

ВЛИЯНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ СЖАТИЯ НА ОТКАЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СПИРАЛЬНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА*

А.А. Райков, А.В. Бурмистров, М.Д. Бронштейн, С.И. Саликеев

Работа посвящена расчетному анализу характеристик безмасляного спирального вакуумного насоса. Рассматривается влияние концевой части, определяющего продолжительность сжатия, на откачные характеристики безмасляного спирального вакуумного насоса. С помощью математической модели рабочего процесса спирального насоса получены зависимости скорости действия от давления на входе при различных радиусах кривизны концевой части и продолжительности сжатия. Рассмотрено влияние продолжительности сжатия на предельное остаточное давление и коэффициент подачи. Показано, что увеличение продолжительности сжатия приводит к снижению остаточного давления в пределах лимитированного числом витков спирали. Для исследуемого в настоящей работе насоса увеличение числа витков спирали на 0,5 оборота приводит к снижению предельного остаточного давления более чем на порядок. Показано, что при достижении определенной продолжительности сжатия дальнейший ее рост не приводит к значительному увеличению коэффициента подачи в пределах лимитированного числом витков спирали. При сохранении продолжительности сжатия изменение геометрии концевой части спиралей не приводит к ощутимому изменению откачных характеристик.

Ключевые слова: спиральный насос, откачные характеристики, концевой участок, подвижная спираль, неподвижная спираль, безмасляный вакуум.

INFLUENCE OF COMPRESSION TIME ON PUMPING CHARACTERISTICS OF SCROLL VACUUM PUMP

A.A. Raykov, A.V. Burmistrov, M.D. Bronstein, S.I. Salikeev

Influence of end section specifying compression time on pumping characteristics of oil-free scroll vacuum pump is considered. With the help of scroll pump mathematical model the relationship between pumping speed and inlet pressure at different end section curvature radii and compression time was obtained. Influence of compression time on ultimate pressure and delivery rate was considered. It is shown that compression time increase results in lowering of ultimate pressure limited by number of scroll coils. The increase of number of scroll coils by half-turn results in ultimate pressure lowering more than 10 times. After compression time reaches its specified value its further increase does not result in considerable increase of delivery rate limited by number of scroll coils. If compression time is constant then end section geometry changes do not result in considerable changes of pumping characteristics.

Keywords: scroll pump, pumping characteristics, end section, orbiting scroll, fixed scroll, oil-free vacuum

Введение

В настоящее время в таких высокотехнологичных отраслях как нанотехнологии, микроэлектроника, медицина, фармацевтика,

термоядерная и солнечная энергетика, пищевое и упаковочное производства используется «чистый», не загрязненный парами рабочих жидкостей вакуум. Поэтому все более востре-

* Статья подготовлена в рамках договора 02.G25.31.0084 «Создание высокотехнологичного производства безмасляных спиральных вакуумных насосов для индустрии наносистем и наноматериалов»

бованы насосы, в конструкциях которых полностью исключено применение масла или оно отсутствует в его рабочем объеме.

Насосы вакуумные спиральные (НВСп) прочно занимают ведущее положение в классе безмасляных машин среднего вакуума малой и средней производительности. С каждым годом на мировом рынке безмасляных средств откачки доля НВСп неуклонно растет.

Спиральные вакуумные насосы в России никогда не производились, а потребность в «сухих» средствах средневакуумной откачки полностью покрывается импортным откачным оборудованием. Учитывая курс России на импортозамещение, можно сказать, что научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, направленные на разработку отечественных безмасляных НВСп, очень актуальны [1].

Разработка НВСп возможна только на базе физически обоснованных и надежно апробированных математических моделей, позволяющих получить информацию о влиянии любого конструктивного параметра и эксплуатационного фактора на характеристики. Это сокращает время и затраты на экспериментальные исследования и доработки конструкций.

