

## ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ УМЕНЬШЕНИЯ МАССОВЫХ УТЕЧЕК РАБОЧЕЙ СРЕДЫ ИЗ КАМЕРЫ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

С.С. Бусаров  
Р.Э. Кобыльский  
Н.Г. Синицин

bssi1980@mail.ru  
roman.kobilsky@gmail.com  
sinicin\_00@mail.ru

ОмГТУ, г. Омск, Российская Федерация

---

### Аннотация

Рассмотрены массовые утечки сжимаемой среды из рабочей камеры поршневого компрессора через цилиндропоршневые уплотнения и возможные пути их уменьшения. Предложена конструкция монолитного манжетного поршня, позволяющая уменьшить массовые утечки рабочей среды и увеличить производительность поршневого компрессорного агрегата. Разработана методика расчета, учитывающая процессы, происходящие в реальной тихоходной ступени с учетом газовых потоков через неплотности рабочей камеры. На основании известных теоретических зависимостей при использовании перспективной конструкции поршневого уплотнения улучшены интегральные характеристики ступени: КПД, коэффициент подачи, температура сжатия газа. Применение предлагаемого монолитного манжетного поршня позволяет на ~ 18 % увеличить КПД поршневого компрессорного агрегата за счет уменьшения эквивалентного зазора, на ~ 20 % увеличить коэффициент подачи, поскольку массовые утечки снижаются и масса газа в рабочей камере увеличивается, и, как следствие, на ~ 18 % повысить температуру сжатия газа. Предлагаемый монолитный манжетный поршень рассматривается как перспективная конструкция цилиндропоршневого уплотнения, способная уменьшить существующие массовые утечки, увеличить индикаторный КПД тихоходной длинноходовой компрессорной ступени, коэффициент подачи и производительность поршневого компрессорного агрегата

### Ключевые слова

*Массовые утечки, поршневые кольца, герметичность, монолитный поршень, производительность*

Поступила 27.05.2021

Принята 23.10.2021

© Автор(ы), 2022

**Введение.** Массовые утечки сжимаемой среды из рабочей камеры в значительной степени уменьшают производительность поршневого компрессорного агрегата. Фактором, влияющим на производительность тихоходного поршневого компрессорного агрегата, является коэффициент плотности, который определяет интенсивность массообмена через зазоры в цилиндропоршневом уплотнении [1]. Ключевое влияние именно коэффициента плотности на производительность агрегата обусловлено перепадом давления (до 5,5 МПа) на рабочей кромке цилиндропоршневого уплотнения, временем (до 4 с) рабочего цикла [2] и деформациями цилиндра [2], которые отсутствуют (или незначительны) в традиционных быстроходных компрессорных агрегатах. В связи с этим в настоящее время ведутся исследования по разработке цилиндропоршневого уплотнения с возможностью увеличения герметичности рабочей камеры.

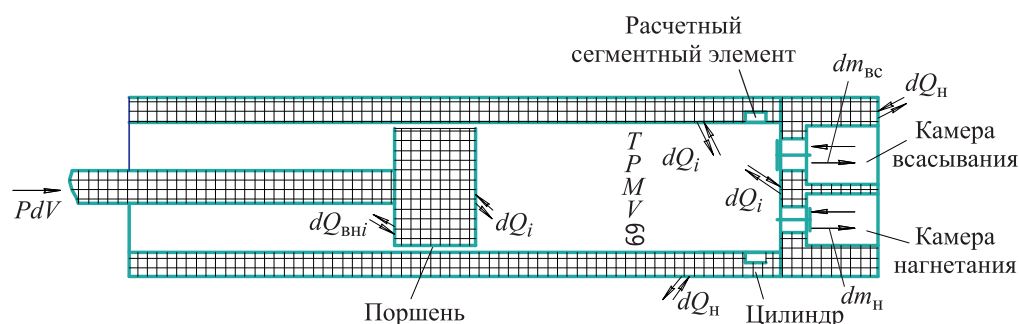
**Материалы и методы решения задач, принятые допущения.** Объектом исследования в настоящей работе является группа манжетных уплотнений тихоходной длинноходовой ступени. Уплотнения выполнены из самосмазывающихся композитных материалов на основе фторопласта, имеют диаметр цилиндра 0,05 м, давление всасывания 0,1 МПа и нагнетания до 10 МПа, температуру сжимаемого воздуха до 440 К.

