

# Технология и технологические машины

УДК 621.521

DOI 10.18698/0536-1044-2017-5-45-51

## Потери во входном и выходном трактах безмасляного спирального вакуумного насоса

А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, А.Т. Гимальтынов,  
Р.Р. Якупов

Казанский национальный исследовательский технологический университет, 420015, Казань,  
Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68

## Losses in the Inlet and Outlet Ducts of Oil-Free Scroll Vacuum Pumps

A.A. Raykov, A.V. Burmistrov, S.I. Salikeev, A.T. Gimaltynov, R.R. Yakupov

Kazan National Research Technological University, 420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68



e-mail: ors@hitv.ru, burm@kstu.ru, salikeev\_s@mail.ru, arturikian@gmail.com,  
yakupov.ruslan@gmail.com



Спиральные вакуумные насосы широко используют для получения низкого и среднего безмасляного вакуума. В России производство спиральных насосов только начинается, и для их разработки и совершенствования необходим надежный метод расчета характеристик. Математическая модель насоса должна учитывать перетекания между рабочими полостями, теплообмен, тепловые деформации спиральных элементов, подвижность стенок каналов, сопротивление входного и выходного трактов. В данной работе путем моделирования с помощью метода конечных объемов получены значения коэффициентов расхода входного и выходного трактов типового спирального насоса. Геометрия выходного тракта изменяется в зависимости от угла поворота приводного вала, поскольку при движении подвижной спирали происходит частичное перекрытие отверстия выхлопа, поэтому для выходного тракта расчеты проведены для различных положений подвижного спирального элемента. Выполненные расчеты охватывают области ламинарного и турбулентного режимов течения. Рассчитаны зависимости быстроты действия от входного давления, с использованием полученных значений коэффициентов расхода. Показано, что влияние сопротивления трактов на быстроту действия проявляется только в области низкого давления.

**Ключевые слова:** спиральный вакуумный насос, сопротивление тракта, массовый расход газа, режим течения газа, коэффициент расхода, быстрота действия.



Scroll vacuum pumps are widely used for producing low and medium vacuum. The production of scroll pumps in Russia has just begun, and a reliable method for calculating pump characteristics is necessary to further develop and upgrade the pumps. A mathematical model of a pump should take into consideration the flow between the working chambers, heat exchange, thermal deformations of the scroll elements, mobility of the channel walls, resistance of the inlet and outlet ducts. In this work, flow coefficients of

the inlet and outlet ducts of a typical scroll pump are obtained by modeling using the finite volume method. Geometry of the outlet duct varies according to the rotation angle of the driveshaft because partial overlap of the outlet vent occurs when the orbiting scroll element moves. That is why for the outlet shaft, the calculation is performed for different positions of the scroll element. The calculations cover laminar and turbulent flow regimes. The dependence of the pumping speed on the inlet pressure is calculated using the obtained flow coefficients. It is shown that the influence of duct resistance becomes apparent only in the low pressure range.

**Keywords:** scroll vacuum pump, duct resistance, gas flow rate, gas flow regime, flow coefficient, pumping speed.

Насосы вакуумные спиральные (НВСп), предназначенные для получения безмасляного среднего и низкого вакуума в высокотехнологичных процессах, широко распространены в откачных системах напылительных и сублимационных установок, камерах для имитации космического пространства, ускорителях элементарных частиц, в медицине, фармацевтике и др.

Несмотря на кажущуюся простоту и малое количество содержащихся в нем деталей, НВСп представляет собой очень сложную высокотехнологичную конструкцию, требующую применения высокоточного дорогостоящего металлообрабатывающего оборудования. Любые ошибки, допущенные на этапе проектирования, приводят к необходимости многократных дорогостоящих изменений и доводок опытных

образцов. Для их исключения при проектировании НВСп следует использовать математическое моделирование, что особенно актуально в связи с созданием в России первого производства отечественных НВСп [1].

