

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.521

doi: 10.18698/0536-1044-2022-8-65-73

Математическая модель рабочего процесса винтового вакуумного насоса

А.А. Ласкин, Р.Р. Якупов, А.А. Райков, Т.Н. Мустафин, С.И. Саликеев,
А.В. Бурмистров

Казанский национальный исследовательский технологический университет

Mathematical Model of Screw Vacuum Pump Working Process

A.A. Laskin, R.R. Yakupov, A.A. Raykov, T.N. Mustafin, S.I., Salikeev,
A.V. Burmistrov

Kazan National Research Technological University

Винтовой вакуумный насос сочетает в себе высокую производительность, низкое остаточное давление и способность создавать безмасляный вакуум. Расчет характеристик такого насоса можно выполнить путем математического моделирования. Рассмотрены основные этапы создания математической модели: построение геометрии роторов, определение зависимости объема рабочей полости и площади окон всасывания и нагнетания от угла поворота ротора, нахождение основных направлений перетекания газа и расчет зависимости давления и температуры газа от угла поворота ротора. Термодинамическая модель рабочего процесса основана на дифференциальных уравнениях состояния газа, описывающих законы сохранения массы и энергии в контрольных объемах с учетом теплообмена и перетекания газа. Приведена классификация щелевых каналов в винтовом вакуумном насосе. Предложена методика расчета обратного перетекания газа через них. Получены расчетные зависимости скорости действия насоса от входного давления газа при различных частотах вращения ротора. Разработанную модель можно использовать для вычисления откачных характеристик винтового вакуумного насоса на этапе проектирования.

Ключевые слова: винтовой вакуумный насос, математическая модель, рабочая полость, обратное перетекание газа, треугольная щель

The screw vacuum pump combines high performance, low ultimate pressure and ability to create an oil-free vacuum. The calculation of the pump characteristics can be performed using mathematical modeling. The article considers main stages of creating a mathematical model: constructing the geometry of the rotors, calculating the dependence of the working cavity volume and the area of the suction and discharge windows on the angle of rotor rotation, determining the main directions of gas flows, calculating the dependence of pressure and temperature on the angle of rotor rotation. The thermodynamic model of the working process is based on gas state differential equations describing the laws of mass and energy conservation in control volumes, taking account of heat transfer and overflows. The classifi-

cation of slotted channels in a screw pump is given, and a method for calculating gas backflows through them is proposed. The calculated dependences of the speed of action on the inlet pressure for various rotor speeds are presented. The developed model can be used for calculating the pumping characteristics of a screw vacuum pump at the design stage.

Keywords: screw vacuum pump, mathematical model, working chamber, gas backflow, triangular slot

Современные винтовые вакуумные насосы (ВВН) обеспечивают номинальную быстроту действия до $2500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и практически не имеют конкуренции в классе безмасляных машин высокой производительности с предельным остаточным давлением на уровне 1 Па.

ВВН выпускают такие ведущие зарубежные производители средств получения вакуума, как SVC (Южная Корея), Oerlikon Leybold (Германия), Edwards (Великобритания) и Busch (Германия). К сожалению, в России серийное производство ВВН отсутствует. Разработка отечественных ВВН только начинается, поэтому работы по созданию математических моделей и методов расчета таких насосов являются очень актуальными.

ВВН — механический объемный вращательный вакуумный насос, в котором рабочие камеры изменяемого объема, последовательно расположенные и непрерывно движущиеся вдоль оси от входа к выходу, образованы корпусом и винтовыми роторами (далее роторы), синхронно вращающимися навстречу друг другу с гарантированными зазорами [1]. Откачные характеристики ВВН определяются профилем

поперечного сечения ротора, объемом рабочей камеры и степенью вакуумной плотности [2].

В современных ВВН внутреннее сжатие происходит благодаря уменьшению шага роторов [3] или изменению профиля поперечного сечения [4, 5].

Цель статьи — разработка математической модели рабочего процесса ВВН и расчет его откачных характеристик.

Рассмотрим процесс откачки ВВН с переменным шагом ведомого и ведущего роторов (рис. 1) как наиболее универсальный вариант винтовой машины. Газ всасывается через патрубок 1 и попадает в две рабочие полости (РП), образованные поверхностями роторов 8 и корпусом 2.