Целью данной работы является исследование влияния продолжительности сжатия на основную характеристику НВСп – зависимость скорости действия от давления на входе при различных радиусах кривизны концевого участка. Полученные данные позволят проектировать НВСп с заданными характеристиками.

Конструктивные особенности НВСп

Основные параметры НВСп, а именно: скорость действия, предельное остаточное давление, потребляемая мощность, температура газа и стенок определяются профилем спиралей и их геометрическими параметрами – шагом спирали, эксцентриситетом, радиусом базовой окружности, толщиной и высотой пера.

Существенное влияние на откачные характеристики оказывает геометрия концевого участка спиралей. В первую очередь концевой участок влияет на величину минимального объема (объема повторного расширения), а, следовательно, на геометрическую степень сжатия, потребляемую мощность и величину газовых сил, действующих на спирали. Также геометрия концевого участка определяет про-

должительность процесса сжатия и величину перетеканий в конце сжатия.

Анализ работ, посвященных спиральным насосам и компрессорам, показывает, что существует множество вариантов построения концевых участков. В компрессорах чаще используются одинаковые подвижная и неподвижная спирали. Построению таких спиралей посвящена работа [2], где рассматриваются варианты концевых участков, образованных одной и двумя дугами окружностей, а также «идеальный концевой участок», состоящий из двух дуг окружностей и отрезка прямой. Для рассмотренных вариантов геометрий характерно отсутствие мертвого объема. Такая конструкция концевого участка представлена в патенте [3], где предложены концевые участки, спрофилированные таким образом, что в момент выпуска они смыкаются, перекрывая выпускное отверстие и доводя объем камеры нагнетания практически до нуля. В патенте [4] описан концевой участок для неодинаковых спиралей, образованный несколькими дугами окружностей.

Однако анализ влияния различных параметров концевого участка на откачные характеристики НВСп в этих работах не проводился.

Форма и размеры концевого участка зависят от типа закрепления подвижного спирального элемента. Для односторонней спирали (рис. 1, а) используется консольное крепление приводного вала, который устанавливается с обратной стороны торцевого диска и не препятствует уменьшению длины концов спирали, что приводит к увеличению продолжительности сжатия (рис. 2, а). В случае использования двухстороннего спирального элемента (рис. 1, б) приводной вал проходит насквозь через концевой участок подвижного спирального элемента (рис. 2, б). В этом случае минимальные размеры концевого участка ограничиваются диаметрами вала и подшипникового узла.

При фиксированных эксцентриситете, толщине и числе витков спирали размеры и форма концевого участка оказывают влияние на продолжительность процесса сжатия и радиус кривизны канала между спиралями. Максимально возможная продолжительность сжатия на один оборот меньше числа витков спирали g , отсчитываемых от центра. За счет увеличения размеров концевого участка при сохранении габаритов

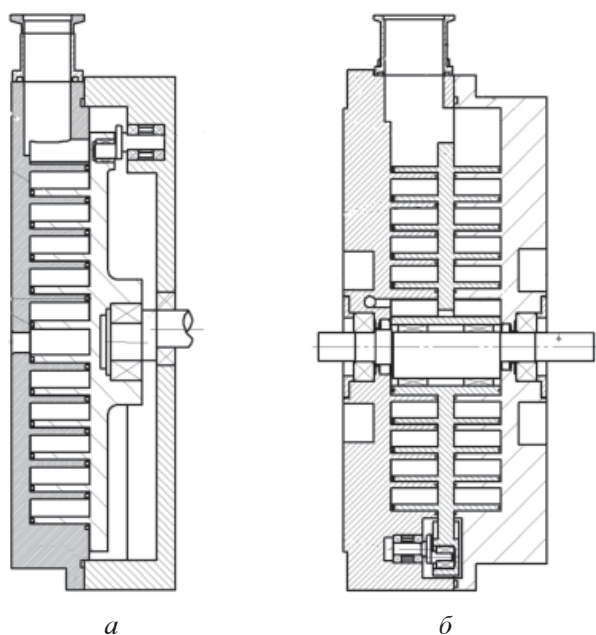


Рис. 1. Варианты подвижных спиральных элементов:

- a* – конструкция с односторонней спиралью;
б – конструкция с двухсторонней спиралью

ритов насоса продолжительность сжатия будет уменьшаться, что приводит к уменьшению количества одновременно существующих последовательно соединенных полостей, увеличению обратных перетеканий газа и повышению предельного остаточного давления.

