

УДК 621.514

Разработка математической модели несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа с новой трибологической схемой

Н.А. Райковский, А.М. Калашников, Д.Х. Садвакасов,
Г.И. Чернов, В.С. Евдокимов, В.Ю. Куденцов

Омский государственный технический университет

Development of a mathematical model of the unlubricated compressor stage of the rotary-vane type with a new tribological configuration

N.A. Raykovskiy, A.M. Kalashnikov, D.Kh. Sadvakasov,
G.I. Chernov, V.S. Evdokimov, V.Y. Kudentsov

Omsk State Technical University

Предложена конструкция несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа с новой трибологической схемой, отличающаяся тем, что ее уплотнительные пластины содержат выступы, которыми опираются на разгрузочные подшипники качения, размещенные в торцевых крышках цилиндра. Приведены результаты экспериментального исследования потерь мощности на трение в новой и традиционной ступенях. Разработана математическая модель расчета потерь мощности на трение в несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа с новой трибологической схемой. Погрешность расчета не превышала 10 %. Анализ результатов расчетного и экспериментального исследований показал, что потери мощности на трение в рабочей камере нового несмазываемого роторно-пластинчатого компрессора в диапазоне частот вращения ротора $1000 \dots 3700 \text{ мин}^{-1}$ в 4–20 раз меньше, чем у аналога традиционного исполнения.

EDN: MJCWSB, <https://elibrary/mjcwsb>

Ключевые слова: компрессорная ступень, роторно-пластинчатый компрессор, уплотнительная пластина, математическая модель

The paper proposes design of the unlubricated compressor stage of the rotary-vane type with a new tribological scheme. It is introducing the sealing plates with flanges resting on the unloading rolling bearings positioned in the cylinder end covers. The paper provides experimental results of studying power losses due to friction in the new and traditional stages. A mathematical model for computing power losses due to friction in the unlubricated compressor stage of the rotary-vane type with a new tribological scheme was developed. The computation error was not exceeding 10%. Analysis of the calculation results and experimental study demonstrates that power losses due to friction in the working chamber of a new unlubricated rotary-vane compressor in the rotor speed range of $1000 \dots 3700 \text{ min}^{-1}$ are by 4–20 times less than in such a traditional design.

EDN: MJCWSB, <https://elibrary/mjcwsb>

Keywords: compressor stage, rotary-vane compressor, sealing plate, mathematical model

Роторные компрессоры и расширители получили широкое распространение в системах охлаждения [1], пневмоснабжения [2], в качестве пневмодвигателей [3], а также в системах рекуперации тепловых потерь [4]. Перспективным типом роторной машины являются роторно-пластинчатые машины, отличающиеся от других машин объемного принципа действия простотой конструкции, малой номенклатурой деталей и высокими удельными массогабаритными характеристикам [5].

Основная трудность создания таких машин с высокими энергетическими характеристиками обусловлена большими потерями энергии на механическое трение [6, 7]. Согласно данным работ [8–11], для смазываемых машин потери энергии на механическое трение могут достигать 30...40 % подводимой мощности (Kaiser и Kruse, Aradau и Costiuc), для несмазываемых — 60 %. Причем 90...95 % потерь энергии на механическое трение сосредоточено в паре трения уплотнительная пластина (УП) — цилиндр.

В связи с этим при создании несмазываемых компрессорных ступеней роторно-пластинчатого типа (далее НСРП) становится актуальным снижение потерь энергии на механическое трение [12–14], в том числе на основе применения новых трибологических схем.

Цель исследования — разработка математической модели для расчета потерь мощности на

трение в НСРП с новой трибологической схемой.

Конструкция НСРП с новой трибологической схемой. На рис. 1 приведена конструктивная схема НСРП с новой трибологической схемой. Отличительной особенностью конструкции такой машины являются профилированные УП, которые опираются выступами на разгрузочные подшипники качения (РПК), размещенные в торцевых крышках цилиндра.

Математическая модель расчета потерь мощности на трение в НСРП. Целью математического моделирования являлось определение нагрузочно-скоростных и энергетических характеристик работы узлов трения НСРП.

Для определения нагрузочно-скоростных и энергетических характеристик работы узлов трения НСРП необходимо найти значения газовых сил, действующих на УП, что требует моделирования рабочего процесса НСРП.

Объект исследования. Кинематические схемы НСРП с узлами трения традиционного и нового исполнений приведены на рис. 2, а и б. Здесь введены следующие обозначения: β — угол между пластинами; $R_{\text{ц}}$ и $R_{\text{р}}$ — радиус цилиндра и ротора; R_1 и R_2 — радиус трения УП для узла трения традиционного и нового исполнения; $R_{\text{п}}$ — радиус поверхности трения

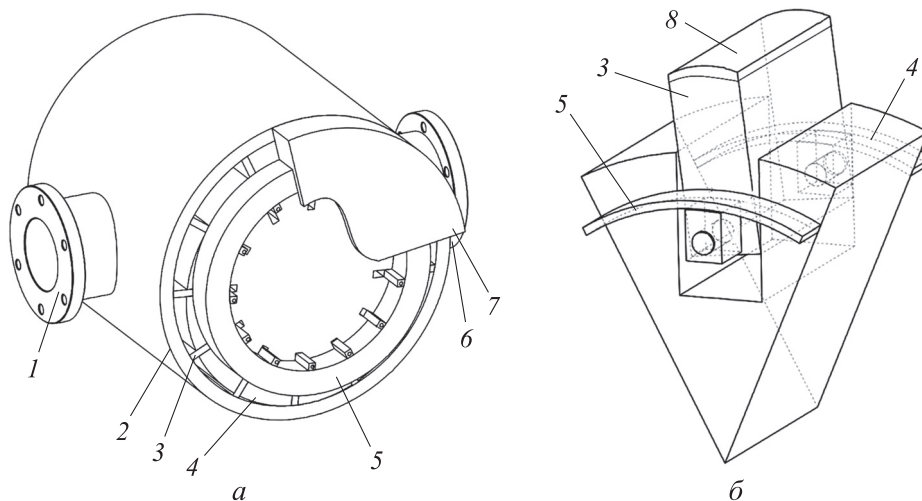


Рис. 1. Конструктивные схемы НСРП с новой трибологической схемой:

