

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЕЗМАСЛЯНОГО СПИРАЛЬНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

А.В. Бурмистров
С.И. Саликеев
А.А. Райков
А.В. Тюрин
Р.Р. Якупов

burm@kstu.ru
salikeev_s@mail.ru
ors@hitv.ru
tyrin92@mail.ru
yakupov.ruslan@gmail.com

**Казанский национальный исследовательский технологический университет,
г. Казань, Российская Федерация**

Аннотация

Безмасляные спиральные вакуумные насосы широко распространены в нанотехнологиях, микроэлектронике, медицине, фармацевтике и термоядерной энергетике. Разработка новых типоразмеров насосов и улучшение существующих удельных характеристик возможна лишь на основе надежной математической модели рабочего процесса, позволяющей оценить влияние тех или иных факторов на процесс откачки. Выполнено математическое моделирование рабочего процесса безмасляного спирального вакуумного насоса с быстротой действия 12 м³/ч. Приведены результаты расчетов быстроты действия при различных частотах вращения приводного вала (согласование с экспериментом составляет ~ 20 %). Разработанную модель рабочего процесса безмасляного спирального вакуумного насоса можно рекомендовать для расчета откачных характеристик безмасляных спиральных вакуумных насосов

Ключевые слова

Спиральный вакуумный насос, метод конечных объемов, быстрота действия, проводимость, обратные перетекания, процесс откачки

Поступила в редакцию 13.12.2017
© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018

Особые требования к чистоте вакуума, предъявляемые при получении наноструктурированных покрытий или биосовместимых материалов с функциональными свойствами, при создании элементов электронных схем субмикронных и нанометровых размеров ставят новые задачи перед разработчиками и производителями откачных средств. Варианты используемых механических безмасляных откачных систем среднего и низкого вакуума весьма немногочисленны и включают в себя несколько разновидностей бесконтактных насосов: спиральные, винтовые, кулачково-зубчатые, а также агрегаты на базе машин типа Roots.

Спиральный вакуумный насос имеет по сравнению с другими «сухими» вакуумными насосами целый ряд достоинств, такие как чрезвычайно высокая степень повышения давления, достигаемая за счет малых перетеканий между рабочими полостями и их большого количества, малые потери на всасывание и низкое энергопотребление. Потребности отечественной промышленности и

науки в спиральных насосах оцениваются не менее чем в 1500 штук в год и до 2016 г. покрывались исключительно импортными поставками. В настоящее время в АО «Вакууммаш» (г. Казань) производят линейку спиральных машин, состоящую из трех насосов производительностью 4, 12 и 35 м³/ч [1]. Двухлетний опыт их эксплуатации показывает, что необходимо расширение номенклатуры выпускаемых отечественных насосов как в плане увеличения производительности, так и использования новых для России конструктивных вариантов, например сильфона большого диаметра для полной изоляции рабочей полости от подшипниковых узлов. Значительный интерес представляют также машины с многозаходными спиралями.

Разработка новых спиральных насосов и повышение удельных характеристик существующих возможны лишь на основе надежной математической модели рабочего процесса, позволяющей проводить сравнительную оценку влияния тех или иных факторов на параметры насосов. Большинство аналогичных исследований посвящено разработке математических моделей спирального механизма, работающего в режиме спирального компрессора [2]. Работ по спиральным вакуумным насосам [3, 4] существенно меньше. Поэтому исследование, направленное на создание математической модели рабочего процесса спирального вакуумного насоса, позволяющей прогнозировать откачные параметры при изменении геометрических размеров спиралей, зазоров, частоты вращения приводного вала, давления, температуры и молекулярной массы газа, является актуальным.

В математической модели рабочего процесса НВСП (насос вакуумный спиральный) приняты следующие допущения: рабочая среда рассматривается как идеальный газ; изменение параметров газа под влиянием внешних факторов в пределах каждой полости происходит мгновенно; газодинамические потери на трение газа о стенки рабочих полостей не учитываются; параметры газа перед всасывающим и за нагнетательным патрубками постоянны; колебания давления во всасывающем и нагнетательном патрубках в процессе работы насоса не учитываются.

Моделирование рабочего процесса осуществляется методом контрольных объемов. В разрабатываемой математической модели НВСП выделяется четыре вида контрольных объемов (рис. 1): внутренняя полость спирального насоса, объемы всасывания, сжатия и нагнетания.

