

УДК 621.521

Математическое моделирование работы безмасляного винтового вакуумного насоса

А.А. Ласкин, А.А. Райков, А.В. Бурмистров

Казанский национальный исследовательский технологический университет

Mathematical simulation of the oil-free screw vacuum pump operation

A.A. Laskin, A.A. Raykov, A.V. Burmistrov

Kazan National Research Technological University

Рассмотрены варианты математического и численного моделирования безмасляного винтового вакуумного насоса, отмечены его достоинства и недостатки. Обоснована необходимость создания математической модели рабочего процесса такого насоса. Описаны наиболее часто встречающиеся типы профилей роторов винтового вакуумного насоса. Приведены блок-схема математической модели и уравнения, лежащие в ее основе, а также основные допущения, использованные при создании математической модели. Рассмотрен метод расчета теплообмена в проточной части винтового вакуумного насоса. Математическим моделированием получены основные характеристики винтового вакуумного насоса. Выполнено их сравнение с экспериментальными характеристиками. Для уточнения математической модели проведены численные и натурные эксперименты. Установлено, что математическая модель позволяет достаточно точно прогнозировать характеристики винтового вакуумного насоса, вследствие чего ее можно использовать в проектной и опытно-конструкторской работе по созданию новых безмасляных винтовых машин.

EDN: ММОПJB, <https://elibrary/mmpojb>**Ключевые слова:** математическая модель, винтовой вакуумный насос, профиль роторов, быстрота действия, рабочая полость, численное моделирование

The paper considers options in mathematical and numerical simulation of the oil-free screw vacuum pumps, their advantages and disadvantages. It substantiates the necessity to create a mathematical model of such pump working process. The most frequently encountered types of rotor profiles of the screw vacuum pump are described. The paper presents a block diagram of the mathematical model and equations underlying it. Main assumptions used in the mathematical model creation are provided. Computation method of heat exchange in the screw vacuum pump flow part is considered. Mathematical simulation makes it possible to obtain main characteristics of the screw vacuum pump; they are compared with those experimental. To define more exactly the mathematical model, numerical and natural experiments were conducted. The paper establishes that the mathematical model makes it possible to predict the screw vacuum pump characteristics quite accurately resulting in its possible introduction in design and experimental-design work on creation of the new oil-free screw machines.

EDN: ММОПJB, <https://elibrary/mmpojb>**Keywords:** mathematical model, screw vacuum pump, rotor profile, pumping speed, working chamber, numerical modeling

Насос вакуумный винтовой (НВВ) (рис. 1) является самым перспективным среди средств низко- и средневакuumной безмасляной откачки газа с рабочим давлением $10^{-1} \dots 10^5$ Па [1]. После ухода с российского рынка зарубежных производителей и введения рестрикций в отношении нашей страны потребности промышленности в отечественных безмасляных НВВ непрерывно растут. В частности, требуется типоразмерный ряд НВВ с быстротой действия $100 \dots 1200$ м³/ч. В различных отраслях промышленности помимо производительности НВВ необходимы технические решения и конструкции, обеспечивающие надежную работу в специфических условиях, например, при откачке пылевлагодосодержащих, взрывоопасных или химически агрессивных сред [2].

Вследствие необходимости создания отечественного модельного ряда НВВ, отвечающего указанным требованиям, возникла задача достоверного прогнозирования характеристик НВВ на основе геометрических параметров проектируемой модели.

Использование современных методов CFD-моделирования в таких программных комплексах, как ANSYS Fluent, ANSYS CFX и COMSOL Multiphysics, PumpLinx [3–5], обеспечивает хорошую точность прогнозирования газодинамических и энергетических параметров НВВ. Однако они имеют следующие недостатки:

- сложность создания расчетных сеток, большие затраты времени на построение их кластера для охвата одного оборота винтовых роторов; чтобы решить эту проблему, приходится использовать специальное программное обеспечение для создания структурированных сеток TwinMesh [6, 7] и SCORG [4]; при этом статическое создание сеток ограничивает решатель постоянным шагом по времени;

- значительные затраты вычислительных мощностей.

- необходимость перестроения всех расчетных сеток и выполнение нового расчета при изменении какого-либо геометрического параметра;

- возможность применения только в условиях сплошной рабочей среды (РС) или с учетом определенных допущений, так как CFD-методы основаны на численном решении уравнений Навье — Стокса и захватывают небольшой участок околосвязкостного режима [7];

- отсутствие высокоэффективных отечественных программных продуктов для НВВ.

Существует другой подход, названный методом рабочих объемов или камерным методом [8]. Суть этого метода заключается в том, что весь тракт исследуемой машины разбивают на рабочие объемы, и для каждого объема решают систему дифференциальных уравнений, что позволяет найти термодинамические парамет-

