

УДК 621.521


Силовые деформации рабочих элементов безмасляного спирального вакуумного насоса*


А.А. Райков, Р.Р. Якупов, А.В. Бурмистров, С.И. СаликеевКазанский национальный исследовательский технологический университет, 420015, Казань,
Российская Федерация, К. Маркса ул., д. 68.

Deformation of working elements of dry scroll vacuum pumps


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

Kazan National Research Technological University, KNRTU, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation.

 e-mail: ors@hitv.ru, yakupov.ruslan@gmail.com, burm@kstu.ru, salikeev_s@mail.ru

 На откачные характеристики насосов вакуумных спиральных (НВСП) определяющее влияние оказывают зазоры между спиральными элементами. Минимально обоснованные зазоры назначаются с учетом деформаций спиральных элементов, поэтому определение силовых деформаций является важной задачей. Рассчитаны деформации подвижного и неподвижного спиральных элементов безмасляного НВСП с геометрической быстротой действия $15 \text{ м}^3/\text{ч}$, возникающие под действием давления откачиваемого газа. Деформации получены на основании значений давления газа в рабочих полостях насоса с помощью метода конечных элементов, реализованного в пакете Ansys. Показано, что максимальная силовая радиальная деформация возникает в условиях максимального пережатия газа при атмосферном давлении на входе. Максимальная силовая осевая деформация подвижного спирального элемента также наблюдается при атмосферном давлении на входе, а неподвижного — при остаточном давлении на входе в насос (из-за перепада давлений с внешней и внутренней сторон спирального элемента). Используя значения силовых деформаций спиральных элементов, определены максимальные изменения зазоров: радиальный зазор — 2,8 мкм, торцевой зазор — 3,9 мкм. Установлено, что при радиальном зазоре в исследуемом НВСП 100 мкм силовые деформации спиральных элементов оказывают незначительное влияние на зазоры и их можно не учитывать при расчетах откачных характеристик НВСП.

Ключевые слова: спиральный вакуумный насос, спиральный элемент, силовая деформация, метод конечных элементов, рабочая полость, радиальный зазор, торцевой зазор.

 The reliability and efficiency of mechanical systems largely depend on the reliability and efficiency of friction joints. In turn, the reliability and efficiency of friction joints is determined by the interaction of dynamic processes in friction and mechanical subsystems. However, these issues are not considered in the scientific literature, and there is no descrip-

* Подготовлено в ФГБОУ ВПО «КНИТУ» при финансовой поддержке проекта «Создание высокотехнологичного производства безмасляных спиральных вакуумных насосов для индустрии наносистем и наноматериалов» открытого публичного конкурса по отбору организаций на право получения субсидий на реализацию комплексных проектов по созданию высокотехнологичного производства согласно постановления Правительства РФ от 9 апреля 2010 г. № 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства».

tion of standard methods and techniques to assess the interference of dynamic processes in mobile friction systems. Unlike theoretical and experimental data available in the literature, this paper states that the interaction of dynamic processes in mechanical subsystems and friction contacts must be taken into account when conducting laboratory and bench tests of mechanical systems with friction joints. The proposed approach implies that identical operating conditions for the full-scale and physical models of the tribocontact, identical parameters of the macro- and microroughness of contacting surfaces, identical natural frequencies and modes of vibration, and identical physical and mechanical properties of the friction contact can be provided by recording the amplitude and phase response and a number of indirect integral dissipative parameters in the specified octave (fractional octave) band. To estimate the tribosystem stability, the complex transmission coefficient is calculated on the basis of the analysis of oscillations normal and tangential to the friction contact surface. One of the most efficient ways to study nonlinear friction systems is physical and mathematical modeling. In this case, a quasi-linear subsystem is described by a system of differential equations used to construct an equivalent model of the mechanical subsystem. The friction processes are described by criteria equations. The proposed criteria equations are used to formulate conditions of the physical experiment to ensure accurate results corresponding to natural conditions. The proposed methods, techniques, and principles improve the validity of studies of nonlinear systems and form the theoretical basis for the dynamic monitoring and optimization of mechanical systems with friction joints.

Keywords: friction system, amplitude and phase response, prediction, physical and mathematical modeling.