При орбитальном вращении подвижного спирального элемента между спиралями образуются две серповидные полости, газ в которых перемещается от периферии к центру. Этот процесс начинается с формирования объемов всасывания, рост которых происходит при движении спирали.

В момент замыкания полостей между вогнутой стороной подвижной спирали и выпуклой стороной неподвижной формируется первый (внутренний) отсеченный объем $V_{отс1}$ (рис. 1, а). Через поворот после этого будет образован второй (внешний) отсеченный объем $V_{отс2}$ (рис. 1, б). Отметим, что $V_{отс1} < V_{отс2}$. Суммарный объем этих полостей определяет геометрическую быстроту действия насоса:

$$S_r = (V_{отс1} + V_{отс2})n, \quad (1)$$

где n — частота вращения приводного вала.

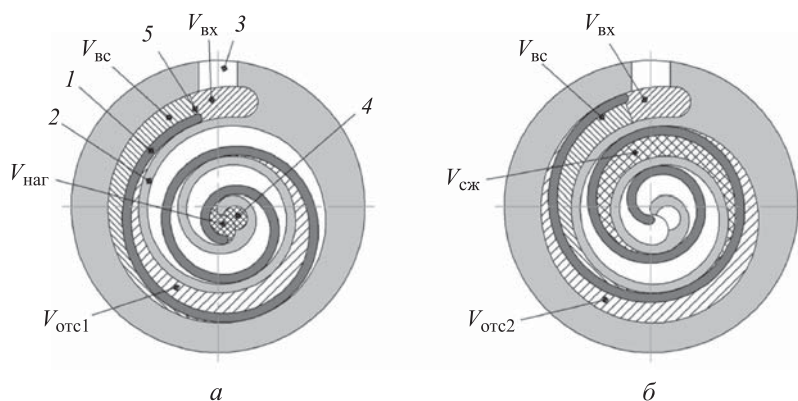


Рис. 1. Схема НВСп:

1, 2 — подвижная и неподвижная спирали; 3 — патрубок входа; 4 — окно нагнетания; 5 — условная поверхность разделения объемов $V_{вх}$ и $V_{вс}$

В следующий момент отсеченные полости трансформируются в полости сжатия $V_{сж1}$ и $V_{сж2}$, которые постепенно уменьшают свой объем при движении к центру.

В конце процесса сжатия происходит объединение парных полостей и внутренней полости в окрестности окна нагнетания 4 (см. рис. 1, а) с формированием единой полости нагнетания $V_{наг}$. Процесс нагнетания, начинающийся в момент отрыва внешней поверхности подвижной спирали от внутренней поверхности неподвижной и сообщения полости с отверстием нагнетания, имеет угловую продолжительность 2π .

Для моделирования процесса откачки используется система дифференциальных уравнений, описывающих изменение давления и температуры газа по углу поворота приводного вала, которая была предложена в работах [5, 6] и с успехом использовалась для объемных машин, работающих в условиях вакуума. Поскольку в основе данных уравнений лежат уравнения состояния газа, справедливые для любого режима течения газа, то математическая модель, основанная на них, может работать при любых числах Кнудсена.

Для каждой полости записывается своя система дифференциальных уравнений. Например, для объема сжатия дифференциальные уравнения записаны в виде

$$\frac{dP_{сж}}{d\varphi} = \frac{k-1}{\omega V_{сж}} \left(Q_{т} + M_{вх \rightarrow сж} h_{вх} - M_{сж \rightarrow вх} h_{сж} + M_{наг \rightarrow сж} h_{наг} - M_{сж \rightarrow наг} h_{сж} + \right. \\ \left. + M_{сж+2\pi \rightarrow сж} h_{сж+2\pi} - M_{сж \rightarrow сж+2\pi} h_{сж} + M_{сж-2\pi \rightarrow сж} h_{сж-2\pi} - \right. \\ \left. - M_{сж \rightarrow сж-2\pi} h_{сж} - \omega \frac{k}{k-1} P_{сж} \frac{dV_{сж}}{d\varphi} \right);$$

