

Энергетика. Электротехника Energetics. Electrical engineering

Научная статья

УДК 621.514

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31201>



А.М. Калашников¹ ✉, Н.А. Райковский¹, А.О. Жуков²

¹ Омский государственный технический университет, Омск, Россия;

² Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, Москва, Россия

✉ kalashnikov_omgtu@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСМАЗЫВАЕМОГО КОМПРЕССОРА РОТОРНО-ПЛАСТИНЧАТОГО ТИПА С НОВОЙ КОНСТРУКТИВНОЙ СХемой

Аннотация. В данной работе выполнены сравнительные теоретические исследования влияния конструктивных и режимных параметров на характеристики несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с традиционной и новой конструктивными схемами. Представлена основная система расчетных уравнений для проведения исследований. В результате установлено, что при частоте вращения ротора несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа от 1000 до 2000 об/мин для рассмотренных вариантов конструктивных схем не обеспечиваются высокие значения коэффициента; традиционное исполнение несмазываемого компрессора роторно-пластинчатого типа не позволяет обеспечить высокие значения эффективного КПД (более 70%). При этом применение новой конструктивной схемы в несмазываемом роторно-пластинчатом компрессоре позволяет обеспечить значения эффективного КПД при частоте вращения ротора менее 3000 об/мин. С учетом принятых условий, а именно: $\lambda \geq 0,8$ и $\eta_{\text{эф}} \geq 0,75$ – можно разработать следующие рекомендации по проектированию: обеспечивать частоту вращения ротора $n = 3000$ об/мин, радиус цилиндра $R_{\text{ц}} \geq 0,075$ м.

Ключевые слова: роторно-пластинчатый компрессор, новая конструктивная схема, метод, теоретические исследования, энергетические характеристики.

Для цитирования:

Калашников А.М., Райковский Н.А., Жуков А.О. Исследование характеристик несмазываемого компрессора роторно-пластинчатого типа с новой конструктивной схемой // Глобальная энергия. 2025. Т. 31, № 2. С. 7–17. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31201>



*A.M. Kalashnikov*¹ ✉, *N.A. Raykovsky*¹, *A.O. Zhukov*²

¹ Omsk State Technical University, Omsk, Russia;

² Lomonosov Moscow State University, Moscow, Russia

✉ kalashnikov_omgtu@mail.ru

INVESTIGATION OF THE CHARACTERISTICS OF AN OIL-FREE ROTARY-VANE COMPRESSOR WITH A NEW DESIGN SCHEME

Abstract. In this paper, comparative theoretical studies of the influence of design and operating parameters on the characteristics of an oil-free rotary-vane compressor with traditional and new design scheme are performed. The main system of calculation equations for conducting research is presented. As a result of the theoretical study, it was found that at a rotor speed of an oil-free rotary-vane compressor stage from 1000 rpm to 2000 rpm for the considered variants of design schemes, high values of the coefficient are not provided. The traditional design of an oil-free rotary-vane compressor does not allow for high values of effective energy conversion efficiency (more than 70%). At the same time, the use of a new design scheme in an oil-free rotary-vane compressor makes allows for effective efficiency values at a rotor speed of less than 3000 rpm. Based on the given conditions, namely: $\lambda \geq 0,8$ and $\eta_{\text{eff}} \geq 0,75$, the following design recommendations can be made: ensure the rotor speed $n = 3000$ rpm, cylinder radius $R_c \geq 0,075$ m.

Keywords: rotary-vane compressor, new design scheme, method, theoretical studies, energy characteristics.

Citation:

Kalashnikov A.M., Raykovsky N.A., Zhukov A.O., Investigation of the characteristics of an oil-free rotary-vane compressor with a new design scheme, *Global Energy*, 31 (02) (2025) 7–17, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31201>

Введение. Роторно-пластинчатые компрессоры широко применяются в промышленности. В России компрессоры производятся только двумя предприятиями (НПО «Искра» – для сжатия низконапорных углеводородных газов; ООО «ТЕХПРОМ-Н» – для сжатия воздуха) исключительно со смазываемой рабочей камерой. За рубежом данная технология компримирования газов получила широкое распространение как в смазываемом, так и в несмазываемом исполнении. Среди основных производителей можно отметить такие компании, как Ing. Enea Mattei (Италия), Marper (Испания), Ro-Flo Compressors (США), DVP (Италия), Becker (Германия), Hydrovane (Англия), Torad Engineering (США), Elmo Rietschle (Германия), Wittig (Германия).