Математическая модель спиральной машины [2–5] должна учитывать такие процессы, как перетекания между рабочими полостями [6], теплообмен [7], тепловые деформации спиральных элементов [8] и подвижность стенок каналов. Учет газодинамических потерь входного и выходного трактов НВСп является одной из важных составляющих математической модели.

Цель работы — расчет газодинамических потерь входного и выходного трактов и анализ их влияния на быстроту действия НВСп.

В компрессорной технике для определения сопротивления трактов применяют метод статических продувок. Однако проведение экспериментов для различных входных и выходных давлений и разных положений ротора — сложная и трудоемкая задача. Поэтому все чаще используют моделирование течения газа в программных пакетах гидрогазодинамики. Такой подход, успешно реализованный в работах [9, 10] для трактов кулачково-зубчатого вакуумного насоса и спирального компрессора, показал хорошую сходимость теоретических и экспериментальных результатов.

В данной работе моделирование течения газа во входном и выходном трактах НВСп проводили в пакете ANSYS Fluent. Задачу решали в трехмерной постановке методом конечных объемов при условии стационарности потока газа. В качестве рабочего тела при расчетах рассматривали воздух. Теплообмен со стенками трактов и окружающей средой не учитывали.

Схема типового НВСп приведена на рис. 1. Входной тракт представляет собой цилиндрический канал, соединяющий откачиваемый объем с полостью всасывания насоса, которая

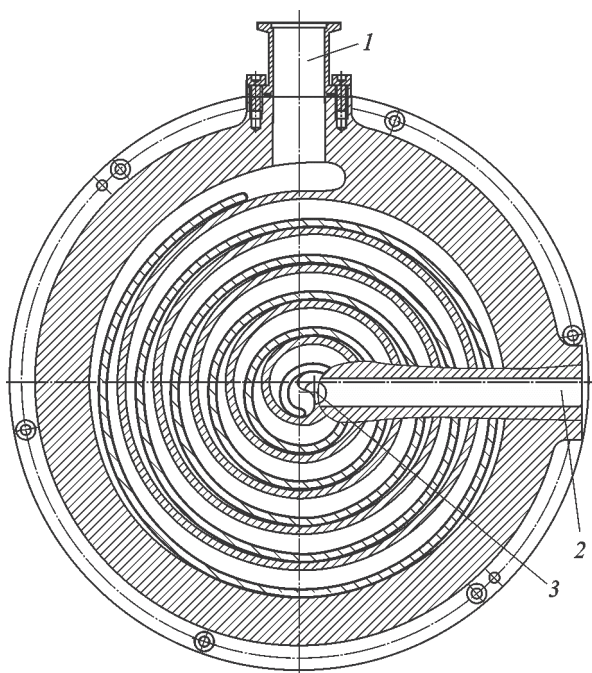


Рис. 1. Схема исследуемого НВСп:  
1 — входной тракт; 2 — выходной тракт;  
3 — отверстие нагнетания

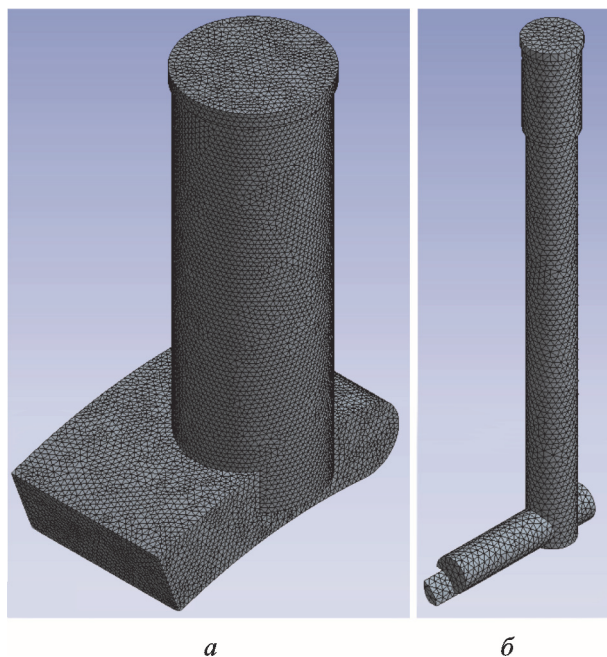


Рис. 2. Геометрия и сетка входного тракта (а) и выходного тракта при угле поворота приводного вала, равного 90° (б)