$$\frac{dT_{\text{сж}}}{d\varphi} = \frac{(k-1)T_{\text{сж}}}{\omega P_{\text{сж}} V_{\text{сж}}} \left(Q_{\text{т}} + \frac{k-1}{k} \left(M_{\text{вх} \rightarrow \text{сж}} + M_{\text{наг} \rightarrow \text{сж}} + M_{\text{сж}+2\pi \rightarrow \text{сж}} - M_{\text{сж} \rightarrow \text{сж}+2\pi} + \right. \right. \\ \left. \left. + M_{\text{сж}-2\pi \rightarrow \text{сж}} - M_{\text{сж} \rightarrow \text{сж}-2\pi} - (M_{\text{сж} \rightarrow \text{вх}} - M_{\text{сж} \rightarrow \text{наг}}) h_{\text{сж}} + \right. \right. \\ \left. \left. + M_{\text{вх} \rightarrow \text{сж}} (h_{\text{вх}} - h_{\text{сж}}) + M_{\text{наг} \rightarrow \text{сж}} (h_{\text{наг}} - h_{\text{сж}}) + M_{\text{сж}+2\pi \rightarrow \text{сж}} (h_{\text{сж}+2\pi} - h_{\text{сж}}) + \right. \right. \\ \left. \left. + M_{\text{сж}-2\pi \rightarrow \text{сж}} (h_{\text{сж}-2\pi} - h_{\text{сж}}) - \omega \frac{P_{\text{сж}} dV_{\text{сж}}}{d\varphi} \right) \right), \quad (2)$$

где V — текущий объем полости; ω — угловая скорость; $Q_{\text{т}}$ — внешний подведенный или отведенный тепловой поток; k — показатель адиабаты; φ — угол поворота приводного вала; M — секундный приход или уход газа; h — энтальпия газа. Здесь индексы соответствуют полостям, между которыми происходит массообмен: наг — объем нагнетания, вх — внутренняя полость, сж — объем сжатия, сж + 2π, сж - 2π — следующий и предыдущий объемы.

За начальный угол $\varphi = 0$ принимается положение спирали за один оборот до образования отсеченной полости.

Объемы каждой полости рассчитываются как произведение высоты спирали на площадь этой полости, получаемую численным методом с использованием формулы Грина.

Аналогичные системы уравнений записываются для полостей всасывания и нагнетания. Расчет ведется методом последовательных приближений. Условием сходимости расчета является отличие диаграмм давления и температуры предыдущего приближения от диаграмм последующего приближения менее чем на 1 Па и 1 К.

Основная сложность при моделировании процесса откачки — расчет перетеканий газа через щелевые каналы между полостями. Канал между торцом пера одной спирали и торцевым диском другой (торцевой канал) уплотняется с помощью торцевого уплотнителя, выполненного из графитизированного фторопласта, и поэтому в расчете не учитывается.

Радиальный канал образуется боковыми поверхностями спиралей, одна из которых совершает орбитальное движение. За счет этого отсеченная полость перемещается от периферии спирали к центру со скоростью $2\pi r n$ (r — радиус кривизны спирали в точке контакта). Такое же движение совершает точка «контакта» канала, и скорость стенки здесь может достигать 20...30 м/с.

Как показали численные и натурные эксперименты, при давлениях менее 10 кПа [7] за счет движения стенки расход газа через канал может увеличиваться в десятки раз. Поэтому с помощью комплекса ANSYS-FLUENT [8] был получен массив данных для различных давлений на входе и выходе из канала, радиусов кривизны и скорости стенок, которые использовались для расчета перетеканий в математической модели.

При давлении более 10 кПа влияние скорости на массовый расход незначительно, поэтому в этом диапазоне использовались методики расчета проводимости [9, 10].

Потери на входе и выходе в математической модели учитывались путем введения коэффициента расхода, который был получен с помощью моделирования течения газа в пакете ANSYS-FLUENT. В работе [11] установлено, что потери на выходе практически не влияют на быстроту действия (не более 1 %), а потери во входном тракте сказываются на быстроте действия только в области низких давлений (не более 10 %).

Математическая модель учитывает процесс теплообмена рабочего тела со спиральными элементами. Для учета теплообмена газа со стенками рабочей полости используется известное выражение

$$dQ = \alpha F_{ст} (T_{ст} - T_{г}) d\tau, \quad (3)$$

где $T_{ст}$, $T_{г}$ — температура стенки и газа; α — коэффициент теплоотдачи; $F_{ст}$ — площадь поверхности рабочей полости; τ — время.