Через один оборот ротора происходит отсечение РП от входного объема и начинается его перемещение к выходу. Вследствие уменьшения шага ротора происходит внутреннее сжатие газа. При достижении отсеченной областью зоны нагнетания происходит выхлоп газа через патрубок нагнетания 6. Рабочие процессы в одной отсеченной области смещены на 0,5 оборота относительно другой.

При вращении роторы не касаются друг друга и корпуса, благодаря чему отсутствует трение в РП насоса и, соответственно, отпадает необходимость в смазке.

Математическая модель рабочего процесса.

Существует несколько методов математического моделирования рабочего процесса ВВН. Первый — CFD-моделирование течения сплошного газового потока с помощью пакетов вычислительной гидрогазодинамики [6]. Такой подход позволяет детально анализировать особенности течения газа и распределения параметров внутри РП.

Однако из-за того, что задачу нельзя свести к двумерной постановке, большой протяженности роторов и переходов от больших объемов к малым зазорам, она требует очень высоких затрат вычислительных мощностей. Кроме того, режим течения газа по тракту ВВН меняется от молекулярного до вязкостного, что также затрудняет использование методов CFD.

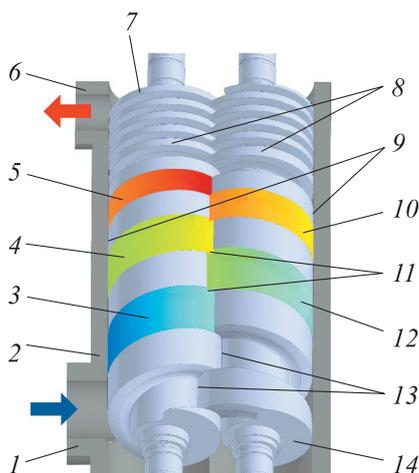


Рис. 1. Конструктивная схема ВВН:

- 1 — патрубок всасывания; 2 — корпус; 3 — полость -360° ;
- 4 — РП; 5 — полость $+360^\circ$; 6 и 7 — патрубок и торец нагнетания; 8 — роторы; 9 — щель по вершине ротора;
- 10 — полость $+180^\circ$; 11 — треугольная щель;
- 12 — полость -180° ; 13 — щель между впадиной ротора и вершиной сопряженного ротора; 14 — торец всасывания

Второй подход основан на решении системы дифференциальных уравнений, описывающих законы сохранения массы и энергии в контрольных объемах с учетом теплообмена и перетекания газа [7], которые приведены в работе [8] в виде

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{(k-1)}{V\omega} \left[\frac{dQ}{d\tau} + \sum_{i=1}^n (h_{in_i} \dot{m}_{in_i}) - \sum_{j=1}^s (h_{ex_j} \dot{m}_{ex_j}) - \frac{\omega k p}{(k-1)} \frac{dV}{d\varphi} \right]; \\ \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{(k-1)T}{pV\omega} \left[\frac{dQ}{d\tau} + \sum_{i=1}^n [(h_{in_i} - h) \dot{m}_{in_i}] + \right. \\ &\quad \left. + h \left(\frac{k-1}{k} \right) \left(\sum_{i=1}^n \dot{m}_{in_i} - \sum_{j=1}^s \dot{m}_{ex_j} \right) - p\omega \frac{dV}{d\varphi} \right], \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где p — давление газа в РП; φ — угол поворота приводного вала; k — показатель адиабаты откачиваемого газа, $k = c_p/c_v$ (c_p и c_v — изобарная и изохорная удельная теплоемкость откачиваемого газа); V — текущий объем РП; ω — угловая скорость приводного вала; $dQ/d\tau$ — теплоприток, подводимый или отводимый от откачиваемого газа вследствие теплообмена со стенками корпуса и поверхностью роторов; h_{in_i} , h_{ex_j} и \dot{m}_{in_i} , \dot{m}_{ex_j} — энтальпии и массовые расходы откачиваемого газа для притекающей и утекающей рабочей среды соответственно; n и s — число щелей и полостей, через которые происходит приток и утечка газа соответственно; T — температура газа в РП; h — энтальпия откачиваемого газа в РП, $h = c_p T$.

При построении математической модели ВВН приняты следующие допущения:

- рабочая среда в рассматриваемом контрольном объеме однородна;
- изменение параметров рабочей среды в границах одного контрольного объема происходит мгновенно;
- параметры газа перед всасывающим и за нагнетательным патрубками постоянны;
- рабочая среда — идеальный газ.