Анализ литературы [1–6] показал, что повышение энергетических характеристик и расширение диапазона рабочих параметров несмазываемых роторно-пластинчатых компрессоров является актуальным направлением совершенствования данного класса машин. Причем главным фактором повышения энергетических характеристик пластинчатых компрессоров является снижение потерь мощности на трение [7].

В работах [8, 9] предложена новая конструктивная схема компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа и выполнены исследования, подтверждающие возможность существенного снижения потерь мощности на трение в сравнении с традиционным исполнением компрессора.

Целью данной работы является проведение сравнительных теоретических исследований интегральных энергетических характеристик несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора, выполненного в двух вариантах: с традиционной и новой конструктивными схемами.

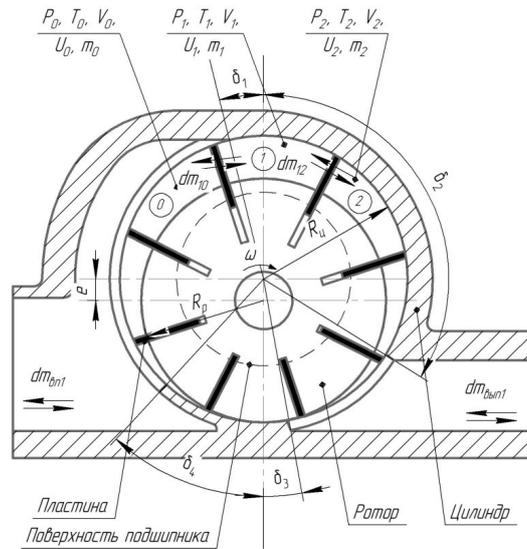


Рис. 1. Расчетная схема для определения термодинамических характеристик рабочего процесса

Fig. 1. Calculation scheme for determining the thermodynamic characteristics of the working process

Математическая модель

Особенности предложенной конструктивной схемы, реализующей уменьшение потерь мощности на трение в компрессоре, рассмотрены в работе [9], расчетные схемы представлены на рис. 1, 2. Подробное описание схем представлено в статьях [8–10].

На рис. 1 представлена расчетная схема определения термодинамических характеристик рабочего процесса, содержащая n рабочих ячеек, с параметрами газа P_1, V_1, T_1, U_1, m_1 в рабочей ячейке; P_2, V_2, T_2, U_2, m_2 в опережающей ячейке; и P_0, V_0, T_0, U_0, m_0 в опаздывающей ячейке. Рабочая ячейка сообщается с полостями всасывания и нагнетания через окна газораспределения, в которых происходит массообмен при процессах наполнения и выхлопа ($dm_{вп1}, dm_{вып1}$), также существует массообмен между рабочей и опережающей ячейками ($dm_{1,2}$), между рабочей и опаздывающей ячейками ($dm_{1,0}$), через зазоры между пластиной и крышками цилиндра и между пластинами и ротором. Процессы, протекающие в рабочей ячейке, характерны и для всех n ячеек.

Зависимости изменения термодинамических параметров газа в рабочей ячейке несмазываемой ступени роторно-пластинчатого типа от угла поворота ротора, установленные в ходе математических преобразований, определяются следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\varphi} = -(k-1) \frac{T}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} + (k-1) \cdot \frac{T}{m \cdot \omega} \cdot \sum \dot{m}_{\text{вт}} + \frac{1}{m \cdot \omega} \cdot \sum (k \cdot T_i - T) \cdot \dot{m}_{\text{пр}}; \\ \frac{dp}{d\varphi} = -k \cdot \frac{p}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{p}{m \cdot \omega} \cdot (k \cdot \sum \dot{m}_{\text{вт}} + \sum \dot{m}_{\text{пр}}) + \frac{R}{V \cdot \omega} \cdot \sum (k \cdot T_i - T) \cdot \dot{m}_{\text{пр}}; \\ \frac{dm}{d\varphi} = \frac{\dot{m}}{\omega}; \\ \frac{dV}{d\varphi} = -R_{\text{ц}} \cdot e \cdot L \cdot \left[\frac{e}{R_{\text{ц}}} \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(2\varphi) + 2 \cdot \sin(\beta/2) \cdot \sin(\varphi) \right]; \\ \frac{dL}{d\varphi} = p \cdot \frac{dV}{d\varphi}. \end{cases} \quad (1)$$