Коэффициент теплоотдачи между газом, находящимся в рабочей полости, и пером спирали определяется по эмпирической формуле [6]

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_э} \cdot 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(1 + 1,77 \frac{d_э}{R} \right), \quad (4)$$

где λ — коэффициент теплопроводности газа; R — радиус кривизны стенки спирали в данной точке; $d_э$ — характерный размер — гидравлический диаметр канала; Re — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля.

Для учета влияния разрежения на процесс теплообмена по аналогии с работой [6] вводится поправка в значение динамической вязкости газа в виде

$$\mu = \frac{\mu_{атм}}{(1 + \beta Kn)}, \quad (5)$$

где Kn — число Кнудсена; $\mu_{атм}$ — динамическая вязкость газа при атмосферном давлении.

Параметры Kn и β связаны следующим образом:

$$Kn = t - \frac{A}{(2 - c_2)(3 - c_2)t^{2 - c_2}}; \quad (6)$$

$$\beta = c_1 t^{c_2} + \frac{A}{c_1 c_2 (2 - c_2)(3 - c_2)t},$$

где t — параметрическая переменная; $A = 0,15$; $c_1 = 1,479952$; $c_2 = 0,1551753$.

Температуры спиральных элементов определяются с помощью отдельной математической модели [12], основанной на использовании метода конечных элементов. Исходными данными для расчета температурных полей являются значения давлений и температур в каждой полости насоса, определяемые с помощью представленной ранее математической модели рабочего процесса, и распределение температур на всех поверхностях рабочих элементов.

Задача сводится к решению трехмерного уравнения теплопроводности (уравнения Лапласа)

$$\Delta T(x) = 0, \quad x \in \Omega, \quad (7)$$

где Ω — трехмерная область, занимаемая спиралью; $x = (x_1, x_2, x_3)$ — точка трехмерного пространства; $\Delta T(x) = \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_2^2} + \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_3^2}$.

Уравнение (7) решается методом конечных элементов. Для этого строится трехмерная сетка, описывающая геометрию спирали, и для каждого элемента записывается аппроксимирующая линейная функция.

В соответствии с рабочими режимами на разных участках границы сеточной области задаются различные граничные условия. Так, из-за сложной геометрии корпуса НВСП и затруднений, связанных с описанием теплообмена между ним и окружающей средой, вполне оправданным является замер температуры в месте контакта неподвижного спирального элемента с корпусом вакуумного насоса и задание граничного условия Дирихле. На всех остальных поверхностях ставится граничное условие третьего рода, описывающее теплообмен с внешней средой, имеющей заданную температуру.

Учитывая различные подходы в построениях термодинамической модели и модели расчета температурных полей рабочих элементов, возможен только последовательный итерационный метод решения.

После расчета температурного поля спиральных элементов эти данные снова передаются в термодинамическую модель. Для этого температурное поле преобразуется в зависимость средней температуры стенок рабочего объема от угла поворота вала. Затем проводятся итерационные расчеты с контролем сходимости по температуре пера спирали, передаваемой в термодинамическую модель.

В результате расчета находят температурные поля подвижного и неподвижного спиральных элементов. В качестве примера на рис. 2 приведены распределения температур по поверхностям спиральных элементов для входного давления $P_{\text{вх}} = 5$ кПа.

После проведения расчета в термодинамическую модель снова передается распределение температуры пера спирали для уточнения расчета и организуется итерационный процесс.

Как известно, характеристики спиральных машин определяются величиной зазоров между спиральными элементами. Поэтому характеристики насоса находят для действительных зазоров, определяемых с учетом тепловых деформаций спиральных элементов. Для этого использовали метод конечных элементов, реализованный в комплексе ANSYS. Подвижный и неподвижный спиральные элементы разбивали на тетраэдральные конечные элементы, размер которых определялся условием сеточной сходимости, и полученные в результате термодинамического расчета температурные поля спиральных элементов вносили в модель тепловой деформации.