Ввиду того, что процессы в РП протекают одинаково и смещены по углу поворота ротора, рассматриваем только одну РП. Параметры в смежных полостях при расчете каждого приближения принимаем такими же, как и в этой РП на соответствующем угле поворота в предыдущем приближении.

На первом этапе разрабатываем геометрическую модель машины, и определяем зависимости откачных характеристик — объема РП, гео-

метрических параметров входного и выходного трактов, а также количества, геометрических характеристик и размеров щелей в роторном механизме — от угла поворота приводного вала (периодов существования щелей).

Геометрическая модель ВВН. Основную часть геометрической формы РП насоса определяют винтовые поверхности роторов, профильная часть которых состоит из двух участков (рис. 2). Рассмотрим ведущий ротор.

Участок A_1B_1 — эпициклоида, образованная точкой B_2 , находящейся на начальном радиусе $r_{2н}$ ведомого ротора, и катящейся по внешней стороне начального радиуса $r_{1н}$ без скольжения;

Участок B_1C_1 — удлиненная эпициклоида, образованная точкой A_2 , находящейся на наружном радиусе r_2 ведомого ротора, при качении связанного начального радиуса $r_{2н}$ по внешней стороне начального радиуса $r_{1н}$ без скольжения.

Вторая профильная часть зуба построена аналогично.

Участок A_1B_1 описывается уравнением эпициклоиды [9, 10]

$$\left\{ \begin{aligned} x &= r_{1н} \left[(1+i) \cos \varphi_1 - i \cos \left(\left(1 + \frac{1}{i} \right) \varphi_1 \right) \right]; \\ y &= r_{1н} \left[(1+i) \sin \varphi_1 - i \sin \left(\left(1 + \frac{1}{i} \right) \varphi_1 \right) \right], \end{aligned} \right.$$

где $r_{1н}$ — радиус начальной окружности ведущего ротора, $r_{1н} = d_{1н}/2$; i — передаточное число, $i = 1$; φ_1 — угол поворота ведущего ротора на участке A_1B_1 .

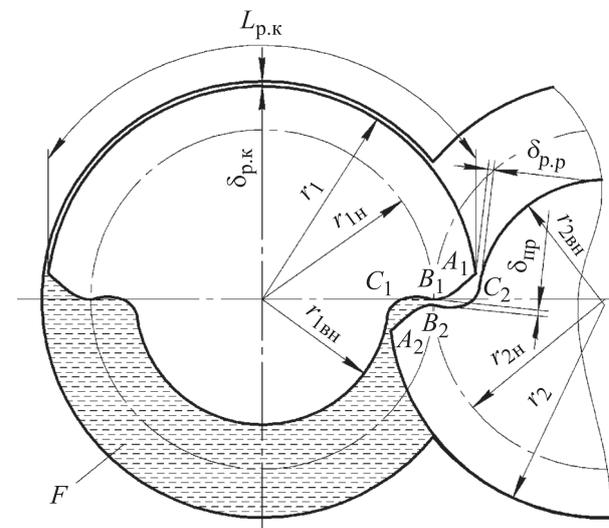


Рис. 2. Схема профильной части роторов

Участок B_1C_1 описывается уравнениями удлиненной эпициклоиды

$$\begin{cases} x = r_{1н} \left[(1+i) \cos\left(\frac{\varphi_1}{i} + \psi_A\right) - \right. \\ \left. - (1+h_{г.з}) \cos\left(\frac{1+i}{i} \varphi_1 + \psi_A\right) \right]; \\ y = r_{1н} \left[-(1+i) \sin\left(\frac{\varphi_1}{i} + \psi_A\right) - \right. \\ \left. - (1+h_{г.з}) \sin\left(\frac{1+i}{i} \varphi_1 + \psi_A\right) \right], \end{cases}$$

где ψ_A — угол конца эпициклоиды; $h_{г.з}$ — относительная высота головки зуба, $h_{г.з} = (r_1 - r_{1н})/r_{1н}$.

Рабочая полость ВВН ограничена поверхностями впадины ротора, поверхностями зуба сопряженного ротора, которые входят во впадину, и расточкой корпуса. Эта РП проходит несколько этапов (см. рис. 1).

На первом этапе объем РП изменяется вследствие расщепления зубьев на торце всасывания 14. После образования полной линии контакта начинается второй этап, где изменение объема РП происходит по закону, зависящему от уравнения винтовой линии. Третий этап — расщепление зубьев на торце нагнетания 7.