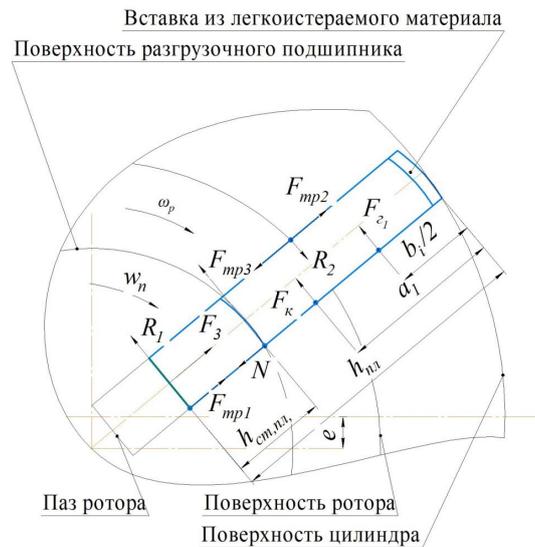


Рис. 2. Принципиальная схема сил, действующих на уплотнительную пластину компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа, реализующего новую конструктивную схему

Fig. 2. Scheme of the forces acting on the sealing plate of a compressor stage of the rotary-vane type, implementing a new design scheme

Силы реакции, действующие со стороны пластины на элементы конструкции рабочей камеры компрессора роторно-пластинчатого типа с новой конструктивной схемой, определяются следующими выражениями:

$$R_1 = \frac{m_{\text{п}} \cdot a_{\text{п}}(\varphi) - F_{\text{ц}} - F_{\text{r}2}}{2 \cdot f \cdot \mu} + \frac{(1 - \mu \cdot \mu \cdot f)}{2 \cdot f \cdot \mu} \cdot N + \frac{n}{2} \cdot F_{\text{r}1} + \frac{\delta}{2} \cdot F_{\kappa};$$

$$R_2 = \left[\frac{(1 + \mu \cdot \mu \cdot f)}{2 \cdot f \cdot \mu} \right] \cdot N - \frac{n}{2} \cdot F_{\text{r}1} + \frac{m_{\text{п}} \cdot a_{\text{п}}(\varphi) - F_{\text{ц}} - F_{\text{r}2}}{2 \cdot f \cdot \mu} - \frac{\delta}{2} \cdot F_{\kappa};$$

$$N = \left[\frac{\rho(\varphi) - R_{\text{п}} - h_{\text{пл}}}{R_{\text{п}} \cdot \mu + \mu \cdot \rho(\varphi) - h_{\text{пл}} \cdot \mu + \frac{R_{\text{п}} - \rho(\varphi) + h_{\text{пл}}}{f \cdot \mu} - 2 \cdot \mu \cdot \rho_{\text{п}}(\varphi)} \right] \cdot \left[\frac{m_{\text{п}} \cdot a_{\text{п}}(\varphi) - F_{\text{ц}} - F_{\text{r}2}}{f \cdot \mu} \right] +$$

$$+ \left[\frac{R_{\text{п}} - \rho(\varphi)}{R_{\text{п}} \cdot \mu + \mu \cdot \rho(\varphi) - h_{\text{пл}} \cdot \mu + \frac{R_{\text{п}} - \rho(\varphi) + h_{\text{пл}}}{f \cdot \mu} - 2 \cdot \mu \cdot \rho_{\text{п}}(\varphi)} \right] \cdot \delta \cdot F_{\kappa} -$$

$$- \left[\frac{h_{\text{пл}}}{R_{\text{п}} \cdot \mu + \mu \cdot \rho(\varphi) - h_{\text{пл}} \cdot \mu + \frac{R_{\text{п}} - \rho(\varphi) + h_{\text{пл}}}{f \cdot \mu} - 2 \mu \cdot \rho_{\text{п}}(\varphi)} \right] \cdot n \cdot F_{\text{r}1}.$$

$$f = \begin{cases} +1, & \text{если } 0 \leq \varphi \leq 180 \\ -1, & \text{если } 180 < \varphi < 360, \end{cases}$$

$$\delta = \begin{cases} +1, & \text{если } 0 < \varphi < 180 \\ 0, & \text{если } \varphi = 0, \varphi = 180, \\ -1, & \text{если } 180 < \varphi < 360 \end{cases}$$

$$n = \begin{cases} -1, & \text{если } p_2 > p_1 \\ 0, & \text{если } p_2 = p_1. \\ +1, & \text{если } p_1 > p_2 \end{cases}$$

Более подробно разработанная математическая модель несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора с новой конструктивной схемой рассмотрена в работе [8], с традиционной конструктивной схемой – в работах [9, 10].

