

УДК 621.521

Разработка и экспериментальное исследование вакуумного насоса внешнего сжатия с трехлопастным профилем роторов

И.А. Малин, А.А. Райков, С.И. Саликеев, А.В. Бурмистров

Казанский национальный исследовательский технологический университет

Development and experimental study of the external compression vacuum pump with the three-lobe rotor profile

I.A. Malin, A.A. Raykov, S.I. Salikeev, A.V. Burmistrov

Kazan National Research Technological University

Рассмотрен двухроторный вакуумный насос внешнего сжатия с трехлопастным профилем роторов. Такой профиль имеет преимущества перед традиционным двухлопастным, обеспечивая меньшие перетекания газа с выхода на вход и более равномерную откачку. Проведены расчеты в программном пакете ANSYS CFX при различных значениях давления газа на входе роторов и частоты их вращения. Получены экспериментальные зависимости скорости действия роторов от давления газа на входе. Исследованы профили скоростей и особенности течения газа в рабочей полости насоса. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показало, что они согласованы в пределах 10 %. При работе с выхлопом в атмосферу насос с трехлопастными роторами обеспечивает почти в 2 раза большее отношение выходного давления к входному, чем насос с двухлопастными роторами. Полученные данные будут использованы при разработке отечественных насосов и многоступенчатых агрегатов на базе ступеней типа Рутс.

EDN: NIRNTL, <https://elibrary/nirntl>

Ключевые слова: двухроторный вакуумный насос, откачные характеристики, скорость действия, обратные перетекания, многоступенчатый агрегат

The paper considers a two-rotor external compression vacuum pump with the three-lobe rotor profile. This profile has certain advantages compared to the traditional two-lobe profile and provides lower gas flow from the outlet to the inlet, as well as the more uniform pumping. Computation was conducted in the ANSYS CFX software package with different values of gas pressure at the rotors' inlet and their rotation speed. Experimental dependences of the rotors' speed of action were obtained on the gas pressure at the inlet. Speed profiles and features of gas flow in the pump working cavity were considered. Comparison of the calculated and experimental data showed that they agreed within the 10% limit. When working with the exhaust into atmosphere, a pump with the three-lobe rotors provided almost 2 times higher ratio of the outlet and inlet pressures than a pump with the two-lobe rotors. The data obtained would be used in design and development of the domestic pumps and multistage units based on the Roots-type stages.

EDN: NIRNTL, <https://elibrary/nirntl>

Keywords: two-rotor vacuum pump, pumping characteristics, speed of action, backflow, multi-stage unit

Двухроторные вакуумные насосы внешнего сжатия (далее ДВН), называемые также машинами типа Рутс, в последние годы применяются как на крупных производствах в нефтеперерабатывающей, металлургической, химической, строительной, фармацевтической и пищевой промышленности для повышения скорости откачки [1, 2], так и в приборостроении, например, в теческателях и другой аналитической аппаратуре, т. е. там, где недопустимы вибрация, шум и обратный поток паров рабочей жидкости.

Опыт ведущих производителей откачных постов на основе ступеней ДВН показывает, что в многоступенчатых конструкциях чаще всего используют трех- или четырехлопастные роторы [3]. В Российской Федерации машины с такими роторами не производятся, поэтому работы, посвященные исследованию ДВН, с целью обеспечения импортонезависимости отечественного машиностроения, являются актуальными.

Основное влияние на откачные характеристики насоса типа Рутс оказывают обратные перетекания газа. В работе [4] для их расчета использовано дифференциальное уравнение массового расхода газа через каналы переменного поперечного сечения. По сравнению с экспериментом предложенная методика при эквивалентном значении зазора дает прогнозы с точностью до нескольких процентов в области, охватывающей переходный режим течения газа.

Однако результаты расчетов настолько чувствительны к размеру зазора (входящему в состав уравнения массового расхода газа в третьей степени), что он должен быть известен очень точно.

Основные принципы работы и проектирования насосов типа Рутс описаны в статье [5]. В ней приведены откачные характеристики в зависимости от скоростей вращения роторов и выходного давления газа, наличия смазки и условий охлаждения. Однако расчет быстроты действия насоса основан только на учете геометрических размеров рабочей полости.

В работе [6] для расчета откачных характеристик насосов типа Рутс с винтовым ротором выполнено CFD-моделирование рабочего процесса в пакете PumpLinX. Показано, что насос с винтовым ротором имеет меньшие колебания давления газа на выходе, чем насос с прямым ротором, однако отсутствует сравнение расчетных данных с экспериментальными.

В статье [7] приведены результаты расчетного исследования трехлопастного насоса типа Рутс с винтовыми роторами при откачке водорода, а также экспериментального исследования его откачных характеристик и мощности для различных газов и перепадов давлений. Расчет быстроты действия, основанный только на геометрических параметрах, не учитывал обратные перетекания газа.