В настоящее время при проектировании вакуумных систем особое внимание уделяется «чистоте» получаемого вакуума, для чего используются безмасляные бесконтактные форвакуумные насосы: винтовые, спиральные, кулачково-зубчатые.

Насосы вакуумные спиральные (НВСп) в классе машин низкой и средней производительности благодаря малым потерям на всасывании и незначительному подогреву газа, а также высокой степени сжатия наиболее привлекательны для потребителя [1].

Поскольку НВСп относятся к бесконтактным машинам, то одной из главных задач, решаемых на стадии проектирования, является выбор обоснованно-минимальных зазоров. Увеличение зазоров обуславливает рост обратных перетеканий и ухудшение откачных характеристик НВСп. Чрезмерное их уменьшение может привести к задеванию между боковыми поверхностями спиралей, а в худшем случае — к заклиниванию. Величину минимальных зазоров необходимо назначать с учетом изменения последних в результате силовых и тепловых деформаций спиральных элементов НВСп. Минимальный гарантированный зазор назначается исходя из бесконтактного движения подвижного спирального элемента относительно неподвижного в любых штатных условиях работы [2]. Как известно, газ, сжимаемый в серповидных полостях, оказывает дав-

ление на подвижный и неподвижный спиральные элементы.

Цель работы — расчет деформаций спиральных элементов, обусловленных силами, действующими со стороны сжимаемого газа и соответствующего изменения радиального и торцевого зазоров.

Рассмотрим деформации спиральных элементов, возникающие под действием газовых сил на примере НВСп с односторонней эвольвентной подвижной спиралью, который имеет геометрическую быстроту действия $15 \text{ м}^3/\text{ч}$ при частоте орбитального движения подвижной спирали 1 500 об/мин. Толщина пера спирали 4 мм, шаг спирали 17,4 мм, высота пера спирали 32 мм. Расчеты проведены для радиального зазора 0,1 мм. Торцевые зазоры между торцами перьев спиралей и ответными торцевыми дисками практически отсутствуют за счет торцевого уплотнителя из композитного материала на основе фторопласта.

Поперечный разрез спирального механизма исследуемого НВСп с указанием объемов, возникающих по углу поворота подвижного спирального элемента, представлен на рис. 1.

Значения давлений в каждой полости НВСп определяются с помощью математической модели рабочего процесса, представленной в работах [3, 4]. Следует учесть, что в исследуемом НВСп используется схема с разной длиной подвижной и неподвижной спиралей. В связи с

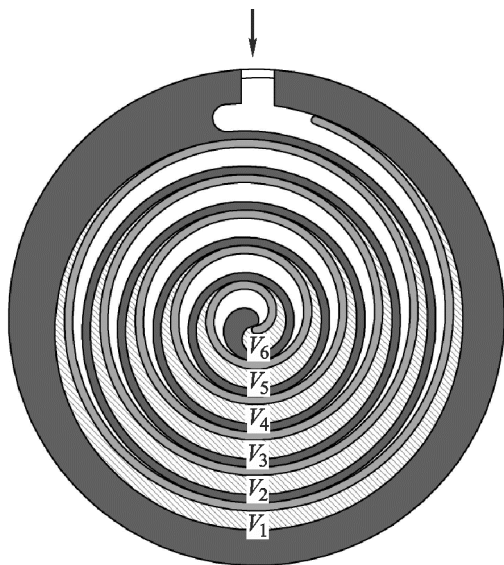


Рис. 1. Поперечный разрез спирального механизма исследуемого НВСП

этим величины двух, поочередно образующихся объемов всасывания, переходящих затем в объемы сжатия, различны. Соответственно отличаются и давления в этих объемах. Поэтому давления в математической модели рассчитываются для двух полостей НВСП: большей (образуется между внешней стороной подвижной спирали и внутренней стороной неподвижной) и меньшей (между внутренней стороной подвижной спирали и внешней неподвижной).

В качестве примера на рис. 2 представлены рассчитанные с помощью математической модели значения давления по углу поворота подвижного спирального элемента для различных давлений. Очевидно, что при атмосферном давлении на входе в НВСП практически на протяжении всего цикла сжатия наблюдается пережатие газа. При давлении на входе 10 Па

большая часть цикла проходит при недожати. Для второй (меньшей) рабочей полости зависимости аналогичны.