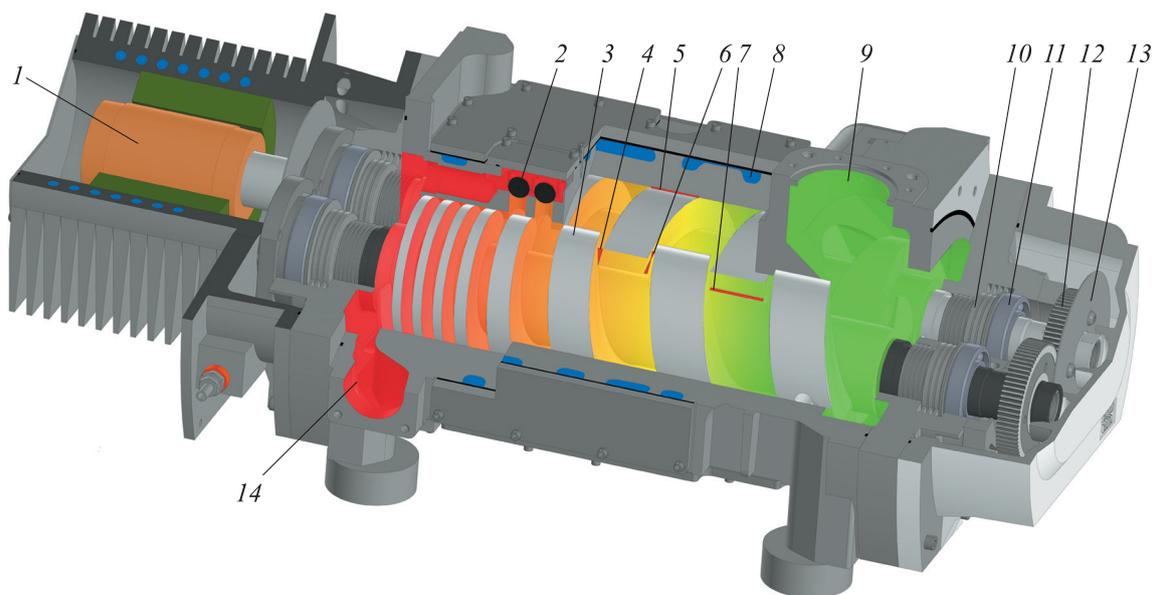


Рис. 1. Конструктивная схема НВВ:

1 — электродвигатель; 2 — перепускной клапан; 3 — винтовые роторы; 4 — треугольная щель; 5, 6 и 7 — радиальный, профильный и межроторный зазор соответственно; 8 — рубашка охлаждения; 9 и 14 — входной и выхлопной патрубки; 10 — лабиринтные уплотнения; 11 — подшипники; 12 — синхронизирующие шестерни; 13 — маслоразбрызгивающий диск



Рис. 2. Блок-схема математической модели рабочего процесса НВВ

ры тела переменной массы с учетом притечек, утечек, теплообмена и т. д. Этот метод успешно применен при расчетах спиральных, кулачково-зубчатых [9, 10] и винтовых насосов [11].

Цель работы — создание математической модели рабочего процесса безмасляного НВВ, позволяющей на ранних этапах проектирования новых винтовых машин с достаточной степенью точности прогнозировать их характеристики.

Блок-схема математической модели рабочего процесса НВВ приведена на рис. 2.

Укрупненно математическую модель можно разбить на два блока. Первый (геометрический) отвечает за профилирование роторов, математическое описание геометрических параметров проточной части НВВ, математическое описание геометрических параметров щелей в зависимости от угла поворота винтовых роторов и входного и выходного трактов, а также за построение графов существования щелей. Во втором блоке происходит расчет газодинамики и теплообмена в рабочих объемах.

Геометрический блок, исходя из заданных базовых размеров (закона изменения шага винтовых роторов, межосевого расстояния, радиусов головки и шейки ротора, зазоров и т. д.),

строит профиль поперечного сечения ротора, рассчитывает площади окон всасывания и нагнетания, зависимости объема рабочей полости от угла поворота роторов, описывает геометрические параметры и время существования треугольных щелей, радиальных, межроторных и профильных зазоров и перепускного клапана (при наличии).

Форма рабочих винтов зависит от профиля поперечного сечения, перпендикулярного оси вращения винта. Существует несколько вари-

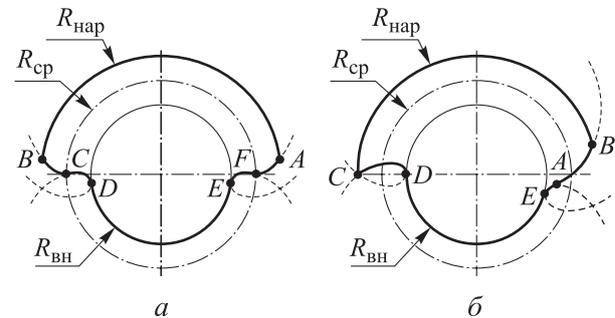


Рис. 3. Схемы профилей ротора НВВ разного типа: а — циклоидального (AB и DE — внешняя и внутренняя окружности; BC — эпициклоида; CD и EF — удлиненные эпициклоиды; FA — эпициклоида); б — эвольвентно-циклоидального (AB — эвольвента; BC и DE — внешняя и внутренняя окружности; CD и EA — удлиненные эпициклоиды)

антов профиля, имеющих свои достоинства и недостатки. Наиболее распространенными являются циклоидальный (рис. 3, а) и эвольвентно-циклоидальный (рис. 3, б) профили ротора НВВ. Рассмотрен НВВ с циклоидальным профилем ротора.

Исходными данными [12] для построения профиля поперечного сечения винтового ротора являются половина межосевого расстояния a , радиус внешней окружности (радиус выступа) $R_{нар}$, радиус внутренней окружности (радиус впадины) $R_{вн}$ и средний радиус

$$R_{cp} = \frac{R_{нар} + R_{вн}}{2}.$$

Профиль поперечного сечения строят, используя известные функции дуг:

- для внешней окружности

$$\begin{cases} x = R_{нар} \cos t; \\ y = R_{нар} \sin t; \end{cases}$$

- для внутренней окружности

$$\begin{cases} x = R_{вн} \cos t; \\ y = R_{вн} \sin t; \end{cases}$$

- для средней окружности

$$\begin{cases} x = R_{cp} \cos t; \\ y = R_{cp} \sin t; \end{cases}$$

- для эпициклоиды

$$\begin{cases} x = (a + R_{cp}) \cos\left(\frac{R_{cp}}{a} t\right) - R_{cp} \cos\left(\frac{a + R_{cp}}{a} t\right); \\ y = (a + R_{cp}) \sin\left(\frac{R_{cp}}{a} t\right) - R_{cp} \sin\left(\frac{a + R_{cp}}{a} t\right); \end{cases}$$

- для удлинненной эпициклоиды

$$\begin{cases} x = (a + R_{cp}) \cos\left(\frac{R_{cp}}{a} t\right) - R_{нар} \cos\left(\frac{a + R_{cp}}{a} t\right); \\ y = (a + R_{cp}) \sin\left(\frac{R_{cp}}{a} t\right) - R_{нар} \sin\left(\frac{a + R_{cp}}{a} t\right); \end{cases}$$

- для эвольвенты

$$\begin{cases} x = 2R_{вн} \cos 2t - R_{вн} \cos 2t - R_{вн} \sin t; \\ y = 2R_{вн} \sin 2t - R_{вн} \sin 2t - R_{вн} \cos t, \end{cases}$$

где t — параметр кривой.