Радиус кривизны конечного участка также влияет на проводимость радиального канала между спиралями. Чем больше радиус кривизны, тем меньше перетекания газа.

Методика расчета рабочего процесса НВСП

Для определения влияния на рабочие характеристики каждого фактора в отдельности проведен расчет при постоянной продолжительности сжатия для различных радиусов кривизны конечного участка. Расчеты проведены при условии продолжительности контакта конечных участков подвижной и неподвижной спирали на протяжении угла π .

Расчеты осуществлялись с помощью математической модели рабочего процесса НВСП, представленной в работах [5, 6].

Рабочий процесс НВСП происходит с переменной массой газа, поскольку за счет изменения объема рабочей камеры и наличия гарантированных зазоров газ перетекает из полостей с высоким давлением в полости с низким давлением. Для описания таких процессов используются дифференциальные уравнения,

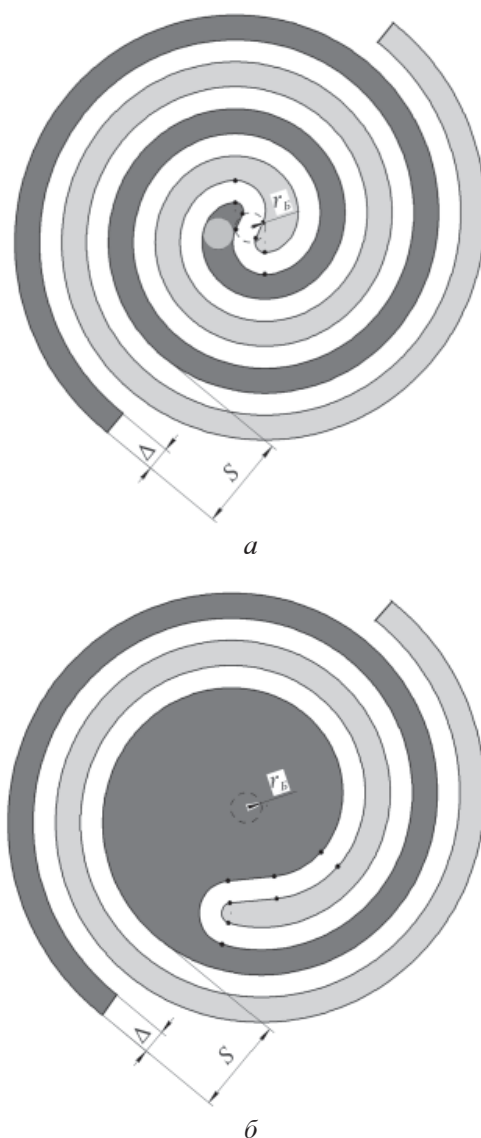


Рис. 2. Геометрия спиралей НВСП и типы конечных участков:

- a* – конструкция с односторонней спиралью;
б – конструкция с двухсторонней спиралью;
 Δ – толщина стенки спирали; S – шаг спирали;
 r_b – радиус базовой окружности