а — общий вид; б — сегмент контакта профилированной УП;

1 и 6 — патрубок всасывания и нагнетания; 2 — цилиндр; 3 — профилированная УП; 4 — ротор; 5 — РПК;

7 — торцевая крышка; 8 — вставка из легкоистираемого материала

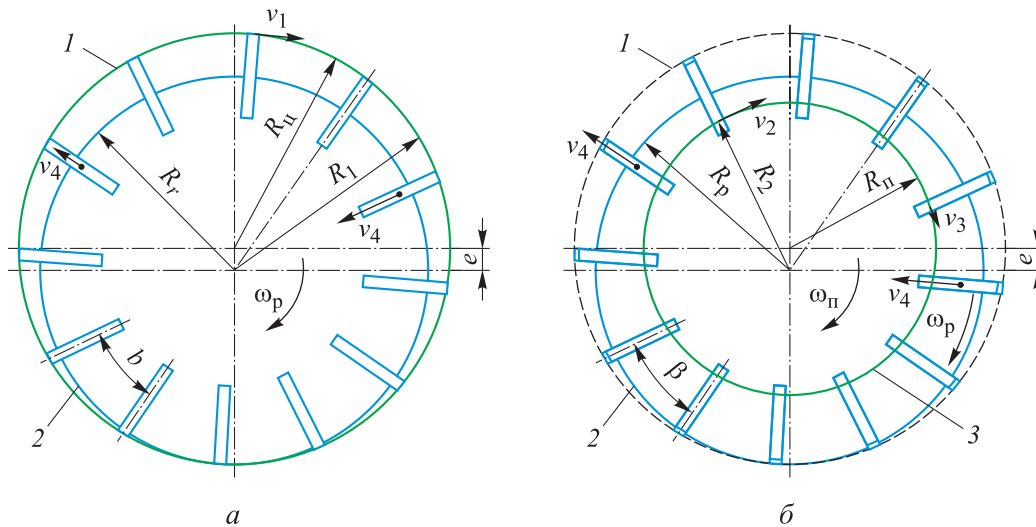


Рис. 2. Кинематические схемы НСРП с узлами трения рабочей камеры традиционного (а) и нового (б) исполнений:

1 — поверхность цилиндра; 2 — поверхность ротора; 3 — поверхность РПК

РПК; v_1 и v_2 — скорость скольжения поверхности трения УП узла трения традиционного и нового исполнения; v_3 — скорость скольжения поверхности РПК; v_4 — скорость скольжения в пазу ротора; ω_p и ω_{π} — угловая скорость ротора и РПК; e — эксцентриситет.

Основные допущения [15–17]. При исследовании приняты следующие допущения:

- газ — гомогенный, т. е. он однороден во всем контрольном объеме, обладает одними и теми же свойствами, состоит из одной фазы и не имеет поверхности раздела;
- газ — непрерывный, т. е. процесс не рассматривается на уровне взаимодействия молекул (число Кнудсена стремится к нулю);
- термодинамические параметры сжимаемого газа по всему контрольному объему изменяются мгновенно, т. е. любое из взаимодействий (объемное, тепловое, массообменное) одновременно и мгновенно вызывает одинаковое изменение параметров состояния газа во всех точках рабочего объема;
- рабочий процесс не зависит от внешнего теплообмена, т. е. внешняя среда не влияет на термодинамические параметры газа в рабочем объеме;
- трение между УП и стенкой цилиндра, а также между торцами УП и крышками цилиндра происходит без потерь;
- тепловыделение вследствие механического трения не влияет на рабочий процесс, т. е. термодинамические параметры газа в рабочем объеме не зависят от теплоты трения УП в пазу ротора;

- вес УП не оказывает влияния на силы реакций, возникающие в трущихся сопряжениях;

- сила трения, возникающая между поверхностями УП и РПК, действует в направлении перпендикулярном УП, а сила реакции — в плоскости УП;

- сила трения, появляющаяся между поверхностями УП и паза ротора, действует в плоскости УП, а силы реакции — в направлении, перпендикулярном УП;

- массообмен между ячейками зависит только от торцевых перетечек через зазоры, образованные поверхностями УП и торцевых крышек.

Расчетная схема. Схема расчета сил реакций, действующих на УП для узлов трения традиционного и нового исполнений приведена на рис. 3. Здесь введены следующие обозначения: $F_{\text{ц}}$ — центробежная составляющая силы инерции УП; F_{π} — составляющая силы инерции УП, пропорциональная ее ускорению при возвратно-поступательном движении в пазу ротора; F_{r2} — газовая сила, вызванная разностью давлений между двумя торцами УП; $F_3 = F_{\text{ц}} + F_{\pi} + F_{r2}$; F_{r1} — газовая сила, обусловленная разностью давлений газа в соседних ячейках; $F_{\text{к}}$ — кориолисова сила; R_1, R_2 — силы реакции со стороны ротора на УП; N — сила реакции со стороны элементов статора на УП; $F_{\text{тр}1}, F_{\text{тр}2}$ и $F_{\text{тр}3}$ — сила трения от сил R_1, R_2 и N соответственно; a_1 — величина удаления центра масс УП от ее верхней грани; b_i — размер выступающей из ротора части УП; $h_{\text{пл}}$ и $h_{\text{ст.пл}}$ — высота УП и ее выступов соответственно.