В работе [8] расчет откачных характеристик насоса выполнен с помощью термодинамической камерной модели, реализованной в пакете MATLAB. Рабочий процесс разделен на четыре этапа: всасывание, перенос отсеченного объема, обратное заполнение отсеченного объема и выхлоп. В расчете приняты во внимание обратные перетекания газа, но без учета теплообмена со стенками насоса.

Количество описанных работ подтверждает актуальность рассматриваемой задачи.

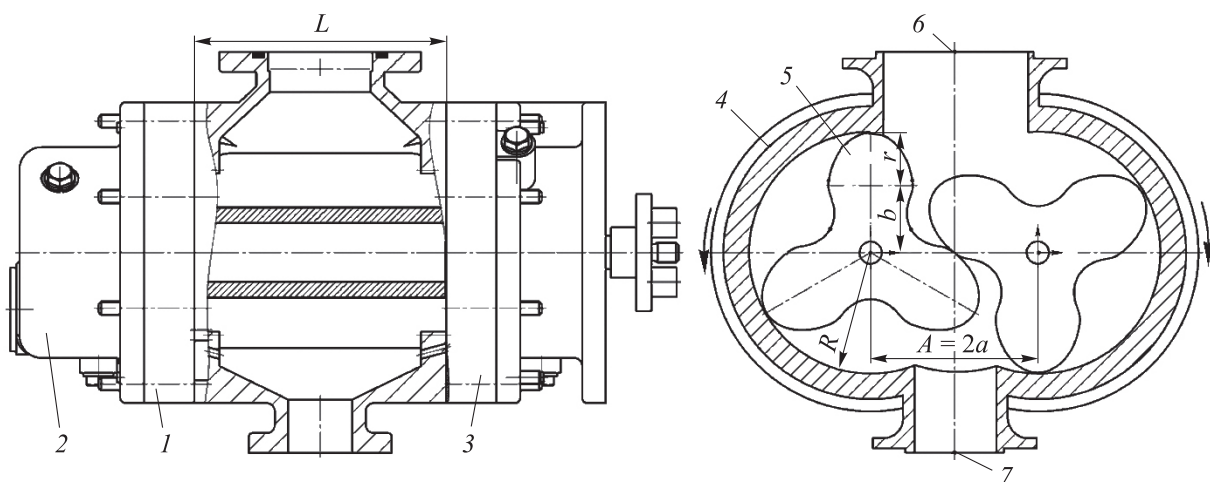


Рис. 1. Конструктивная схема опытного образца ДВН с трехлепестковым профилем роторов: 1, 3 — торцевые крышки; 2 — масляный картер; 4 — корпус; 5 — ротор; 6 и 7 — входной и выходной патрубки

Цель работы — расчетно-экспериментальное исследование ДВН с трехлопастным профилем роторов.

В качестве базовой кривой при построении трехлопастного профиля роторов ДВН использован эллипс, позволяющий варьировать форму профиля путем независимого задания нескольких геометрических размеров [9]. Выбор эллиптического профиля обусловлен тем, что он обеспечивает меньшие перетекания газа с выхода на вход, чем другие профили, например, эвольвентный или окружной [10, 11].

Валидация математической модели требовала создания экспериментального образца ДВН с трехлопастным профилем роторов. Для упрощения этого процесса в качестве базы опытного образца использован серийно выпускаемый АО «Вакууммаш» (г. Казань) двухроторный вакуумный насос НВД-200 со всеми кинематическими элементами, включая подшипники, шестерни связи и динамические уплотнения.

Потребовалось сохранить межцентровое расстояние $A = 75$ мм и длину роторов (150 мм) и незначительно уменьшить (с 119,9 до 112,52 мм) диаметр расточки корпуса, чтобы размесить трехлопастной ротор. Конструктивная схема опытного образца ДВН с трехлопастным профилем роторов приведена на рис. 1.

После сборки с помощью щупов при различных значениях угла поворота роторов проведены замеры параметров, в том числе следующих зазоров: межроторного (между ведущим и ведомым роторами) $\delta_{p,p}$, первого радиального (между ведущим ротором и корпусом) $\delta_{p,k1}$ и второго радиального (между ведомым ротором и корпусом) $\delta_{p,k2}$, первого торцевого (со стороны электродвигателя) δ_{t1} и второго торцевого (со стороны шестерен) δ_{t2} . Результаты измерения параметров роторного механизма с трехлопастным профилем приведены в таблице.