Разработанная методика расчета учитывает все процессы, происходящие в реальной тихоходной ступени, включая потоки газа через неплотности рабочей камеры [3, 4].

Исходные параметры для разработанной методики следующие:

- начальная температура газа;
- давление в стандартных точках нагнетания и всасывания;
- относительная влажность воздуха;
- параметры рабочей среды — газовая постоянная, теплоемкость и коэффициент теплопроводности газа, диаметр цилиндра рабочей камеры, ход поршня, абсолютное значение мертвого объема, время цикла;
- параметры материала деталей, формирующих рабочую камеру, — плотность, теплоемкость, коэффициент теплопроводности;
- толщина стенок деталей;
- параметры клапанов, позволяющие рассчитать потоки газа через них;
- приведенный коэффициент теплоотдачи на внешних поверхностях ступени.

Интегральные параметры ступени выводятся отдельным файлом: средняя температура нагнетаемого газа, коэффициент подачи, изотермический индикаторный КПД и мощность. Расчетная схема приведена на рис. 1.



**Рис. 1.** Схема тихоходной длинноходовой ступени поршневого компрессора, использованной в методике расчета

Уточненная методика расчета рабочего процесса тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней основана на следующих уравнениях [3]:

$$U_n = U_{n-1} + dU_n,$$

где  $U_{n-1}$  — внутренняя энергия газа на  $(n-1)$ -м шаге по времени;

$$dU_n = dA_n - dQ_n \pm dm_n i_{гн}$$

— приращение внутренней энергии газа на  $n$ -м шаге по времени,  $dA_n$  — элементарное количество работы;  $dQ_n$  — теплота, отданная газом или подведенная к нему за промежуток времени  $d\tau$ ;  $i_{гн}$  — энтальпия массы газа  $dm_n$  на  $n$ -м шаге по времени;

$$dm_n = \alpha \varepsilon_{pn} f_n \sqrt{2\rho_{гн} \Delta P_n} d\tau$$

— приращение массы газа в рабочей камере на  $n$ -м шаге по времени с учетом утечек через клапаны и цилиндропоршневое уплотнение,  $\alpha$  — коэффициент;  $\varepsilon_{pn}$  — коэффициент сжимаемости;  $f_n$  — суммарная площадь проходного сечения на  $n$ -м шаге по времени;  $\rho_{гн}$  — плотность газа на  $n$ -м временном слое;  $\Delta P_n$  — разность давлений на рассматриваемом элементе;

$$T_{гн} = \frac{U_n}{m_n C_V}$$

— температура сжимаемого газа,  $C_V$  — теплоемкость газа при постоянном объеме;

$$m_n = m_{n-1} + dm$$

— масса сжимаемого газа;

$$p_{гн} = m_n R T_{гн} / V_n$$

— давление сжимаемого газа на  $n$ -м шаге по времени,  $R$  — газовая постоянная;  $V_n$  — объем рабочей камеры на  $n$ -м шаге по времени.

Приведенные уравнения решаются численно методом элементарного баланса. При разработке программы расчета использован метод Эйлера второго порядка точности.

На основании большого числа эмпирических данных в [5] приведена формула для расчета коэффициента плотности для тихоходной длинноходовой ступени:

$$\lambda_{пл} = 1 - 0,008 \epsilon_{ц}.$$

При исследовании массовых утечек через зазоры самосмазывающегося цилиндропоршневого уплотнения в расчет принималась условная (эквивалентная) площадь, которая включает в себя площадь сечения на контактных поверхностях колец с цилиндром и канавкой. Разделить массовые утечки через цилиндропоршневое уплотнение на три потока — по поверхности контакта кольца и цилиндра, в замке кольца, по поверхности контакта кольца с торцом поршневой канавки — предложил Б.С. Ландо [6].

Суммарный расход  $G_i$  газа через  $i$ -е уплотнительное кольцо (рис. 2)

можно записать так:

$$G_i = G_{ci} + G_{ци} + G_{пи},$$

где  $G_{ci}$  — массовый расход газа через зазор в стыке кольца;  $G_{ци}$ ,  $G_{пи}$  — массовые расходы газа через зазоры между контактирующими поверхностями кольца и цилиндра, кольца и канавки поршня.