Объем РП в зависимости от угла поворота ротора определяется выражением

$$V(\varphi) = \int_{\varphi_n}^{\varphi_k} F(\varphi) f_{dz}(\varphi) d\varphi, \quad (2)$$

где $F(\varphi)$ — функция зависимости площади сечения полости на торце всасывания от угла по-

ворота ротора; $f_{dz}(\varphi)$ — функция зависимости шага винтовой линии от угла поворота ротора; φ_n и φ_k — пределы интегрирования.

Площадь поперечного сечения РП можно рассчитать по формуле Грина

$$F = \sum_n \frac{1}{2} \int_{t_n}^{t_k} [x_n(t)y'_n(t) - x'_n(t)y_n(t)] dt,$$

где n — номер кривой; x_n , y_n — координаты n -й кривой, заданные параметрически через t ; t_k и t_n — пределы интегрирования, определяемые параметрами точек пересечения кривых, которые формируют фигуру.

Как уже отмечалось, для обеспечения внутреннего сжатия в ВВН используют винтовую линию с переменным шагом. Между сечениями шаг винтовой линии меняется по линейному закону и определяет функцию $f_{dz}(\varphi)$ в формуле (2).

Объем РП и площади окон всасывания и нагнетания. Как и в любом объемном насосе, для ВВН можно выделить следующие стадии рабочего процесса: всасывание, сжатие и нагнетание. В ВВН одновременно существуют несколько полостей, сообщающихся между собой через щелевые каналы. В полостях протекают различные стадии рабочего процесса, смещенные относительно друг друга по углу поворота вала на углы, кратные периодизации.

Схема перетекания газа (количество щелей и их геометрические характеристики) по углу поворота также меняется. Зависимость объема РП, рассчитанного по формуле (2), от угла поворота ротора показана на рис. 3. Так как окна

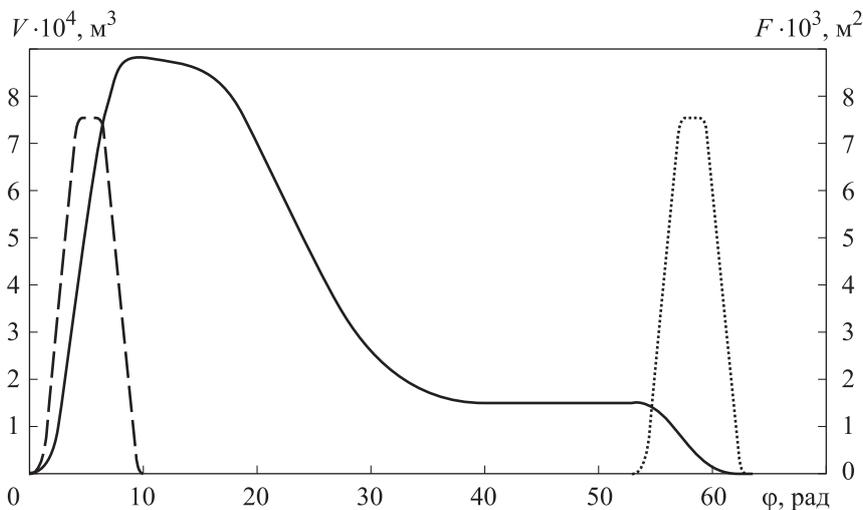


Рис. 3. Зависимости объема РП V (—) и площади F окон всасывания (— —) и нагнетания (.....) от угла поворота ротора φ

всасывания и нагнетания формируются только профилем ротора, расчет осуществляется аналогично расчету площади поперечного сечения РП.

Расчет перетекания газа через щелевые каналы. Решение уравнения (1) требует определения расхода газа через образующиеся в роторном механизме насоса щели (см. рис. 1). Для начала классифицируем их.

Щель по вершине ротора. Эта щель образована его внешней поверхностью и расточкой корпуса. С помощью двух таких щелей РП соединена с полостями +360° и -360° (см. рис. 1).

Щель такого типа принята плоской. Для нее определяют три параметра: длину $L_{р.к}$, высоту $\delta_{р.к}$ и глубину $z_{р.к}$. Высота щели является постоянной величиной и зависит только от диаметра расточки корпуса и наружного диаметра ротора. На глубину щели влияет шаг ротора.