Используя представленные зависимости и методику работы [5], можно рассчитать осевые и радиальные газовые силы, от значений которых напрямую зависят ресурс работы подшипниковых узлов спиральных насосов и компрессоров, а также величина силовых деформаций спиральных элементов.

Для определения напряжений и деформаций в элементах сложной формы, к которым относятся и спиральные элементы НВСП, используются численные методы. Среди таких методов широкое применение нашел надежно подтвержденный метод конечных элементов, который реализован в программном комплексе ANSYS [6–8]. В соответствии с этим методом, подвижный и неподвижный спиральные элементы разбиваются на тетраэдральные конечные элементы (рис. 3). В результате разбивки создается сетка из границ элементов. Точки пересечения этих границ образуют узлы. На границах и внутри элементов могут быть созданы дополнительные узловые точки. Ансамбль из всех конечных элементов и узлов является основной конечно-элементной моделью деформируемого тела.

Для подвижного спирального элемента НВСП в качестве граничных условий используется закрепление в местах крепления приводного вала и трех противоповоротных устройств (с тыльной стороны). На тыльной поверхности подвижного спирального элемента задается давление, равное давлению всасывания. Поверхность пера спирали разделяется на участки, в пределах которых существуют отдельные полости (всасывания, несколько полостей сжатия

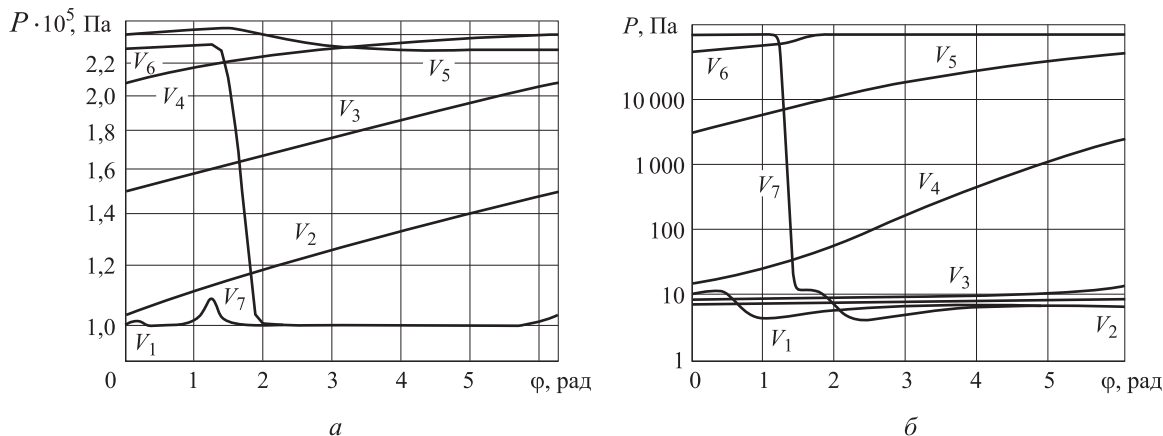


Рис. 2. Зависимость давления в большей полости НВСП от угла поворота подвижного спирального элемента:

а — $P_{вх} = 10^5$ Па; б — $P_{вх} = 10$ Па

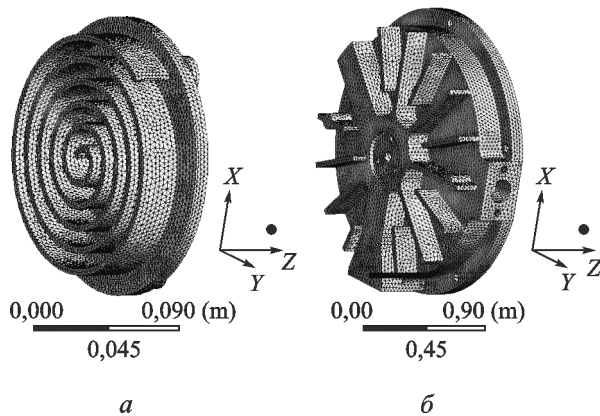


Рис. 3. Сетка на поверхности подвижного (а) и неподвижного (б) спиральных элементов НВСп

и нагнетания). Давление, действующее на эти участки, определяется по углу поворота подвижного спирального элемента с помощью зависимостей, представленных на рис. 2. Эпюры давлений подвижного и неподвижного спиральных элементов в виде массива пересылаются в файл исходных данных программы расчета деформаций.