Площадь поперечного сечения рабочей области $F_{раб}$ определяют с помощью интеграла по замкнутому контуру, в который подставляют в параметрическом виде уравнения, образующие периметр ее сечения:

$$F_{раб} = \sum_{i=1}^n \int_{t_{min}}^{t_{max}} f_i(t) dt,$$

где i — порядковый номер параметрического уравнения $f_i(t)$; n — общее число уравнений, образующих замкнутый контур; t_{min} и t_{max} — диапазон изменения параметра t .

Шаг ротора является переменным и уменьшается по мере продвижения к выхлопу, благодаря чему обеспечивается внутреннее сжатие газа. Для нахождения объема рабочей полости V вычисляют интеграл от произведения площади сечения на шаг ротора H в пределах существования замкнутого объема:

$$V(\varphi) = \begin{cases} \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} F_{раб} H(\varphi) d\varphi; \\ \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} F_{раб} H(\varphi) d\varphi; \\ \int_{\varphi_2}^{\varphi_3} F_{раб} H(\varphi) d\varphi, \end{cases}$$

где φ — угол поворота роторов, диапазон интегрирования $\varphi_0 \dots \varphi_1$ соответствует всасыванию, $\varphi_1 \dots \varphi_2$ — сжатию, а $\varphi_2 \dots \varphi_3$ — нагнетанию.

По результатам расчета строят зависимость объема рабочей полости от угла поворота роторов (рис. 4). Всасывание осуществляется в две рабочие полости, смещенные на угол 180° , и продолжается в течение 1,5 оборотов роторов. Далее в течение 7,5 оборотов происходит процесс сжатия. Рабочий процесс заканчивается нагнетанием, которое происходит, как и всасывание, в течение 1,5 оборотов. Всего одновременно в насосе существуют 13 рабочих полостей.

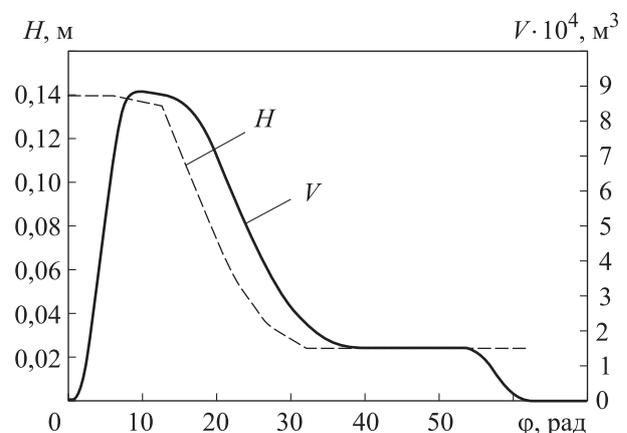


Рис. 4. Зависимости шага винта H и объема рабочей полости V от угла поворота роторов φ

Газодинамический блок математической модели представляет собой систему дифференциальных уравнений для расчета термодинамических процессов, происходящих в теле переменной массы [13, 14],

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

где p — давление газа; k — показатель адиабаты; ω — угловая скорость ротора; Q — тепловой поток, подводимый или отводимый от откачиваемого газа к корпусу или роторам; τ — время; $h_{\text{пр } i}$, $h_{\text{ут } i}$ и $\dot{m}_{\text{пр } i}$, $\dot{m}_{\text{ут } i}$ — энтальпии и массовые расходы откачиваемого газа для притекающей и утекающей РС соответственно; h — энтальпия откачиваемого газа, $h = c_p T$ (c_p и T — изобарная удельная теплоемкость и температура откачиваемого газа).

Система (1) представляет собой уравнение состояния, учитывающее закон сохранения энергии. В качестве тела переменной массы выступает порция газа, находящаяся в текущей

рабочей полости НВВ, к которой добавляются массы притекающего газа через зазоры из полостей с большим давлением и утекающего газа из расчетного объема в полости с меньшим давлением.

В математической модели НВВ, построенной на основе системы уравнений (1), приняты следующие допущения:

- РС (откачиваемый газ) в расчетном объеме — однородная;
- РС — идеальный газ, состояние которого можно описать уравнением Менделеева — Клапейрона, конденсирующиеся пары отсутствуют;
- изменение параметров РС по расчетному объему — одновременное и одинаковое;
- изменение кинетической энергии и энергии РС, связанное с изменением положения расчетного объема, отсутствует.

Важнейшим разделом математической модели НВВ является расчет перетекания газа между рабочими объемами через щелевые каналы с различными геометрическими параметрами [8, 13, 14]. Сложность этой задачи заключается в широком диапазоне давления газа в полостях НВВ ($10^{-1} \dots 10^5$ Па) и, соответственно, в изменении режима течения потока по тракту от свободномолекулярного до турбулентного. Форма и расположение основных щелей, через которые происходят перетекания в НВВ, показаны на рис. 5.