базирующиеся на энергетическом балансе термодинамической системы переменной массы, представленные в работах [7, 8]:

$$\begin{cases} \frac{dP}{d\phi} = \frac{k-1}{\omega V} \left[\frac{dQ_T}{dt} + M_{\text{пр}} h_{\text{пр}} - M_{\text{ут}} h_{\text{ут}} - \right. \\ \left. - \frac{k}{k-1} \omega P \frac{dV}{d\phi} \right]; \\ \frac{dT}{d\phi} = \frac{(k-1)T}{\omega PV} \left[\frac{dQ_T}{dt} + \frac{k-1}{k} (M_{\text{пр}} - M_{\text{ут}}) h_{\text{ут}} + \right. \\ \left. + M_{\text{ут}} (h_{\text{пр}} - h_{\text{ут}}) - \omega P \frac{dV}{d\phi} \right], \end{cases} \quad (1)$$

где V , P , T – текущий объем, давление и температура в рабочей полости; ω – угловая скорость; $M_{пр}$, $M_{ут}$ – секундные приход и расход газа; $h_{пр}$, $h_{ут}$ – энтальпии притекающего и утекающего газа; Q_T – внешнее подведенное тепло; k – показатель адиабаты; φ – угол поворота роторов.

Уравнения (1) представляют систему дифференциальных уравнений первого порядка с запаздывающим и опережающим аргументом, которая решается методом последовательных приближений.

На основании значений давлений и температур, полученных в результате решения системы (1), находится разность массы газа, попавшего в насос и вернувшегося обратно в откачиваемый объем за один оборот

$$m_{BX} = \int_0^{2\pi} (M_{ОТК \rightarrow BX} - M_{BX \rightarrow ОТК}) d\varphi, \quad (2)$$

где $M_{ОТК \rightarrow BX}$ – массовый расход из откачиваемого объема в направлении насоса; $M_{BX \rightarrow ОТК}$ – массовый расход из насоса в откачиваемый объем.

Быстрота действия НВСП рассчитывается согласно выражению [9]

$$S_{BX} = \frac{m_{BX} R_g T_{BX}}{P_{BX}}, \quad (3)$$

где R_g – газовая постоянная; P_{BX} , T_{BX} – давление и температура на входе в насос.

Отметим, что математическая модель учитывает теплообмен со стенками НВСП [10], силовые и тепловые деформации спиральных элементов, приводящие к изменению зазоров

и, следовательно, обратных перетеканий [11].

Базовые параметры насоса, на примере которого проводился анализ, представлены в табл. 1.

Анализ расчетных результатов

На рисунке 3 приведены зависимости быстроты действия НВСП от давления на входе при продолжительности сжатия 17,21 рад и радиусах кривизны концевой участка 1,6 мм, 5,5 мм и 33 мм. Как показывают расчетные результаты, влияние этого параметра на откачные характеристики незначительно. Так, при увеличении радиуса кривизны в 20 раз остаточное давление снижается всего в 2,3 раза.

Зависимости быстроты действия от давления при различной продолжительности сжатия (числе витков спирали) приведены на рис. 4. В каждом случае объем всасывания насоса фиксировался, а продолжительность сжатия изменялась за счет концевой участка.

Как видно из графиков, увеличение продолжительности сжатия приводит к существенному снижению предельного остаточного давления. Однако при большой продолжительности сжатия (более 15 витков) дальнейшее ее увеличение не дает значительных улучшений характеристик насоса как по скорости действия, так и по остаточному давлению.

При небольшой продолжительности сжатия наблюдается рост быстроты действия в области высоких входных давлений. Ухудшение характеристик в области высоких давлений при увеличении продолжительности сжатия связано с возникновением пережатия.