Неподвижный спиральный элемент закрепляется от осевых перемещений по поверхности контакта с корпусом, а от радиальных — в местах болтовых соединений. На обратной стороне неподвижного спирального элемента давление равно атмосферному. Распределение давления на перо неподвижного спирального элемента задается аналогично подвижному.

Для каждого конечного элемента можно записать уравнение равновесия

$$([K_e] + [K_e^f])\{u\} - \{F_e\}^{th} = [M_e]\{u''\} + \{F_e\}^{pr} + \{F_e\}^{nd}, \quad (1)$$

где $[K_e]$ — матрица жесткости элемента,

$$[K_e] = \int_{vol} [B]^T [D] [B] d(vol);$$

$[K_e^f]$ — матрица жесткости основания,

$$[K_e^f] = \int_{area_f} [N_n]^T [N_n] d(area_f);$$

$\{u\}$ — вектор узловых перемещений;

$\{F_e\}^{th}$ — вектор тепловых нагрузок для элемента,

$$\{F_e\}^{th} = \int_{vol} [B]^T [D] \{e^{th}\} d(vol);$$

$[M_e]$ — матрица масс элемента,

$$[M_e] = \rho \int_{vol} \{N\}^T \{N\} d(vol);$$

$\{u''\}$ — вектор ускорения (аналогичен силе тягести),

$$\{u''\} = \partial\{u\} / \partial t^2;$$

$\{F_e\}^{pr}$ — вектор сил давления,

$$\{F_e\}^{pr} = \int_{area_p} \{N\}^T \{P\} d(area_p).$$

В точках интегрирования элемента деформации вычисляются с помощью уравнений

$$\{\epsilon^{el}\} = [B]\{u\} - \{\epsilon^{th}\}. \quad (2)$$

Здесь $[B]$ — матрица деформации-перемещения в точке интегрирования; $\{\epsilon^{th}\}$ — вектор температурных деформаций.

Три значения главных деформаций ϵ_0 представляют собой корни кубического уравнения, определяемого компонентами вектора деформаций:

$$\begin{vmatrix} \epsilon_X - \epsilon_0 & 1/2\epsilon_{XY} & 1/2\epsilon_{XZ} \\ 1/2\epsilon_{XY} & \epsilon_Y - \epsilon_0 & 1/2\epsilon_{YZ} \\ 1/2\epsilon_{XZ} & 1/2\epsilon_{YZ} & \epsilon_Z - \epsilon_0 \end{vmatrix} = 0. \quad (3)$$

Деформации Мизеса, или эквивалентные деформации ϵ_e , вычисляются по формуле

$$\epsilon_e = \left[S((\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2 + (\epsilon_3 - \epsilon_1)^2) \right]^{1/2}. \quad (4)$$

Полученные компоненты векторов деформаций с помощью команд постпроцессора программного комплекса ANSYS в трехмерной постановке выводятся на экран в виде изолиний и полей. Разработанная расчетная программа позволяет на основе исходных данных получить деформированное состояние подвижной и неподвижной спиралей (рис. 4).

Один из важнейших аспектов, решаемых при проектировании НВСп, — расчет изменения радиального и торцевого зазоров в зависимости от силовых деформаций. Задача также

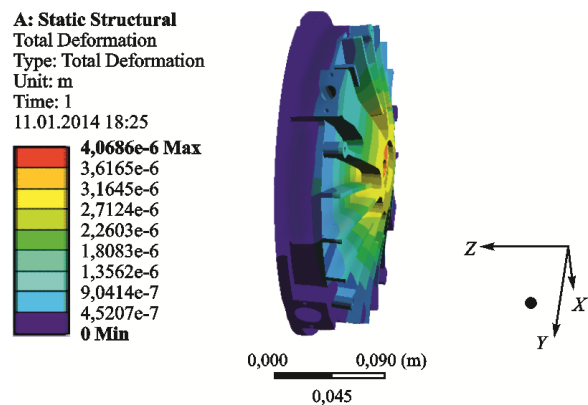


Рис. 4. Полные силовые деформации неподвижной спирали НВСп при $P_{BX} = 10^5$ Па