Исходные данные для проведения расчетно-параметрического анализа представлены в табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные

Table 1

Initial data

Наименование	Значение	Ед. изм.
Длина цилиндра, L	200	мм
Радиус цилиндра, $R_{\text{ц}}$	100	мм
Эксцентриситет, e	10	мм
Число пластин, z	8	шт.
Односторонний торцевой зазор, $h_{\text{тор}}$	0,2	мм
Среднее значение коэффициента трения, μ	0,2	–
Давление всасывания, $P_{\text{вс}}$	0,1	МПа
Температура всасывания, $T_{\text{вс}}$	293	К
Давление нагнетания, $P_{\text{н}}$	0,3	МПа
Толщина пластины, b	5	мм
Высота пластины, $h_{\text{пл}}$	40	мм
Высота выступа пластины, $h_{\text{ст.пл}}$	20	мм
Частота вращения ротора, n	3000	об/мин
Материал пластины	АГ-1500 СО5	–

Результаты исследований

Для разработки рекомендаций по проектированию было введено условно эталонное значение эффективного КПД. В качестве эталонного значения эффективного КПД принят эффективный КПД конкурентной спиральной технологии, равный 75% [11]. В качестве эталонного значения коэффициента подачи принято значение, равное 0,8 [11, 12].

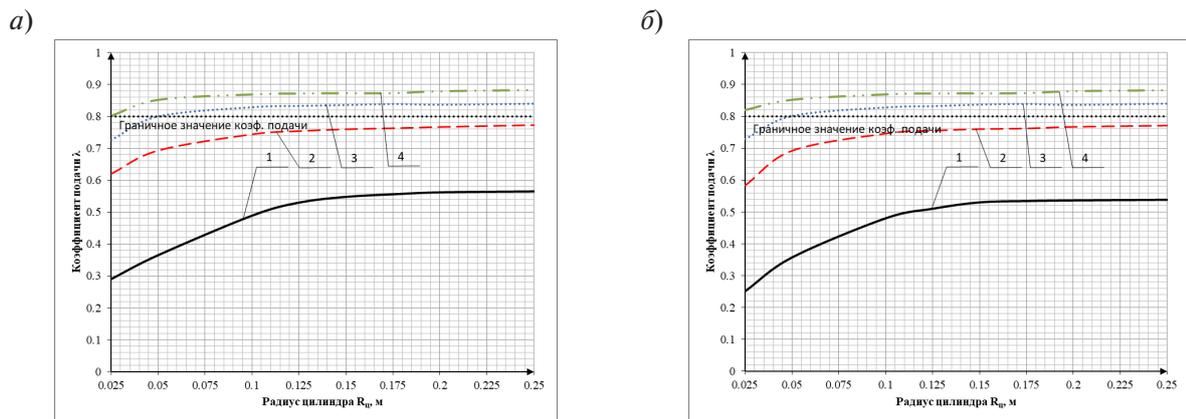


Рис. 3. Зависимость коэффициента подачи несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа от радиуса цилиндра: *a* – традиционная конструктивная схема; *b* – новая конструктивная схема; 1 – 1000 об/мин; 2 – 2000 об/мин; 3 – 3000 об/мин; 4 – 4000 об/мин

Fig. 3. Dependence of the supply coefficient of an oil-free rotary-vane compressor stage on the cylinder radius: *a* – traditional design scheme; *b* – new design scheme; 1 – 1000 rpm; 2 – 2000 rpm; 3 – 3000 rpm; 4 – 4000 rpm

На рис. 3 представлены зависимости коэффициента подачи несмазываемого компрессора роторно-пластинчатого типа от радиуса цилиндра для традиционной (*a*) и новой (*b*) конструктивных схем.

Анализ результатов расчета, представленных на рис. 3, показал, что с увеличением радиуса цилиндра до определенного значения коэффициент подачи возрастает, дальнейшее же увеличение радиуса цилиндра не приводит к значимому изменению величины коэффициента подачи. С увеличением частоты вращения ротора значение радиуса цилиндра, при котором величина коэффициента подачи остается постоянной, смещается в область малых значений: например, при $n = 1000$ об/мин $R_{ц} = 0,15$ м, а при $n = 4000$ об/мин $R_{ц} = 0,075$ м.

При частоте вращения ротора более 3000 об/мин и радиусе цилиндра более 0,05 м коэффициент подачи $\lambda \geq 0,8$. При малых частотах вращения ротора ($n \leq 1000$ об/мин) и радиусах цилиндра ($R_{ц} \leq 0,025$) коэффициент подачи компрессора $\lambda \leq 0,3$.

