно, впервые было показано, что в качестве анодного материала Naионных аккумуляторов можно использовать наночастицы аморфного и кристаллического кремния. Обратимая ёмкость при этом составляет 279 мА·ч· r^{-1} и сохраняет близкую величину – 248 мА·ч· r^{-1} – после 100 циклов при плотности тока 20 мА· r^{-1} . Более подробное исследование взаимодействия ионов натрия с микро- и наночастицами кремния выполнено Цхангом с соавторами [31]. Бесперспективными, по мнению авторов обзора [8], являются попытки изготовления анодных материалов на основе германия, однако в обзоре [9] указаны 5 работ в этой области, выполненные в 2013– 2015 гг. Германий исследовался в аморфном состоянии, в виде нанопроволок и тонких плёнок; наиболее интересные результаты получены с нанопроволоками.

В обзоре [9] отмечаются 14 экспериментальных исследований, выполненных в 2012– 2016 гг. и посвященных применению элементарного олова в различных формах в качестве анодного материала. На зарядно-разрядных кривых имеется ряд ступеней и (соответственно) плато, связанных со стадиями процесса сплавообразования: Sn \rightarrow NaSn₃ \rightarrow NaSn \rightarrow Na₉Sn₄ \rightarrow Na₁₅Sn₄. В одной из последних работ в этом направлении Луо с соавторами [32] исследовали композит Sn-C с использованием наночастиц олова в матрицах графена. Анодный композит показал ёмкость 413 мА·ч·г⁻¹ и её лишь незначительное изменение за 100 циклов.

В обзоре [8] особо отмечается работа [33], в которой изучался электрод из свинцового порошка и углерода для повышения проводимости с поливинилиденфторидом в качестве связующего на медной подложке. На гальваностатических кривых фиксируются четыре плато, соответствующие интерметаллическим соединениям NaPb₃, NaPb, Na₉Pb₄ и Na₁₅Pb₄. Наиболее богатое натрием соединение имеет теоретическую ёмкость 485 мА·ч·г⁻¹ после 50 циклов.

В обзоре [9] подробно описаны аноды на основе фосфора. Фосфор с натрием образует соединение Na₃P, обладает малым атомным весом и уникально высокой теоретической удельной ёмкостью (2596 мA·ч·г⁻¹). В целом ряде работ, цитируемых в обзоре [9], достигнуты весьма высокие результаты в отношении удельной ёмкости и циклируемости сложных композитов с участием фосфора. Во всех обобщающих работах [4—9] значительное внимание уделяется исследованиям поведения сурьмы как самостоятельного материала и её композитам с углеродистыми компонентами в качестве анода в Na-ионных аккумуляторах (за период с 2012 по 2015 гг. в обзоре [8] имеются ссылки на 19 работ по этой тематике). Вероятно, к числу первых исследований принадлежит работа [34]. Ее авторы предполагают ступенчатый механизм взаимодействия ионов натрия с сурьмой:

первая ступень – Sb + Na⁺ + $e \leftrightarrow$ NaSb;

вторая ступень – NaSb + $2Na^+$ + $2e \leftrightarrow Na_3Sb$.

Теоретическая удельная ёмкость при образовании Na₃Sb составляет 660 мA·ч·r⁻¹. В работе [34] применялся композит Sb-C.

В других работах, цитируемых в обзорах [8, 9], отмечается, что в анодах на основе сурьмы при интеркаляции в них натрия первоначально образуются аморфные интерметаллические фазы переменного состава — Na_xSb . Наиболее детально переходы аморфных фаз в те или иные кристаллические формы в процессах заряда и разряда описаны в работе [35]. В обзоре [8] подчеркивается возможность получения композитов Sb-C с высокими удельными характеристиками; при создании композитов используется, в частности, графен [8, 9].

В обзоре [9] упоминается ряд опубликованных в 2015—2016 годах работ, посвященных применению висмута и его композитов с углеродными материалами. В частности, подробно рассмотрена слоистая структура композита висмут-графен, позволяющая внедряться ионам натрия [36].

Большое число исследований посвящено применению в качестве анодного материала бинарных интерметаллических соединений в системах Sn-M или Sb-M (M – какой-либо металл). Металлы, объединяемые символом M, можно разделить на две категории: электрохимически неактивные элементы (Ni, Cu, Fe, Zn, Mo) и электрохимически активные элементы (Sn, Sb, Bi), которые реагируют с натрием в зарядно-разрядных процессах [9]. Приведём некоторые примеры.

При использовании в качестве анодного материала интерметаллида Ni₃Sn₂ протекают следующие процессы:

$$Ni_3Sn_2 + 7,5Na^+ + 7,5e \rightarrow 2Na_{3,75}Sn + 3Ni,$$

 $Na_{3,75}Sn \rightarrow Sn + 3,75Na^+ + 3,75e.$

В ходе процесса образуются электроактивное соединение Na_{3,75}Sn и проводящая матрица из никеля. Такой анодный материал обеспечивает высокую обратимую ёмкость (348 мA·ч· r^{-1}) и стабильное циклирование с сохранением 91 % ёмкости после 300 циклов. При использовании в качестве анодного материала композита SbSn-C первая реакция относится к числу конверсионных, а вторая связана со сплавообразованием:

$$SbSn + 3Na^+ 3e \leftrightarrow Na_3Sb + Sn$$
,
 $Sn + 3,75Na^+ 3,75e \leftrightarrow Na_{3,75}Sn$.

Наряду с анодными материалами, в обзоре [9] подробно по сравнению с другими обобщающими работами обсуждаются катодные материалы и электролиты. В заключительной части обзора приводятся сведения об исследованиях макетов натрий-ионных аккумуляторов (Sodium-ion full cells). Таких работ, иллюстрирующих совместимость тех или иных анодных и катодных материалов, пока относительно немного. На фоне высоких характеристик, достигнутых у некоторых анодных материалов, и в основном приемлемых характеристик катодных материалов пока получены скромные результаты для изученных макетов Na-ионных аккумуляторов.

К настоящему времени можно считать, что для анодных материалов на углеродистой основе достигнута удельная ёмкость до $300 \text{ мA} \cdot \text{ч} \cdot \text{r}^{-1}$, а для анодных материалов на основе олова, сурьмы, диоксида титана — до $500 \text{ мA} \cdot \text{ч} \cdot \text{r}^{-1}$ при достаточной в обоих случаях циклируемости.

Для катодных материалов достигаемая ёмкость составляет 200 мА·ч·г⁻¹. Желательным является достижение удельной энергии батарей 200–210 Вт·ч·кг⁻¹. Наиболее вероятная первоначальная область применения — стационарные установки для сглаживания нагрузки и хранении энергии от альтернативных источников (солнечные, ветряные и др.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Морачевский А.Г., Попович А.А., Демидов А.И. Применение лития и его сплавов и соединений в химических источниках тока // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2016. № 1(238). С. 65–79. DOI: 10.5862/JEST.238.7.

2. Морачевский А.Г., Попович А.А., Демидов А.И. Натрий-серный аккумлятор: новые направления развития // Научно-технические ведомости СПбПУ. 2017. Т.23, № 4. С. 111–117. DOI: 10.1872/JEST.230410.

3. Морачевский А.Г., Демидов А.И. Термодинамика и электрохимия систем литий-халькоген и натрий-халькоген / Под ред. д-ра техн. наук, проф. А.А. Поповича. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. 203 с.

4. Palomares V., Serras P., Villaluenga I. [et al.]. Na-ion batteries, recent advances and present challenges to become low cost energy storage systems (Reviev) // Energy Environ. Sci. 2012. № 5. P. 5884–5901.