образуется между подвижной и неподвижной спиралями. Выхлоп газа из насоса осуществляется через отверстие нагнетания, соединенное каналом с атмосферой. При движении подвижной спирали происходит частичное перекрытие отверстия концевым участком, т. е. геометрия выходного тракта изменяется в зависимости от

угла поворота приводного вала  $\varphi$ . Поэтому для выходного тракта расчеты проведены в нескольких положениях спирали при угле  $\varphi = 0; 22,5; 45; 67; 90; 180; 270^\circ$ .

Для задания геометрии входного и выходного трактов в программе КОМПАС-3D [11] были созданы их трехмерные модели. Положение входного сечения выбиралось исходя из условия отсутствия градиента скорости и давления вблизи поверхности входа. Расчетные области разбивались на сетки, в качестве элементов которых были выбраны ячейки (элементы) Tet/Hybrid типа Hex Core (рис. 2).

Проведенные расчеты охватывают область вязкостного течения. При числах Рейнольдса  $Re > 2\ 300$  использовали двухпараметрическую модель турбулентности  $k-\omega$ , а при  $Re < 2\ 300$  — модель ламинарного течения. При более низком давлении в переходном режиме дополнительно устанавливали условие скольжения на стенках.

Для входного тракта давление изменялось в диапазоне 1...100 кПа, а отношение давлений  $\tau$  на входе и выходе из тракта составляло 0,999...0,920. Для выходного тракта давление на выходе задавали равным 100 кПа, а  $\tau$  варьировалось в пределах 0,99...0,72.

Расчет проводился итерационно, условием сходимости решения являлось прекращение падения величины расхождения баланса массы,

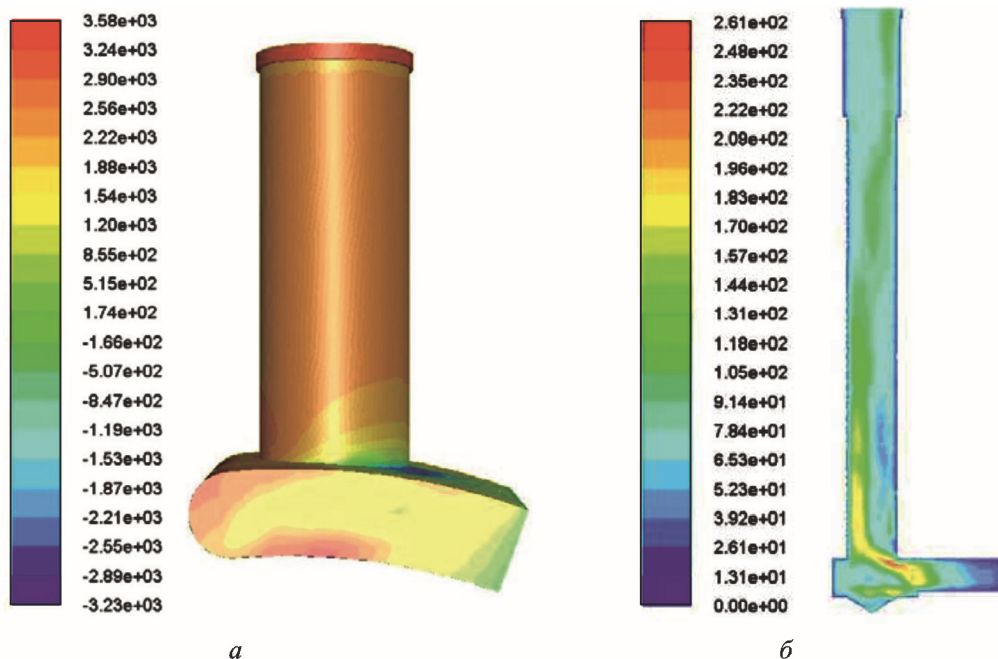


Рис. 3. Распределение давления, Па, во входном и выходном трактах: а — перепад давления на концах входного тракта 3,5 кПа, давление на выходе 65 кПа; б — перепад давления на концах выходного тракта 80 Па, давление на выходе 100 кПа

энергии и скорости по трем координатам при дальнейшем росте числа итераций. В результате решения модели получены значения параметров газа в любой точке рассматриваемого объема (рис. 3) и массового расхода газа в любом сечении.