Длина щели определяется выражением

$$L_{р.к} = \int_{\varphi_n}^{\varphi_k} \sqrt{f_{az}(\varphi)^2 + r_1^2} d\varphi.$$

Щель между впадиной ротора и вершиной сопряженного ротора. Эта щель образована двумя цилиндрическими поверхностями и соединяет РП с полостями +360° и -360° (см. рис. 1). Для такой щели определяют четыре параметра: длину $L_{р.р}$, высоту $\delta_{р.р}$, наружный r_2 и внутренний $r_{2вн}$ радиусы стенок ведомого ротора, которые зависят от радиусов роторов. Высо-

та является постоянной величиной и зависит только от межцентрового расстояния

Треугольная щель. Такие щели соединяют РП с полостями +180° и -180° (см. рис. 1). Для каждой РП образуются четыре щели.

Треугольная щель является минимальным сечением пространственного канала сложной конфигурации, который связывает соседние РП, если линия контакта винтов не доходит до гребня расточки корпуса. Это минимальное сечение расположено в плоскости, проходящей через гребень расточки и точку линии контакта. Стенки щели в этой плоскости образованы боковыми поверхностями ведущего и ведомого роторов и гребнем расточки корпуса.

Как и для окон всасывания и нагнетания, для треугольной щели за характерный параметр принят гидравлический диаметр d_r (рис. 4).

Профильная щель. Эта щель возникает между профильными поверхностями роторов. Двумя такими щелями РП соединена с полостями +180° и -180°. Как и в треугольной щели, здесь образуются четыре профильные щели. Профильная щель принята плоской. Для нее определяют три параметра: длину $L_{пр}$, глубину $z_{пр}$ и высоту $\delta_{пр}$. Длина данной щели является постоянной, определяется линией зацепления и рассчитывается по формулам

$$L_{пр} = r_1 \sin \varphi_{B1};$$

$$\varphi_{B1} = \arccos \frac{r_2^2 + A^2 - r_{Гн}^2}{2r_2 A},$$

где A — расстояние между центрами роторов.

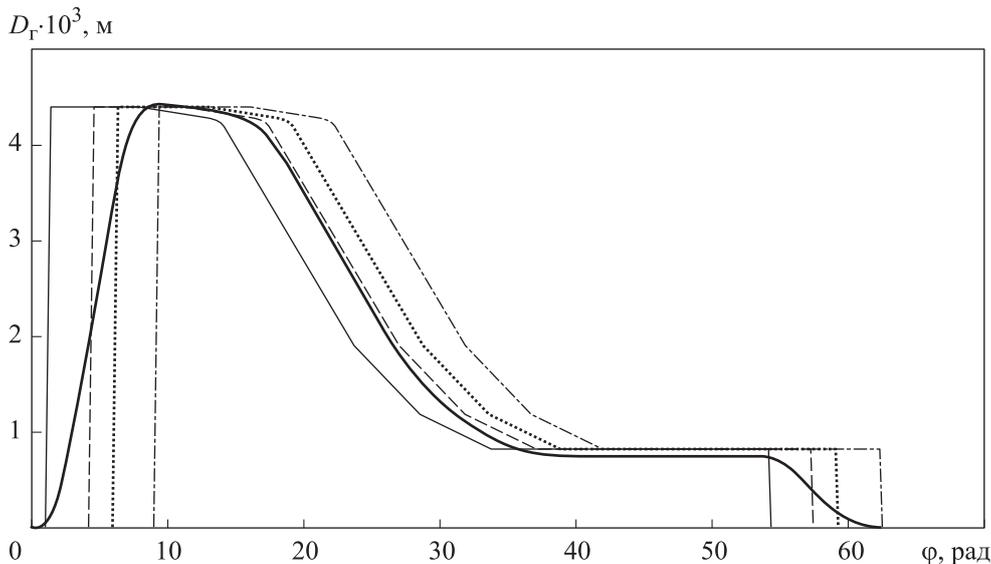


Рис. 4. Зависимости гидравлического диаметра d_r первой (—), второй (---), третьей (.....) и четвертой (— · — ·) треугольных щелей от угла поворота ротора φ