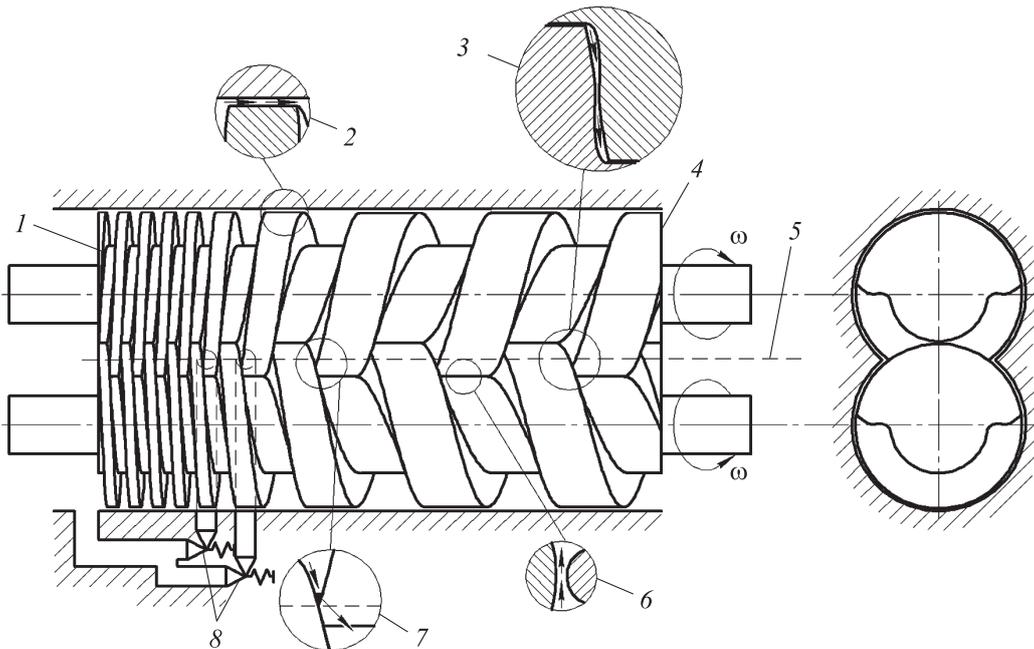


Рис. 5. Схема расположения зазоров и щелей в НВВ:

1 и 4 — торцы нагнетания и всасывания; 2, 3 и 6 — радиальный, профильный и межроторный зазор соответственно; 5 — условная линия гребня корпуса; 7 — треугольная щель; 8 — перепускные клапаны

Следует отметить, что в проточной части НВВ почти все щели имеют переменное сечение и в некотором месте минимальный зазор. Кроме того, их сечение меняется по углу поворота роторов и зависит от геометрических параметров, профиля роторов и закона распределения шага винтов по их длине. Получить строгое аналитическое выражение для каждого варианта практически невозможно.

Поэтому для расчета перетекания газа воспользуемся методом, названным в работе [13] универсальным, который хорошо зарекомендовал себя при создании математических моделей спиральных и двухроторных вакуумных насосов. Базируясь на том, что основное сопротивление потоку газа оказывает участок в окрестности минимального зазора, а периферийные (расширяющиеся) участки на проводимость практически не влияют, в работе [13] получены уравнения при всех режимах течения газа, для использования которых необходимо знать ра-

диусы кривизны стенок канала и зазор. Параметры каналов в зависимости от угла поворота роторов приведены на рис. 6.

Основные перетекания газа происходят через треугольную щель между роторами, обратное перетекание газа через которую в 10 раз больше, чем через все другие щели. Эта короткая щель имеет сложную форму, и для нее нельзя применить методика, предложенную в работах [13, 14]. Поэтому для определения перетекания газа через треугольную щель будем использовать коэффициент массового расхода, который представляет собой отношение реального массового расхода газа через щель к расходу, рассчитанному по формуле для диафрагмы с эквивалентным сечением.

В целях определения коэффициента расхода выполнены численные газодинамические экспериментальные исследования [15] по определению массового расхода для малоисследованных с точки зрения движения вакуумных потоков