Для эллиптического профиля (см. рис. 1) выбраны относительные размеры $b/a = 0,892$, $r/a = 0,608$ и коэффициент использования объема $\chi = 0,522$. Здесь b — расстояние от центра эллипса до центра ротора; a — половина межцентрового расстояния, $a = A/2$; r, d — длина полуосей эллипса;

$$\chi = 1 - \frac{f_p}{\pi R^2},$$

где f_p — площадь поперечного сечения ротора; R — радиус расточки корпуса.

Результаты измерения параметров роторного механизма с трехлопастным профилем

Параметр	Значение
Длина ротора L , мм	150
Диаметр расточки корпуса, мм	112,52
Межцентровое расстояние A , мм	75
Зазор, мм:	
межроторный $\delta_{p,p}$	0,17
первый радиальный $\delta_{p,k1}$	0,11
второй радиальный $\delta_{p,k2}$	0,12
первый торцевой δ_{t1}	0,10
второй торцевой δ_{t2}	0,15

Диаметр входного патрубка 6 насоса — 60 мм, а выходного 7 — 38 мм. Для изготовления роторов (рис. 2) использован электроэрозионный станок. В качестве привода насоса выбран электродвигатель мощностью 1,1 кВт с частотой вращения 3000 мин^{-1} . Подшипники расположены в торцевых крышках 1, 3, а шестерни связи — в масляном картере 2. В рабочей полости насоса масло отсутствует, так как оно предназначено только для смазки синхронизирующих шестерен и подшипников. Масляные картеры отделены от рабочей полости динамическими уплотнениями, расположенными в торцевых крышках. Выход ведущего вала в атмосферу уплотнен манжетами.

Методика проведения эксперимента. Для измерения быстроты действия насоса при различных значениях давления газа разработан стенд, показанный на рис. 3 [12]. В качестве форвакуумного насоса выбран спиральный

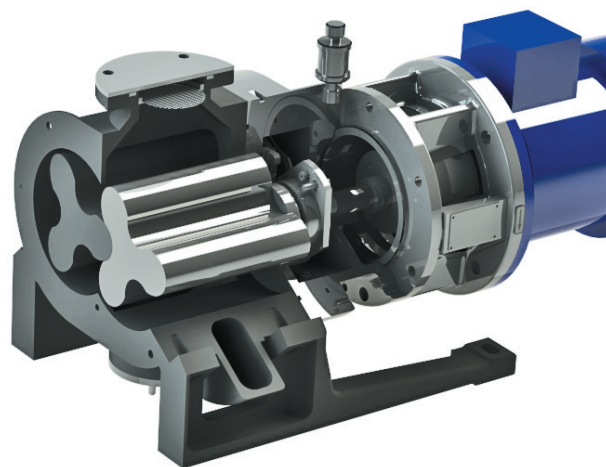


Рис. 2. Внешний вид опытного образца ДВН с трехлопастным профилем роторов

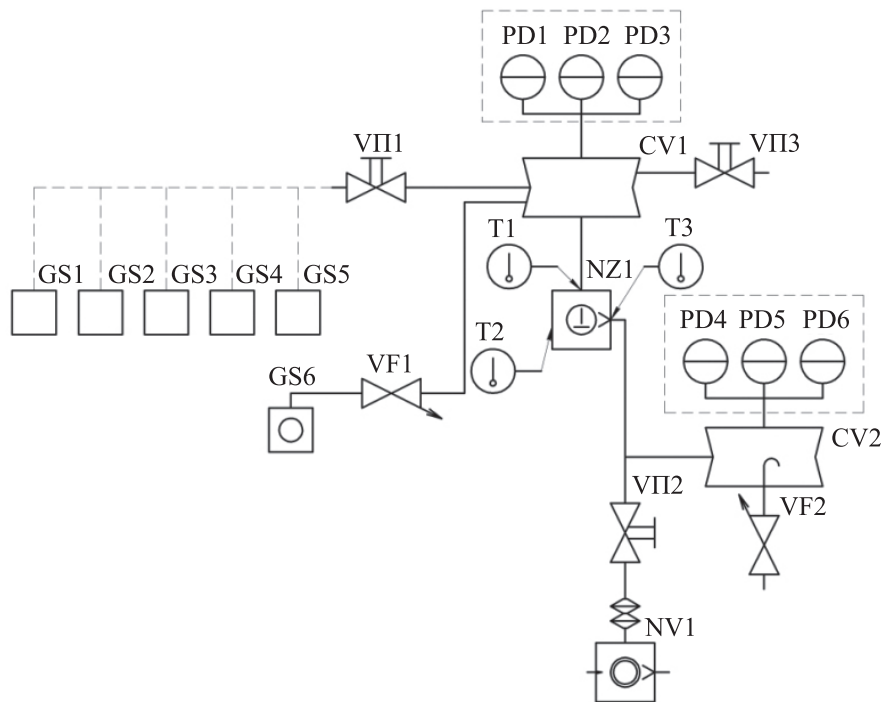


Рис. 3. Вакуумная схема стенда для измерения откачных характеристик ДВН с трехлопастным профилем роторов:
 NZ1 — трехлопастной двухроторный вакуумный насос; NV1 — спиральный вакуумный насос НВСп-35; CV1, CV2 — измерительные камеры; PD1...PD6 — мембранно-емкостные вакуумметры; GS1...GS6 — регуляторы расхода газа; VII1...VII3 — вакуумный клапан; VF1, VF2 — натекатели; T1...T3 — хромель-копелевые термопары