Течение газа через зазор в кольце уплотнения можно выразить формулой

$$G_{ci} = \psi f_i p_i v_i,$$

где  $\psi$  — коэффициент расхода газа через щель в стыке;  $f_i$  — площадь проходного сечения в стыке кольца;  $p_i$  — плотность газа за кольцом;  $v_i$  — скорость истечения газа из щели в стыке.

Для течения газа между контактирующими поверхностями уплотнительного кольца и цилиндра, кольца и канавки поршня можно записать следующие выражения [7]:

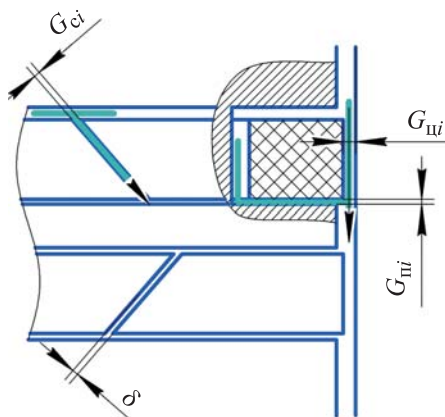


Рис. 2. Схема движения газа через уплотнительное кольцо

$$G_{ци} = \frac{\pi D_{ц} \delta_{ци}^3}{24 \mu_i h} \frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{R z_i T_i};$$

$$G_{пи} = \frac{\pi \delta_{пи}^3}{12 \mu_i R z_i T_i} \frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{\ln \frac{D_{ц}}{D_{ц} - 2b}},$$

где  $D_{ц}$  — диаметр цилиндра;  $\delta_{ци}$ ,  $\delta_{пи}$  — средний зазор между контактирующими поверхностями кольца и соответственно цилиндра и канавки поршня;  $\mu_i$  — динамическая вязкость газа;  $h$  и  $b$  — высота и радиальная толщина кольца.

В случае применения манжетного цилиндропоршневого уплотнения (рис. 3) массовые утечки разделяются на четыре условных потока: по внешней поверхности контакта манжеты и цилиндра, по поверхности контакта внутренней части манжеты с посадочной шайбой, по внутренней поверхности посадочной шайбы с условным штоком, через торцевой зазор между соседними посадочными шайбами.

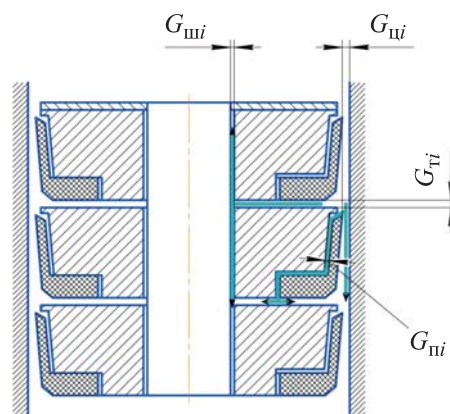


Рис. 3. Схема движения газа через манжетное уплотнение

Суммарный расход  $G_i$  газа через  $i$ -е манжетное уплотнение запишем в виде

$$G_i = G_{ши} + G_{ци} + G_{пи} + G_{ти},$$

где  $G_{ши}$  — массовые утечки по внутренней поверхности посадочной шайбы с условным штоком (значение данных утечек напрямую зависит от площади касания и относительного сближения двух соседних посадочных шайб);  $G_{ци}$  — массовые утечки по внешней поверхности контакта манжеты с цилиндром;  $G_{пи}$  — массовые утечки по поверхности контакта внутренней части манжеты с посадочной шайбой (образуются вследствие неплотного прилегания сопряженных поверхностей, волнистости и шероховатости двух тел);  $G_{ти}$  — массовые утечки через торцевой зазор между соседними посадочными шайбами (образуются вследствие волнистости и шероховатости поверхностей, т. е. неточности обработки), с ростом давления в цилиндре данные утечки уменьшаются [8].