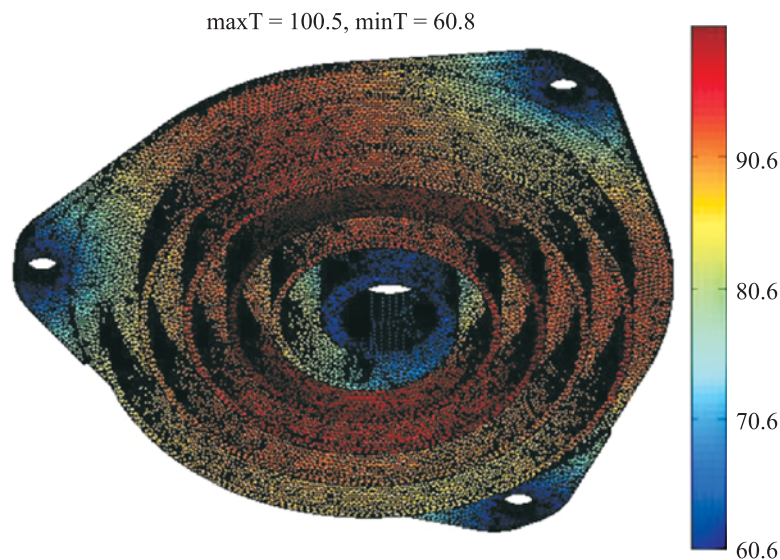


Рис. 2. Распределение температур на подвижной спирали

Результаты расчета в виде зависимости деформации и зазора от угла поворота приводного вала приведены на рис. 3.

Полученные значения зазоров вносили в математическую модель, и расчет повторялся по алгоритму, описанному ранее. В результате проведения нескольких итераций рассчитывали зависимости давлений и температур в рабочих полостях от угла поворота приводного вала с учетом изменения радиального зазора от тепловых деформаций.

Итогом расчета является разность массы газа, попавшего в насос и перетекшего обратно в откачиваемый объем за один оборот

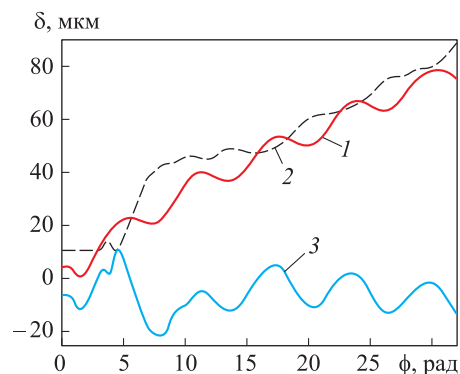


Рис. 3. Тепловые деформации спиральных элементов и изменение радиального зазора НВСП при входном давлении 10 Па:

1 — неподвижный; 2 — подвижный; 3 — зазор

$$m_{\text{вх}} = \int_0^{2\pi} (M_{\text{вх} \rightarrow \text{сж}} - M_{\text{сж} \rightarrow \text{вх}}) d\varphi. \quad (8)$$

Быстрота действия НВСП рассчитывается согласно выражению

$$S_{\text{вх}} = \frac{m_{\text{вх}} R_{\text{г}} T_{\text{вх}}}{p_{\text{вх}}} n, \quad (9)$$

где $R_{\text{г}}$ — газовая постоянная.

Верификацию математической модели проводили путем сопоставления с экспериментальными данными, полученными при испытаниях безмасляного спирального насоса НВСП-12. Это насос с односторонней однозаходной эвольвентной спиралью производства АО «Вакууммаш» (г. Казань) [13]. Расчетные зависимости быстроты действия от давления на входе для различных частот вращения приводного вала в сопоставлении с экспериментом приведены на рис. 4.

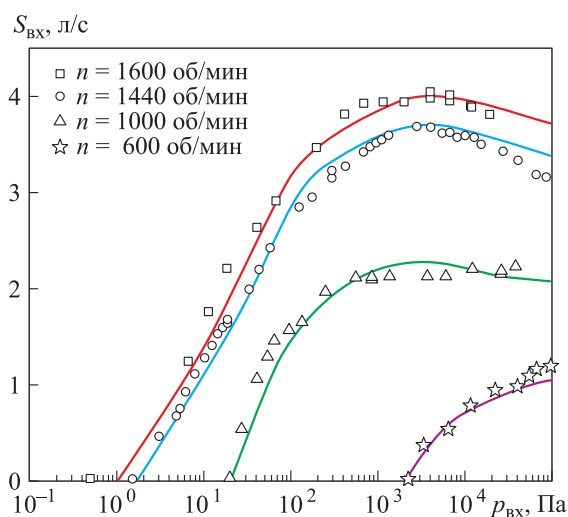


Рис. 4. Расчетная и экспериментальная быстрота действия НВСП-12 при различных частотах вращения вала