насос НВСп-35. Зависимости быстроты действия ДВН $S_{\text{вх}}$ от входного давления газа $p_{\text{вх}}$ при частоте вращения роторов $n_p = 2000, 3000$ и 4000 мин^{-1} , приведенные на рис. 4, получены по методике ГОСТ 32974–2014. Для изменения частоты вращения роторов использован частотный преобразователь.

Также с помощью анализатора тока ЩМ120 определяли потребляемую электродвигателем

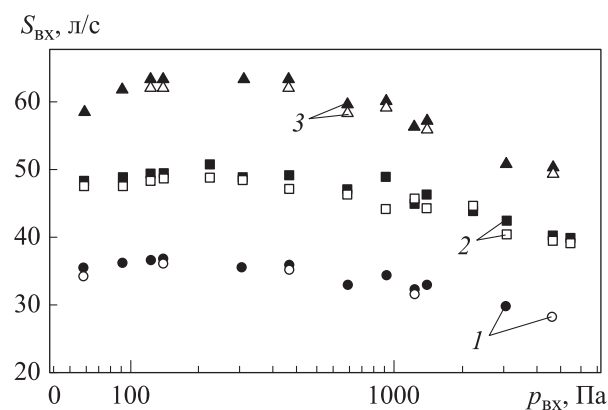


Рис. 4. Экспериментальные (●, ■, ▲) и расчетные (○, □, △) зависимости быстроты действия ДВН $S_{\text{вх}}$ от входного давления газа $p_{\text{вх}}$ при частоте вращения роторов $n_p = 2000$ (1), 3000 (2) и 4000 мин^{-1} (3)

мощность в зависимости от входного давления газа (рис. 5).

Давление газа измеряли с помощью шести мембранно-емкостных датчиков давления CERAVAC, работавших поочередно в диапазоне $0,1...1000,0 \text{ мм рт.ст.}$ ($13,3...133322,39 \text{ Па}$)

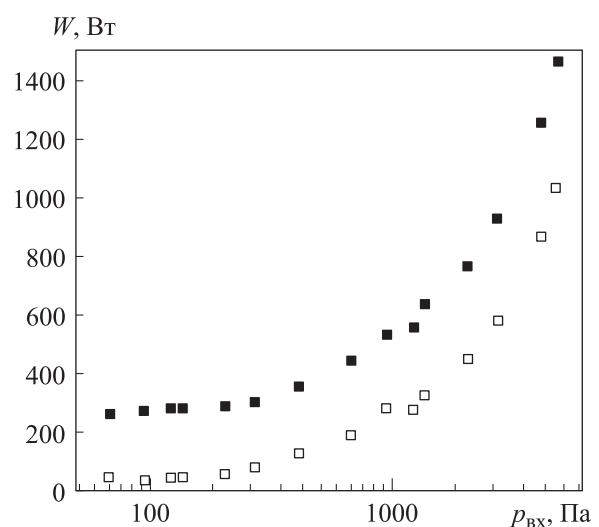


Рис. 5. Экспериментальная (■) и расчетная зависимости (□) индикаторной мощности W от входного давления газа $p_{\text{вх}}$ при частоте вращения электродвигателя $n_{\text{эд}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$

и имевших приведенную погрешность $\pm 5\%$. В качестве откачиваемого газа выступал воздух, для измерения расхода которого использовали пять регуляторов расхода газа GE50A, имевших класс точности 1,5 и один газовый счетчик РАВО G40-У, работавший с приведенной погрешностью $\pm 2\%$.

Методика расчета. Так как трехлопастные роторы предполагается применять преимущественно в качестве выходных ступеней многоступенчатых агрегатов, где газ можно считать сплошной средой, для расчета использован один из самых надежных программных продуктов ANSYS CFX.

На первом этапе создания модели выбирали расчетную область, которой стал весь внутренний объем насоса от входного до выходного тракта, включая внутренний объем, не занятый роторами.

На втором этапе расчетную область разбивали на конечные объемы (создавали расчетную сетку). Наибольший интерес представляли процессы, происходящие в непосредственной близости от роторов (в динамической области). Так как качество расчета сетки существенно зависит от динамической области, построение структурированной сетки проводили с углом скошенности ее элементов не меньше 25 в программе TwinMesh [13].