Таким образом, при частотах вращения ротора менее 2000 об/мин коэффициент подачи принимает неприемлемо малые значения, поэтому в дальнейшем область частот вращения ротора менее 2000 об/мин рассматриваться в ходе теоретических исследований не будет.

На рис. 4 представлены зависимости механического КПД несмазываемого компрессора роторно-пластинчатого типа от радиуса цилиндра для традиционной (*a*) и новой (*b*) конструктивных схем.

Анализ результатов расчета, представленных на рис. 4, показал, что с увеличением радиуса цилиндра:

- для традиционной конструктивной схемы компрессора во всем диапазоне значений радиуса цилиндра механический КПД уменьшается, при этом в рассматриваемом диапазоне режимных и конструктивных параметров механический КПД находится в диапазоне 10÷70%. Малые значения механического КПД соответствуют быстроходным машинам, имеющим большие значения радиуса цилиндра. В среднем в рассмотренном диапазоне параметров значения механического КПД несмазываемой компрессорной ступени принадлежат диапазону 35÷40%, что соответствует результатам исследования других авторов [13–15];

- для нового исполнения компрессорной ступени с увеличением радиуса цилиндра механический КПД увеличивается, при этом в рассматриваемом диапазоне режимных и конструктивных параметров механический КПД находится в диапазоне от 0,7 до 0,9. Большие значения

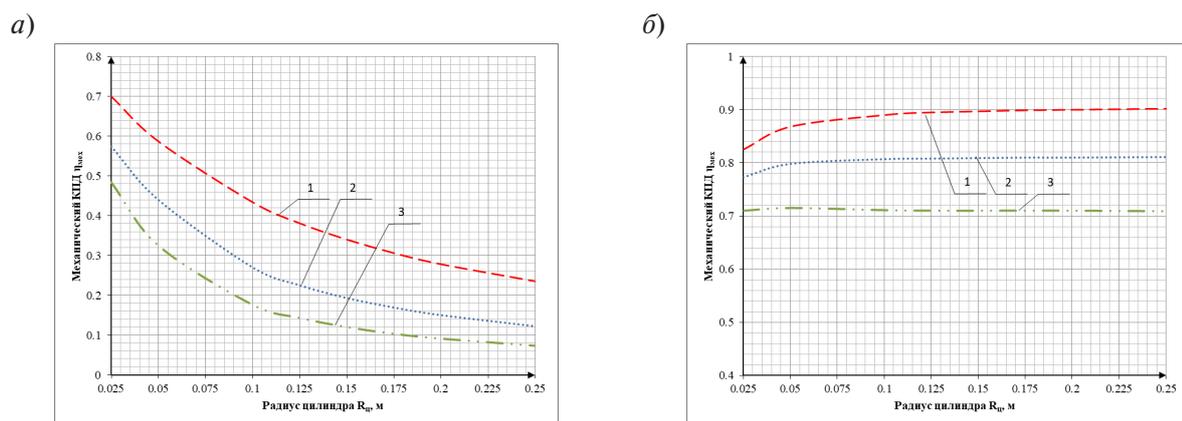


Рис. 4. Зависимость механического КПД несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа от радиуса цилиндра: *a* – традиционная конструктивная схема; *b* – новая конструктивная схема; 1 – 2000 об/мин; 2 – 3000 об/мин; 3 – 4000 об/мин

Fig. 4. Dependence of the mechanical efficiency of an oil-free rotary-vane compressor stage on the cylinder radius: *a* – traditional design scheme; *b* – new design scheme; 1 – 2000 rpm; 2 – 3000 rpm; 3 – 4000 rpm

механического КПД соответствуют меньшим частотам вращения ротора и большим значениям радиуса цилиндра. В среднем в рассмотренном диапазоне параметров значения механического КПД равны 80%.

На рис. 5 представлены зависимости эффективного КПД несмазываемого компрессора роторно-пластинчатого типа от радиуса цилиндра для традиционной (*a*) и новой (*b*) конструктивных схем.