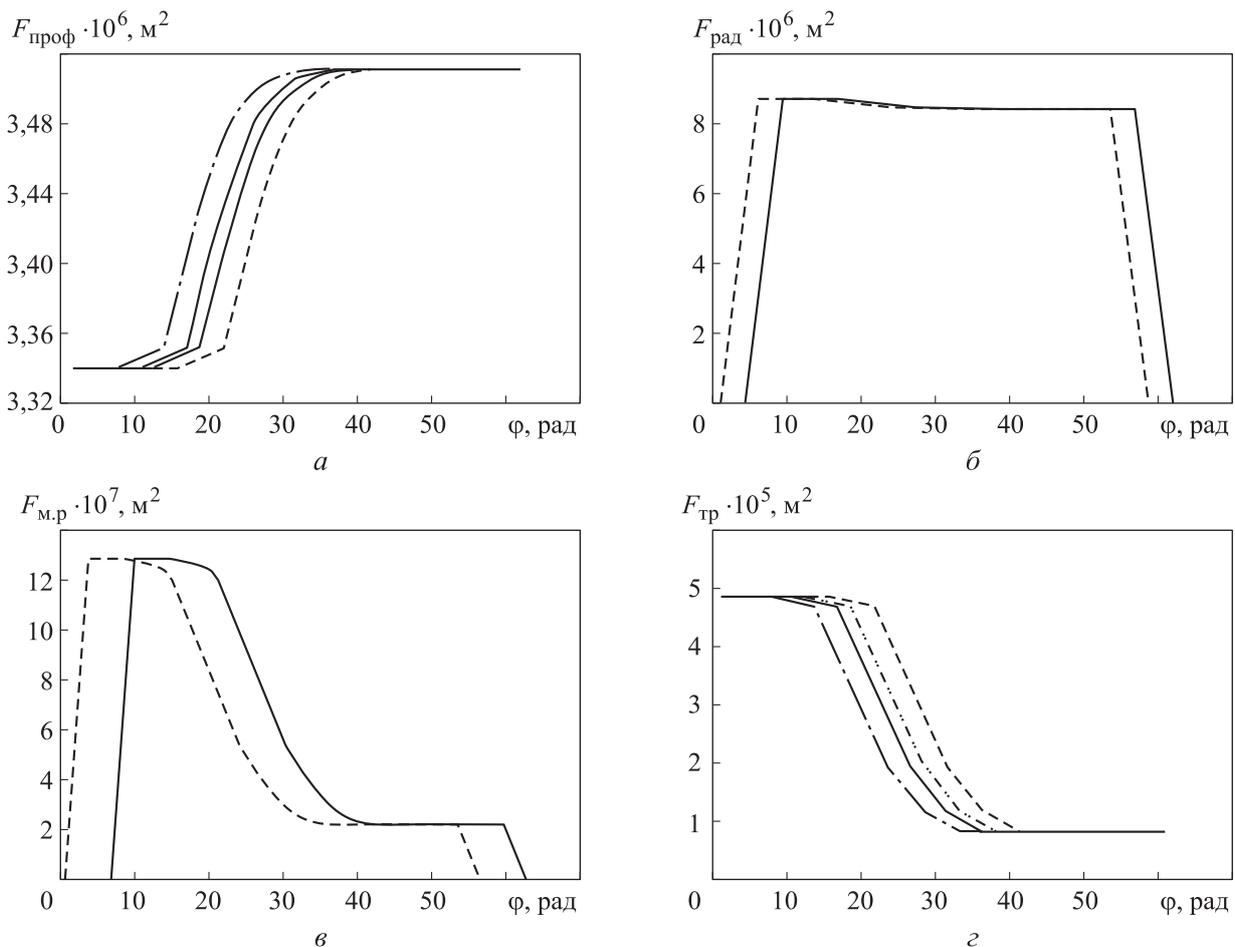


Рис. 6. Зависимости площадей поперечного сечения каналов от угла поворота роторов ϕ : а — четырех профильных каналов $F_{\text{проф}}$; б — двух радиальных каналов $F_{\text{рад}}$; в — двух межроторных каналов $F_{\text{м.р}}$; з — четырех треугольных щелей $F_{\text{тр}}$

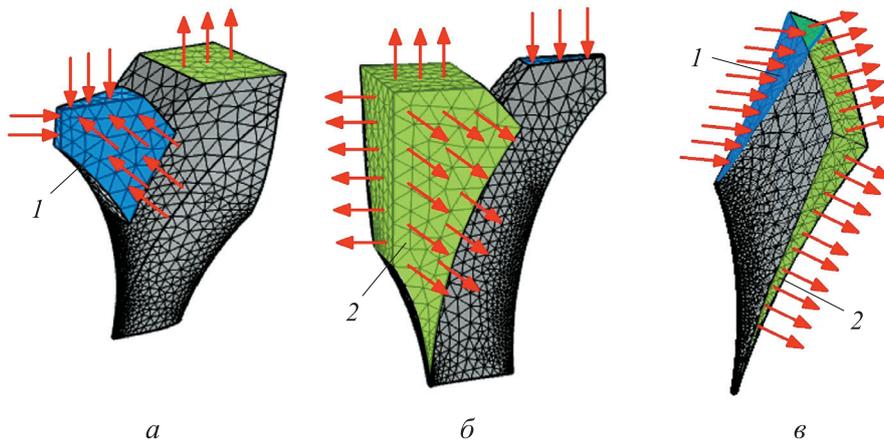


Рис. 7. Сеточные модели расчетной области треугольной щели с элементами сопряженной проточной части и без нее:
1 — вход; 2 — выход

газа треугольных щелей (рис. 7). Исследования проведены в программных пакетах ANSYS и COMSOL при различных наборах геометрических параметров в диапазонах от молекулярного режима течения газа до вязкостного (турбулентного).

Анализ результатов исследования показал, что при аналитическом расчете указанных щелей целесообразно использовать формулу для малой диафрагмы со степенным коэффициентом расхода, равным 0,268, когда отношение давлений на концах канала превышает критическое значение. Такой способ расчета дает погрешность 3...7 % значений, полученных в пакетах ANSYS и COMSOL.

Как уже отмечалось, в рассматриваемом НВВ сжатие происходит за счет переменного шага винта, благодаря чему отсутствуют клапаны всасывания и нагнетания, а значения массового

расхода газа на входе и выходе лимитированы лишь площадью раскрытия рабочей полости, которая является функцией площади поперечного сечения (рис. 8). Коэффициент массового расхода газа всасывающего и нагнетательного трактов определяют численно методом статических продувок аналогично треугольной щели.

Для снижения пережатия при высоком входном давлении газа в НВВ установлены два клапана, перетекания газа через которые также лимитированы площадью их сечения.

Теплообмен в рабочей полости определяется выражением [16]

$$Q_t = (T_{\text{корп}} - T) \frac{Nu_1 \lambda}{D_r} F_{\text{рот}}(\varphi) + (T_{\text{рот}} - T) \frac{Nu_2 \lambda}{D_r} F_{\text{корп}}(\varphi), \quad (2)$$

где $T_{\text{корп}}$ и $T_{\text{рот}}$ — температуры роторов и корпуса; $F_{\text{рот}}$ и $F_{\text{корп}}$ — площади теплообмена газовой среды с роторами и корпусом; Nu_1 и Nu_2 — числа Нуссельта корпуса и роторов; λ — коэффициент теплопроводности; D_r — гидравлический диаметр расчетной полости.

В выражении (2):

$$Nu_1 = \frac{Nu_{01}}{1 + cKnNu_{01}}; \quad (3)$$

$$Nu_2 = \frac{Nu_{02}}{1 + cKnNu_{02}}. \quad (4)$$

Здесь Kn — число Кнудсена;

$$Nu_{01} = Nu_{001} \frac{1 + 1,77D_r}{D_r};$$

$$Nu_{02} = Nu_{002} \frac{1 + 3,54D_r}{2D_r};$$

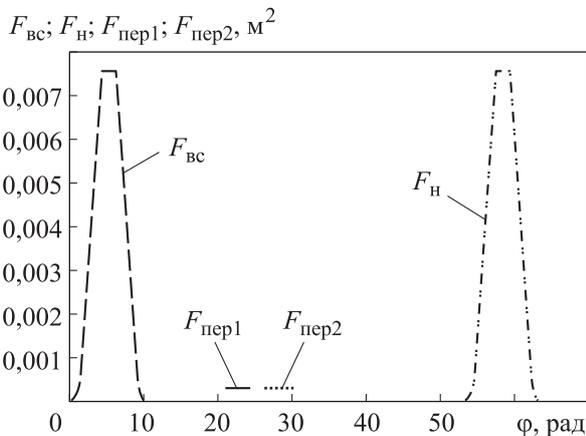


Рис. 8. Зависимости площадей всасывания $F_{\text{вс}}$, нагнетания $F_{\text{н}}$, первого $F_{\text{пер1}}$ и второго $F_{\text{пер2}}$ перепускных клапанов от угла поворота роторов φ

$$c = \frac{2 - \alpha_t}{\alpha_t} \frac{2k}{k + 1}, \frac{2k}{Pr}$$

где $Nu_{001} = Nu_{002} = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}$ (Re — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля); α_t — коэффициент аккомодации.