Для каждого угла поворота ротора от 0 до 120° с шагом $0,3^\circ$ генерировали собственную расчетную сетку. Для более точного описания процессов использовали сгущение сетки вблизи стенок роторов и корпуса, а также в окрестностях зазора между роторами и ротором и корпусом. Итоговая сетка центральной области образована 14 000 гексаэдральными элементами (рис. 6).

Так как входной и выходной патрубки оказывают меньшее влияние на рабочий процесс, чем другие элементы, для них отдельно создавали неструктурированную сетку в пакете ANSYS Meshing. Конфигурация сетки не зависела от угла поворота ротора (статическая область) и состояла из 1000 неструктурированных гексаэдральных элементов.

Задачу рассматривали в двумерной постановке, т. е. без учета торцевых перетеканий газа, но такое упрощение не оказывало существенного влияния на результат [14].

Рабочим телом являлся воздух, описываемый моделью сжимаемого идеального газа. Для

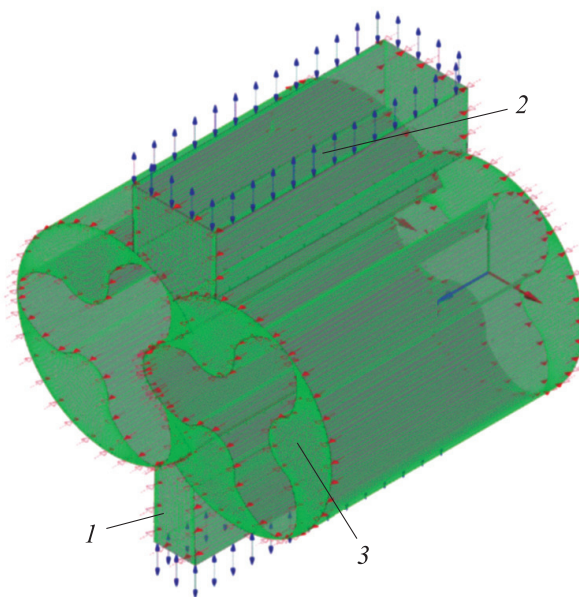


Рис. 6. Расчетная сетка внутреннего объема насоса: 1 и 2 — выходной и входной тракты (статическая область); 3 — динамическая область

расчета использовали SST-модель [15] турбулентности с опцией пристеночного ламинарно-турбулентного смешивания (Laminar Turbulent Blend), применение которой хорошо зарекомендовало себя при расчете роторных машин.

Для этой модели к системе уравнений Навье — Стокса дополнительно добавляли уравнения, описывающие кинетическую энергию турбулентности k и удельную скорость диссипации ω ,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j k}{\partial x_j} &= P_k - \beta k \rho \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \\ \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j \omega}{\partial x_j} &= \\ &= \frac{\alpha}{\nu} P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \end{aligned}$$

где ρ — плотность газа; t — время; u_j — проекция вектора скорости течения потока газа на ось x_j ; P_k , β , σ_k , α , σ_ω , $\sigma_{\omega 2}$ — коэффициенты модели; μ и μ_t — динамическая и турбулентная вязкость газа; ν — скорость течения газа; F_1 — функция смешивания.

В сечениях входного и выходного патрубков задавали открытое граничное условие (Opening) с соответствующей опцией массы и импульса и нулевым градиентом турбулентности, на по-

верхности роторов — скорость, определяемую частотой их вращения и расстоянием от центра, на стенках корпуса — условие отсутствия скольжения и температуру, полученную в ходе эксперимента. Для сопряжения статической и динамической областей задавали интерфейсы, на границах которых действуют условия сохранения массы и импульса, турбулентности и теплового потока. На торцевых поверхностях установлено условие симметрии.

Расчет проводили в нестационарной постановке с постоянным шагом по времени, но с переменным количеством итераций внутри каждого временного шага. Сходимость контролировали по разности усредненного за один оборот массового расхода газа во входном и выходном трактах. В зависимости от входного давления газа сходимость достигалась за 5...10 оборотов ротора.

В результате решения получены распределения давления, скоростей течения и температуры газа по рабочей полости насоса на каждом шаге времени. Также определены массовые расходы газа на входе и выходе, моменты, возникающие под действием газовых сил, и индикаторная мощность на каждом из роторов.

Результаты и их обсуждение. Полученные в результате расчета значения быстроты действия в зависимости от входного давления газа $p_{вх}$ и частоты вращения роторов n_r приведены на рис. 4. Расчетные значения согласованы с экспериментальными в пределах 8 %, что позволяет использовать разработанную модель для дальнейшего анализа.