Таблица 1

Базовые параметры геометрии спирали НВСП

Название параметра	Значение
Толщина стенки спирали, мм	3,2
Высота стенки спирали, мм	34
Радиус базовой окружности, мм	1,767
Частота вращения приводного вала, об/с	24
Радиальный зазор, мм	0,09
Торцевой зазор, мм	0
Количество витков спирали g	4,78; 5,28; 5,78; 6,28
Продолжительность сжатия (определяется концевым участком) $\varphi_{СК}$, рад	от 0 до 26,35

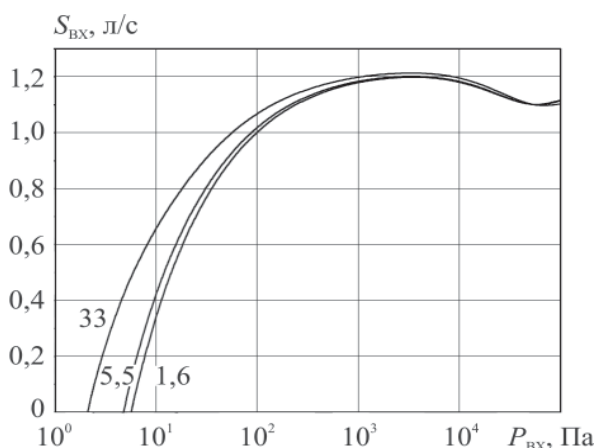


Рис. 3. Быстрота действия НВСП при различных радиусах кривизны конечного участка

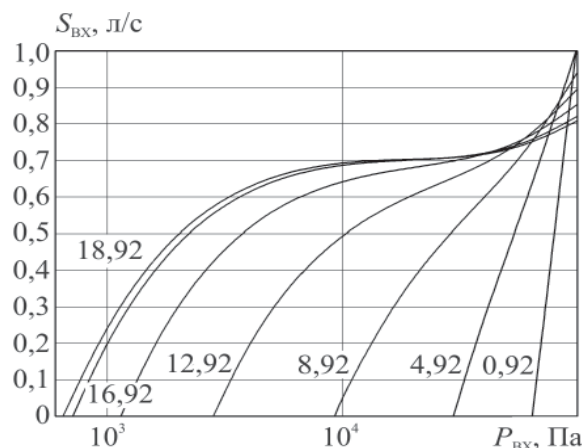


Рис. 4. Быстрота действия НВСП ($g = 4,78$ витка) при различной продолжительности сжатия

Графики зависимости предельного остаточного давления от продолжительности сжатия при различном числе витков представлены на рис. 5. Увеличение продолжительности сжатия приводит к тому, что давление приближается к определенному минимально достижимому значению, определяемому числом витков спирали. Снижение минимально достижимого остаточного давления при увеличении числа витков происходит по геометрической прогрессии. Так, увеличение числа витков на 1 оборот с 4,78 до 5,78 приводит к снижению предельного остаточного давления в 1700 раз. В то же время увеличение продолжительности сжатия для конструкции с 5,78 витками на 1 оборот с 18,92 рад до 25,2 рад снижает предельное остаточное давление в 1,8 раз.

На рисунке 6 представлены зависимости коэффициента подачи от продолжительности сжатия при различном числе витков и давлении на входе 25 кПа.

Коэффициент подачи определяется в виде

$$\eta = S_H / S_G,$$

где S_H – действительная быстрота действия (объемный расход газа во входном сечении насоса); S_G – геометрическая быстрота действия – теоретическая быстрота действия, определяемая как произведение максимально-го объема всасывания насоса на частоту вращения приводного вала.

При увеличении продолжительности сжатия для любых чисел витков спирали происходит рост коэффициента подачи, который практически прекращается при продолжительности сжатия 15 радиан. Максимальная величина коэффициента подачи, так же как и в случае предельного остаточного давления, определяется числом витков спирали.