5. Slater M.D., Kim D., Lee E., Johnson C.S. Sodium-ion batteries // Adv. Funkt. Mater. 2013. Vol. 23. P. 947–958.

6. Yabuuchi N., Kubota K., Dahbi M. [et al.]. Research development on sodium-ion batteries (Reviev) // Chem. Rev. 2014. Vol. 114. P. 11636–11682.

7. Hasa I., Buchholz D., Passerini S., Hassoun J.A. Comperative study of layerend transition metal oxide cathodes for application in sodium-ion battery. *ACS* (*Amer. Chem. Soc,*) *Appl. Mater. Interface.* 2015. Vol. 7. P. 5206–5212.

8. **Кулова Т.Л., Скундин А.М.** От литий-ионных к натрий-ионным аккумуляторам // Электрохим. энергетика. 2016. Т. 16, № 3. С. 122–150.

9. Hwang J.-Y., Myung S.-T., Sun Y.-K. Sodiumion batteries: present and future (Reviev) // Chem. Soc. Rev. 2017. Vol. 45. P. 3529–3614.

10. **Tsai P.-C., Chung S.-C., Yamada A.** Ab inito study of sodium intercalation into disordered carbon // J. Mater. Chem. A. 2015. Vol. 3. P. 9763–9768.

11. **Pzabakar S.J.R., Jeong J., Pyo M.** Nanoporous hard carbon anodes for improved electrochemical performance in sodium ion batteries // Electrochim. Acta. 2015. Vol. 161. P. 23–31.

12. Sun N., Liu H., Xu B. Facile synthesis of high performance hard carbon anode materials for sodium ion batteries // J. Mater. Chem. A. 2015. Vol. 3. P. 20560–20566.

13. Xu F., Lotfabad E.M., Wang H. [et al.]. Nanocrystalline anatase TiO₂: a new anode material for rechargeable sodium ion batteries // Chem. Comm. 2013. Vol. 49. P. 8973–8975.

14. **Wu L., Buchholz D., Bresser D. [et al.].** Anatase TiO₂ nanopartiles for high power sodium-ion anodes // J. Power Sources. 2014. Vol. 251. P. 379–385.

15. Rudola A., Saravanan K., Mason C.W., Balaya P. Na₂Ti₃O₇: an intercalation based for sodium-ion battery applications // J. Mater. Chem. A. 2013. Vol. 1. P. 2653–2662.

16. Nava-Avendano J., Morales-Carcia A., Ponrouch A. [et al.]. Taking steps forward in understanding the electrochemical behavior of $Na_2Ti_3O_7$ // J. Mater. Chem. A. 2015. Vol. 3. P. 22280–22286.

17. Кулова Т.Л., Скундин А.М., Чеканников А.А [и др.]. Синтез и исследование функциональных материалов для натрий-ионных аккумуляторов // Теория и практика современных электрохимических производств. Сб. материалов СПбГТИ (ТУ). 2016. С. 124–125.

18. Nacyaer P.J.P., Avdeev M., Sharma N. [et al.]. Sinthetic, structural, and electrochemical study of monoclinic $Na_4Ti_5O_{12}$ as a sodium-ion battery anode material // Chem. Mater. 2014. Vol. 26. P. 70067–7072.

19. Rahman M.M., Glushenkov A.M., Ramireddy T., Chen Y. Electrochemical investigation of sodium reactivity with nanostructured Co₃O₄ for sodium-ion batteries // Chem. Commun. 2014. Vol. 50. P. 878–884.

20. Su D., Xie X., Wang G. Hierarchical mesoporous SnO microspheres as high capacity anode materials for sodium-ion batteries // Chem. Eur. J. 2014. Vol. 20. P. 3192–3197.

21. Lu Y.C., Ma C., Alvarado J. [et al.]. Electrochemical properties of tin oxide anodes for sodium-ion batteries // J. Power Sources. 2015. Vol. 284. P. 287–295.

22. Wang Y., Su D., Wang C., Wang G. SnO_2 – MWCNT nanocomposite as a high capacity anode ma-

terial for sodium-ion batteries // Electrochem. Commun. 2013. Vol. 29. P. 8–11.

23. Su D., Ahn H.-J., Wang G. SnO_2 – graphene nanocomposites as anode materials for Na-ion batteries with superior electrochemical performance // Chem. Commun. 2013. P. 3131–3133.

24. Lu Y., Zhang N., Zhao Q. [et al.]. Micronanostructured CuO/C spheres as high-performance anode materials for Na-ion batteries // Nanoscale. 2015. Vol. 7. P. 2770–2776.

25. Liu S., Cai Z., Zhou J. [et al.]. Highperformance sodium-ion batteries and flexible sodiumion capacitors on Sb₂X₃ (X = O, S) – carbon fiber cloth // J. Mater. Chem. A. 2017. Vol. 5. P. 9169–9176.

26. Qu B., Ma C., Ji G. [et al.]. Lauered SnS_2 – reduced graphen oxide composite – A high-capcity, highrate, and long-cycle life sodium-ion battery anode material // Adv. Mater. 2014. Vol. 26. P. 3854–3859.

27. Wang J., Luo C., Mao J. [et al.]. Solid state fabrication of SnS_2 -C Nanospheres for highperformance sodium-ion battery anode // ACS (Amer. Chem. Soc.) Applied Mater. Interfac. 2015. Vol. 7. P 11476–11481.

28. Kim Y., Kim Y., Choi A. [et al.]. Tin phosphide as a promising anode material for Na-ion batteries // Adv. Mater. (Germany). 2014. Vol. 26, no 24. P. 4139–4144.

29. Морачевский А.Г., Демидов А.И. Термодинамика сплавов лития с элементами подгруппы углерода (C, Si, Ge, Sn, Pb) / Под ред. д-ра техн. наук, проф. А.А. Поповича. СПб.: Изд-во Политехн. унта, 2016. 151 с.

30. Xu Y., Swaans E., Basak S. [et al]. Peversible Na-ion uptake in Si nanoparticles // Adv. Energy Mater. 2016. Vol. 6, № 1501436.

31. Zhang L., Hu X., Chen C. [et al]. In operando mechanism analysis on nanocrystalline silicon anode material for reversible and ultrafast sodium storage // Adv. Mater. 2017. Vol. 29. № 1604708.

32. Luo B., Qiu T., Ye D. [et al]. Tin nanoparticles encapsulated in graphene backboned carbonaceous foams as high-performance anodes for lithium-ion and sodium-ion storage // Nano Energy. 2016. Vol. 22. P. 232–240.

33. Darwiche A., Dugas R., Fraisse B., Monconduit L. Rienstating lead for high-loaded efficient negative electrode rechargeable sodium-ion battery // J. Power Sources. 2016. Vol. 304. P. 1–8.

34. Qian J., Chen Y., Wu L. [et al]. High capacity Na-storage and superior cyclability of nanocomposite Sb-C anode for Na-ion batteries // Chem. Comm. 2012. Vol. 48. P. 7070–7072.

35. Darwiche A., Marino C., Sougrati M.T. [et al]. Better cycling performances of bulk Sb in Na-ion batteries compared to Li-ion systems: An unexpected electrochemical mechanism // J. Amer. Chem. Soc. 2012. Vol. 134. P. 20805–20811.