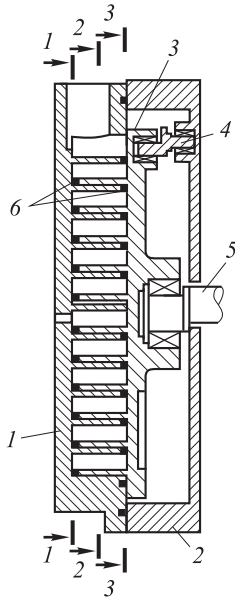


Рис. 5. Схема расположения спиральных элементов при расчете:
 1, 2 — неподвижные элементы; 3 — подвижный элемент;
 4 — противоповоротное устройство; 5 — эксцентриковый приводной вал; 6 — торцевые уплотнители

решается с помощью пакета Ansys. В качестве исходных данных используется геометрия спиральных элементов и значения давлений в полостях НВСП.

Для оценки максимального изменения радиального зазора (в плоскости XY) расчет деформаций проведен для трех сечений по высоте спирали (рис. 5). Радиальные силовые деформации спиральных элементов посередине спирали (в сечении 2-2) представлены на рис. 6, а. По аналогии рассчитаны осевые силовые деформации спиральных элементов (рис. 6, б).

На основании представленных диаграмм на рис. 7 построены зависимости силовых дефор-

маций от угла поворота подвижного спирального элемента, а также кривые изменения радиального и торцевого зазоров от силовых деформаций.

Изменение зазора по углу поворота подвижного спирального элемента носит периодический характер с периодом 2π , так как происходит изгиб спиральных элементов вдоль оси, проходящей через их основание (см. рис. 6). В подвижном спиральном элементе эта ось проходит между противоположными устройствами, в неподвижном положении оси определяется внутренними напряжениями, возникающими в закрепленном начальном участке спирали.

Максимальная силовая радиальная деформация возникает при атмосферном давлении на входе (в условиях максимального пережатия газа) и наблюдается на третьем витке спирали. Для подвижной спирали НВСП она составляет 2 мкм, а для неподвижной спирали — 0,6 мкм.

Максимальная силовая осевая деформация подвижной спирали также соответствует атмосферному давлению на входе и составляет 3,6 мкм. Максимальная силовая осевая деформация неподвижной спирали наблюдается при остаточном давлении на входе в насос (из-за перепада давлений с внешней и внутренней сторон спирального элемента) и составляет 3,6 мкм.

Максимальное изменение радиального зазора от силовых деформаций спиралей достигает 2,8 мкм, торцевого зазора — 3,9 мкм.

Учитывая, что радиальный зазор в исследуемом НВСП составляет ~ 100 мкм, можно сделать вывод, что силовые деформации спиральных элементов оказывают незначительное влияние на зазор и их можно не учитывать при расчетах НВСП.

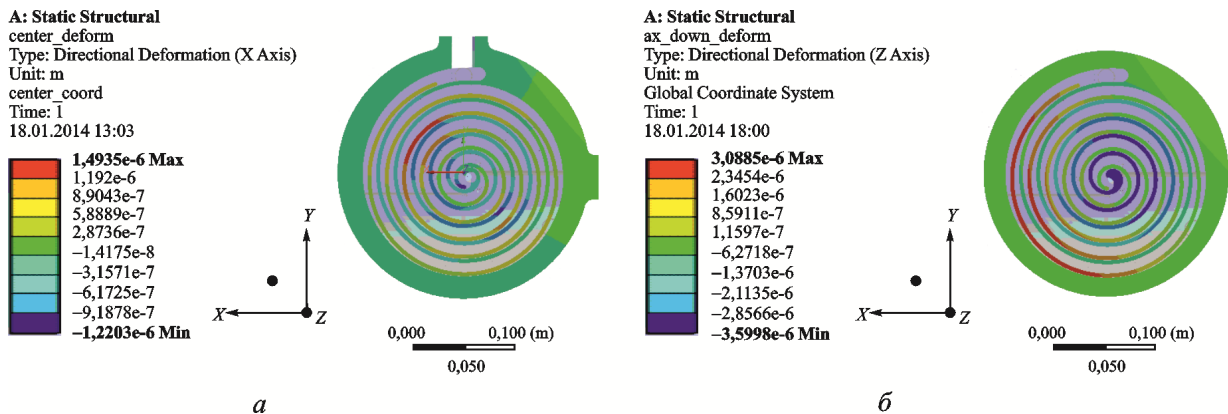


Рис. 6. Силовые деформации спиральных элементов при $P_{вх} = 10^5$ Па:
 а — радиальные; б — осевые