Площади соответствующих частей роторов и корпуса, соприкасающихся с рабочим объемом, определяют как интеграл от произведения периметра соответствующей кривой на шаг ротора.

Зависимости площадей теплообмена газовой среды с корпусом $F_{корп}$ и роторами $F_{рот}$ от угла поворота роторов φ приведены на рис. 9.

Для учета разряжения в уравнениях (3) и (4) введена поправка к динамической вязкости, зависящая от длины свободного пути молекул.

После подстановки указанных величин дифференциальное уравнение решают численно методом последовательных приближений. В качестве первого приближения задают линейную зависимость давления и температуры газа в рабочей полости от угла поворота роторов. Начальными условиями являются давление и температура газа на входе в НВВ и на выходе из него.

В результате решения находят давление и температуру газа в рабочей полости при каждом угле поворота роторов.

В насосе с расчетной рабочей полостью сообщены четыре полости (-360° , -180° , $+180^\circ$, $+360^\circ$), перетекания газа между которыми зависят от его параметров в этих полостях. Поэтому задачу решают итерационно. В следующее приближение подставляют параметры газа, полу-

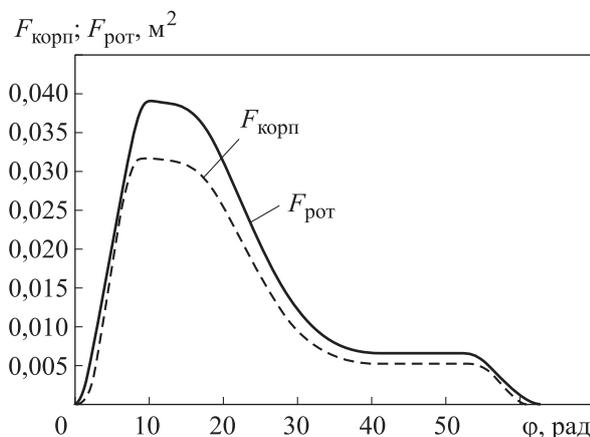


Рис. 9. Зависимости площадей теплообмена газовой среды с корпусом $F_{корп}$ и роторами $F_{рот}$ от угла поворота роторов φ

ченные в предыдущем. Условием сходимости по давлению газа является максимально допустимая разность между давлениями газа предыдущей и текущей итераций. Аналогичным образом устроено условие сходимости по температуре газа. Расчет заканчивают, когда расхождение по давлению и температуре газа на предыдущей и текущей итерациях не превышает 1 Па и 1 К соответственно.

Диаграммы давления и температуры газа, полученные в результате решения, позволяют определить массовые расходы газа на входе в НВВ и на выходе из него. Проинтегрировав их за один оборот и умножив на угловую частоту роторов и количество полостей всасывания n , можно получить быстроту действия

$$S = \frac{2 \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \dot{m}_{вх}(\varphi) d\varphi}{\omega \frac{RT_{вх}}{p_{вх}} n}$$

где $\dot{m}_{вх}$, $T_{вх}$ и $p_{вх}$ — массовый расход, температура и давление газа на входе в НВВ соответственно; R — универсальная газовая постоянная.

Через интегрирование произведения давления газа на изменение объема dV получают индикаторную мощность

$$N = 2n \int_{\varphi_0}^{\varphi_3} p(\varphi) dV(\varphi).$$

Индикаторная диаграмма НВВ, полученная путем расчета по математической модели, приведена на рис. 10. Видно, что основной рост давления газа в тракте начинается при угле поворота роторов $\varphi = 45$ рад.

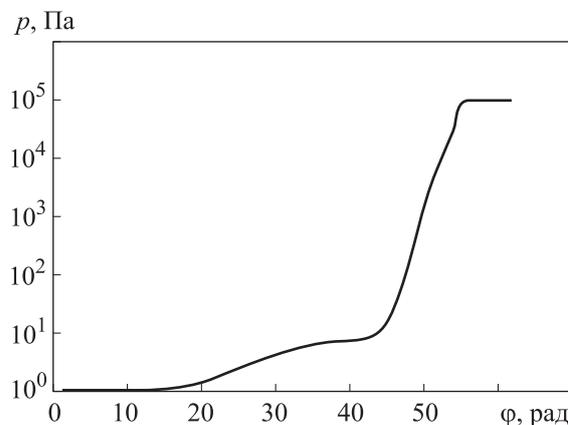


Рис. 10. Индикаторная диаграмма НВВ, полученная путем расчета по математической модели