36. Su D., Dou S., Wang G. Bismuth: A new anode for Na-ion battery // Nano Energy. 2015. Vol. 12. P. 88–95.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

МОРАЧЕВСКИЙ Андрей Георгиевич – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: andrey.morachevsky@gmail.com

ПОПОВИЧ Анатолий Анатольевич – доктор технических наук директор института Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. E-mail: popovicha@mail.ru

ДЕМИДОВ Александр Иванович – доктор химических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: demidov1902@gmail.com

Дата поступления статьи в редакцию: 10.10.2018

REFERENCES

 Morachevskiy A.G., Popovich A.A., Demidov A.I. Primeneniye litiya i yego splavov i soyedineniy v khimicheskikh istochnikakh toka. *Nauchno-tekhnich. vedomosti SPbGPU*.
 2016. № 1 (238). S. 65–79. DOI: 10.5862/JEST.238.7. (rus.) [2] Morachevskiy A.G., Popovich A.A., Demidov A.I. Natriy-sernyy akkumlyator: novyye napravleniya razvitiya. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti SPbPU*. 2017. T.23, № 4. S. 111–117. DOI: 10.1872/JEST.230410. (rus.) [3] **Morachevskiy A.G., Demidov A.I.** Termodinamika i elektrokhimiya sistem litiy-khalkogen i natriykhalkogen / Pod red. d-ra tekhn. nauk, prof. A.A. Popovicha. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2017. 203 s. (rus.)

[4] Palomares V., Serras P., Villaluenga I. [et al]. Na-ion batteries, recent advances and present challenges to become low cost energy storage systems (Reviev). *Energy Environ. Sci.* 2012. № 5. P. 5884–5901.

[5] **Slater M.D., Kim D., Lee E., Johnson C.S.** Sodium-ion batteries. *Adv. Funkt. Mater.* 2013. Vol. 23. P. 947–958.

[6] Yabuuchi N., Kubota K., Dahbi M. [et al.]. Research development on sodium-ion batteries (Reviev). *Chem. Rev.* 2014. Vol. 114. P. 11636–11682.

[7] Hasa I., Buchholz D., Passerini S., Hassoun J.A. Comperative study of layerend transition metal oxide cathodes for application in sodium-ion battery. *ACS (Amer. Chem. Soc,) Appl. Mater. Interface*. 2015. Vol. 7. P. 5206–5212.

[8] Kulova T.L., Skundin A.M. Ot litiy-ionnykh k natriy-ionnym akkumulyatoram. *Elektrokhim. energeti-* ka. 2016. T. 16, No 3. S. 122–150. (rus.)

[9] Hwang J.-Y., Myung S.-T., Sun Y.-K. Sodiumion batteries: present and future (Reviev). *Chem. Soc. Rev.* 2017. Vol. 45. P. 3529–3614.

[10] **Tsai P.-C., Chung S.-C., Yamada A.** Ab inito study of sodium intercalation into disordered carbon. *J. Mater. Chem. A.* 2015. Vol. 3. P. 9763–9768.

[11] **Pzabakar S.J.R., Jeong J., Pyo M.** Nanoporous hard carbon anodes for improved electrochemical performance in sodium ion batteries. *Electrochim. Acta*. 2015. Vol. 161. P. 23–31.

[12] **Sun N., Liu H., Xu B.** Facile synthesis of high performance hard carbon anode materials for sodium ion batteries. *J. Mater. Chem. A.* 2015. Vol. 3. P. 20560–20566.

[13] **Xu F., Lotfabad E.M., Wang H. [et al.].** Nanocrystalline anatase TiO₂: a new anode material for rechargeable sodium ion batteries. *Chem. Comm.* 2013. Vol. 49. P. 8973–8975.

[14] Wu L., Buchholz D., Bresser D. [et al.]. Anatase TiO_2 nanopartiles for high power sodium-ion anodes. J. Power Sources. 2014. Vol. 251. P. 379–385.

[15] **Rudola A., Saravanan K., Mason C.W., Balaya P.** Na₂Ti₃O₇: an intercalation based for sodium-ion battery applications. *J. Mater. Chem.* A. 2013. Vol. 1. P. 2653–2662.

[16] Nava-Avendano J., Morales-Carcia A., Ponrouch A. [et al.]. Taking steps forward in understanding the electrochemical behavior of Na₂Ti₃O₇. *J. Mater. Chem. A.* 2015. Vol. 3. P. 22280–22286. [17] Kulova T.L., Skundin A.M., Chekannikov A.A. [i dr.]. Sintez i issledovaniye funktsionalnykh materialov dlya natriy-ionnykh akkumulyatorov. *Teoriya i praktika* sovremennykh elektrokhimicheskikh proizvodstv. Sb. materialov SPbGTI (TU). 2016. S. 124–125. (rus.)

[18] Nacyaer P.J.P., Avdeev M., Sharma N. [et al.]. Sinthetic, structural, and electrochemical study of monoclinic $Na_4Ti_5O_{12}$ as a sodium-ion battery anode material. *Chem. Mater.* 2014. Vol. 26. P. 70067–7072.

[19] **Rahman M.M., Glushenkov A.M., Ramireddy T., Chen Y.** Electrochemical investigation of sodium reactivity with nanostructured Co₃O₄ for sodium-ion batteries. *Chem. Commun.* 2014. Vol. 50. P. 878–884.

[20] Su D., Xie X., Wang G. Hierarchical mesoporous SnO microspheres as high capacity anode materials for sodium-ion batteries. *Chem. Eur. J.* 2014. Vol. 20. P. 3192–3197.

[21] Lu Y.C., Ma C., Alvarado J. [et al.]. Electrochemical properties of tin oxide anodes for sodium-ion batteries. *J. Power Sources*. 2015. Vol. 284. P. 287–295.

[22] Wang Y., Su D., Wang C., Wang G. SnO_2 – MWCNT nanocomposite as a high capacity anode material for sodium-ion batteries. *Electrochem. Commun.* 2013. Vol. 29. P. 8–11.

[23] **Su D., Ahn H.-J., Wang G.** SnO₂ – graphene nanocomposites as anode materials for Na-ion batteries with superior electrochemical performance. *Chem. Commun.* 2013. P. 3131–3133.

[24] Lu Y., Zhang N., Zhao Q. [et al.]. Micronanostructured CuO/C spheres as high-performance anode materials for Na-ion batteries. *Nanoscale*. 2015. Vol. 7. P. 2770–2776.

[25] Liu S., Cai Z., Zhou J. [et al.]. Highperformance sodium-ion batteries and flexible sodiumion capacitors on Sb_2X_3 (X = O, S) – carbon fiber cloth. *J. Mater. Chem. A.* 2017. Vol. 5. P. 9169–9176.

[26] Qu B., Ma C., Ji G. [et al.]. Lauered SnS_2 – reduced graphen oxide composite – A high-capcity, high-rate, and long-cycle life sodium-ion battery anode material. *Adv. Mater.* 2014. Vol. 26. P. 3854–3859.

[27] **Wang J., Luo C., Mao J. [et al.].** Solid state fabrication of SnS₂-C Nanospheres for high-performance sodium-ion battery anode. *ACS (Amer. Chem. Soc.) Applied Mater. Interfac.* 2015. Vol. 7. P. 11476–11481.

[28] **Kim Y., Kim Y., Choi A. [et al.].** Tin phosphide as a promising anode material for Na-ion batteries. *Adv. Mater. (Germany).* 2014. Vol. 26, N 24. P. 4139–4144.

[29] Morachevskiy A.G., Demidov A.I. Termodinamika splavov litiya s elementami podgruppy ugleroda (C, Si, Ge, Sn, Pb) / Pod red. d-ra tekhn. nauk, prof. A.A. Popovicha. SPb.: Izd-vo Politekhn. un-ta, 2016. 151 s. (rus.)

[30] Xu Y., Swaans E., Basak S. [et al.]. Peversible Na-ion uptake in Si nanoparticles. *Adv. Energy Mater.* 2016. Vol. 6, \mathbb{N} 1501436.