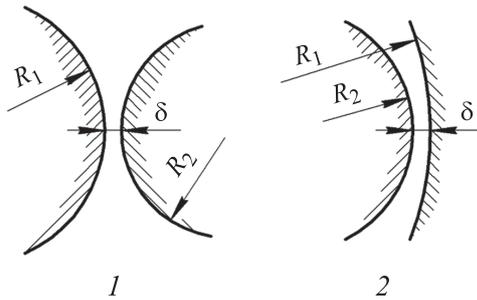


Рис. 5. Схема эквивалентных каналов 1, 2 в винтовом механизме

Высота профильной щели — переменная величина из-за переменного шага винтовой линии — определяется линией зацепления и рассчитывается по формуле

$$\delta_{\text{пр}} = \frac{\frac{2}{3}(r_1 - r_{1н})}{\sin\left(\arctg \frac{r_{1н}}{f_{dz}(\varphi)}\right)}$$

Глубина профильной щели — переменная величина из-за переменного шага винтовой линии — определяется линией зацепления и вычисляется по выражению

$$z_{\text{пр}} = \Delta z \sin\left(\arctg \frac{r_{1н}}{f_{dz}(\varphi)}\right),$$

где Δz — смещение одной из винтовых линий, образующих профильную поверхность, для получения безопасного профильного зазора.

Очевидно, что геометрия щелевых каналов ВВН очень разнообразна. Получить аналитические выражения для каждого варианта щели практически невозможно. Но учитывая, что практически все щели в ВВН переменного сечения, имеющие в некотором месте минимальный зазор, воспользуемся методикой расчета, предложенной в работе [11].

Здесь показано, что практически все сопротивление таких щелей определяется участком в окрестности минимального зазора δ , имеющего небольшую протяженность, и стенки канала практически с любым профилем на этом участке можно аппроксимировать выпуклыми или вогнутыми дугами окружности с радиусами R_1 и R_2 .

Тогда для нахождения проводимости канала в зависимости от режима течения газа и гео-

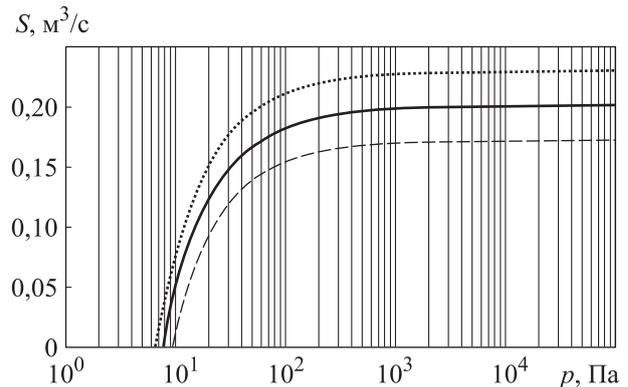


Рис. 6. Зависимости быстроты действия ВВН S от входного давления газа p при частоте вращения ротора $n = 6000$ (---), 7000 (—) и 8000 мин⁻¹ (.....)

метрических характеристик можно использовать уравнения для эквивалентных каналов 1 и 2, показанных на рис. 5.

Выражения для расчета проводимости каналов 1 и 2 в вязкостном режиме течения газа получены в статье [12], в молекулярном — в работе [13], в молекулярно-вязкостном — в публикации [14].

Проводимость длинной плоской прямоугольной щели определена с использованием выражений, приведенных в работе [15], для этих трех режимов течения газа.

Вместе с тем невозможно построить математическую модель ВВН с треугольными щелями по выражениям, предложенным в трудах [12–15]. Поэтому для треугольной щели расход определяют с использованием коэффициента расхода в вязкостном режиме или коэффициента проводимости в молекулярном.

В результате математического моделирования получены расчетные зависимости быстроты действия ВВН S от входного давления газа p (рис. 6).

Выводы

1. Предложена методика расчета обратного перетекания газа через щелевые каналы.

2. Разработана модель для определения откачных характеристик ВВН на этапе проектирования. Однако на сегодняшний день в модели не учтен теплообмен газа со стенками и изменение зазоров в результате температурных деформаций роторов и корпусных деталей.