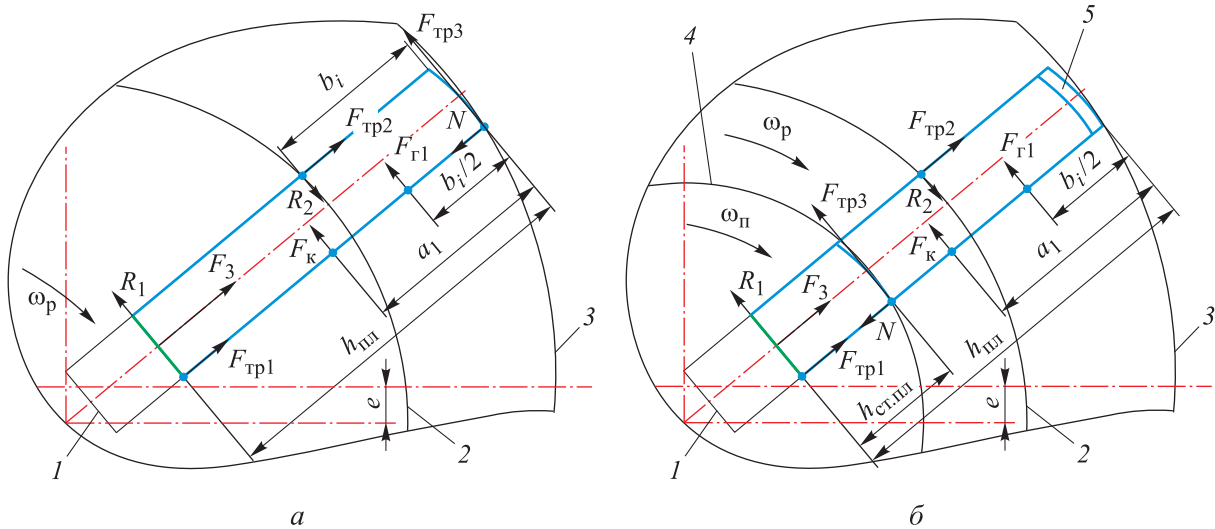


Рис. 3. Схема расчета сил реакций, действующих на УП, для узлов трения традиционного (а) и нового (б) исполнений:

1 — паз ротора; 2, 3 и 4 — поверхность ротора, цилиндра и РПК соответственно; 5 — вставка из легкоистираемого материала

Система расчетных уравнений. Моделирование динамики УП и рабочего процесса при традиционном исполнении НСРП также выполнено на основе результатов предыдущих работ [17–20].

Скорость скольжения УП в пазу ротора

$$v_4 = e\omega_p \sin \varphi,$$

где φ — угол поворота ротора.

Ускорение скольжения УП в пазу ротора

$$a_4 = e\omega_p^2 \cos \varphi.$$

Скорости скольжения УП на поверхностях элементов статора определяются выражениями

$$v_1 = (R_{\text{ц}} + e \cos \varphi)\omega_p;$$

$$v_2 = (R_{\text{п}} + e \cos \varphi)\omega_p.$$

Скорость скольжения поверхности РПК

$$v_3 = R_{\text{п}}\omega_{\text{п}}.$$

Относительная скорость скольжения поверхностей УП и РПК

$$v_{23} = v_2 - v_3 = (R_{\text{п}} + e \cos \varphi)\omega_p - R_{\text{п}}\omega_{\text{п}}.$$

Центробежная составляющая силы инерции

$$F_{\text{ц}} = m_{\text{п}}\omega_p^2 (R_{\text{ц}} + e \cos \varphi - a_1),$$

где $m_{\text{п}}$ — масса УП.

Составляющая силы инерции, пропорциональная ее ускорению при возвратно-поступательном движении в пазу ротора, имеет вид

$$F_{\text{и}} = m_{\text{п}}a_4.$$

Кориолисова сила

$$F_{\text{к}} = 2m_{\text{п}}\omega_p\omega_{\text{п}}v_4.$$

Газовая сила, вызванная разностью давлений между двумя торцами УП $\Delta p(\varphi)$ и действующая вдоль УП, определяется выражением [21]

$$P_{\text{г2}} = 0,8Lb_{\text{пл}}\Delta p(\varphi),$$

где L — длина ротора; $b_{\text{пл}}$ — толщина УП.

Газовая сила, вызванная разностью давлений $\Delta p(\varphi)$ в соседних ячейках и действующая перпендикулярно выступающей части УП, имеет вид

$$P_{\text{г1}} = Le(1 + \cos \varphi)\Delta p(\varphi).$$

Разность давлений между смежными ячейками

$$\Delta p(\varphi) = p(\varphi) - p(\varphi - \beta).$$

Зависимости изменения термодинамических параметров газа в рабочей ячейке НСРП от угла поворота ротора, установленные в ходе математических преобразований, определяются следующей системой уравнений:

$$\frac{dT}{d\varphi} = -(k-1)\frac{T}{V}\frac{dV}{d\varphi} + (k-1)\frac{T}{m\omega}\sum \dot{m}_{\text{гт}} + \frac{1}{m\omega}\sum (kT_i - T)\dot{m}_{\text{пг}};$$

$$\frac{dp}{d\varphi} = -k\frac{p}{V}\frac{dV}{d\varphi} + \frac{p}{m\omega}(k\sum \dot{m}_{\text{гт}} + \sum \dot{m}_{\text{пг}}) +$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{R}{V\omega} \sum (kT_i - T) \dot{m}_{пр}; \\
 \frac{dm}{d\varphi} &= \frac{\dot{m}}{\omega}; \\
 \frac{dV}{d\varphi} &= -R_{ц} e L \left(\frac{e}{R_{ц}} \sin \beta \sin 2\varphi + 2 \sin \frac{\beta}{2} \sin \varphi \right),
 \end{aligned}$$

где T , p и V — текущее значение температуры, давления и объема газа в рабочей ячейке соответственно; k — коэффициент адиабаты; m — масса газа в рабочей ячейке; ω — угловая скорость ротора (ячейки); $\dot{m}_{пр}$ — массовый расход утечек газа из рабочей полости; T_i — текущая температура притекающего газа из смежной рабочей ячейки; $\dot{m}_{пр}$ — массовый расход притекающего в рабочую полость газа; R — газовая постоянная; \dot{m} — массовый расход газа между рабочей и смежными полостями.