[31] Zhang L., Hu X., Chen C. [et al.]. In operando mechanism analysis on nanocrystalline silicon anode material for reversible and ultrafast sodium storage. *Adv. Mater.* 2017. Vol. 29. No 1604708.

[32] **Luo B., Qiu T., Ye D. [et al.].** Tin nanoparticles encapsulated in graphene backboned carbonaceous foams as high-performance anodes for lithiumion and sodium-ion storage. *Nano Energy*. 2016. Vol. 22. P. 232–240. [33] **Darwiche A., Dugas R., Fraisse B., Monconduit L.** Rienstating lead for high-loaded efficient negative electrode rechargeable sodium-ion battery. *J. Power Sources*. 2016. Vol. 304. P. 1–8.

[34] **Qian J., Chen Y., Wu L. [et al.].** High capacity Na-storage and superior cyclability of nanocomposite Sb-C anode for Na-ion batteries. *Chem. Comm.* 2012. Vol. 48. P. 7070–7072.

[35] **Darwiche A., Marino C., Sougrati M.T. [et al.].** Better cycling performances of bulk Sb in Na-ion batteries compared to Li-ion systems: An unexpected electrochemical mechanism. *J. Amer. Chem. Soc.* 2012. Vol. 134. P. 20805–20811.

[36] Su D., Dou S., Wang G. Bismuth: A new anode for Na-ion battery. *Nano Energy*. 2015. Vol. 12. P. 88–95.

THE AUTHORS

MORACHEVSKIY Andrei G. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: andrey.morachevsky@gmail.com POPOVICH Anatolii A. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university E-mail: popovicha@mail.ru DEMIDOVAleksandr I. – Peter the Great St. Petersburg polytechnic universit E-mail: demidov1902@gmail.com

Received: 10.10.2018

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

DOI: 10.18721/JEST.24419 УДК 544.032.72; 675.043.42

Е.А. Буракова, А.В. Мележик, А.В. Герасимова

Тамбовский государственный технический университет, г.Тамбов, Россия

ПОЛУЧЕНИЕ УСТОЙЧИВЫХ ДИСПЕРСИЙ ГРАФЕНОВЫХ НАНОПЛАСТИНОК

В работе показана возможность применения фенолформальдегидной смолы (ФФС) в качестве поверхностно-активного вещества (ПАВ) при получении устойчивых дисперсий графеновых нанопластинок (ГНП). Диспергирование окисленных ГНП в водной среде при 50 °C в присутствии ФФС позволяет получать стабильные коллоидные дисперсии с концентрацией до 1 %. Максимальная концентрация ГНП в водном растворе наблюдается при массовом соотношении «графен: сухой остаток ФФС» 2:1. Полученные дисперсии ГНП, переведенные в ацетон или изопропанол, могут быть применены в качестве модификаторов эпоксидных смол. Преимуществом применения ФФС в качестве ПАВ является отсутствие необходимости ее удаления из нанокомпозита на основе ГНП. Предварительный эксперимент показал возможность применения полученных дисперсий в качестве исходного компонента в процессе синтеза нанокомпозита «пористый углерод/ГНП» с удельной поверхностью 2300–2500 м²/г.

Ключевые слова: графеновые нанопластинки; дисперсия, поверхностно-активное вещество, фенолформальдегидная смола, нанокомпозит.

Ссылка при цитировании:

Е.А. Буракова, А.В. Мележик, А.В. Герасимова. Получение устойчивых дисперсий графеновых нанопластинок // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 196–204. DOI: 10.18721/JEST.24419.

E.A. Burakova, A.V. Melezhik, A.V. Gerasimova

Tambov State Technical University, Tambov, Russia

OBTAINING SUSTAINABLE DISPERSIONS OF GRAPHENE NANOPLATELETS

This paper shows the possibility of using phenol-formaldehyde resin (PFR) as a surfactant in obtaining stable dispersions of graphene nanoplastic (GNP). Dispersion of oxidized GNP in an aqueous medium at 50 °C in the presence of PFR allows to obtain stable colloidal dispersions with a concentration of up to 1 %. The maximum concentration of GNP in an aqueous solution is observed at a mass ratio of 2: 1 graphene / dry residue of PFR. The resulting dispersions of GNP translated into acetone or isopropanol can be used as modifiers of epoxy resins. The advantage of using PFR as a surfactant is the absence of the need to remove it from the GNP-based nanocomposite. A preliminary experiment showed the possibility of using the obtained dispersions as an initial component in the process of synthesizing a porous carbon / GNP nanocomposite with a specific surface area of $2300-2500 \text{ m}^2/\text{ g}$.

Keywords: graphene nanoplatelets; dispersion, surfactant, phenolformaldehyde resin, nanocomposite.

Citation:

E.A. Burakova, A.V. Melezhik, A.V. Gerasimova, Gerasimova, Obtaining sustainable dispersions of graphene nanoplatelets, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 196–204, DOI: 10.18721/JEST.24419.

Введение

Благодаря своим многофункциональным свойствам углеродные наноматериалы (УНМ) нашли применение практически во всех научных и технических областях, не исключая создание новых конструкционных и функциональных материалов с улучшенными эксплуатационными характеристиками. Зачастую эти современные материалы представляют собой нанокомпозиты, в которых углеродные наноструктурные материалы выступают как наполнители. Один из самых эффективных углеродных нанонаполнителей – графен, обладающий уникальными свойствами – механическими, тепловыми, электрическими и др. [1-5]. Графен используют как наполнитель в бетонных и цементных композитах [6-8], полимерных бионанокомпозитах [9], антикоррозионных композитных покрытиях [10], гибридных [11] и металлических матричных композитах [12, 13].

Для получения нанокомпозиционных материалов часто применяют классический способ, включающий следующие этапы:

получение стабильного высококонцентрированного коллоидного раствора наночастиц в дисперсионной среде (вода или неводный растворитель);

введение нанокомпонентов в условиях, обеспечивающих самосборку наночастиц и их взаимодействие с матрицей;

стабилизацию полученного наноструктурного материала и его выделение из реакционной смеси.

Основной проблемой, с которой сталкиваются при получении композитных материалов, содержащих графены, является устранение агрегации графеновых нанопластинок (ГНП) и достижение их равномерного распределения в матрице композита [14, 15].

Обычно это достигается путем прививки функциональных групп [16] к поверхности ГНП и/или применением поверхностноактивных веществ (ПАВ) в совокупности с ультразвуковой обработкой [17,18]. Добиться равномерного распределения углеродных наноструктур в матрице композиционного материала при введении их в исходном состоянии (порошок) невозможно, так как удаление растворителя из дисперсии вызывает необратимую агрегацию ГНП. Именно поэтому большинство методов получения нанокомпозиционных материалов включает введение наноструктурных компонентов в виде дисперсий [19, 20].

В качестве дисперсионной среды могут выступать вода и органические растворители. Однако известно, что получить высококонцентрированные и стабильные дисперсии ГНП достаточно сложно. Так, при ультразвуковой эксфолиации графитовых материалов в органических растворителях в присутствии ПАВ можно получить дисперсии малослойных ГНП, но концентрация графена в них не превысит нескольких сотых грамма в литре раствора, что затрудняет применение таких дисперсий в промышленном производстве нанокомпозитных материалов. Тем не менее именно этот метод получения дисперсий наиболее предпочтителен для производства нанокомпозитных материалов в промышленных масштабах. Для реализации данного метода необходимо уметь получать высококонцентрированные дисперсии ГНП и устранять проблему удаления применяемых ПАВ из конечного продукта. Анализ публикаций [21, 22] позволил выявить наиболее часто применяемые в процессе получения дисперсий ГНП поверхностно-активные вещества, такие, как додецилбензолсульфонат натрия (концентрация ГНП 0,002-0,05 г/л), гидрокси- и сульфопроизводные нафталиновых соединений, Тритон Х-100 и др. Но их присутствие в нанокомпозитах, полученных с применением этих дисперсий, нежелательно, и поэтому по-прежнему остается проблема удаления ПАВ.