Анализ результатов расчета, представленных на рис. 5, показал, что с увеличением радиуса цилиндра:

- для традиционной конструктивной схемы компрессора во всем диапазоне значений радиуса цилиндра эффективный КПД уменьшается, при этом в рассматриваемом диапазоне режимных и конструктивных параметров эффективный КПД находится в диапазоне 8÷60%. Меньшие значения эффективного КПД соответствуют быстроходным машинам, имеющим большие значения радиуса цилиндра. В среднем в рассмотренном диапазоне параметров значения эффективного КПД несмазываемого компрессора принадлежат диапазону 30÷40%;

- для новой конструктивной схемы с увеличением радиуса цилиндра эффективный КПД увеличивается, при этом в рассматриваемом диапазоне режимных и конструктивных параметров эффективный КПД находится в диапазоне 60÷85%. Большие значения эффективного КПД соответствуют компрессорам, имеющим большие значения радиуса цилиндра. В среднем в рассмотренном диапазоне параметров значения эффективного КПД несмазываемого компрессора принадлежат диапазону 75÷80%.

В целом, с увеличением быстроходности наблюдается увеличение коэффициента подачи и уменьшение эффективного КПД.

Заключение

В результате проведенного теоретического исследования установлено, что при частоте вращения ротора несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа от 1000 об/мин до 2000 об/мин для рассмотренных вариантов конструктивных схем не обеспечиваются высокие значения коэффициента; традиционное исполнение несмазываемого компрессора роторно-пластинчатого типа не позволяет обеспечить высокие значения эффективного КПД (более 70%). При этом применение новой конструктивной схемы в несмазываемом роторно-пластинчатом

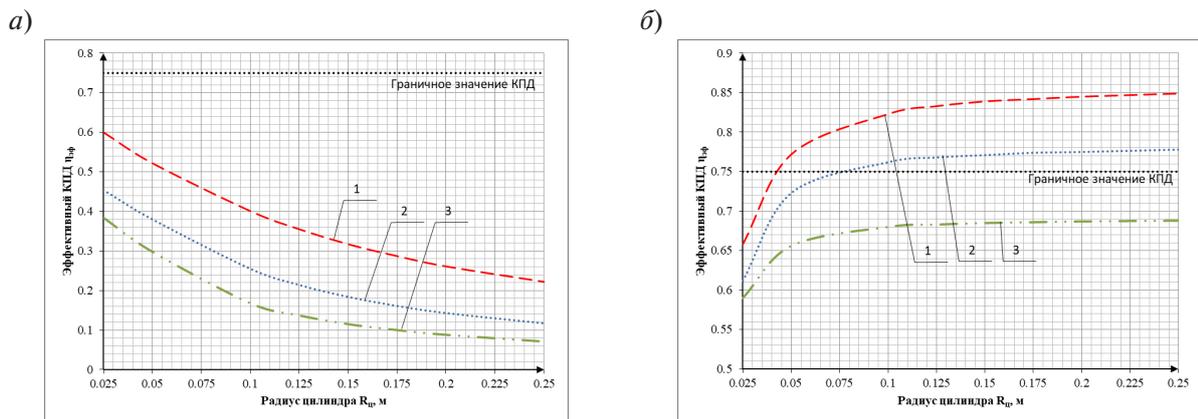


Рис. 5. Зависимость эффективного КПД несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа от радиуса цилиндра: *a* – традиционная конструктивная схема; *б* – новая конструктивная схема; 1 – 2000 об/мин; 2 – 3000 об/мин; 3 – 4000 об/мин

Fig. 5. Dependence of the effective efficiency of an oil-free rotary-vane compressor stage on the cylinder radius: *a* – traditional design scheme; *b* – new design scheme; 1 – 2000 rpm; 2 – 3000 rpm; 3 – 4000 rpm

компрессоре позволяет обеспечить значения эффективного КПД при частоте вращения ротора менее 3000 об/мин.

С учетом принятых условий, а именно: $\lambda \geq 0,8$ и $\eta_{\text{эф}} \geq 0,75$ – можно разработать следующие рекомендации по проектированию: обеспечивать частоту вращения ротора $n = 3000$ об/мин, радиус цилиндра $R_{\text{ц}} \geq 0,075$ м.

Список обозначений

- δ, f, n – единичные функции;
- λ – коэффициент подачи;
- μ – коэффициент трения между;
- ρ – перемещение пластины;
- φ – угол поворота ротора;
- ω – угловая скорость вращения ротора (ячейки);
- a_1 – центр масс пластины;
- $a_{\text{п}}$ – ускорение пластины;
- b_i – размер выступающей из ротора части пластины;
- $F_{\text{ц}}$ – центробежная сила;
- $F_{\text{г}}$ – газовая сила;
- $F_{\text{тр}}$ – сила трения;
- $h_{\text{пл}}$ – высота пластины;
- k – коэффициент адиабаты;
- L – работа сжатия;
- m – масса газа в ячейке;
- \dot{m} – массовый расход между рассматриваемой рабочей ячейкой и смежными ячейками;
- $m_{\text{п}}$ – масса пластины;
- $\dot{m}_{\text{пр}}$ – массовый расход притечек газа в рабочую ячейку;
- $\dot{m}_{\text{ут}}$ – массовый расход утечек газа из рабочей ячейки;
- N – сила реакции, действующая со стороны разгрузочных подшипников;
- n – частота вращения;
- p – давление газа в рабочей ячейке;