С помощью полученных данных рассчитаны значения коэффициента массового расхода  $\mu$  по формуле  $\mu = G_p/G_d$ , где  $G_p$  — реальный массовый расход через входной (выходной) тракт;  $G_d$  — массовый расход через диафрагму эквивалентной площади.

Зависимости коэффициента расхода от числа Рейнольдса ( $Re = 4G/(\pi D\eta)$ , где  $G$  — массовый расход через тракт;  $D$  — гидравлический диаметр, равный диаметру минимального сечения тракта;  $\eta$  — динамическая вязкость) приведены на рис. 4, 5. Из графиков видно, что в исследованном диапазоне чисел Рейнольдса коэффициент расхода изменяется незначительно, поэтому для входного тракта значение этого коэффициента можно считать равным 0,59...0,60.

Коэффициент массового расхода в выходном тракте зависит от положения подвижного спирального элемента (рис. 6), поскольку из-

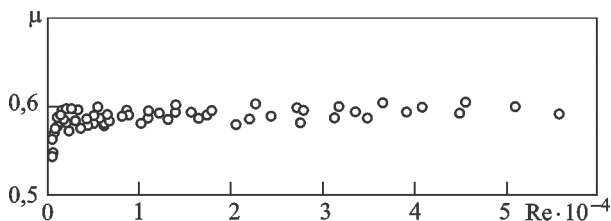


Рис. 4. Зависимость коэффициента расхода входного тракта от числа Рейнольдса

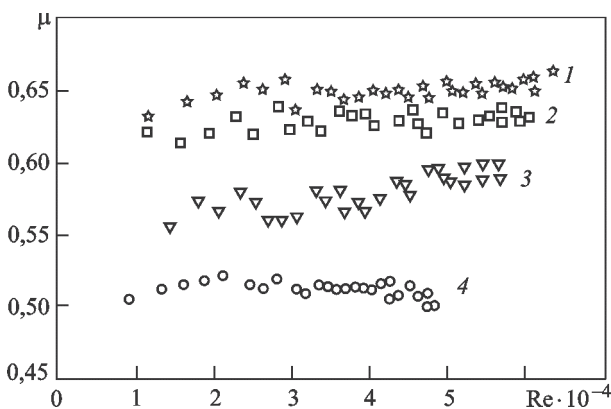


Рис. 5. Зависимости коэффициента расхода выходного тракта от числа Рейнольдса при различных значениях угла поворота приводного вала:  
1 —  $\varphi = 270^\circ$ ; 2 —  $\varphi = 0^\circ$ ; 3 —  $\varphi = 90^\circ$ ; 4 —  $\varphi = 22,5^\circ$

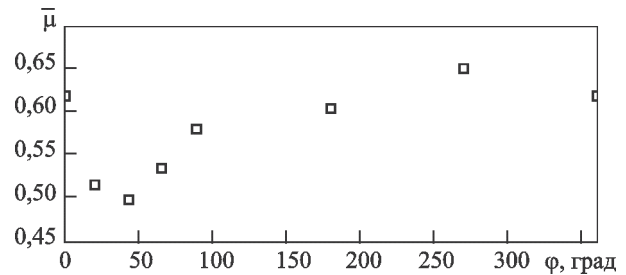


Рис. 6. Зависимость усредненного коэффициента расхода в выходном тракте от угла поворота приводного вала

меняется характерный размер тракта из-за загромождения выходного отверстия концевым участком ответной спирали. Поэтому для использования в математической модели эту зависимость можно описать функцией вида

$$\bar{\mu} = 2 \cdot 10^{-10} \varphi^4 - 10^{-7} \varphi^3 + 4 \cdot 10^{-5} \varphi^2 - 0,003\varphi + 0,5943.$$

Полученными данными по сопротивлениям входного и выходного трактов дополнена математическая модель спирального насоса, которая представлена в работах [12, 13], а также проведен расчет зависимости быстроты действия НВСП от входного давления.