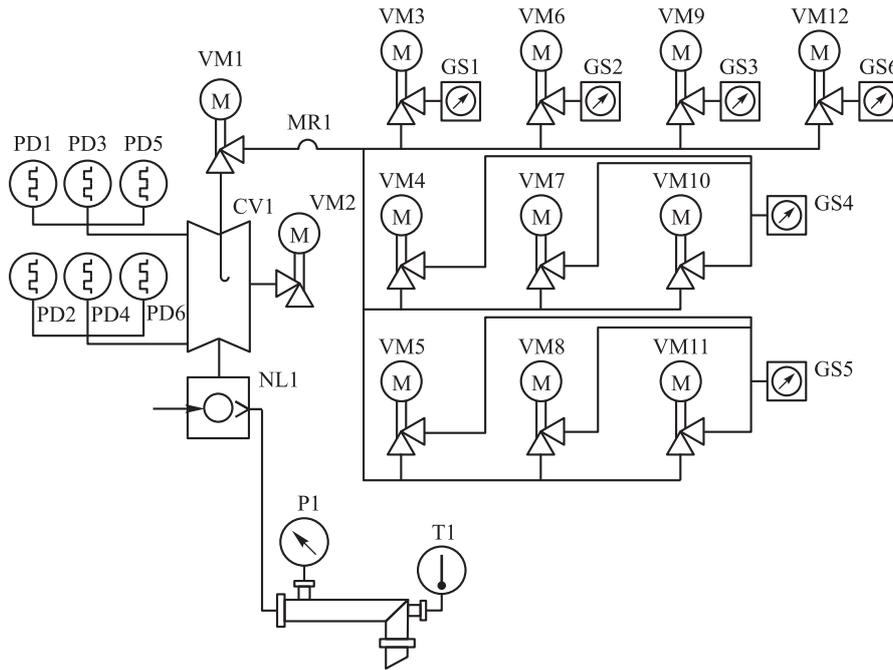


Рис. 11. Вакуумная схема экспериментального стенда:
 CV1 — измерительная камера по ГОСТ 32974.1-2016; NL1 — опытный НВВ,
 VM1...VM12 — вакуумные клапаны с электромеханическим приводом,
 PD1...PD6 — мембранно-емкостные вакуумметры Inficon SKY CDG045D;
 GS1...GS3, GS6 — тепловые расходомеры газа EL-FLOW;
 GS4 и GS5 — ротационные счетчики газа RABO G40-Y и RABO G400-Y;
 P1 — манометр TM-510, T1 — термометр сопротивления TC716A
 с измерителем температуры Термодат-19Е6-Е; MR1 — металлорукав

Для валидации математической модели НВВ проведены натурные исследования на экспериментальном стенде (рис. 11).

Результаты исследования. Так как в Российской Федерации опытные образцы НВВ начали создавать лишь несколько лет назад, комплексные работы, включающие в себя, математиче-

ское моделирование, натурные эксперименты и исследования в пакетах вычислительной газодинамики винтовых машин в условиях вакуума, никогда не проводились в нашей стране.

Результат сравнения характеристик НВВ, полученных путем эксперимента и расчета по математической модели, приведен на рис. 12. Отклонение по основной характеристике НВВ — быстрой скорости действия на входе в НВВ $S_{вх}$ — не превышает 8 %, что позволяет рекомендовать разработанную модель для прогнозирования и оптимизации откачных параметров безмасляных НВВ.

Выводы

1. Результаты работы позволяют рекомендовать математическую модель для внедрения в опытно-конструкторскую работу по созданию новых НВВ.

2. Для повышения точности расчетов необходимы всесторонние экспериментальные исследования особенностей работы НВВ в различных режимах и вывод эмпирических зависимостей.

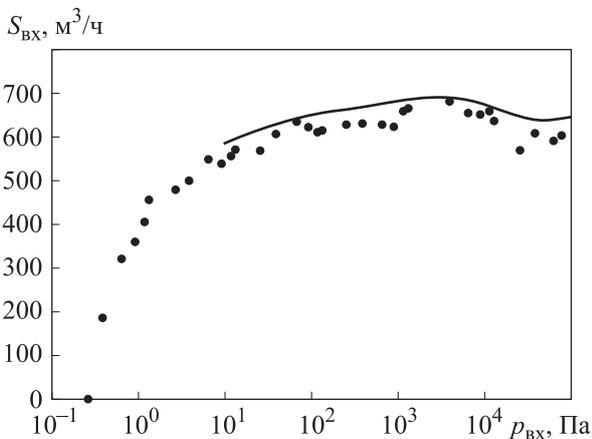


Рис. 12. Расчетная (—) и экспериментальная (•) зависимости скорости действия $S_{вх}$ от давления газа $p_{вх}$ на входе в НВВ

Литература

- [1] Hoffman D.M., Singh B., Thomas J.H. *Handbook of vacuum science and technology*. Academic Press, 1998. 835 p.
- [2] *Dry compressing vacuum pumps. Leybold full line catalog 2018*. Leybold, 2018. 57 p.
- [3] Ma K., Guo B., Zhou Z. et al. CFD simulation and experimental studying of a dry screw vacuum pump. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, 2021, vol. 1180, art. 012043, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1180/1/012043>
- [4] Lu Y., Kovacevic A., Read M. et al. Numerical study of customised mesh for twin screw vacuum pumps. *Designs*, 2019, vol. 3, no. 4, art. 52, doi: <https://doi.org/10.3390/designs3040052>
- [5] Zhang W., Jiang Q., Bois G. et al. Experimental and numerical analysis on flow characteristics in a double helix screw pump. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 18, pp. 3420, doi: <https://doi.org/10.3390/en12183420>
- [6] Li Z., Zhang Y., Chen Z. Effects of stable clearances on backflow in the variable-pitch screw vacuum pump. *Mech. Ind.*, 2021, vol. 22, art. 46, doi: <https://doi.org/10.1051/meca/2021046>
- [7] Yan D., Tang Q., Kovacevic A. et al. Rotor profile design and numerical analysis of 2–3 type multiphase twin-screw pumps. *Proc. Inst. Mech. Eng. E*, 2018, vol. 232, no. 2, pp. 186–202, doi: <https://doi.org/10.1177/0954408917691798>
- [8] 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)
- [9] Li Z., Li L., Zhao Y. et al. Test and analysis on the working process of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 85, no. 1, pp. 95–100, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2010.04.008>
- [10] Willie J. Analytical and numerical prediction of the flow and performance in a claw vacuum pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 425, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/425/1/012026>
- [11] 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>
- [12] Wang J., Wei S., Sha R. et al. Design methodology of a new smooth rotor profile of the screw vacuum pump. *Vacuum*, 2019, vol. 159, pp. 456–463, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2018.10.064>
- [13] Бурмистров А.В., Саликеев С.И., Бронштейн М.Д. *Прямые и обратные потоки в бесконтактных вакуумных насосах*. Казань, КГТУ, 2009. 231 с.
- [14] Ласкин А.А., Райков А.А., Саликеев С.И. и др. Расчет проводимости щелевых каналов винтового вакуумного насоса в вязкостном режиме. *Вакуумная техника и технология. Тр. 29-й Всерос. науч.-тех. конф. С межд. участием*. Санкт-Петербург, Изд-во СПбГЭТУ ЛЭТИ, 2022, с. 46–49.
- [15] Ласкин А.А., Капустин Е.Н., Райков А.А. и др. Экспериментальное исследование откатных характеристик винтового вакуумного насоса. *Вакуумная техника и технология. Мат. 31-й Всерос. науч.-тех. конф. с межд. участием*. Санкт-Петербург, Изд-во СПбГЭТУ ЛЭТИ, 2024, с. 118–122.
- [16] Li Z., Li L., Zhao Y. et al. Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2009, vol. 84, no. 3, pp. 415–421, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2009.09.005>