T – температура газа в рабочей ячейке;
 T_i – температура попадающего из соседней ячейки газа;
 R – газовая постоянная;
 R_1 и R_2 – силы реакции, действующие со стороны паза ротора;
 R_p – радиус ротора;
 V – рабочий объем ячейки.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- [1] **Bianchi G., Cipollone R.** Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors // *Applied Energy*. 2015. Vol. 142. P. 95–107. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.12.055
- [2] **Gu H., Chen Y., Wu J., Jiang Y., Sundén B.** Impact of discharge port configurations on the performance of sliding vane rotary compressors with a rotating cylinder // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 186. Art. no. 116526. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116526
- [3] **Gu H., Ye F., Chen Y., Wu J., Li W., Sundén B.** Performance investigation and design optimization of novel rotating-cylinder sliding vane rotary compressors // *International Journal of Refrigeration*. 2022. Vol. 142. P. 137–147. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2022.06.009
- [4] **He D., Ye K., Yuan J., Li S., Xu S.** Prediction of inlet gas volume fraction of rotary vane pump under variable operational conditions with 1DCNN-TL model utilizing vibration signals // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2024. Vol. 110. Art. no. 109588. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109588
- [5] **Ye F., Bianchi G., Rane S., Tassou S.A., Deng J.** Numerical methodology and CFD simulations of a rotary vane energy recovery device for seawater reverse osmosis desalination systems // *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 190. Art. no. 116788. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116788
- [6] **Choo W.C., Ooi K.T.** Analysis of the novel multi-vane Revolving Vane compressor – Investigation of vane chattering phenomenon through instantaneous working chamber pressure measurements // *International Journal of Refrigeration*. 2022. Vol. 134. P. 207–218. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.11.020
- [7] **Bianchi G., Cipollone R.** Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors // *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 84. P. 276–285. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080
- [8] **Raykovskiy N.A., Chernov G.I., Evdokimov V.S., Kalashnikov A.M., Sadvakasov D.Kh.** Power loss analysis in a new oil-free rotary vane compressor: Experimental investigation and mathematical modeling // *International Journal of Refrigeration*. 2024. Vol. 160. P. 298–311. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.01.027
- [9] **Райковский Н.А., Калашников А.М.** Экспериментальное исследование энергетической эффективности новой трибологической схемы несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа // *Компрессорное оборудование и ГТУ для газотранспортной системы*. 2023. С. 72–81.
- [10] **Райковский Н.А., Чернов Г.И., Калашников А.М.** Математическое моделирование роторно-пластинчатых компрессоров с учетом взаимного влияния трибологических и режимных параметров // *Трение и износ*. 2023. Т. 44, № 2. С. 167–179. DOI: 10.32864/0202-4977-2023-44-2-167-179
- [11] **Ибрагимов Е.Р.** Повышение эффективности спирального компрессора сухого сжатия: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Казань, 2009. 13 с.
- [12] **Борисенко А.В.** Разработка и исследование роторного холодильного компрессора с секторными поршнями: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Казань, 2021. 13 с.
- [13] **Heng K.R., Ooi K.T., Chan W.K.** Experimental study of an oil-free swing vane compressor // *International Journal of Refrigeration*. 2022. Vol. 134. P. 95–104. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.11.028
- [14] **Aradau D., Costiuc L.** Friction power in sliding vane type rotary compressors // *International Compressor Engineering Conference*. 1996. Art. no. 1357.
- [15] **Головинцов А.Г., Румянцев В.А., Ардашев В.И. и др.** Ротационные компрессоры. Москва: Машиностроение, 1964. 315 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КАЛАШНИКОВ Александр Михайлович – старший преподаватель, Омский государственный технический университет, без степени.

E-mail: kalashnikov_omgtu@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6847-4937>

РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич – доцент, Омский государственный технический университет, канд. техн. наук.

E-mail: n_raykovskiy@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2783-8298>

ЖУКОВ Александр Олегович – профессор, Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, д-р техн. наук.