Результаты расчетов быстроты действия, полученные для семи частот вращения приводного вала, согласуются с экспериментом в пределах 20 % (см. рис. 4). Таким образом, разработанная модель рабочего процесса НВСП может быть рекомендована для расчета откачных характеристик спиральных вакуумных насосов.

ЛИТЕРАТУРА

- 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.
- Ибрагимов Е.Р., Хисамеев И.Г., Налимов В.Н., Осипова И.И. Математическая модель рабочего процесса спирального компрессора сухого сжатия // Компрессорная техника и пневматика. 2006. № 4. С. 29–31.
- Su Y., Sawada T., Takemoto J., Haga S. Theoretical study on the pumping mechanism of a dry scroll vacuum pump // Vacuum. 1996. Vol. 47. No. 6-8. P. 815–818. DOI: 10.1016/0042-207X(96)00073-5
- Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump / Z. Li, L. Li, Yu. Zhao, G. Bu, P. Shu // Vacuum. 2010. Vol. 84. No. 3. P. 415–421. DOI: 10.1016/j.vacuum.2009.09.005
- Мамонтов М.А. Вопросы термодинамики тела переменной массы. Тула: Приокское книжн. изд-во, 1970. 87 с.

6. *Фотин Б.С.* Рабочие процессы поршневых компрессоров. Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. Л.: Политехнический ин-т им. М.И. Калинина, 1974. 34 с.
7. *Расчет* проводимости радиальных каналов с движущимися стенками при моделировании процессов бесконтактных вакуумных насосов / М.Д. Бронштейн, А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, Р.Р. Якупов // *Компрессорная техника и пневматика*. 2017. № 1. С. 30–34.
8. ANSYS license file for Kazan National Research Technology University. Serial no. 657938.
9. *Conductance* calculation of channels in laminar gas flow regime at an arbitrary pressure difference / S. Salikeev, A. Burmistrov, M. Bronshtein, M. Fomina, A. Raykov // *Vacuum*. 2014. Vol. 107. P. 178–183. DOI: 10.1016/j.vacuum.2014.01.016
10. *Conductance* calculation of slot channels with variable cross section in molecular-viscous flow regime / A. Burmistrov, S. Salikeev, M. Bronshtein, M. Fomina, A. Raykov // *Vakuum in Forschung und Praxis*. 2015. Vol. 27. No. 1. P. 36–40. DOI: 10.1002/vipr.201500571
11. *Потери* во входном и выходном трактах безмасляного спирального вакуумного насоса / А.А. Райков, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев, А.Т. Гимальгын, Р.Р. Якупов // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2017. № 5 (686). С. 45–51. DOI: 10.18698/0536-1044-2017-5-45-51
12. *Якупов Р.Р., Райков А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В.* Расчет процесса теплообмена в математической модели спирального вакуумного насоса // *Материалы XVII Междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике*. Казань, 2017. С. 72–78.
13. *Тюрин А.В., Пузанков С.М., Бурмистров А.В., Аляев В.А.* Экспериментальное исследование влияния частоты вращения и радиального зазора на откачные характеристики безмасляного спирального вакуумного насоса // *Материалы XXIII науч.-техн. конф. «Вакуумная наука и техника»*. М.: Новелла, 2016. С. 56–59.

Бурмистров Алексей Васильевич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» Казанского национального исследовательского технологического университета (Российская Федерация, 420015, Республика Татарстан, Казань, ул. К. Маркса, д. 68).

Саликеев Сергей Иванович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» Казанского национального исследовательского технологического университета (Российская Федерация, 420015, Республика Татарстан, Казань, ул. К. Маркса, д. 68).

Райков Алексей Александрович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» Казанского национального исследовательского технологического университета (Российская Федерация, 420015, Республика Татарстан, Казань, ул. К. Маркса, д. 68).