Цель данной работы — исследование возможности применения в процессе получения устойчивых дисперсий графеновых нанопластинок реакционноспособного ПАВ, не требующего дальнейшего удаления из полученных на их основе композитных материалов.

Материалы и методы исследования

В качестве исходного углеродсодержащего сырья применяли расширенное соединение графита (РСГ), полученное методом расширения графита персульфатом аммония в серной кислоте [23]. РСГ представлял собой пасту (содержание сухого вещества в расчете на графит составляло 1 %). Ультразвуковую обработку проводили с использование установки периодического действия ИЛ-10 с выходной мощностью 2 кВт и частотой 22 кГц (INLAB Ltd., Saint Petersburg, Russia).

В качестве реакционноспособного ПАВ использовали резольную водорастворимую фенолформальдегидную смолу (Фенотам GR-326, «Krata» Ltd., Tambov, Russia), называемую далее по тексту ФФС. Известно, что низкомолекулярные фенолформальдегидные олигомеры, полученные конденсацией фенола с формальдегидом в щелочной среде при избытке последнего, растворимы в воде. Благодаря высокой реакционной способности метилольных групп, содержащихся в данной смоле, при контакте ГНП с ФФС происходит модифицирование их поверхности. Модифицирование графеновых нанопластин ФФС способствует получению их высококонцентрированных и устойчивых дисперсий.

Эффективность применения ФФС в качестве ПАВ оценивали по способности графитового материала к эксфолиации и по степени агрегации РСГ. Степень расслоения РСГ при получении ГНП с этим ПАВ определяли по оптической плотности исследуемых дисперсий с применением фотоэлектрического колориметра КФК-3 (длина волны $\lambda = 500$ нм). Коэффициент светопоглощения полученных дисперсий (*К* л/г·см) определяли по методике, описанной в работе [24]. Для оценки морфологии полученных ГНП и композитов на их основе использовали двухлучевой сканирующий электронный микроскопический комплекс Neon 40(Carl Zeiss, Oberkochen, Germany). Полученные на основе ГНП дисперсии вводили в матрицу эпоксидной смолы с помощью трехвалковой машины EXAKT (зазор между валками составлял 15:5 мкм, усилие 10 Н/мм). В качестве эпоксидной смолы применяли реакционноспособный олигомерный продукт на основе эпихлоргидрина и дифенилолпропана (ЭД-22).

Оценку агломератов в нанокомпозите «ГНП – эпоксидная смола» осуществляли с помощью оптического микроскопа Микромед 1 (компания «Оптические приборы», Санкт-Петербург, Россия).

Экспериментальная часть и обсуждение результатов

Обычно дисперсии ГНП и углеродных нанотрубок устойчивы только при малой концентрации (не более 0,01-0,10 г/дм³), и применять такие дисперсии в процессе получения композитов нерационально. Как уже отмечено, одной из проблем при получении устойчивых дисперсий является подбор такого ПАВ, которое позволит получать высококонцентрированные системы углеродных наночастиц. В работе [25] экспериментально доказана эффективность применения ФФС в качестве ПАВ при получении устойчивых дисперсий углеродных нанотрубок (увеличение концентрации наноструктур в растворе на 2-3 порядка). В нашей работе была предпринята попытка применения способа, описанного авторами статьи [25], при работе с ГНП. Авторами в работе [26] было показано, что для эффективного модифицирования углеродных наноструктур фенолформальдегидными смолами их поверхность должна быть окисленной. Логично было бы предположить, что и поверхность ГНП должна быть окисленной для их эффективного модифицирования ФФС.



Рис. 1. ПЭМ (*a*) и СЭМ (б) изображения ГНП, полученных ультразвуковой эксфолиацией расширенного соединения графита





Рис. 2. Зависимость эффективного коэффициента светопоглощения дисперсии ГНП от их концентрации (в пересчете на углерод)

Fig. 2. The dependence of the effective coefficient of light absorption of the dispersion of GNP on their concentration (in terms of carbon)

В работе [27] было показано, что ГНП, полученные ультразвуковой эксфолиацией расширенного соединения графита, содержат значительное количество кислородсодержащих групп на поверхности. Таким образом, данная форма ГНП оптимальна для модифицирования фенолформальдегидной смолой.

Для приготовления водных дисперсий ГНП расширенное соединение графита, полученное способом, описанным в работе [23], диспергировали ультразвуком в воде в присутствии небольшого количества ФФС. СЭМ и ПЭМ изображения полученных ГНП представлены на рис. 1.

В полученных дисперсиях осадка не наблюдалось, поэтому концентрацию ГНП в растворе рассчитывали непосредственно из взятой навески РСГ и объема раствора. Влияние концентрации ГНП на эффективную величину коэффициента светопоглощения Kпри концентрации ФФС 2,5 г/л (в расчете на сухой остаток ФФС) представлено на рис. 2.



Рис. 3 Дисперсии ГНП в эпоксидной смоле: $a - 6e3 \Phi \Phi C$; $\delta - в$ присутствии $\Phi \Phi C$ Fig. 3. Dispersions of GNP in epoxy resin: a – without PFR; δ – in the presence of PFR

Анализ полученной зависимости показал, что максимальная концентрация ГНП, переведенных в коллоидный раствор, соответствующая большему значению коэффициента светопоглощения K, наблюдается при массовом соотношении «графен : сухой остаток ФФС» 2:1.

Диспергирование ГНП в водной среде под действием ультразвука в присутствии обычных ПАВ не позволяет получать устойчивые концентрированные дисперсии из-за наличия в них агломератов размером 10–15 мкм. Однако диспергирование происходит гораздо эффективнее, если в качестве ПАВ применять ФФС. Процесс распределения наночастиц в водной среде, осуществленный при 50 °С в присутствии ФФС, позволяет получать стабильные коллоидные дисперсии ГНП с концентрацией до 1%.

Несмотря на это, области применения водных дисперсий весьма ограничены; чаще всего в качестве дисперсионной среды используют органические растворители.

Для введения ГНП в эпоксидную смолу необходимо в водной дисперсии заменить воду на ацетон или изопропанол, что легко осуществляется экспериментально. Изопропанольная паста ГНП хорошо совмещается с эпоксидной смолой ЭД-20, образуя прозрачный раствор без видимых агрегатов. Затем изопропанол удаляют в вакууме. Так, при введении в эпоксидную смолу немодифицированных ГНП наблюдаются крупные агрегаты нанопластинок (рис. 3, *a*). Перевод водной дисперсии ГНП, полученных с применением классических ПАВ, в изопропанольную или ацетоновую пасты показали неэффективность их использования в качестве наномодификаторов эпоксидных смол.

В случае же ГНП, модифицированных $\Phi\Phi C$, агрегаты в системе «ГНП — эпоксидная смола» практически отсутствуют (рис. 3, δ).