E-mail: ulun2015@yandex.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5122-3752>

REFERENCES

- [1] **G. Bianchi, R. Cipollone**, Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors, *Applied Energy*, 142 (2015) 95–107. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.12.055
- [2] **H. Gu, Y. Chen, J. Wu, Y. Jiang, B. Sundén**, Impact of discharge port configurations on the performance of sliding vane rotary compressors with a rotating cylinder, *Applied Thermal Engineering*, 186 (2021) 116526. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116526
- [3] **H. Gu, F. Ye, Y. Chen, J. Wu, W. Li, B. Sundén**, Performance investigation and design optimization of novel rotating-cylinder sliding vane rotary compressors, *International Journal of Refrigeration*, 142 (2022) 137–147. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2022.06.009
- [4] **D. He, K. Ye, J. Yuan, S. Li, S. Xu**, Prediction of inlet gas volume fraction of rotary vane pump under variable operational conditions with 1DCNN-TL model utilizing vibration signals, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 110 (2024) 109588. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109588
- [5] **F. Ye, G. Bianchi, S. Rane, S.A. Tassou, J. Deng**, Numerical methodology and CFD simulations of a rotary vane energy recovery device for seawater reverse osmosis desalination systems, *Applied Thermal Engineering*, 190 (2021) 116788. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116788
- [6] **W.C. Choo, K.T. Ooi**, Analysis of the novel multi-vane Revolving Vane compressor – Investigation of vane chattering phenomenon through instantaneous working chamber pressure measurements, *International Journal of Refrigeration*, 134 (2022) 207–218. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.11.020
- [7] **G. Bianchi, R. Cipollone**, Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors, *Applied Thermal Engineering*, 84 (2015) 276–285. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080
- [8] **N.A. Raykovskiy, G.I. Chernov, V.S. Evdokimov, A.M. Kalashnikov, D.Kh. Sadvakasov**, Power loss analysis in a new oil-free rotary vane compressor: Experimental investigation and mathematical modeling, *International Journal of Refrigeration*, 160 (2024) 298–311. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.01.027
- [9] **N.A. Raykovskiy, A.M. Kalashnikov**, Experimental study of energy efficiency of a new tribological scheme for an oil-free rotary vane compressor stage, *Kompessornoe oborudovanie i GTU dlia gazotransportnoi sistemy [Compressor equipment and gas turbine units for gas transportation systems]*, (2023) 72–81.
- [10] **N.A. Raykovskiy, G.I. Chernov, A.M. Kalashnikov**, Matematicheskoe modelirovanie rotorno-plastinchatykh kompressorov s uchedom vzaimnogo vliianiia tribologicheskikh i rezhimnykh parametrov [Mathematical modeling of rotary vane compressors taking into account the mutual influence of tribological and operating parameters], *Friction and Wear*, 44(2) (2023) 167–179. DOI: 10.32864/0202-4977-2023-44-2-167-179

- [11] **E.R. Ibragimov**, Povyshenie effektivnosti spiral'nogo kompressora sukhogo szhatiia. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of a dry-compression scroll compressor. Cand. tech. sci. diss.], Kazan, 2009.
- [12] **A.V. Borisenko**, Razrabotka i issledovanie rotornogo kholodil'nogo kompressora s sektornymi porshniami. Diss. kand. tekhn. nauk [Development and research of rotary refrigeration compressor with sector pistons. Cand. tech. sci. diss.], Kazan, 2021.
- [13] **K.R. Heng, K.T. Ooi, W.K. Chan**, Experimental study of an oil-free swing vane compressor, International Journal of Refrigeration, 134 (2022) 95–104. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2021.11.028
- [14] **D. Aradau, L. Costiuc**, Friction power in sliding vane type rotary compressors, International Compressor Engineering Conference, (1996) 1357.
- [15] **A.G. Golovintsov, V.A. Rumiantsev, V.I. Ardashev et al.**, Rotatsionnye kompressory [Rotary compressors], Mashinostroenie, Moscow, 1964.

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Aleksandr M. KALASHNIKOV – *Omsk State Technical University.*

E-mail: kalashnikov_omgtu@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6847-4937>

Nikolai A. RAYKOVSKY – *Omsk State Technical University.*

E-mail: n_raykovskiy@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2783-8298>

Aleksandr O. ZHUKOV – *Lomonosov Moscow State University.*

E-mail: ulun2015@yandex.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5122-3752>

Поступила: 25.11.2024; Одобрена: 19.01.2025; Принята: 22.01.2025.

Submitted: 25.11.2024; Approved: 19.01.2025; Accepted: 22.01.2025.