Литература

- [1] Хаблянян М.Х., Саксаганский Г.Л., Бурмистров А.В. *Вакуумная техника. Оборудование, проектирование, технологии, эксплуатация*. Ч. 2. Вакуумные насосы. Казань, Изд-во КНИТУ, 2016. 300 с.
- [2] Wang J., Cui F., Wei S. et al. Study on a novel screw rotor with variable cross-section profiles for twin-screw vacuum pumps. *Vacuum*, 2017, vol. 145, pp. 299–307, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2017.09.006>
- [3] Pfaller D., Brümmer A., Kauder K. Optimized rotor pitch distributions for screw spindle vacuum pumps. *Vacuum*, 2011, vol. 85, no. 12, pp. 1152–1155, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2011.03.002>
- [4] Li D., He Z., Wang C. et al. Design methodology and performance analysis of conical rotors for dry screw vacuum pumps. *Vacuum*, 2021, vol. 185, art. 110025, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2020.110025>
- [5] Wang J., Wu M., Cui F. et al. Research of a novel eccentric involute rotor and its performance analysis for twin-screw vacuum pumps. *Vacuum*, 2020, vol. 176, art. 109309, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2020.109309>
- [6] Kovacevic A., Rane S., Stosic N. Modelling of twin-screw machines by use of CFD. *Positive Displacement Machines*, 2019, pp. 423–441, doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-816998-8.00015-7>
- [7] Ohbayashi T., Sawada T., Hamaguchi M. et al. Study on the performance prediction of screw vacuum pump. *Appl. Surf. Sci.*, 2001, vol. 169–170, pp. 768–771, doi: [https://doi.org/10.1016/S0169-4332\(00\)00788-1](https://doi.org/10.1016/S0169-4332(00)00788-1)
- [8] Мамонтов М.А. *Основы термодинамики тела переменной массы*. Тула, Приокское книжн. изд-во, 1970. 87 с.
- [9] Балденко Д.Ф., Бидман М.Г., Калишевский В.Л. и др. *Винтовые насосы*. Москва, Машиностроение, 1982. 228 с.
- [10] Malov D.A., Svichkar E.V., Klyucharov V.S. et al. Analysis of profiles of screw vacuum pumps. *AIP Conf. Proc.*, 2020, vol. 2285, art. 030050, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0029126>
- [11] Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshtein M.D. et al. Non-contact vacuum pumps. A general-purpose method for conductance calculation of profile slot channels. *Vak. Forschung und Prax.*, 2014, vol. 26, no. 1, pp. 40–44, doi: <https://doi.org/10.1002/vipr.201400542>
- [12] Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshtein M.D. et al. Conductance calculation of channels in laminar gas flow regime at an arbitrary pressure difference. *Vacuum*, 2014, vol. 107, pp. 178–183, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2014.01.016>
- [13] Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshtein M.D. et al. Conductance of slot channels formed by cylindrical walls: Monte Carlo calculations and experimental studies in the molecular gas flow regime. *Vak. Forschung und Prax.*, 2013, vol. 25, no. 4, pp. 34–38, doi: <https://doi.org/10.1002/vipr.201300531>
- [14] Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Bronshtein M.D. et al. Conductance calculation of slot channels with variable cross section in molecular–viscous flow regime. *Vak. Forschung und Prax.*, 2015, vol. 27, no. 1, pp. 36–40, doi: <https://doi.org/10.1002/vipr.201500571>
- [15] Бурмистров А.В. *Создание и исследование бесконтактных вакуумных насосов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 363 с.

References

- [1] Khablanyan M.Kh., Saksaganskiy G.L., Burmistrov A.V. *Vakuumnaya tekhnika. Oborudovanie, proektirovanie, tekhnologii, ekspluatatsiya*. Ch. 2. Vakuumnye nasosy [Vacuum technique. Equipment, design, technologies, exploitation. P.2. Vacuum pumps]. Kazan', Izd-vo KNITU Publ., 2016. 300 p. (In Russ.).
- [2] Wang J., Cui F., Wei S. et al. Study on a novel screw rotor with variable cross-section profiles for twin-screw vacuum pumps. *Vacuum*, 2017, vol. 145, pp. 299–307, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2017.09.006>
- [3] Pfaller D., Brümmer A., Kauder K. Optimized rotor pitch distributions for screw spindle vacuum pumps. *Vacuum*, 2011, vol. 85, no. 12, pp. 1152–1155, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2011.03.002>