Экспериментально выявлено, что стабильность полученных описанным способом дисперсий ГНП существенно зависит от рН из-за особенности поведения резольной ФФС в воде. $\Phi\Phi$ С полностью растворяется при *pH* > 9, но уже при снижении pH до 8 и ниже выпадает в осадок. Так же ведут себя и водные дисперсии ГНП, модифицированные ФФС. Чувствительность к рН связана с ионизацией фенольных групп. В слабощелочной среде наноуглеродные частицы, стабилизированные ФФС, приобретают отрицательный заряд, что препятствует их агрегации, и такая чувствительность к рН позволяет осуществлять целенаправленную сборку углеродных наноструктур в растворе. Проведенные эксперименты показали, что в высококонцентрированных дисперсиях ГНП, модифицированных ФФС, в определенных условиях возможен переход типа золь – гель, что предоставляет новые возможности для сборки углеродных наноструктур.

Интересно преимущество применения ФФС перед другими ПАВ в процессах получения высококонцентрированных и устойчивых дисперсий. Поскольку молекулы ФФС химически активны и могут взаимодействовать с другими молекулами или наночастицами, в том числе и эпоксидными смолами, то удаления ФФС из полученной эпоксидной композиции не требуется. При использовании же обычных ПАВ это является проблемой, так как наличие ПАВ существенно ухудшает свойства эпоксидной композиции.

Другая вероятная область применения графеновых материалов, модифицированных $\Phi\Phi C$, – синтез углеродных наноматериалов с развитой поверхностью. Для их получения ГНП, модифицированные $\Phi\Phi C$, распределяют в большем количестве исследуемого ПАВ, отверждают и подвергают химической активации расплавом гидроксида калия. Синтезированные таким способом материалы представляют собой нанокомпозиты типа «(мезо- или микро-) пористый углерод – ГНП» (рис. 4), имеющие удельную поверхность 2300–2500 м²/г и размер пор в диапазоне от микропор до мезопор в зависимости от технологических режимов получения.



Рис. 4. СЭМ изображение материала мезопористый углерод/ГНП

Fig. 4. SEM image of the mesoporous carbon/GNP

Полученный нанокомпозит «(мезо- или микро-) пористый углерод — ГНП» может применяться в качестве электродного материала для суперконденсаторов.

Была предпринята попытка создания многокомпонентных гибридных композитных материалов типа «углеродные нанотрубки – ГНП – ФФС». Для их синтеза использовали водные растворы окисленных нанотрубок и ГНП, модифицированных ФФС. При их фильтровании наблюдалась плотная укладка и пространственная ориентация нанотрубок относительно ГНП (рис. 5).



Рис. 5. СЭМ изображение полученного композитного материала углеродные нанотрубки/ФФС /ГНП

Fig. 5. SEM image of the resulting composite material carbon nanotubes / PFR / GNP

Такие материалы могут быть получены в виде пленок и покрытий, обладающих уникальными электрофизическими свойствами.

Выводы

Предварительные исследования показали, что использование фенолформальдегидной смолы в качестве ПАВ позволяет существенно увеличить концентрацию углеродных наночастиц в растворе и получать устойчивые дисперсии ГНП, которые могут использоваться в качестве наносоставляющей при производстве композитных материалов. Доказано, что ФФС совместима со многими веществами, в том числе эпоксидными смолами, и не требует удаления из конечного продукта, что очень важно при производстве нанокомпозитных материалов. Модифицирование ГНП фенолоформальдегидной смолой способствует проявлению эффекта, подобно-

1. **Zhang J., Ragab T.** Influence of vacancy defects on the damage mechanics of graphene nanoribbons // Int. J. Damage Mech View Record in Scopus, (2017), 26 (1). P. 28-48.

2. Zhang J., Ragab T., Basaran C. The effects of vacancy defect on the fracture behaviors of zigzag graphene nanoribbons // Int. J. Damage Mech. 2017. No 26 (4). P. 608–630.

3. **Pedrielli A., Taioli S., Garberoglio G.** Mechanical and thermal properties of graphene random nanofoams via Molecular Dynamics simulations // Carbon. 2018. Vol. 132. P. 766–775.

4. **Phiri J., Johansson L-S., Gane P.** A comparative study of mechanical, thermal and electrical properties of graphene-, graphene oxide- and reduced graphene oxide-doped microfibrillated cellulose nanocomposites // Engineering. 2018. Vol. 147. P. 104–113.

5. Zhanga J., Zhanga W., Ragabb T. Mechanical and electronic properties of graphene nanomesh heterojunctions // Computational Materials Science. 2018. Vol. 153. P. 64–72.

6. Le J.L., Du H., Pang S.D. Use of 2D Graphene Nanoplatelets (GNP) in cement composites for structural health evaluation // Compos. Part B: Eng. 2014. No 67. P. 555–563.

7. **Du H., Pang S.D.** Enhancement of barrier properties of cement mortar with graphene nanoplatelet // Cem. Concr. Res. 2015. No 76. P. 10–19.

8. **Du H., Pang S.D.** Mechanical response and strain sensing of cement composites added with graphene nanoplatelet under tension // Nanotechnol. Constr. 2015. P. 377–382.

9. Cobos M., González B., Fernández M. J. Study on the effect of graphene and glycerol plasticizer on the properties of chitosan-graphene nanocomposites via in situ green chemical reduction of graphene oxide // International Journal of Biological Macromolecules. 2018. Vol. 114. P. 599–613. го золь—гель переходу. Благодаря данному эффекту появляются новые возможности для сборки углеродных наноструктур и синтеза гибридных нанокомпозитных материалов (например, «ГНП – нанотрубки – ФФС» или «диоксид титана – ГНП – нанотрубки»).

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта №18-53-00032 Бел_а

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

10. Yasin G.G., Khan M.A., Arif M. Synthesis of spheres-like Ni/graphene nanocomposite as an efficient anti-corrosive coating; effect of graphene content on its morphology and mechanical properties // Journal of Alloys and Compounds. 2018. Vol. 755. P. 79–88.

11. Kosowska K., Domalik-Pyzik P., Nocuń M. Chitosan and graphene oxide/reduced graphene oxide hybrid nanocomposites – Evaluation of physicochemical properties // Materials Chemistry and Physics. 2018. Vol. 216. P. 28–36.

12. Huang H, Tang X., Chen F. Radiation tolerance of nickel–graphene nanocomposite with disordered grapheme // Journal of Nuclear Materials. 2018. Vol. 510. P. 1–9.

13. **Moghadam A. D., Omrani E., Menezes P L.** Mechanical and tribological properties of self-lubricating metal matrix nanocomposites reinforced by carbon nanotubes (CNTs) and graphene // A review : Composites Part B: Engineering. 2015. Vol. 77. P. 402–420.

14. **Mu X.N., Cai H.N., Zhang H.M.** Uniform dispersion and interface analysis of nickel coated graphene nanoflakes/ pure titanium matrix composites // Carbon. 2018. Vol. 137. P. 146–155.

15. Yang Z., Xu Z., Zhang L. Dispersion of graphene in chlorosulfonated polyethylene by slurry compounding // Composites Science and Technology. 2018. Vol. 162. P. 156–162.

16. Дьячкова Т.П., Ткачев А.Г. Методы функционализации и модифицирования углеродных нанотрубок: Монография. М.: Спектр, 2013. 152 с.

17. **Tkalya E.E., Ghislandi M., With G.D.** The use of surfactants for dispersing carbon nanotubes and graphene to make conductive nanocomposites // Curr. Opin. Colloid Interface Sci. 2012. No 17 (4). P. 225–232.

18. Chuah S., Pan Z., Sanjayan J.G. Nano reinforced cement and concrete composites and new perspective from graphene oxide // Build. Mater. 2014. No 73. P. 113–124.

19. Bai S., Jiang L., Xu N. Enhancement of mechanical and electrical properties of graphene/cement composite due to improved dispersion of graphene by addition of silica fume // Construction and Building Materials. 2018. Vol. 164. P. 433–441.