Система уравнений, описывающая изменение площади впускного $S_{вп}$ и выпускного $S_{вып}$ окон, от угла поворота ротора имеет вид

$$S_{вп}(\varphi) = \begin{cases} 0 & \text{при } \varphi_{всГ} \leq \varphi \leq \varphi_{всА}; \\ \frac{S_{вп}^{\max}}{\beta} \left[\left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) - \left(180 + \delta_4 \frac{R}{R_{ц} + e \cos \varphi} \right) \right] & \text{при } \varphi_{всА} < \varphi < \varphi_{всБ}; \\ S_{вп}^{\max} & \text{при } \varphi_{всБ} \leq \varphi \leq \varphi_{всВ}; \\ \frac{S_{вп}^{\max}}{\beta} \left[\left(360 - \delta_1 \frac{R}{R_{ц} + e \cos \varphi} \right) - \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) \right] & \text{при } \varphi_{всВ} < \varphi < \varphi_{всГ}; \end{cases}$$

$$S_{вып}(\varphi) = \begin{cases} 0 & \text{при } \varphi_{нГ} \leq \varphi \leq \varphi_{нА}; \\ \frac{S_{вып}^{\max}}{\beta} \left[\left(\varphi + \beta/2 \right) - \delta_2 \frac{R}{R_{ц} + e \cos \varphi} \right] & \text{при } \varphi_{нА} < \varphi < \varphi_{нБ}; \\ S_{вып}^{\max} & \text{при } \varphi_{нБ} \leq \varphi \leq \varphi_{нВ}; \\ \frac{S_{вып}^{\max}}{\beta} \left[\left(180 - \delta_3 \frac{R}{R_{ц} + e \cos \varphi} \right) - \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) \right] & \text{при } \varphi_{нВ} < \varphi < \varphi_{нГ}; \end{cases}$$

где $S_{вп}^{\max}$ и $S_{вып}^{\max}$ — максимальная площадь впускного и выпускного окна; δ_4 , δ_1 и δ_3 , δ_2 — углы нижней и верхней кромок впускного и выпускного окон соответственно; индекс «вс» соответствует всасыванию, индекс «н» — нагнетанию, индекс «А» — началу процесса, индекс «Б» — полному открытию окна, индекс «В» — началу отсоединения рабочей ячейки от окна, индекс «Г» — окончанию процесса.

Максимальные площади впускного и выпускного окон определяются выражениями

$$\begin{aligned}
 S_{вп}^{\max} &= X_{вп} \frac{\beta}{180} \pi (R_{ц} + e \cos \varphi) L; \\
 S_{вып}^{\max} &= X_{вып} \frac{\beta}{180} \pi (R_{ц} + e \cos \varphi) L.
 \end{aligned}$$

Здесь $X_{вп}$ и $X_{вып}$ — относительная длина впускного и выпускного окна,

$$X_{вп} = L_{вс} / L; \quad X_{вып} = L_{н} / L,$$

где $L_{вс}$ и $L_{н}$ — длина впускного и выпускного окна вдоль образующей цилиндра.

Система уравнений, описывающая массообмен между рабочей полостью и окнами газораспределения, имеет вид

$$\begin{cases} \dot{m}_{вп.раб} = +S_{вп}(\varphi) \mu_{вп} \sqrt{\frac{g}{RT_{вп}} (p_{вп}^2 - p^2)} \\ \text{при } p_{вп} > p; \\ \dot{m}_{раб.вп} = -S_{вп}(\varphi) \mu_{вп} \sqrt{\frac{g}{RT_{раб}} (p^2 - p_{вп}^2)} \\ \text{при } p > p_{вп}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{вып.раб} = +S_{вып}(\varphi) \mu_{вып} \sqrt{\frac{g}{RT_{вып}} (p_{вып}^2 - p^2)} \\ \text{при } p_{вып} > p; \\ \dot{m}_{раб.вып} = -S_{вып}(\varphi) \mu_{вып} \sqrt{\frac{g}{RT_{раб}} (p^2 - p_{вып}^2)} \\ \text{при } p > p_{вып}; \end{cases}$$

где $\dot{m}_{вп.раб}$ и $\dot{m}_{вып.раб}$ — массовые расходы притекающего в рабочую полость газа из впускной и выпускной полостей; $\dot{m}_{раб.вп}$ и $\dot{m}_{раб.вып}$ — массовые расходы притекающего во впускную и выпускную полости газа из рабочей полости; $p_{вп}$ и $p_{вып}$ — давление газа во впускном и выпускном окне; $\mu_{вп}$ и $\mu_{вып}$ — коэффициент расхода для впускного и выпускного окна, $\mu_{вп} = \mu_{вып} = 0,9$; $T_{вп}$ и $T_{вып}$ — температура газа во впускном и выпускном окне; $T_{раб}$ — температура газа в рабочей полости.