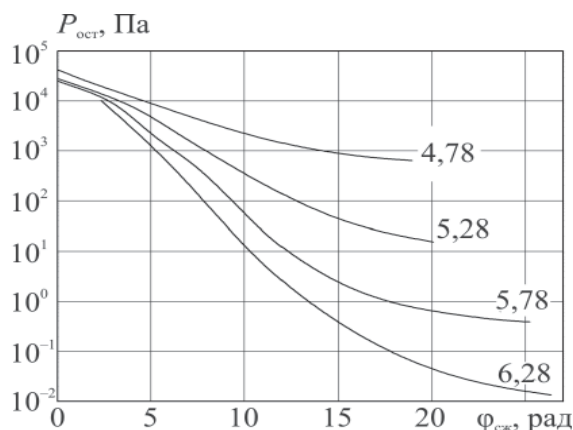


Рис. 5. Зависимость предельного остаточного давления от продолжительности сжатия при различном числе витков

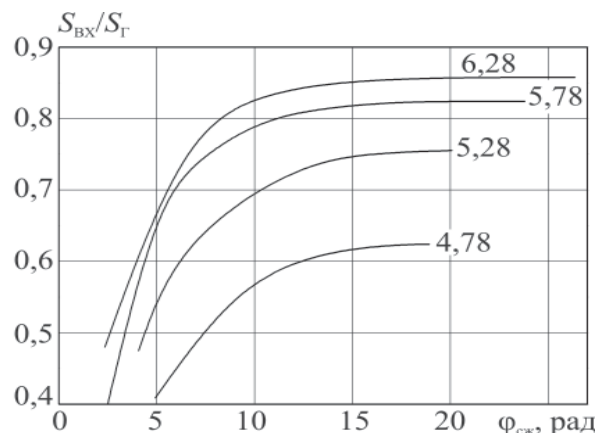


Рис. 6. Зависимость коэффициента подачи от продолжительности сжатия при различном числе витков и давлении на входе 25 кПа

Представленные на рис. 7 графики зависимости быстроты действия от числа витков спирали при максимальной продолжительности сжатия показывают характер влияния этого параметра на форму кривой. Так, при увеличении числа витков наблюдается спад производительности при повышении давления выше 10–15 кПа. В том же интервале при небольшом числе витков, напротив, наблюдается рост производительности. Это связано с возникновением пережатия и ростом обратных перетеканий газа при увеличении числа витков.

Увеличение числа витков спирали на 0,5 оборота приводит к снижению предельного остаточного давления более чем на порядок. Причина этого заключается не в увеличении числа одновременно существующих отсеченных полостей, а в увеличении габаритов насоса и соответствующем увеличении радиусов кривизны радиальных каналов, что приводит к значительному снижению их проводимости.

На основе проведенных расчетов по влиянию концевой части и количества витков на процесс откачки можно сделать следующие выводы:

1. Увеличение продолжительности сжатия приводит к снижению остаточного давления в пределах лимитированного числом витков спирали;
2. При достижении определенного значения продолжительности сжатия дальнейший ее рост не приводит к значительному увеличению коэффициента подачи в пределах лимитированного числом витков спирали;
3. При сохранении продолжительности сжатия изменение геометрии концевой части спиралей не приводит к ощутимому изменению откачных характеристик.

Заключение

В данной работе проведен анализ влияния продолжительности сжатия и радиуса кривизны концевой части на откачную характеристику НВСП. На основе разработанной математической модели рабочего процесса получены зависимости быстроты действия от давления на входе в насос при различном числе витков спирали и размерах концевых участков.

Полученные результаты позволяют оценить влияние продолжительности процесса сжатия и величины перетеканий в конце сжатия. Изменение этих параметров является основной

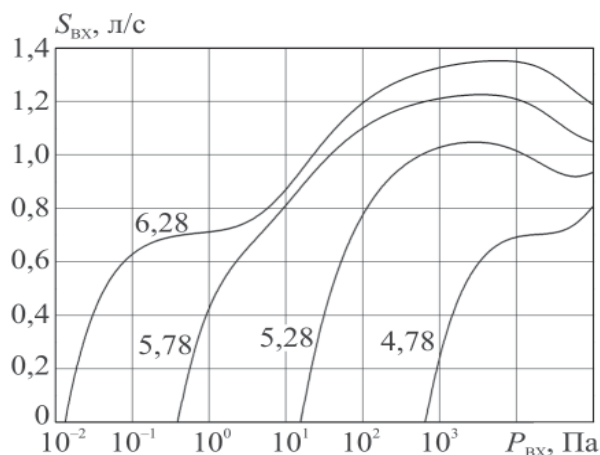


Рис. 7. Зависимость быстроты действия от давления на входе при различном числе витков

задачей оптимизации геометрии концевых участков. Выводы, сделанные по результатам данной работы, применимы к подавляющему большинству форм спиралей НВСП.