Тюрин Алексей Викторович — аспирант кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок» Казанского национального исследовательского технологического университета (Российская Федерация, 420015, Республика Татарстан, Казань, ул. К. Маркса, д. 68).

Якупов Руслан Равилевич — ассистент кафедры «Холодильная техника и технология» Казанского национального исследовательского технологического университета (Российская Федерация, 420015, Республика Татарстан, Казань, ул. К. Маркса, д. 68).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Бурмистров А.В., Саликеев С.И., Райков А.А., Тюрин А.В., Якупов Р.Р. Математическая модель рабочего процесса безмасляного спирального вакуумного насоса // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2018. № 6. С. 103–114.

DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-103-114

MATHEMATICAL SIMULATION OF A WORK CYCLE IN AN OIL-FREE SCROLL VACUUM PUMP

A.V. Burmistrov

S.I. Salikeev

A.A. Raykov

A.V. Tyurin

R.R. Yakupov

burm@kstu.ru

salikeev_s@mail.ru

ors@hitv.ru

tyurin92@mail.ru

yakupov.ruslan@gmail.com

Kazan National Research Technological University, Kazan, Russian Federation

Abstract

Oil-free scroll vacuum pumps are widely used in nanotechnologies, microelectronics, medicine, pharmaceuticals and fusion power engineering. Developing new pump size classes and improving their existing specific performance are only possible on the basis of a reliable mathematical model of a work cycle that enables us to estimate the effect this or that factor has on the pumping process. We simulated a work cycle of an oil-free scroll vacuum pump with a volume flow rate of 12 m³/h. We present results of computing volume flow rates for various drive shaft rotation frequencies (agreement with the experiment is approximately 20 %). We recommend using our work cycle model for an oil-free scroll vacuum pump to compute pumping performance of oil-free scroll vacuum pumps

Keywords

Scroll vacuum pump, finite volume method, volume flow rate, conductance, reverse flow, pumping process

Received 13.12.2017

© BMSTU, 2018

REFERENCES

- [1] Kapustin E.N., Kapustin A.E., Burmistrov A.V., Salikeev S.I. Creation of high-tech production of oil-free spiral vacuum pumps in Russia. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2014, vol. 17, no. 19, pp. 280–283 (in Russ.).
- [2] Ibragimov E.R., Khisameev I.G., Nalimov V.N., Osipova I.I. Working process of oil free scroll compressor mathematical model. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2006, no. 4, pp. 29–31 (in Russ.).
- [3] Su Y., Sawada T., Takemoto J., Haga S. Theoretical study on the pumping mechanism of a dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 1996, vol. 47, no. 6-8, pp. 815–818. DOI: 10.1016/0042-207X(96)00073-5
- [4] Li Z., Li L., Zhao Yu., Bu G., Shu P. Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 84, no. 3, pp. 415–421. DOI: 10.1016/j.vacuum.2009.09.005
- [5] Mamontov M.A. Voprosy termodinamiki tela peremennoy massy [Thermodynamics problems of the body with variable mass]. Tula, Priokskoe knizhn. izd-vo Publ., 1970. 87 p.