Массообмен между рабочей, опережающей и запаздывающей полостями определяется следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \dot{m}_{оп.раб} = +2S_{т}(\varphi) \mu_{т} \sqrt{\frac{g}{RT_{оп}} (p_{оп}^2 - p^2)} & \text{при } p_{оп} > p; \\ \dot{m}_{раб.оп} = -2S_{т}(\varphi) \mu_{т} \sqrt{\frac{g}{RT_{раб}} (p^2 - p_{оп}^2)} & \text{при } p > p_{оп}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{з,раб} = +2S_T(\varphi)\mu_T \sqrt{\frac{g}{RT_3}(p_3^2 - p^2)} \text{ при } p_3 > p; \\ \dot{m}_{раб,з} = -2S_T(\varphi)\mu_T \sqrt{\frac{g}{RT_{раб}}(p^2 - p_3^2)} \text{ при } p > p_3, \end{cases}$$

где $\dot{m}_{оп,раб}$ и $\dot{m}_{з,раб}$ — массовые расходы притекающего в рабочую полость газа из опережающей и запаздывающей полостей; $\dot{m}_{раб,оп}$ и $\dot{m}_{раб,з}$ — массовые расходы утекающего из рабочей полости газа в опережающую и запаздывающую полости; S_T — площадь одностороннего торцевого зазора между УП и торцевой крышкой цилиндра; μ_T — коэффициент расхода для торцевого зазора, определяемый по методике И.А. Сакуна [22]; $T_{оп}$ и T_3 — температура газа в опережающей и запаздывающей полости; $p_{оп}$ и p_3 — давление газа в опережающей и запаздывающей полости; $\dot{m}_{раб,оп}$ и $\dot{m}_{раб,з}$ — расходы утекающего из рабочей полости газа в опережающую и запаздывающую полости.

Площадь торцевого зазора между УП и торцевой крышкой цилиндра

$$S_T = \delta_r L_T = \delta_r e(1 + \cos \varphi),$$

где δ_r и L_T — высота и длина торцевого зазора.

Суммарный массовый расход притекающего в рабочую полость газа

$$\sum_i \dot{m}_{i \text{ раб}} = \dot{m}_{оп,раб} + \dot{m}_{з,раб},$$

где i — номер УП, $i = 1, \dots, z$.

Суммарный массовый расход утекающего из рабочей полости газа

$$\sum_i \dot{m}_{раб i} = \dot{m}_{раб,оп} + \dot{m}_{раб,з}.$$

Силы реакций, действующие на УП, определяются следующими выражениями:

• для традиционного исполнения НСРП

$$\begin{cases} R_1 = \frac{m_n a_4(\varphi) - F_{ц} - F_{r2}}{2f\mu_1} + \frac{1 - \mu_2 \mu_1 f}{2f\mu_1} N + \frac{n}{2} F_{r1} + \\ + \frac{\delta}{2} F_k; \\ R_2 = \frac{1 + \mu_2 \mu_1 f}{2f\mu_1} N - \frac{n}{2} F_{r1} + \frac{m_n a_4(\varphi) - F_{ц} - F_{r2}}{2f\mu_1} - \\ - \frac{\delta}{2} F_k; \\ N = A_1 \frac{m_n a_4(\varphi) - F_{ц} - F_{r2}}{f\mu_1} + B_1 \delta F_k - \frac{h_{пл}}{Z_1} n F_{r1}; \end{cases}$$

• для нового исполнения НСРП

$$\begin{cases} R_1 = \frac{m_n a_4(\varphi) - F_{ц} - F_{r2}}{2f\mu_1} + \frac{1 - \mu_2 \mu_1 f}{2f\mu_1} N + \frac{n}{2} F_{r1} + \\ + \frac{\delta}{2} F_k; \\ R_2 = \frac{1 + \mu_2 \mu_1 f}{2f\mu_1} N - \frac{n}{2} F_{r1} + \frac{m_n a_4(\varphi) - F_{ц} - F_{r2}}{2f\mu_1} - \\ - \frac{\delta}{2} F_k; \\ N = A_2 \frac{m_n a_4(\varphi) - F_{ц} - F_{r2}}{f\mu_1} + B_2 \delta F_k - \frac{h_{пл}}{Z_2} n F_{r1}, \end{cases}$$

где μ_1 — коэффициент трения между УП и пазом ротора; μ_2 — коэффициент трения между УП и элементами конструкции статора; f , n , δ — единичные функции;

$$f = \begin{cases} +1 \text{ при } 0^\circ \leq \varphi \leq 180^\circ; \\ -1 \text{ при } 180^\circ < \varphi < 360^\circ; \end{cases}$$

$$n = \begin{cases} -1 \text{ при } p_2 > p_1; \\ 0 \text{ при } p_2 = p_1; \\ +1 \text{ при } p_1 > p_2; \end{cases}$$

$$\delta = \begin{cases} +1 \text{ при } 0^\circ < \varphi < 180^\circ; \\ 0 \text{ при } \varphi = 0^\circ, \varphi = 180^\circ; \\ -1 \text{ при } 180^\circ < \varphi < 360^\circ; \end{cases}$$

$$A_1 = \frac{\rho(\varphi) - R_p - h_{пл}}{Z_1}; \quad B_1 = \frac{R_p - \rho(\varphi)}{Z_1};$$

$$A_2 = \frac{\rho(\varphi) - R_p - h_{пл}}{Z_2}; \quad B_2 = \frac{R_p - \rho(\varphi)}{Z_2};$$

$$Z_1 = R_p \mu_2 - \mu_2 \rho(\varphi) - h_{пл} \mu_2 + \frac{R_p - \rho(\varphi) + h_{пл}}{f\mu_1};$$

$$Z_2 = R_p \mu_2 + \mu_2 \rho(\varphi) - h_{пл} \mu_2 + \frac{R_p - \rho(\varphi) + h_{пл}}{f\mu_1} -$$

$$- 2\mu_2 \rho(\varphi);$$

$$\rho(\varphi) = R_{ц} + e \cos \varphi.$$

Мощность трения одной УП о стенку цилиндра (РПК) определяется следующими выражениями:

• для традиционного исполнения НСРП

$$N_{тр3} = \frac{\mu_2 n_p}{60} \int_0^{360} N(\varphi) v_1(\varphi) d\varphi;$$

- для нового исполнения НСРП

$$N_{тр3} = \frac{\mu_2 n_p}{60} \int_0^{360} N(\varphi) v_{23}(\varphi) d\varphi,$$

где n_p — частота вращения ротора.