References

- [1] Hoffman D.M., Singh B., Thomas J.H. *Handbook of vacuum science and technology*. Academic Press, 1998. 835 p.
- [2] *Dry compressing vacuum pumps. Leybold full line catalog 2018*. Leybold, 2018. 57 p.
- [3] Ma K., Guo B., Zhou Z. et al. CFD simulation and experimental studying of a dry screw vacuum pump. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, 2021, vol. 1180, art. 012043, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1180/1/012043>

- [4] Lu Y., Kovacevic A., Read M. et al. Numerical study of customised mesh for twin screw vacuum pumps. *Designs*, 2019, vol. 3, no. 4, art. 52, doi: <https://doi.org/10.3390/designs3040052>
- [5] Zhang W., Jiang Q., Bois G. et al. Experimental and numerical analysis on flow characteristics in a double helix screw pump. *Energies*, 2019, vol. 12, no. 18, pp. 3420, doi: <https://doi.org/10.3390/en12183420>
- [6] Li Z., Zhang Y., Chen Z. Effects of stable clearances on backflow in the variable-pitch screw vacuum pump. *Mech. Ind.*, 2021, vol. 22, art. 46, doi: <https://doi.org/10.1051/meca/2021046>
- [7] Yan D., Tang Q., Kovacevic A. et al. Rotor profile design and numerical analysis of 2–3 type multiphase twin-screw pumps. *Proc. Inst. Mech. Eng. E*, 2018, vol. 232, no. 2, pp. 186–202, doi: <https://doi.org/10.1177/0954408917691798>
- [8] 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)
- [9] Li Z., Li L., Zhao Y. et al. Test and analysis on the working process of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 85, no. 1, pp. 95–100, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2010.04.008>
- [10] Willie J. Analytical and numerical prediction of the flow and performance in a claw vacuum pump. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 425, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/425/1/012026>
- [11] 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>
- [12] Wang J., Wei S., Sha R. et al. Design methodology of a new smooth rotor profile of the screw vacuum pump. *Vacuum*, 2019, vol. 159, pp. 456–463, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2018.10.064>
- [13] Burmistrov A.V., Salikeev S.I., Bronshteyn M.D. *Pryamye i obratnye potoki v beskontaktnykh vakuurnykh nasosakh* [Direct and reverse flows in non-contact vacuum pumps]. Kazan, KGTU Publ., 2009. 231 p. (In Russ.).
- [14] Laskin A.A., Raykov A.A., Salikeev S.I. et al. [Calculation of conductivity of slotted channels of a screw vacuum pump in viscous mode]. *Vakuurnaya tekhnika i tekhnologiya. Tr. 29y Vseros. nauch.-tekh. konf. s mezhd. uchastiem* [Vacuum Technique and Technology. Proc. 29th All-Russ. Conf. with Int. Participation]. Sankt-Petersburg, Izd-vo SPbGETU LETI Publ., 2022, pp. 46–49. (In Russ.).
- [15] Laskin A.A., Kapustin E.N., Raykov A.A. et al. [Experimental study of pumping characteristics of a screw vacuum pump]. *Vakuurnaya tekhnika i tekhnologii. Mat. 31-y Vseros. nauch.-tekh. konf. s mezhd. uchastiem* [Vacuum Technique and Technology. Proc. 31st All-Russ. Conf. with Int. Participation]. Sankt-Petersburg, Izd-vo SPbGETU LETI Publ., 2024, s. 118–122. (In Russ.).
- [16] Li Z., Li L., Zhao Y. et al. Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2009, vol. 84, no. 3, pp. 415–421, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2009.09.005>

Статья поступила в редакцию 16.09.2024

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).

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).

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).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Ласкин А.А., Райков А.А., Бурмистров А.В. Математическое моделирование работы безмасляного винтового вакуумного насоса. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 6, с. 73–84.

Please cite this article in English as:

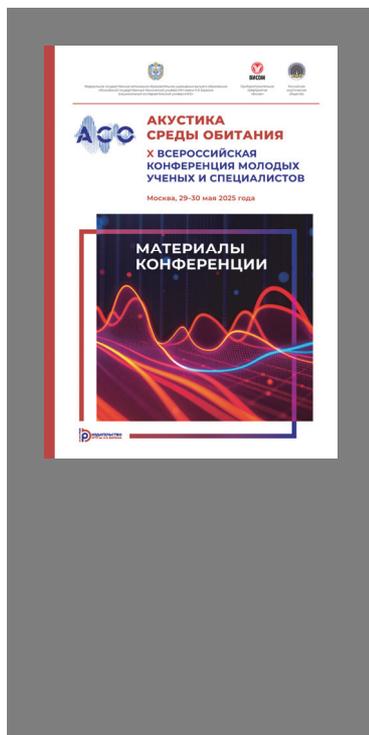
Laskin A.A., Raykov A.A., Burmistrov A.V. Mathematical simulation of the oil-free screw vacuum pump operation. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 6, pp. 73–84.

Information about the authors

LASKIN Arseniy Alexandrovich — Postgraduate, 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).

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).

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).



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям материалы X Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Акустика среды обитания»

В сборник вошли доклады студентов и аспирантов различных вузов России и специалистов из ведущих научных и технических организаций, занимающихся вопросами акустики, представленные на X Всероссийской конференции «Акустика среды обитания», проходившей 29–30 мая 2025 г. в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Рассмотрен широкий круг вопросов, посвященных авиационной акустике, методам и средствам измерения шума, расчетам и проектированию средств защиты от шума в жилой застройке и на производстве.

Для научных работников, специалистов в области акустики, а также широкого круга читателей, интересующихся современными достижениями науки.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>