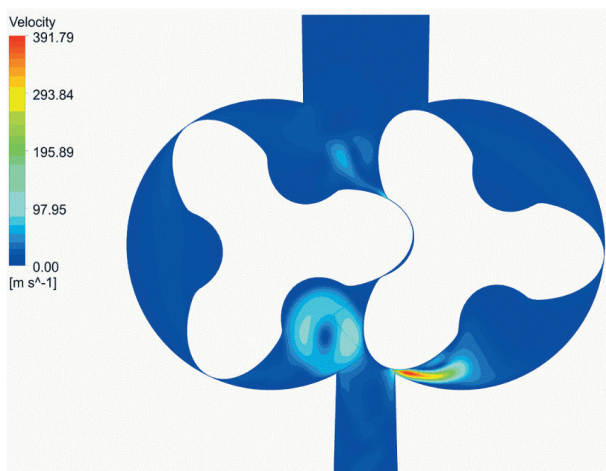


Рис. 7. Поля скорости течения газа, м/с, в ДВН с трехлопастным профилем роторов при давлениях газа $p_{вх} = 50$ кПа и $p_{вых} = 100$ кПа

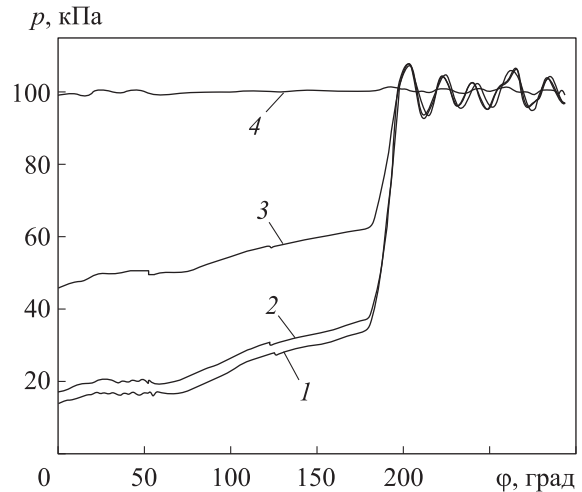


Рис. 8. Индикаторные диаграммы ДВН с трехлопастным профилем роторов при входном давлении газа $p_{вх} = 16,5$ (1), 20,0 (2), 50,0 (3) 100,0 кПа (4)

Поля скорости течения газа в ДВН с трехлопастным профилем роторов при входном давлении газа $p_{вх} = 50$ кПа и выходном — $p_{вых} = 100$ кПа показаны на рис. 7. На входном участке слева видно поступление газа в образующую отсеченную полость. В отсеченном объеме справа наблюдается появление кольцевого завихрения, обусловленного взаимодействием газа с неподвижной стенкой. В нижней части насоса при объединении отсеченной полости с объемом выхлопа происходит резкий напуск газа в эту полость со скоростью течения до 300 м/с. Также наблюдается значительное ускорение газа в межроторном зазоре в двух точках с его наименьшим значением.

Для получения расчетной индикаторной мощности ДВН с трехлопастным профилем построены индикаторные диаграммы. Давление газа выбрано в нескольких точках рабочего объема, что определялось положением роторов. Градиент давления газа во входном тракте и отсеченной полости незначительный, но на выходе может достигать 4 кПа.

Индикаторные диаграммы ДВН с трехлопастным профилем роторов при входном давлении газа $p_{вх} = 16,5$; 20,0; 50,0 и 100 кПа приведены на рис. 8, где p — давление в рабочей полости; ϕ — угол поворота ротора. На выходном участке индикаторной диаграммы наблюдаются пульсации амплитудой до 13 кПа, причем их значение снижается при уменьшении перепада давлений газа между входом и выходом.

Полученные в результате расчета значения индикаторной мощности в зависимости от

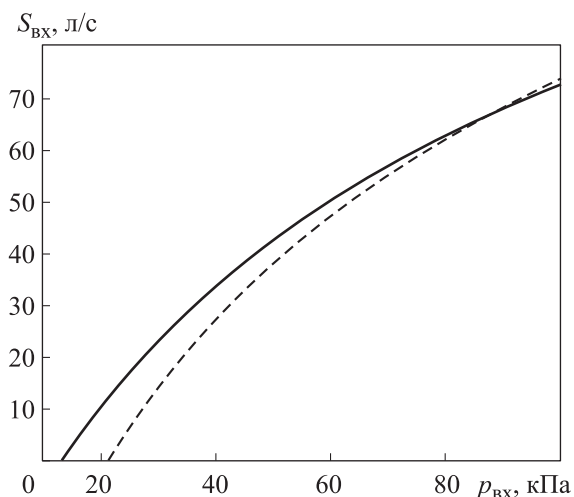


Рис. 9. Зависимость скорости действия ДВН с двух- (---) и трехлопастным (—) профилями роторов от входного давления газа $p_{вх}$ при выходном давлении газа $p_{вых} = 100$ кПа

входного давления газа $p_{вх}$ приведены на рис. 5. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что их различие обусловлено значительными механическими

потерями вследствие трения в уплотнениях, шестернях и подшипниках. Разницу между экспериментальной и расчетной мощностью можно описать зависимостью $W = 0,0146p_{вх} + 219,6$. Таким образом, механические потери при низком давлении газа составляют до 85%.