Установлено, что потери на выходе практически не влияют на быстроту действия  $S_{вх}$  (не более 1%). Потери во входном тракте сказываются на ней только в области низкого давления (рис. 7). При неизменном по давлению значении коэффициента расхода ( $\mu = 0,6$ ) потери

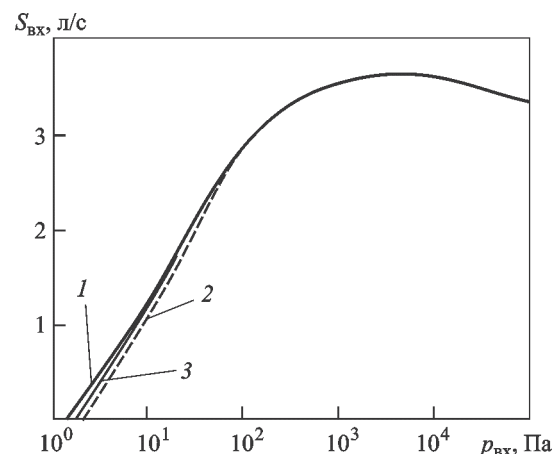


Рис. 7. Зависимость быстроты действия НВСП от входного давления:  
1 — без учета сопротивления входного и выходного трактов; 2 — с учетом сопротивления входного тракта при  $\mu = 0,6$  выходного тракта; 3 — с учетом сопротивления выходного тракта, рассчитанного по формулам для короткого цилиндрического трубопровода

быстроты действия могут достигать 10 % (см. рис. 7, кривая 2).

Очень близкие значения получены при использовании в математической модели данных расчета сопротивления входного тракта по формулам для короткого цилиндрического трубопровода [14] в молекулярном, переходном и вязкостном режимах течения газа (см. рис. 7, кривая 3).

Таким образом, результаты моделирования подтверждают сделанный в работах [9, 15] вывод о малых газодинамических потерях в трактах спиральных машин и позволяют не учитывать этот фактор при математическом моделировании НВСп.

## Выводы

1. Проведено моделирование течения газа во входном и выходном трактах спирального вакуумного насоса и рассчитаны значения коэффициента расхода.

2. Показано, что потери на выходе практически не влияют на быстроту действия спирального насоса, а потери во входном тракте сказываются на ней только в области давления ниже 100 Па.

3. Газодинамические потери в трактах спиральных вакуумных машин можно не учитывать при математическом моделировании их рабочего процесса.