- [6] Fotin B.S. Rabochie protsessy porshnevnykh kompressorov. Avtoref. diss. dok. tekhn. nauk [Working processes of reciprocating compressors. Abs. doc. tech. sc. diss.]. Leningrad, Politekhnikheskiy in-t im. M.I. Kalinina Publ., 1974. 34 p.
- [7] Bronshteyn M.D., Raykov A.A., Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Yakupov R.R. Conductance calculation of radial channels with moving walls for processes modeling in contactless vacuum pumps. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2017, no. 1, pp. 30–34 (in Russ.).
- [8] ANSYS license file for Kazan National Research Technology University. Serial no. 657938.
- [9] Salikeev S., Burmistrov A., Bronshtein M., Fomina M., Raykov A. Conductance calculation of channels in laminar gas flow regime at an arbitrary pressure difference. *Vacuum*, 2014, vol. 107, pp. 178–183. DOI: 10.1016/j.vacuum.2014.01.016
- [10] Burmistrov A., Salikeev S., Bronshtein M., Fomina M., Raykov A. Conductance calculation of slot channels with variable cross section in molecular-viscous flow regime. *Vakuum in Forschung und Praxis*, 2015, vol. 27, no. 1, pp. 36–40. DOI: 10.1002/vipr.201500571
- [11] Raykov A.A., Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Gimal'tynov A.T., Yakupov R.R. Losses in the inlet and outlet ducts of oil-free scroll vacuum pumps. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2017, no. 5 (686), pp. 45–51 (in Russ.). DOI: 10.18698/0536-1044-2017-5-45-51
- [12] Yakupov R.R., Raykov A.A., Salikeev S.I., Burmistrov A.V. [Calculation of the heat transfer process in the mathematical model of a scroll vacuum pump]. *Materialy XVII Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. po kompressornoy tekhnike* [Proc. XVII Int. Sci.-Tech. Conf. on Compressor Technique]. Kazan, 2017, pp. 72–78 (in Russ.).
- [13] Tyurin A.V., Puzankov S.M., Burmistrov A.V., Alyaev V.A. [An experimental study of rotational speed and radial clearance effect on the pumping characteristics of the oil-free scroll vacuum pump]. *Materialy XXIII nauch.-tekhn. konf. "Vakuumnaya nauka i tekhnika"* [Proc. XXIII Sc.-Tech. Conf. "Vacuum science and technique"]. Moscow, Novella Publ., 2016, pp. 56–59 (in Russ.).

Burmistrov A.V. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Vacuum Equipment of Electrophysical Installations, Kazan National Research Technological University (Karla Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

Salikeev S.I. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Vacuum Equipment of Electrophysical Installations, Kazan National Research Technological University (Karla Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

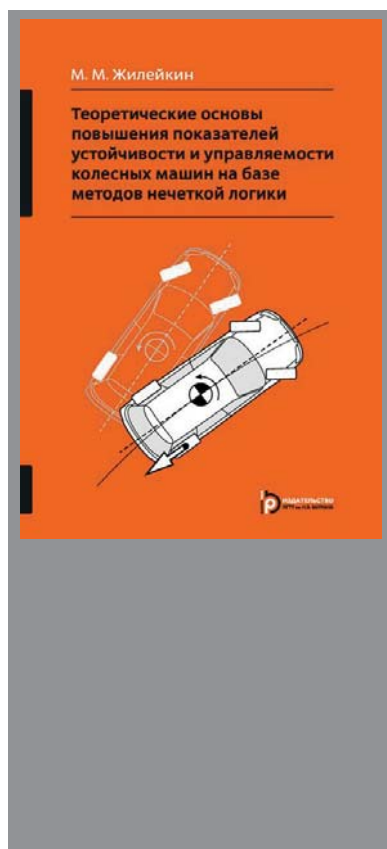
Raykov A.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Vacuum Equipment of Electrophysical Installations, Kazan National Research Technological University (Karla Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

Tyurin A.V. — post-graduate student, Department of Vacuum Equipment of Electrophysical Installations, Kazan National Research Technological University (Karla Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

Yakupov R.R. — Assist. Lecturer, Department of Refrigeration Systems and Technology, Kazan National Research Technological University (Karla Marksa ul. 68, Kazan, 420015 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Raykov A.A., Tyurin A.V., Yakupov R.R. Mathematical Simulation of a Work Cycle in an Oil-Free Scroll Vacuum Pump. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2018, no. 6, pp. 103–114 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-103-114



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие автора

М.М. Жилейкина

**«Теоретические основы повышения
показателей устойчивости и управляемости
колесных машин на базе методов нечеткой
логики»**

Управляемость и устойчивость автомобиля являются важнейшими эксплуатационными свойствами и составляющими активной безопасности движения, оценке которых придается большое значение. Представлены результаты теоретических исследований, выполненных на кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Разработаны принципы повышения показателей устойчивости и управляемости как двухосных, так и многоосных колесных машин, оснащенных различными типами трансмиссий. Обоснованы принципиальные решения по способам управления движением машин, обеспечивающих повышение их курсовой и траекторной устойчивости. Предложены критерии оценки эффективности работы комплексной системы динамической стабилизации движения колесных машин. Разработаны алгоритмы работы системы динамической стабилизации с применением методов нечеткой логики для двухосных и многоосных колесных машин.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

+7 (499) 263-60-45

press@bmstu.ru

www.baumanpress.ru