Мощность трения одной УП о стенки паза ротора

$$N_{тр12} = N_{тр1} + N_{тр2} = \frac{n_p \mu_1}{60} \times \int_0^{360} [R_1(\varphi) + R_2(\varphi)] v_4(\varphi) d\varphi.$$

Мощность трения в одном РПК

$$N_{тр4} = M_{тр4} \omega_n.$$

Здесь $M_{тр4}$ — момент трения в РПК,

$$M_{тр4} = f_4 N_{рез} R_n,$$

где f_4 — приведенный коэффициент трения РПК; $N_{рез}$ — результирующая радиальная сила, действующая на РПК.

Результирующая радиальная сила, действующая на РПК, определяется выражением

$$N_{рез} = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^z N_{ix}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^z N_{iy}\right)^2}.$$

Здесь N_{ix} и N_{iy} — проекции сил, действующих со стороны УП на РПК на оси x и y ,

$$N_{ix} = \frac{N_i}{2} \sin(\varphi + [i-1]\beta);$$

$$N_{iy} = \frac{N_i}{2} \cos(\varphi + [i-1]\beta),$$

где N_i — силы, действующие со стороны УП на РПК.

Суммарная мощность трения в НСРП имеет вид

$$N_{тр} = z(N_{тр12} + N_{тр3}) + 2N_{тр4}.$$

Для традиционного исполнения НСРП $N_{тр4} = 0$.

Проверка математической модели на адекватность. Результаты проверки адекватности разработанной математической модели расчета потерь мощности на трение в НСРП, реализующей традиционную и новую трибологические схемы, показаны на рис. 4, где D_1 и D_2 — внутренний и наружный диаметр РПК; L_n —

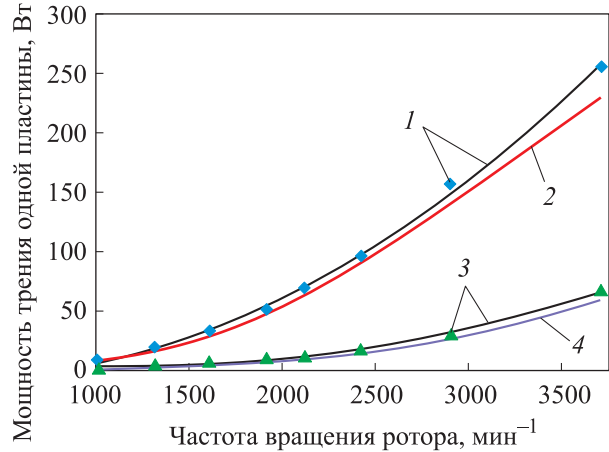


Рис. 4. Экспериментальные (1, 3) и расчетные (2, 4) зависимости потерь мощности на трение одной УП из АГ-1500СО5 в имитаторе НСРП от частоты вращения ротора при традиционном (1, 2) и новом (3, 4) исполнениях

Параметры НСРП

Параметр	Значение
Радиус цилиндра $R_{ц}$, мм	50
Радиус ротора R_p , мм	45
Эксцентриситет e	5
Длина цилиндра L , мм	50
Число УП z , шт.	4
Толщина УП $b_{пл}$, мм	5
Высота УП $h_{пл}$, мм	30
Высота выступов УП $h_{ст.пл}$, мм	7
Длина выступа УП $L_{ст.пл}$, мм	5
Размеры РПК $D_1 \times D_2 \times L_n$, мм	55×72×9

ширина РПК. Конструктивные параметры, при которых выполнены исследования, указаны в таблице. Описание методики экспериментального исследования и результатов экспериментального исследования приведены в работе [23].

Сравнение результатов расчета и эксперимента (измерения) потерь мощности трения для одной ступени НСРП с применением двух вариантов исполнения ее трибологической схемы показало, что максимальное расхождение между полученными данными не превышает 10 %. Это можно считать удовлетворительным результатом с учетом известной неопределенности фрикционных свойств узлов сухого трения, характерной для трибологических исследований.

Выводы

1. Предложена конструкция НСРП с новой трибологической схемой, отличающейся тем, что ее УП содержат выступы, которыми опираются на РПК, размещенные в торцевых крышках цилиндра.

2. Приведены результаты экспериментального исследования потерь мощности на трение в новой и традиционной ступенях. Разработана

математическая модель расчета потерь мощности на трение в НСРП с новой трибологической схемой. Погрешность расчета не превышала 10 %.

3. Анализ результатов расчетных и экспериментальных исследований показал, что потери мощности на трение в рабочей камере нового НСРП в диапазоне частот вращения ротора 1000...3700 мин⁻¹ в 4–20 раз меньше, чем у НСРП традиционного исполнения.