## Литература

- [1] Капустин Е.Н., Капустин А.Е., Бурмистров А.В., Саликеев С.И. Создание высокотехнологичного производства безмасляных спиральных вакуумных насосов в России. *Вестник Казанского технологического университета*, 2014, т. 17, № 19, с. 280–283.
- [2] Chen Y., Halm N.P., Groll E.A., Braun J.E. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling. *International Journal of Refrigeration*, 2002, vol. 25, no. 6, pp. 731–750.
- [3] Chen Y., Halm N.P., Groll E.A., Braun J.E. Mathematical modeling of scroll compressors—part II: overall scroll compressor modeling. *International Journal of Refrigeration*, 2002, vol. 25, no. 6, pp. 751–764.
- [4] Pietrowicz S., Yanagisawa T., Fukuta M., Gnutek Z. Mathematical Modeling of Physical Processes in the Scroll Compressor Chamber. *International Compressor Engineering Conference*, 2002, paper 1589. URL: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1589> (дата обращения 15 января 2017).
- [5] Blunier B., Cirrincione G., Hervé Y., Miraoui A. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation. *International Journal of Refrigeration*, 2009, vol. 32, no. 5, pp. 874–891.
- [6] Rong C., Wen W. Discussion on leaking characters in meso-scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 2009, vol. 32, no. 6, pp. 1433–1441.
- [7] Ooi K.T., Zhu J. Convective heat transfer in a scroll compressor chamber: a 2-D simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 2004, vol. 43, no. 7, pp. 677–688.
- [8] Lin C., Chang Y., Liang K., Hung C. Temperature and thermal deformation analysis on scrolls of scroll compressor. *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, no. 11–12, pp. 1724–1739.
- [9] Райков А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Исследование потерь во входном и выходном трактах кулачково-зубчатого вакуумного насоса. *Компрессорная техника и пневматика*, 2009, т. 8, с. 13–18.
- [10] Райков А.А., Бурмистров А.В., Саликеев С.И., Капустин Е.Н. Моделирование течения газа во входном и выходном трактах спирального вакуумного насоса. *Вакуумная наука и техника. Матер. XXIII науч.-техн. конф. с участием зарубежных специалистов*, Судак, 21–28 сентября 2016, Москва, НОБЕЛЛА, 2016, с. 70–74.
- [11] КОМПАС-3D V9. *Руководство пользователя*. Аскон, 2007. 204 с.
- [12] Райков А.А., Якупов Р.Р., Саликеев С.И., Бурмистров А.В., Бронштейн М.Д. Всережимная математическая модель рабочего процесса спирального вакуумного насоса. *Компрессорная техника и пневматика*, 2014, № 1, с. 18–25.
- [13] Сагитов А.Р., Райков А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Математическая модель спирального безмасляного вакуумного насоса. *Вакуумная техника и технология. Матер. VI Рос. студенческой науч.-техн. конф.*, Казань, Изд-во КНИТУ, 2013, с. 95–96.



- [14] Демихов К.Е., Панфилов Ю.В., ред. *Вакуумная техника: справочник*. Москва, Машиностроение, 2009. 590 с.
- [15] Ибрагимов Е.Р. *Повышение эффективности спирального компрессора сухого сжатия*. Дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2009. 136 с.

## References

- [1] Kapustin E.N., Kapustin A.E., Burmistrov A.V., Salikeev S.I. Sozdanie vysokotekhnologichnogo proizvodstva bezmaslianykh spiral'nykh vakuumnykh nasosov v Rossii [Creating high-tech production of oil-free scroll vacuum pumps in Russia]. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Vestnik Kazanskogo Technological University]. 2014, vol. 17, no. 19, pp. 280–283.
- [2] Chen Y., Halm N.P., Groll E.A., Braun J.E. Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling. *International Journal of Refrigeration*, 2002, vol. 25, no. 6, pp. 731–750.
- [3] Chen Y., Halm N.P., Braun J.E., Groll E.A. Mathematical modeling of scroll compressors—part II: overall scroll compressor modeling. *International Journal of Refrigeration*, 2002, vol. 25, no. 6, pp. 751–764.
- [4] Pietrowicz S., Yanagisawa T., Fukuta M., Gnutek Z. Mathematical Modeling of Physical Processes In the Scroll Compressor Chamber. *International Compressor Engineering Conference*, 2002, paper 1589. Available at: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1589> (accessed 15 January 2017).
- [5] Blunier B., Cirrincione G., Hervé Y., Miraoui A. A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation. *International Journal of Refrigeration*, 2009, vol. 32, no. 5, pp. 874–891.
- [6] Rong C., Wen W. Discussion on leaking characters in meso-scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 2009, vol. 32, no. 6, pp. 1433–1441.
- [7] Ooi K.T., Zhu J. Convective heat transfer in a scroll compressor chamber: a 2-D simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 2004, vol. 43, no. 7, pp. 677–688.
- [8] Lin C., Chang Y., Liang K., Hung C. Temperature and thermal deformation analysis on scrolls of scroll compressor. *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, no. 11–12, pp. 1724–1739.
- [9] Raikov A.A., Salikeev S.I., Burmistrov A.V. Issledovanie poter' vo vkhodnom i vykhodnom traktakh kulachkovo-zubchatogo vakuumnogo nasosa [Estimation of inlet and outlet losses in the claw pump]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics]. 2009, vol. 8, pp. 13–18.
- [10] Raikov A.A., Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Kapustin E.N. Modelirovanie techeniia gaza vo vkhodnom i vykhodnom traktakh spiral'nogo vakuumnogo nasosa [Modeling of gas flow in the inlet and outlet tracts of the scroll vacuum pump]. *Materialy 23 nauchno-tekhnicheskoi konferentsii «Vakuumnaia nauka i tekhnika» s uchastiem zarubezhnykh spetsialistov pod redaktsiei S.B. Nesterova* [Materials of the 23 scientific-technical conference «Vacuum science and technology» with the participation of foreign specialists under the editorship of S.B. Nesterov]. Moscow, NOVELLA publ., 2016, pp. 70–74.
- [11] *KOMPAS-3D V9. Rukovodstvo pol'zovatel'ia* [KOMPAS-3D V9. User manual]. Askon publ., 2007. 204 p.
- [12] Raikov A.A., Iakupov R.R., Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshtein M.D. Vserezhimnaia matematicheskaia model' rabocheho protsessa spiral'nogo vakuumnogo nasosa [All-regimes mathematical model of scroll vacuum pump working process]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors and Pneumatics]. 2014, no. 1, pp. 18–25.
- [13] Sagitov A.R., Raikov A.A., Salikeev S.I., Burmistrov A.V. Matematicheskaia model' spiral'nogo bezmaslianogo vakuumnogo nasosa [A mathematical model of the rotary scroll oil-free vacuum pump]. *Materialy 6 Rossiiskoi studencheskoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii «Vakuumnaia tekhnika i tekhnologiya»* [Proceedings of the 6 Russian student scientific and technical conference «Vacuum equipment and technology»]. Kazan, KSTU publ., 2013, pp. 95–96.