20. Zhang Z., Qu J., Feng Y. Assembly of graphenealigned polymer composites for thermal conductive applications // Composites Communications. 2018. Vol. 9. P. 33-41

21. Vaisman L., Wagner H.D., Marom G. The role of surfactants in dispersion of carbon nanotubes // Advances in Colloid and Interface Science. 2006. Vol. 128(130). P. 37-46.

22. **Rastogi R., Kaushal R., Tripathi S.K.** Comparative study of carbon nanotube dispersion using surfactants // Journal of Colloid and Interface Science. 2008. Vol. 328. P. 421–428.

23. Melezhyk A.V., Tkachev A.G. Synthesis of graphene nanoplate from peroxosulfate graphite intercalation compounds // Nanosystems: physics, chemistry, mathematics. 2014. No 5 (2). P. 294–306

24. Melezhyk A.V., Kotov V.A., Tkachev A.G. Optical Properties and Aggregation of Graphene Nanoplatelets // Journal of Nanoscience and Nanotechnology. 2016. Vol. 16, no 1. P. 1067–1075.

25. Burakova E.A., Gerasimova A.V., Melezhyk A.V. A New Way of Developing Nanocomposites Based on Carbon Nanotubes and Graphene Nanoplatelets. *Nanopages*. 2016. P. 1–11, DOI: 10.1556/566.2016.0001.

26. Герасимова А.В., Маянский М.О. Влияние химической модификации углеродных нанотрубок на их диспергируемость в растворе фенолформальдегидной смолы // Сб. научных статей магистрантов ТГТУ. 2015. № 39. С. 83–86.

27. Степаньян С.Г., Иванов А.Ю., Адамович Л. Влияние кислородсодержащих групп на колебательные спектры оксида графена // Наносистемы, наноматериалы, нанотехнологии. 2016. № 14(4). С. 513–526.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БУРАКОВА Елена Анатольевна — кандидат технических наук доцент Тамбовского государственного технического университета

E-mail: elenburakova@yandex.ru

МЕЛЕЖИК Александр Васильевич — кандидат химических наук старший научный сотрудник Тамбовского государственного технического университета

E-mail: nanocarbon@rambler.ru

ГЕРАСИМОВА Алена Владимировна — аспирант Тамбовского государственного технического университета

E-mail: alyona_gerasimova_92@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 08.10.2018

REFERENCES

[1] **Zhang J., Ragab T.** Influence of vacancy defects on the damage mechanics of graphene nanoribbons. *Int. J. Damage Mech View Record in Scopus*, (2017), 26 (1). P. 28-48.

[2] **Zhang J., Ragab T., Basaran C.** The effects of vacancy defect on the fracture behaviors of zigzag graphene nanoribbons. *Int. J. Damage Mech.* 2017. No 26 (4). P. 608–630.

[3] **Pedrielli A., Taioli S., Garberoglio G.** Mechanical and thermal properties of graphene random nanofoams via Molecular Dynamics simulations. *Carbon.* 2018. Vol. 132. P. 766–775.

[4] **Phiri J., Johansson L-S., Gane P.** A comparative study of mechanical, thermal and electrical properties of graphene-, graphene oxide- and reduced graphene oxide-doped microfibrillated cellulose nanocomposites. *Engineering.* 2018. Vol. 147. P. 104–113.

[5] Zhanga J., Zhanga W., Ragabb T. Mechanical and electronic properties of graphene nanomesh heterojunctions. *Computational Materials Science*. 2018. Vol. 153. P. 64–72.

[6] Le J.L., Du H., Pang S.D. Use of 2D Graphene Nanoplatelets (GNP) in cement composites for structural health evaluation. *Compos. Part B: Eng.* 2014. No 67. P. 555–563.

[7] **Du H., Pang S.D.** Enhancement of barrier properties of cement mortar with graphene nanoplatelet. *Cem. Concr. Res.* 2015. No 76. P. 10–19.

[8] **Du H., Pang S.D.** Mechanical response and strain sensing of cement composites added with graphene nanoplatelet under tension. *Nanotechnol. Constr.* 2015. P. 377–382.

[9] **Cobos M., González B., Fernández M. J.** Study on the effect of graphene and glycerol plasticizer on the properties of chitosan-graphene nanocomposites via in situ green chemical reduction of graphene oxide. *International Journal of Biological Macromolecules*. 2018. Vol. 114. P. 599-613.

[10] Yasin G.G., Khan M.A., Arif M. Synthesis of spheres-like Ni/graphene nanocomposite as an efficient anti-corrosive coating; effect of graphene content on its morphology and mechanical properties. *Journal of Alloys and Compounds*. 2018. Vol. 755. P. 79–88.

[11] Kosowska K., Domalik-Pyzik P., Nocuń M. Chitosan and graphene oxide/reduced graphene oxide hybrid nanocomposites – Evaluation of physicochemical properties. *Materials Chemistry and Physics*. 2018. Vol. 216. P. 28-36.

[12] Huang H, Tang X., Chen F. Radiation tolerance of nickel–graphene nanocomposite with disordered graphene. *Journal of Nuclear Materials*. 2018. Vol. 510. P. 1–9.

[13] **Moghadam A. D., Omrani E., Menezes P L.** Mechanical and tribological properties of self-lubricating metal matrix nanocomposites reinforced by carbon nanotubes (CNTs) and grapheme. *A review: Composites Part B: Engineering.* 2015. Vol. 77. P. 402–420.

[14] **Mu X.N., Cai H.N., Zhang H.M.** Uniform dispersion and interface analysis of nickel coated graphene nanoflakes/ pure titanium matrix composites. *Carbon.* 2018. Vol. 137. P. 146–155.

[15] **Yang Z., Xu Z., Zhang L.** Dispersion of graphene in chlorosulfonated polyethylene by slurry compounding. *Composites Science and Technology*. 2018. Vol. 162. P. 156–162.

[16] **Dyachkova T.P., Tkachev A.G.** Metody funktsionalizatsii i modifitsirovaniya uglerodnykh nanotrubok: Monografiya. M.: Spektr, 2013. 152 s. (rus.)

[17] **Tkalya E.E., Ghislandi M., With G.D.** The use of surfactants for dispersing carbon nanotubes and graphene to make conductive nanocomposites. *Curr. Opin. Colloid Interface Sci.* 2012. No 17 (4). P. 225–232.

[18] Chuah S., Pan Z., Sanjayan J.G. Nano reinforced cement and concrete composites and new perspective from graphene oxide. *Build. Mater.*, (2014), 73. P. 113–124.

[19] Bai S., Jiang L., Xu N. Enhancement of mechanical and electrical properties of graphene/cement composite due to improved dispersion of graphene by addition of silica fume. *Construction and Building Materials*. 2018. Vol. 164. P. 433-441.

[20] Zhang Z., Qu J., Feng Y. Assembly of graphenealigned polymer composites for thermal conductive applications. *Composites Communications*. 2018. Vol. 9. P. 33-41

[21] Vaisman L., Wagner H.D., Marom G. The role of surfactants in dispersion of carbon nanotubes. *Advances in Colloid and Interface Science*. 2006. Vol. 128 (130). P. 37-46.

[22] **Rastogi R., Kaushal R., Tripathi S.K.** Comparative study of carbon nanotube dispersion using surfactants. *Journal of Colloid and Interface Science*. 2008. Vol. 328. P. 421–428.

[23] Melezhyk A.V., Tkachev A.G. Synthesis of graphene nanoplate from peroxosulfate graphite intercalation compounds. *Nanosystems: physics, chemistry, mathematics.* 2014. No 5 (2). P. 294–306

[24] Melezhyk A.V., Kotov V.A., Tkachev A.G. Optical Properties and Aggregation of Graphene Nanoplatelets. *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*. 2016. Vol. 16, no 1. P. 1067–1075.