Результаты сопоставления характеристик насоса с двух- и трехлопастными роторами в одинаковом корпусе приведены на рис. 9. Установлено, что при низком давлении газа у ДВН с трехлопастным профилем роторов (вследствие меньших перетеканий газа с выхода на вход) быстрота действия больше, а базовое давление насоса с выхлопом в атмосферу меньше (13 против 21,7 кПа), чем у ДВН с двухлопастным профилем роторов.

Вывод

Проведенное исследование позволяет оценить преимущества трехлопастного профиля роторов ДВН перед двухлопастным и использовать разработанную модель при создании многоступенчатых безмасляных агрегатов.

Литература

- [1] Хабляян М.Х., Саксаганский Г.Л., Бурмистров А.В. *Вакуумная техника. Оборудование, проектирование, технологии, эксплуатация*. Ч. 1. *Инженерно-физические основы*. Казань, Изд-во КНИТУ, 2013. 232 с.
- [2] Hoffman D.M., Singh B., Thomas J.H. *Handbook of vacuum science and technology*. Academic Press, 1998. 835 p.
- [3] Xing L., Feng J., Tang H. et al. Performance improvement of a large capacity Roots blower based on profile modification. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 2021, vol. 235, no. 13, pp. 2386–2394, doi: <https://doi.org/10.1177/0954406220953175>
- [4] Valdes L.C., Barthod B., Perron Y.L. Accurate prediction of internal leaks in stationary dry Roots vacuum pumps. *Vacuum*, 1999, vol. 52, no. 4, pp. 451–459, doi: [https://doi.org/10.1016/S0042-207X\(98\)00330-3](https://doi.org/10.1016/S0042-207X(98)00330-3)
- [5] Thees R. Roots pumps: design and performance features. *Vacuum*, 1955, vol. 5, pp. 25–34, doi: [https://doi.org/10.1016/0042-207X\(55\)90005-1](https://doi.org/10.1016/0042-207X(55)90005-1)
- [6] Hsieh C.F., Zhou Q.J. Fluid analysis of cylindrical and screw type Roots vacuum pumps. *Vacuum*, 2015, vol. 121, pp. 274–282, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2015.04.037>
- [7] Xing L., Feng J., Chen W. et al. Development and testing of a roots pump for hydrogen recirculation in fuel cell system. *Appl. Sci.*, 2020, vol. 10, no. 22, art. 8091, doi: <https://doi.org/10.3390/app10228091>
- [8] Fan Z., Shi-wei Z., Feng H. et al. Thermodynamics analysis of roots vacuum pump. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2020, vol. 1519, art. 012016, doi: <https://www.doi.org/10.1088/1742-6596/1519/1/012016>
- [9] Бурмистров А.В., Караблинов Д.Г., Бронштейн М.Д. Влияние геометрических параметров эллиптического профиля на характеристики двухроторных вакуумных насосов типа Рутс. *Компрессорная техника и пневматика*, 2004, № 6, с. 38–40.
- [10] Исаев А.А., Райков А.А., Бурмистров А.В. и др. Проводимость каналов роторного механизма двухроторного вакуумного насоса типа Рутс при молекулярном режиме течения газа. *Наноиндустрия*, 2022, т. 15, № 1, с. 58–63, doi: <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2022.15.1.58.63>

- [11] Исаев А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. и др. Двухроторная машина. Патент РФ 2730769. Заявл. 19.02.2020, опублик. 25.08.2020.
- [12] Бурмистров А.В., Райков А.А., Саликеев С.И. и др. Стенд исследовательских испытаний безмасляных спиральных вакуумных насосов. *Вестник Казанского технологического университета*, 2013, т. 16, № 14, с. 174–177.
- [13] *TwinMesh CFX Berlin license file for Kazan National Research Technological University*. C/n 13449.
- [14] Исаев А.А., Райков А.А., Бурмистров А.В. и др. Исследование перетеканий в двухроторном вакуумном насосе типа Рутс с эллиптическим профилем роторов при молекулярном режиме течения газа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 4, с. 38–45, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-4-38-45>
- [15] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, doi: <https://doi.org/10.2514/3.12149>