Литература

- [1] Murthy A.A., Norris S., Subiantoro A. Performance of a four-intersecting-vane expander in a R134a refrigeration cycle. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 209, no. 5, art. 118244, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118244>
- [2] Gu H., Chen J., Wu J. et al. impact of discharge port configurations on the performance of sliding vane rotary compressors with a rotating cylinder. *Appl. Therm. Eng.*, 2021, vol. 186, no. 5, art. 116526, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116526>
- [3] Rufer A. A high efficiency pneumatic drive system using vane-type semi-rotary actuators. *Facta Univ., Electron. Energ.*, 2021, vol. 34, no. 3, pp. 415–433, doi: <https://doi.org/10.2298/FUEE2103415R>
- [4] Bianchi G., Fatigati F., Murgia S. et al. Design and analysis of a sliding vane pump for waste heat to power conversion systems using organic fluids. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, vol. 124, pp. 1038–1048, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.06.083>
- [5] Bianchi G., Rane S., Fatigati F. et al. Numerical CFD simulations and indicated pressure measurements on a sliding vane expander for heat to power conversion applications. *Designs*, 2019, vol. 3, no. 3, art. 31, doi: <https://doi.org/10.3390/designs3030031>
- [6] Jeon H.G., Oh S.D., Lee Y.Z. Friction and wear of the lubricated vane and roller materials in a carbon dioxide refrigerant. *Wear*, 2009, vol. 267, no. 5–8, pp. 1252–1256, doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.12.097>
- [7] Aradau D., Costiuc L. Friction power in sliding vane type rotary compressors. *Int. Compressor Eng. Conf.*, 1996, paper 1357, URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1357>
- [8] Hu Y., Xu J., Wan P. et al. A study on novel high efficiency vane compressor. *Int. Compressor Eng. Conf.*, 2018, art. 2601, doi: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2601>
- [9] Vodicka V., Novotny V., Mascuch J. Wear behaviour of vanes for a rotary vane expander with various graphite materials under dry sliding conditions. *Acta Polytech.*, 2018, vol. 58, no. 5, pp. 315–322, doi: <https://doi.org/10.14311/AP.2018.58.0315>
- [10] Davim J.P., Cardoso R. Effect of the reinforcement (carbon or glass fibres) on friction and wear behaviour of the PEEK against steel surface at long dry sliding. *Wear*, 2009, vol. 266, no. 7–8, pp. 795–799, doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.11.003>
- [11] Elliott D.M., Fisher J., Clark D.T. Effect of counterface surface roughness and its evolution on the wear and friction of PEEK and PEEK-bonded carbon fibre composites on stainless steel. *Wear*, 1998, vol. 217, no. 2, pp. 288–296, doi: [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(98\)00148-3](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(98)00148-3)
- [12] Murgia S., Valenti G., Contaldi G. et al. Experimental investigation on materials and lubricants for sliding-vane air compressors. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci.*, 2015, vol. 90, art. 012039, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012039>
- [13] Bianchi G.R., Cipollone R. Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors. *Appl. Energy*, 2015, vol. 142, pp. 95–107, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.12.055>
- [14] Bianchi G., Cipollone R. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, vol. 84, pp. 276–285, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080>

- [15] 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. *Int. J. Refrig.*, 2022, vol. 134, pp. 207–218, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.11.020>
- [16] Al-Hawaj O., Refrig J. Theoretical modeling of sliding vane compressor with leakage. *Int. J. Refrig.*, 2009, vol. 32, no. 7, pp. 1555–1562, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.07.005>
- [17] Shakya P., Ooi K.T. Introduction to Coupled Vane compressor: Mathematical modelling with validation. *Int. J. Refrig.*, 2020, vol. 117, pp. 23–32, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.01.027>
- [18] Edwards T.C., McDonald A.T. Analysis of mechanical friction in rotary vane machines. *Int. Compressor Eng. Conf.*, 1972, paper 38. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/38>
- [19] Tojo X., Kan T., Arai A. Dynamic behavior of sliding vane in small rotary compressors. *Int. Compressor Eng. Conf.*, 1978, paper 242. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/242>
- [20] Badr O., Probert S.D., Callaghan P.W.O' Multi-vane expanders: internal-leakage losses. *Appl. Energy*, 1985, vol. 20, no. 1, pp. 1–46, doi: [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(85\)90033-9](https://doi.org/10.1016/0306-2619(85)90033-9)
- [21] Головинцов А.Г., ред. *Ротационные компрессоры*. Москва, Машиностроение, 1964. 315 с.
- [22] Сакун И.А. Винтовые компрессоры. *Основы теории, расчет, конструкция*. Ленинград, Машиностроение, 1970. 400 с.
- [23] 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*. Санкт-Петербург, Политех-Пресс, 2023, с. 72–81.

References

- [1] Murthy A.A., Norris S., Subiantoro A. Performance of a four-intersecting-vane expander in a R134a refrigeration cycle. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 209, no. 5, art. 118244, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118244>
- [2] Gu H., Chen J., Wu J. et al. impact of discharge port configurations on the performance of sliding vane rotary compressors with a rotating cylinder. *Appl. Therm. Eng.*, 2021, vol. 186, no. 5, art. 116526, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116526>
- [3] Rufer A. A high efficiency pneumatic drive system using vane-type semi-rotary actuators. *Facta Univ., Electron. Energ.*, 2021, vol. 34, no. 3, pp. 415–433, doi: <https://doi.org/10.2298/FUEE2103415R>
- [4] Bianchi G., Fatigati F., Murgia S. et al. Design and analysis of a sliding vane pump for waste heat to power conversion systems using organic fluids. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, vol. 124, pp. 1038–1048, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.06.083>
- [5] Bianchi G., Rane S., Fatigati F. et al. Numerical CFD simulations and indicated pressure measurements on a sliding vane expander for heat to power conversion applications. *Designs*, 2019, vol. 3, no. 3, art. 31, doi: <https://doi.org/10.3390/designs3030031>
- [6] Jeon H.G., Oh S.D., Lee Y.Z. Friction and wear of the lubricated vane and roller materials in a carbon dioxide refrigerant. *Wear*, 2009, vol. 267, no. 5-8, pp. 1252–1256, doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.12.097>
- [7] Aradau D., Costiuc L. Friction power in sliding vane type rotary compressors. *Int. Compressor Eng. Conf.*, 1996, paper 1357, URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1357>
- [8] Hu Y., Xu J., Wan P. et al. A study on novel high efficiency vane compressor. *Int. Compressor Eng. Conf.*, 2018, paper 2601, doi: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2601>
- [9] Vodicka V., Novotny V., Mascuch J. Wear behaviour of vanes for a rotary vane expander with various graphite materials under dry sliding conditions. *Acta Polytech.*, 2018, vol. 58, no. 5, pp. 315–322, doi: <https://doi.org/10.14311/AP.2018.58.0315>
- [10] Davim J.P., Cardoso R. Effect of the reinforcement (carbon or glass fibres) on friction and wear behaviour of the PEEK against steel surface at long dry sliding. *Wear*, 2009, vol. 266, no. 7-8, pp. 795–799, doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.11.003>