Список литературы

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. Lee, Y., & Wu, W. On the profile design of a scroll compressor // Int. J. Refrig. 1995. Vol. 18. No. 15. P. 308–317.
3. Пат. 5958187 Япония, МКИ F 04 C 18/02//F 01 C 1/02, Орбитальный компрессор / Тэраути Киёси, Хирага Масадзи, опубл. 03.04.84.
4. Пат. 4678415 США, МКИ F 01 C 1/02, НК 418/50, Роторная машина. Rotary type fluid machine / Hirano Takahisa, Hagrmoto Kiyoshi, опубл. 07.07.87.
5. Райков А.А., Якунов Р.Р., Саликеев С.И., Бурмистров А.В., Бронштейн М.Д. Все-режимная математическая модель рабочего процесса спирального вакуумного насоса // Компрессорная техника и пневматика. 2014. № 1. С. 18–25.
6. 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.
7. Мамонтов М.А. Вопросы термодинамики тела переменной. Тула: Приокское книжн. изд-во, 1970. – 87 с.

8. Фотин Б.С. Рабочие процессы поршневых компрессоров: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Л., 1974. – 34 с.
9. Демихов К.Е., Панфилов Ю.В., Никулин Н.К. и др. Вакуумная техника: Справочник / под ред. К.Е. Демихова, Ю.В. Панфилова. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2009. – 590 с.
10. Райков А.А., Якупов Р.Р., Бурмистров А.В., Саликеев С.И. Силовые деформации рабочих элементов безмасляного спирального вакуумного насоса // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2015. №1 (658) С. 57–63.
11. Бурмистров А.В., Даутов Р.З., Карчевский М.М., Якупов Р.Р. Численное моделирование тепловых полей рабочих элементов спиральных вакуумных насосов // Материалы 10-й Международной конференции «Сеточные методы для краевых задач и приложения». Казань: Казанский университет. 2014. С. 156–161.

Материал поступил в редакцию 22.01.15

**РАЙКОВ
Алексей
Александрович**

E-mail: ors@hitv.ru
Тел.: +7 (906) 327-83-57

Кандидат технических наук, ассистент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» Казанского национального исследовательского технологического университета. Сфера научных интересов: разработка и исследование безмасляных средств откачки. Автор одной монографии, более 60 научных статей, двух патентов на изобретения.

**БУРМИСТРОВ
Алексей Васильевич**

E-mail: burm@kstu.ru
Тел.: +7 (843) 231-43-84

Доктор технических наук, профессор кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» Казанского национального исследовательского технологического университета, декан механического факультета. Сфера научных интересов: разработка и исследование безмасляных средств откачки. Автор 5 монографий, более 200 научных статей, трех патентов на изобретения.

**БРОНШТЕЙН
Михаил Давидович**

E-mail: bronmich@gmail.com
Тел.: +7 (917) 913-42-18

Кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Высшая математика» Казанского национального исследовательского технологического университета. Сфера научных интересов: математическое моделирование рабочих процессов вакуумных насосов. Автор одной монографии, более 90 научных статей, двух патентов на изобретения.

**САЛИКЕЕВ
Сергей Иванович**

E-mail: salikeev_s@mail.ru
Тел.: +7 (937) 614-03-00

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» Казанского национального исследовательского технологического университета. Сфера научных интересов: разработка и исследование безмасляных средств откачки. Автор 4 монографий, более 88 научных статей, 5 патентов на изобретения.