- [4] Li D., He Z., Wang C. et al. Design methodology and performance analysis of conical rotors for dry screw vacuum pumps. *Vacuum*, 2021, vol. 185, art. 110025, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2020.110025>
- [5] Wang J., Wu M., Cui F. et al. Research of a novel eccentric involute rotor and its performance analysis for twin-screw vacuum pumps. *Vacuum*, 2020, vol. 176, art. 109309, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2020.109309>
- [6] Kovacevic A., Rane S., Stosic N. Modelling of twin-screw machines by use of CFD. *Positive Displacement Machines*, 2019, pp. 423–441, doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-816998-8.00015-7>
- [7] Ohbayashi T., Sawada T., Hamaguchi M. et al. Study on the performance prediction of screw vacuum pump. *Appl. Surf. Sci.*, 2001, vol. 169–170, pp. 768–771, doi: [https://doi.org/10.1016/S0169-4332\(00\)00788-1](https://doi.org/10.1016/S0169-4332(00)00788-1)
- [8] Mamontov M.A. *Osnovy termodinamiki tela peremennoy massy* [Basics of thermodynamics for a variable-mass body]. Tula, Priokskoe knizhn. izd-vo Pibl., 1970. 87 p. (In Russ.).
- [9] Baldenko D.F., Bidman M.G., Kalishevskiy V.L. et al. *Vintovye nasosy* [Screw pumps]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 228 p. (In Russ.).
- [10] Malov D.A., Svichkar E.V., Klyucharov V.S. et al. Analysis of profiles of screw vacuum pumps. *AIP Conf. Proc.*, 2020, vol. 2285, art. 030050, doi: <https://doi.org/10.1063/5.0029126>
- [11] Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshtein M.D. et al. Non-contact vacuum pumps. A general-purpose method for conductance calculation of profile slot channels. *Vak. Forschung und Prax.*, 2014, vol. 26, no. 1, pp. 40–44, doi: <https://doi.org/10.1002/vipr.201400542>
- [12] Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshtein M.D. et al. Conductance calculation of channels in laminar gas flow regime at an arbitrary pressure difference. *Vacuum*, 2014, vol. 107, pp. 178–183, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2014.01.016>
- [13] Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Bronshtein M.D. et al. Conductance of slot channels formed by cylindrical walls: Monte Carlo calculations and experimental studies in the molecular gas flow regime. *Vak. Forschung und Prax.*, 2013, vol. 25, no. 4, pp. 34–38, doi: <https://doi.org/10.1002/vipr.201300531>
- [14] Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Bronshtein M.D. et al. Conductance calculation of slot channels with variable cross section in molecular–viscous flow regime. *Vak. Forschung und Prax.*, 2015, vol. 27, no. 1, pp. 36–40, doi: <https://doi.org/10.1002/vipr.201500571>
- [15] Burmistrov A.V. *Sozdanie i issledovanie beskontaktnykh vakuumnykh nasosov*. Diss. dok. tekhn. nauk [Vacuum pumps design and study. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2006. 363 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 13.03.2022

Информация об авторах

ЛАСКИН Арсений Александрович — аспирант кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: arseni0602@gmail.com).

ЯКУПОВ Руслан Равилевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильной техники и технологии». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: yakupov.ruslan@gmail.com).

Information about the authors

LASKIN Arseniy Alexandrovich — Postgraduate Student, Department of Vacuum Equipment for Electro-Physical Installations. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: arseni0602@gmail.com).

YAKUPOV Ruslan Ravilevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigeration Engineering and Technology. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: yakupov.ruslan@gmail.com).

РАЙКОВ Алексей Александрович — 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: alraykov@kstu.ru).

МУСТАФИН Тимур Наилевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильной техники и технологии». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: mustimur@rambler.ru).

САЛИКЕЕВ Сергей Иванович — 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).

БУРМИСТРОВ Алексей Васильевич — доктор технических наук, 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).

RAYKOV Alexey Alexandrovich — 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: alraykov@kstu.ru).

MUSTAFIN Timur Nailevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigeration Engineering and Technology. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: mustimur@rambler.ru).

SALIKEEV Sergey Ivanovich — 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).

BURMISTROV Alexey Vasilevich — Doctor of Science (Eng.), 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: burm@kstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ласкин А.А., Якупов Р.Р., Райков А.А., Мустафин Т.Н., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Математическая модель рабочего процесса винтового вакуумного насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 8, с. 65–73, doi: 10.18698/0536-1044-2022-8-65-73

Please cite this article in English as:

Laskin A.A., Yakupov R.R., Raykov A.A., Mustafin T.N., Salikeev S.I., Burmistrov A.V. Mathematical Model of Screw Vacuum Pump Working Process. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 8, pp. 65–73, doi: 10.18698/0536-1044-2022-8-65-73