[25] Burakova E.A., Gerasimova A.V., Melezhyk A.V. A New Way of Developing Nanocomposites Based on Carbon Nanotubes and Graphene Nanoplatelets. *Nanopages*, 2016. P. 1–11, DOI: 10.1556/566.2016.0001. (rus.)

[26] Gerasimova A.V., Mayanskiy M.O. Vliyaniye khimicheskoy modifikatsii uglerodnykh nanotrubok na ikh dispergiruyemost v rastvore fenolformaldegidnoy smoly. *Sb. nauchnykh statey magistrantov TGTU*. 2015. № 39. C. 83–86. (rus.)

[27] Stepanyan S.G., Ivanov A.Yu., Adamovich L. Vliyaniye kislorodsoderzhashchikh grupp na kolebatelnyye spektry oksida grafena. *Nanosistemy, nanomaterialy, nanotekhnologii.* 2016. \mathbb{N} 14(4). S. 513–526. (rus.)

THE AUTHORS

BURAKOVA Elena A. – Tambov state technical university
E-mail: elenburakova@yandex.ru
MELEZHIK Aleksandr V. – Tambov state technical university
E-mail: nanocarbon@rambler.ru
GERASIMOVA Alena V. – Tambov state technical university
E-mail: alyona gerasimova 92@mail.ru

Received 08.10.2018 г.

© Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2018

Научное издание

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ВЕДОМОСТИ СП6ПУ. ЕСТЕСТВЕННЫЕ И ИНЖЕНЕРНЫЕ НАУКИ

Том 24, № 4, 2018

Учредитель - Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Издание зарегистрировано Федеральной службой по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охраны культурного наследия (свидетельство о регистрации СМИ ПИ № ФС77-69285 от 06.04.2017 г.)

> Научный редактор, корректор – канд. техн. наук Л.В. Спиридонова Технический секретарь – О.А. Матенев Компьютерная верстка Е.А. Корнуковой

> > Телефон редакции (812) 294-22-86

E-mail: ntv-nauka@spbstu.ru

Подписано в печать 26.12.2018. Формат 60×84 1/8. Бум. тип. № 1. Печать офсетная. Усл. печ. л. 25,75. Тираж 1000. Заказ 17474b

Отпечатано с оригинал-макета, в Издательско-полиграфическом центре Политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. Тел.: (812) 552-77-17; 550-40-14.

УСЛОВИЯ ПУБЛИКАЦИИ СТАТЕЙ

в журнале «Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки»

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Журнал «Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки» является периодическим печатным научным рецензируемым изданием:

зарегистрирован в Федеральной службе по надзору за соблюдением законодательства в сфере массовых коммуникаций и охране культурного наследия (Свидетельство о регистрации СМИ от 06.04.2017 ПИ № ФС 77-69285) и распространяется по подписке через объединенный каталог «Пресса России» (индекс 18390);

имеет международный стандартный номер сериального периодического издания (ISSN 2542-1239);

внесен Высшей аттестационной комиссией Минобразования РФ в Перечень периодических научных и научно-технических изданий, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора наук и кандидата наук;

с 2005 г. входит в национальную информационно-аналитическую систему «Российский индекс научного цитирования (РИНЦ)»;

сведения о публикациях представлены в Реферативном журнале ВИНИТИ РАН и включены в фонд научно-технической литературы (НТЛ) ВИНИТИ РАН, в международную библиографическую и реферативную базу данных ProQuest, международную наукометрическую базу Index Copernicus, Google Scholar, международную систему по периодическим изданиям «Ulrich's Periodicals Directory», представлены на платформе Web of Science в виде отдельной базы данных Russian Science Citation Index (RSCI), EBSCO.

Журнал публикует результаты работ в следующих областях науки и техники: энергетика, электротехника, материаловедение, металлургия, машиностроение.

Редакция журнала соблюдает права интеллектуальной собственности и со всеми авторами научных статей заключает издательский лицензионный договор.

Публикация материалов, в том числе соискателей ученых степеней, осуществляется бесплатно.

2. ТРЕБОВАНИЯ К ПРЕДСТАВЛЯЕМЫМ МАТЕРИАЛАМ

2.1. Представление материалов

В статье должны быть кратко изложены новые и оригинальные результаты исследований, полученные авторами; следует избегать повторений, излишних подробностей и известных положений, подробных выводов формул и уравнений (приводить лишь окончательные формулы, пояснив, как они получены).

При написании оригинальной научной статьи и оформлении рукописи авторы должны придерживаться следующих правил.

Статья должна представлять собой описание выполненных исследований с указанием их места в соответствующей области наук и обсуждением значения выполненной работы. Рукопись должна содержать достаточное количество информации и ссылок на общедоступные источники для того, чтобы работа могла быть повторена независимо от авторов.

Название статьи должно быть кратким, но информативным. Обращаем внимание на то, что журнал издается как на русском, так и на английском языке. В связи с этим не следует использовать аббревиатуру в названии статьи.

Аннотация должна давать читателю сжатую информацию о содержании статьи, быть информативной и отражать не только основные цели статьи, но и главные результаты и выводы работы. Аннотация не является частью текста и сама по себе должна быть законченным описанием.

Ключевые слова должны отражать основную проблематику статьи; они приводятся на русском языке для русской и на английском для англоязычной версии статьи. Количество ключевых слов – не менее четырех и не более семи.

Адрес для корреспонденции должен содержать фамилию автора для корреспонденции (не обязательно первого автора), его полный почтовый адрес, телефон, факс, e-mail.

Авторами статьи представляются Акты экспертизы.

Представление всех материалов осуществляется в электронном виде через личный кабинет ЭЛЕКТРОННОЙ РЕДАКЦИИ по aдресу: http://journals.spbstu.ru

Статьи подаются в формате .docx (MS Word 2007–2010). Файл статьи, подаваемый через электронную редакцию, должен содержать только сам текст, без названия, списка литературы, фамилий и данных авторов. Список литературы, название статьи, вся информация об авторах задаются при подаче через электронную редакцию в отдельных полях. В тексте статьи должны быть ссылки на все источники из списка литературы. Порядковый номер источника в тексте статьи указывается в квадратных скобках.

При отклонении материалов из-за нарушения сроков подачи, требований по оформлению или как не отвечающих тематике журнала материалы не публикуются и не возвращаются.

Редакционная коллегия не вступает в дискуссию с авторами отклоненных материалов.

2.2. Оформление материалов

2.2.1. Объем статей, как правило, 15–20 страниц формата А-4. Количество рисунков и фотографий (в том числе цветных) не должно превышать 4, таблиц – 3.

2.2.2. Число авторов – не более трех от одной организации и не более пяти от разных организаций. Статья должна быть подписана всеми авторами. Авторами являются лица, принимавшие участие во всей работе или ее главных разделах. Лица, участвовавшие в работе частично, указываются в сносках.

2.2.3. Статья должна содержать следующие разделы:

номер УДК в соответствии с классификатором;

фамилии авторов на русском и английском языках;

название на русском и английском языках;

аннотации – не менее 100 слов на русском и английском языках;

ключевые слова – не менее 3 и не более 7 на русском и английском языках;

введение (актуальность, краткое обоснование существующей проблемы) – 1,0–1,5 стр.;

цель работы (краткая четкая формулировка поставленной задачи);

методика проведения исследований и расчетов, включая краткую информацию об использованных приборах, методах и точности экспериментальных измерений и теоретических расчетов и т. д.

Более подробная информация размещена на сайте: engtech.spbstu.ru