Зазор между контактирующими (шероховатыми) поверхностями можно определить по формуле [9–12]:

$$\delta = \frac{t H_{\max}}{\varepsilon},$$

где  $H_{\max}$  — максимальная высота выступа шероховатой поверхности;  $\varepsilon$  — относительное сближение тел, при нормальном распределении высот  $\varepsilon = 3$ ;  $t$  — показатель, учитывающий значения действующих на кольцо/манжету давлений и механические характеристики материала, определяется по данным из [9, 10].

В целях устранения утечек предложена конструкция монолитного уплотнительного элемента, изготовленного из цельного композитного са-

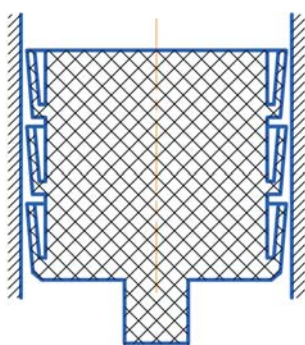


Рис. 4. Монолитный манжетный поршень

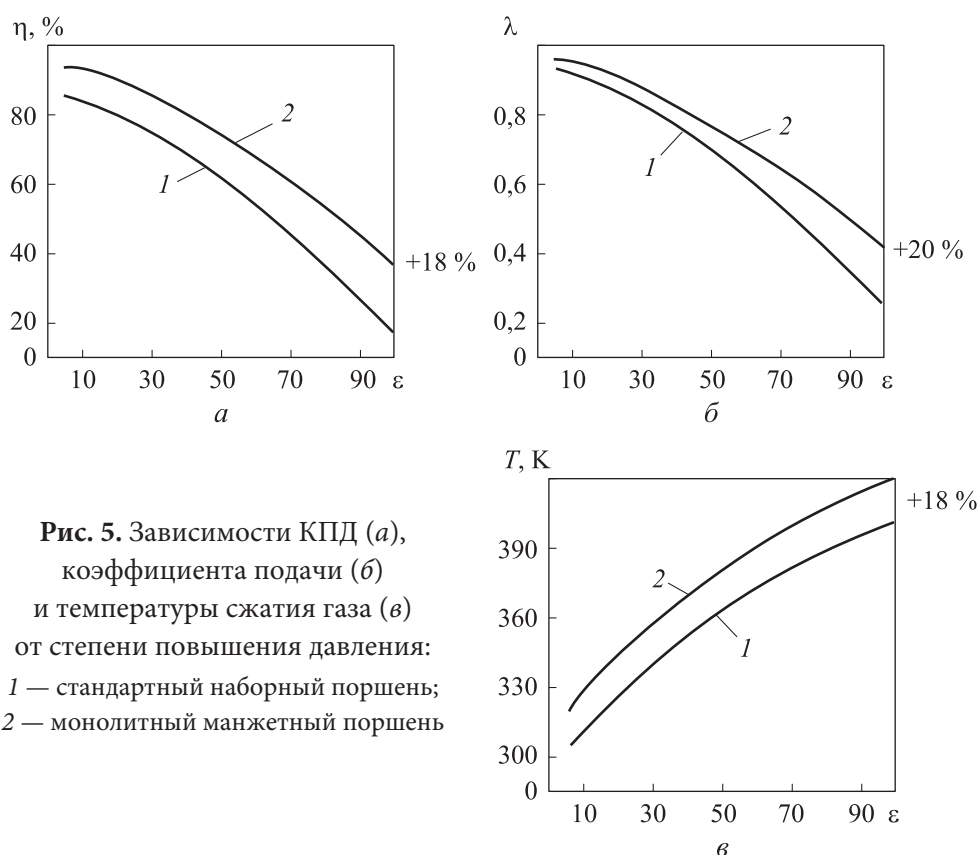
мосмазывающегося материала (рис. 4) на основе фторопласта, которая позволит увеличить герметичность рабочей камеры.

Оценка теоретического эффекта от применения монолитного манжетного поршня осуществлена при сравнительном анализе со стандартным наборным поршнем из манжетных уплотнений (см. рис. 3). Согласно данным работы [13], эквивалентный зазор для стандартного наборного поршня составляет  $\sim 1$  мкм, для монолитного манжетного поршня эквивалентный зазор будет меньше на зазор между контактирующими (шероховатыми) поверхностями, учитывая шероховатость поверхности манжетного уплотнения  $Ra = 0,32$  и  $t = 2,5$  [9, 14, 15], получаем зазор  $\delta = 0,33$  мм, соответственно эквивалентный зазор составит 0,67 мкм.