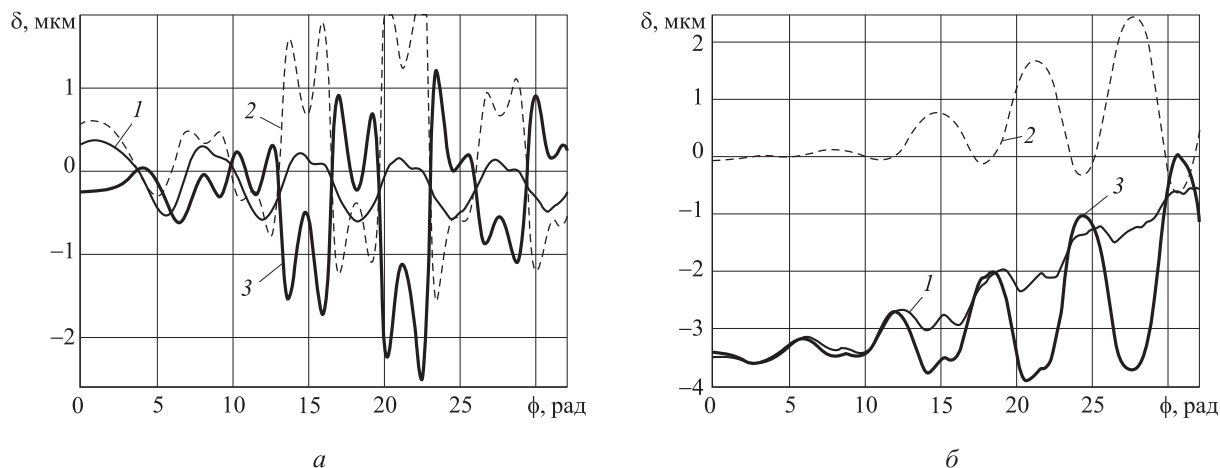


Рис. 7. Силовые деформации спиральных элементов и изменение радиального зазора НВСП при $P_{вх} = 10^5$ Па: а — радиальные; б — осевые; 1 — неподвижная; 2 — подвижная; 3 — зазор

Выводы

1. Максимальная силовая радиальная деформация спиралей возникает при атмосферном давлении на входе.

2. Максимальная силовая осевая деформация подвижной спирали наблюдается при атмосферном давлении на входе. Максимальная силовая осевая деформация неподвижной спи-

рали наблюдается при остаточном давлении на входе в насос.

3. Изменение радиального зазора по углу поворота подвижного спирального элемента носит периодический характер с периодом 2π .

4. Силовые деформации спиральных элементов НВСП с односторонней подвижной спиралью оказывают незначительное влияние на зазор и их можно не учитывать при расчетах характеристик и проектировании НВСП.

Литература

- [1] Бурмистров А.В., Саликеев С.И., Райков А.А. Некоторые аспекты выбора безмасляных насосов среднего вакуума. *Вестник Казанского технологического университета*, 2013, т. 16, № 10, с. 220–223.
- [2] Паранин Ю.А., Якупов Р.Р., Капустин Е.Н., Бурмистров А.В. Математическая модель рабочего процесса спиральных машин сухого сжатия в условиях сплошной среды. Ч. 2: Изменение зазоров от тепловых и силовых деформаций. *Вестник Казанского технологического университета*, 2014, т. 17, № 1, с. 248–251.
- [3] 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.
- [4] Саликеев С.И., Бурмистров А.В., Райков А.А. Единый подход к расчету откачных характеристик бесконтактных безмасляных вакуумных насосов. *Компрессорная техника и пневматика*, 2013, № 4, с. 37–42.
- [5] Райков А.А., Бронштейн М.Д., Бурмистров А.В., Саликеев С.И. Радиальные и осевые газовые силы в безмасляных спиральных вакуумных насосах. *Вестник Казанского технологического университета*, 2014, т. 17, № 2, с. 267–270.
- [6] Кетков Ю.Л., Кетков А.Ю., Шульц М.М. *MATLAB 7: программирование, численные методы*. Санкт-Петербург, БХВ-Санкт-Петербург, 2005. 752 с.
- [7] *Structural Analysis Solutions—ANSYS*. URL: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis> (дата обращения 1 сентября 2014).
- [8] Бруяка В.А., Фокин В.Г., Солдусова Е.А., Глазунова Н.А., Адеянов И.Е. *Инженерный анализ в ANSYS Workbench*. Самара, САМГТУ, 2010. 271 с.