References

- [1] Khablanyan M.Kh., Saksaganskiy G.L., Burmistrov A.V. *Vakuumnaya tekhnika. Oborudovanie, proektirovanie, tekhnologii, ekspluatatsiya. Ch. 1. Inzhenerno-fizicheskie osnovy* [Vacuum equipment. Equipment, design, technology, operation. P. 1. Engineering-physical bases]. Kazan, Izd-vo KNITU Publ., 2013. 232 p. (In Russ.).
- [2] Hoffman D.M., Singh B., Thomas J.H. *Handbook of vacuum science and technology*. Academic Press, 1998. 835 p.
- [3] Xing L., Feng J., Tang H. et al. Performance improvement of a large capacity Roots blower based on profile modification. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 2021, vol. 235, no. 13, pp. 2386–2394, doi: <https://doi.org/10.1177/0954406220953175>
- [4] Valdes L.C., Barthod B., Perron Y.L. Accurate prediction of internal leaks in stationary dry Roots vacuum pumps. *Vacuum*, 1999, vol. 52, no. 4, pp. 451–459, doi: [https://doi.org/10.1016/S0042-207X\(98\)00330-3](https://doi.org/10.1016/S0042-207X(98)00330-3)
- [5] Thees R. Roots pumps: design and performance features. *Vacuum*, 1955, vol. 5, pp. 25–34, doi: [https://doi.org/10.1016/0042-207X\(55\)90005-1](https://doi.org/10.1016/0042-207X(55)90005-1)
- [6] Hsieh C.F., Zhou Q.J. Fluid analysis of cylindrical and screw type Roots vacuum pumps. *Vacuum*, 2015, vol. 121, pp. 274–282, doi: <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2015.04.037>
- [7] Xing L., Feng J., Chen W. et al. Development and testing of a roots pump for hydrogen recirculation in fuel cell system. *Appl. Sci.*, 2020, vol. 10, no. 22, art. 8091, doi: <https://doi.org/10.3390/app10228091>
- [8] Fan Z., Shi-wei Z., Feng H. et al. Thermodynamics analysis of roots vacuum pump. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2020, vol. 1519, art. 012016, doi: <https://www.doi.org/10.1088/1742-6596/1519/1/012016>
- [9] Burmistrov A.V., Karablinov D.G., Bronshteyn M.D. Influence of geometrical parameters of elliptical profile on characteristics of twin-rotor vacuum pumps of Roots type. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*, 2004, no. 6, pp. 38–40. (In Russ.).
- [10] Isaev A.A., Raykov A.A., Burmistrov A.V. et al. Conductivity of the roots type double rotor vacuum pump channels in the molecular gas flow mode. *Nanoindustriya* [Nanoindustry], 2022, vol. 15, no. 1, pp. 58–63, doi: <https://doi.org/10.22184/1993-8578.2022.15.1.58.63> (in Russ.).
- [11] Isaev A.A., Salikeev S.I., Burmistrov A.V. et al. Dvukhrotornaya mashina [Double rotor machine]. Patent RU 2730769. Appl. 19.02.2020, publ. 25.08.2020. (In Russ.).
- [12] Burmistrov A.V., Raykov A.A., Salikeev S.I. et al. Investigation of cross-flow in a double-rotor Roots-type vacuum pump with elliptical rotor profile under molecular gas flow regime. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*, 2013, vol. 16, no. 14, pp. 174–177. (In Russ.).
- [13] *TwinMesh CFX Berlin license file for Kazan National Research Technological University*. C/n 13449.
- [14] Isaev A.A., Raykov A.A., Burmistrov A.V. et al. Study of the backward flow in Roots-type vacuum pump with elliptical rotor profile in the gas flow molecular regime. *Izvestiya*

vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 4, pp. 38–45, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-4-38-45> (in Russ.).

- [15] Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, doi: <https://doi.org/10.2514/3.12149>

Статья поступила в редакцию 29.09.2023

Информация об авторах

МАЛИН Илья Александрович — аспирант кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: hoyki550@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).

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).

Information about the authors

MALIN Ilya Alexandrovich — Postgraduate, Department of Vacuum Engineering. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: hoyki550@gmail.com).

RAYKOV Alexey Alexandrovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum Engineering. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: alraykov@kstu.ru).

SALIKEEV Sergey Ivanovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum Engineering. 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 Engineering. 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:

Малин И.А., Райков А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Разработка и экспериментальное исследование вакуумного насоса внешнего сжатия с трехлопастным профилем роторов. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 4, с. 61–69.

Please cite this article in English as:

Malin I.A., Raykov A.A., Salikeev S.I., Burmistrov A.V. Development and experimental study of the external compression vacuum pump with the three-lobe rotor profile. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 4, pp. 61–69.