- [14] Demikhov K.E., Panfilov Iu.V., red. *Vakuumnaia tekhnika: spravochnik* [Vacuum technology: a handbook]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2009. 590 p.
- [15] Ibragimov E.R. *Povyshenie effektivnosti spiral'nogo kompressora sukhogo szhatiia*. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of scroll compressors. Cand. tech. sci. diss.]. Kazan', 2009. 136 p.

Статья поступила в редакцию 06.02.2017

## Информация об авторах

**РАЙКОВ Алексей Александрович** (Казань) — кандидат технических наук, ассистент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: ors@hitv.ru).

**БУРМИСТРОВ Алексей Васильевич** (Казань) — доктор технических наук, декан механического факультета, профессор кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет, (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: burm@kstu.ru).

**САЛИКЕЕВ Сергей Иванович** (Казань) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: salikeev\_s@mail.ru).

**ГИМАЛЬТЯНОВ Артур Тагирович** (Казань) — лаборант кафедры «Технология конструкционных материалов». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: arturikian@gmail.com).

**ЯКУПОВ Руслан Равилевич** (Казань) — ассистент кафедры «Холодильная техника и технология». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: yakupov.ruslan@gmail.com).

## Information about the authors

**RAYKOV Aleksey Aleksandrovich** (Kazan) — Candidate of Science (Eng.), Assistant Lecturer, Department of Vacuum Equipment for Electro-Physical Installations. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: ors@hitv.ru).

**BURMISTROV Aleksey Vasilievich** (Kazan) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Vacuum Equipment for Electro-Physical Installations, Dean of Mechanical Department. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: burm@kstu.ru).

**SALIKEEV Sergey Ivanovich** (Kazan) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum Equipment for Electro-Physical Installations. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: salikeev\_s@mail.ru).

**GIMALTYNOV Artur Tagirovich** (Kazan) — Research Assistant, Department of Engineering Materials. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: arturikian@gmail.com).

**YAKUPOV Ruslan Ravilevich** (Kazan) — Assistant Lecturer, Department of Refrigeration Equipment and Technology. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: yakupov.ruslan@gmail.com).