References

- [1] Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Raikov A.A. Nekotorye aspekty vybora bezmaslianykh nasosov srednego vakuuma [Some aspects of the choice of oil-free medium vacuum pumps].

- Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Herald of Kazan Technological University]. 2013, vol. 16, no. 10, pp. 220–223.
- [2] Paranin Iu.A., Iakupov R.R., Kapustin E.N., Burmistrov A.V. Matematicheskaya model' rabocheho protsessa spiral'nykh mashin sukhnogo szhatiia v usloviakh sploshnoi sredy. Chast' 2. Izmenenie zazorov ot teplovykh i silovykh deformatsii [Mathematical model of workflow helical machines dry compression in a continuous medium. Part 2: Changing the clearance of heat and power distortion]. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Herald of Kazan Technological University]. 2014, vol. 17, no. 1, pp. 248–251.
- [3] Raikov A.A., Iakupov R.R., Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshtein M.D. Vserezhimnaia matematicheskaya model' rabocheho protsessa spiral'nogo vakuumnogo nasosa [All-regimes mathematical model of scroll vacuum pump working process]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors and pneumatic]. 2014, no. 1, pp. 18–25.
- [4] Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Raikov A.A. Edinyi podkhod k raschetu otkachnykh kharakteristik beskontaktnykh bezmaslianykh vakuumnnykh nasosov [A concept of calculation of pumping characteristics of non-contact oil-free vacuum pumps]. *Kompressornaia tekhnika i pnevmatika* [Compressors and pneumatic]. 2013, no. 4, pp. 37–42.
- [5] Raikov A.A., Bronshtein M.D., Burmistrov A.V., Salikeev S.I. Radial'nye i osevye gazovye sily v bezmaslianykh spiral'nykh vakuumnnykh nasosakh [Radial and axial forces in the gas oil-free helical vacuum pumps]. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Herald of Kazan Technological University]. 2014, vol. 17, no. 2, pp. 267–270.
- [6] Ketkov Iu.L., Ketkov A.Iu., Shul'ts M.M. *MATLAB 7: programmirovaniye, chislennyye metody* [MATLAB 7: programming, numerical methods]. St.Petersburg, BKhV-Sankt-Peterburg publ., 2005. 752 p.
- [7] *Structural Analysis Solutions—ANSYS*. Available at: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis> (accessed 1 September 2014).
- [8] Bruiaka V.A., Fokin V.G., Soldusova E.A., Glazunova N.A., Adeianov I.E. *Inzhenernyyi analiz v ANSYS Workbench* [Engineering analysis in ANSYS Workbench]. Samara, SAMGTU publ., 2010. 271 p.

Статья поступила в редакцию 26.08.2014

Информация об авторах

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

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

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

Information about the authors

RAYKOV Aleksey Aleksandrovich (Kazan) — Assistant of «Vacuum Equipment of Electrophysical Plants» Department. Kazan National Research Technological University (KNRTU, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation, e-mail: ors@hitv.ru).

YAKUPOV Ruslan Ravilevich (Kazan) — Assistant of «Refrigeration Equipment and Technology» Department. Kazan National Research Technological University (KNRTU, Karla Marksa str., 28, 420015, Kazan, Russian Federation, e-mail: yakupov.ruslan@gmail.com).

BURMISTROV Aleksey Vasil'evich (Kazan) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Vacuum Equipment of Electrophysical Plants» Department, Dean of the Faculty of Mechanical Engineering. Kazan National Research Technological University (KNRTU, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation, e-mail: burm@kstu.ru).

SALIKEEV Sergey Ivanovich (Kazan) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Vacuum Equipment of Electrophysical Plants» Department. Kazan National Research Technological University (KNRTU, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation, e-mail: salikeev_s@mail.ru).