- [11] Elliott D.M., Fisher J., Clark D.T. Effect of counterface surface roughness and its evolution on the wear and friction of PEEK and PEEK-bonded carbon fibre composites on stainless steel. *Wear*, 1998, vol. 217, no. 2, pp. 288–296, doi: [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(98\)00148-3](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(98)00148-3)
- [12] Murgia S., Valenti G., Contaldi G. et al. Experimental investigation on materials and lubricants for sliding-vane air compressors. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci.*, 2015, vol. 90, art. 012039, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/90/1/012039>
- [13] Bianchi G.R., Cipollone R. Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors. *Appl. Energy*, 2015, vol. 142, pp. 95–107, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.12.055>
- [14] Bianchi G., Cipollone R. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors. *Appl. Therm. Eng.*, 2015, vol. 84, pp. 276–285, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.080>
- [15] 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. *Int. J. Refrig.*, 2022, vol. 134, pp. 207–218, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.11.020>
- [16] Al-Hawaj O., Refrig J. Theoretical modeling of sliding vane compressor with leakage. *Int. J. Refrig.*, 2009, vol. 32, no. 7, pp. 1555–1562, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.07.005>
- [17] Shakya P., Ooi K.T. Introduction to Coupled Vane compressor: Mathematical modelling with validation. *Int. J. Refrig.*, 2020, vol. 117, pp. 23–32, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.01.027>
- [18] Edwards T.C., McDonald A.T. Analysis of mechanical friction in rotary vane machines. *Int. Compressor Eng. Conf.*, 1972, paper 38. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/38>
- [19] Tojo X., Kan T., Arai A. Dynamic behavior of sliding vane in small rotary compressors. *Int. Compressor Eng. Conf.*, 1978, paper 242. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/242>
- [20] Badr O., Probert S.D., Callaghan P.W.O' Multi-vane expanders: internal-leakage losses. *Appl. Energy*, 1985, vol. 20, no. 1, pp. 1–46, doi: [https://doi.org/10.1016/0306-2619\(85\)90033-9b](https://doi.org/10.1016/0306-2619(85)90033-9b)
- [21] Golovintsov A.G., ed. *Rotatsionnye kompressory* [Rotary compressors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964. 315 p. (In Russ.).
- [22] Sakun I.A. *Vintovye kompressory. Osnovy teorii, raschet, konstruktsiya* [Screw compressors. Basics of theory, calculation, design]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1970. 400 p. (In Russ.).
- [23] Raykovskiy N.A., Kalashnikov A.M. [Experimental study of the energy efficiency of a new tribological scheme of an unlubricated compressor stage of the rotor-plate type]. *Kompresornoe oborudovanie i GTU dlya gazotransportnoy sistemy* [Compressor Equipment and GTU for Gas Transmission System]. Sankt-Petersburg, Politekh-Press Publ., 2023, pp. 72–81. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 24.01.2024

Информация об авторах

РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: n_raykovskiy@mail.ru).

КАЛАШНИКОВ Александр Михайлович — старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: kalashnikov_omgtu@mail.ru).

Information about the authors

RAIKOVSKII Nikolai Anatol'evich — Candidate of Science (Eng.), Department of Refrigeration, Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: n_raykovskiy@mail.ru).

KALASHNIKOV Aleksandr Mikhailovich — Senior Lecturer, Department of Refrigeration, Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: kalashnikov_omgtu@mail.ru).

САДВАКАСОВ Даурен Хайринович — ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: cool.sadvakasov@inbox.ru).

ЧЕРНОВ Герман Игоревич — кандидат технических наук, доцент, кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: gi_chernov2002@mail.ru).

ЕВДОКИМОВ Владимир Сергеевич — старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: omgtu_evdokimov@mail.ru).

КУДЕНЦОВ Владимир Юрьевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: kvu_om@mail.ru).

SADVAKASOV Dauren Khayrinasovich — Assistant Lecturer, Department of Refrigeration, Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: cool.sadvakasov@inbox.ru).

CHERNOV German Igorevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigeration, Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University, (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: gi_chernov2002@mail.ru).

EVDOKIMOV Vladimir Sergeevich — Senior Lecturer, Department of Refrigeration, Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: omgtu_evdokimov@mail.ru).

KUDENTSOV Vladimir Yuriyevich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor of Aviation and Rocket Engineering Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Mira Ave, Bldg. 11, e-mail: kvu_om@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Райковский Н.А., Калашников А.М., Садвакасов Д.Х., Чернов Г.И., Евдокимов В.С., Куденцов В.Ю. Разработка математической модели несмазываемой компрессорной ступени роторно-пластинчатого типа с новой трибологической схемой. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 10, с. 61–71.

Please cite this article in English as:

Raykovskiy N.A., Kalashnikov A.M., Sadvakasov D.Kh., Chernov G.I., Evdokimov V.S., Kudentsov V.Y. Development of a mathematical model of the unlubricated compressor stage of the rotary-vane type with a new tribological configuration. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 10, pp. 61–71.