**Результаты.** Зависимости интегральных характеристик поршневых ступеней при использовании стандартного наборного уплотнения и монолитного поршня приведены на рис. 5.

Предложенный монолитный манжетный поршень позволит повысить на  $\sim 18$  % КПД поршневого компрессорного агрегата (рис. 5, а). Коэффициент подачи увеличится на  $\sim 20$  %, так как уменьшится эквивалентный зазор (рис. 5, б). Поскольку массовые утечки снизятся, то масса газа в рабочей камере возрастет, следовательно, температура сжатия газа увеличится на  $\sim 18$  % (рис. 5, в).

**Выводы.** Полученные интегральные характеристики поршневого компрессора позволяют рассматривать монолитный манжетный пор-



**Рис. 5.** Зависимости КПД (а), коэффициента подачи (б) и температуры сжатия газа (в) от степени повышения давления: 1 — стандартный наборный поршень; 2 — монолитный манжетный поршень

шень как перспективную конструкцию цилиндропоршневого уплотнения, которая способна уменьшить существующие массовые утечки и увеличить индикаторный КПД тихоходной длинноходовой компрессорной ступени, коэффициент подачи и производительность. Дальнейшие исследования будут направлены на экспериментальное подтверждение эффективности применения данной конструкции поршневого компрессорного агрегата.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Бусаров С.С., Юша В.Л. Экспериментальная оценка индикаторного коэффициента подачи поршневой длинноходовой компрессорной ступени. *Компрессорная техника и пневматика*, 2020, № 3, с. 39–41.
- [2] Юша В.Л., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. и др. Экспериментальное исследование рабочих процессов тихоходных длинноходовых бесшмазочных поршневых компрессорных ступеней при высоких отношениях давления нагнетания к давлению всасывания. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2018, т. 2, № 2, с. 13–18.  
DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18>



- [3] Бусаров С.С., Гошля Р.Ю., Громов А.Ю. и др. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 6, с. 6–10.
- [4] Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И. Расчет и проектирование поршневых компрессоров и детандеров на нормализованных базах. СПб., СПбГАХИТ, 1995.
- [5] Юша В.Л., Бусаров С.С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2020, т. 4, № 1, с. 15–22.  
DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22>
- [6] Новиков И.И., Захаренко В.П., Ландо Б.С. Бесшмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Л., Машиностроение, 1981.
- [7] Захаренко В.П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки. Дис. ... д-ра техн. наук. СПб., СПбГУНиПТ, 2001.
- [8] Пинчук Л.С. Создание и исследование герметизирующих систем в машиностроении на основе термопластов. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Минск, АН БССР, 1974.
- [9] Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М., Наука, 1977.
- [10] Демкин Н.Б. Контактирования шероховатых поверхностей. М., Наука, 1970.
- [11] Айнбиндер С.Б. О площади контакта между трущимися телами. *Изв. АН СССР ОТН. Механика и машиностроение*, 1962, № 6, с. 172–174.
- [12] Демкин Н.Б. Исследование площади касания шероховатых поверхностей. М., Изд-во АН СССР, 1959.
- [13] Бусаров С.С., Бусаров И.С., Титов Д.С. Экспериментальное определение условных зазоров цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2019, т. 3, № 1, с. 50–56. DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56>
- [14] Крагельский И.В. Трение и износ. М., Машиностроение, 1968.
- [15] Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Буше Н.А. и др. Основы трибологии (трение, износ, смазка). М., Центр «Наука и техника», 1995.

**Бусаров Сергей Сергеевич** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, г. Омск, пр-т Мира, д. 11).

**Кобыльский Роман Эдуардович** — аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, г. Омск, пр-т Мира, д. 11).

**Сеницин Никита Глебович** — студент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, г. Омск, пр-т Мира, д. 11).



**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Бусаров С.С., Кобыльский Р.Э., Синицин Н.Г. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 2 (141), с. 101–111. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-101-111>

**THEORETICAL ASSESSMENT OF POSSIBLE REDUCTION  
IN MASS LEAKS OF WORKING MEDIUM  
FROM A RECIPROCATING COMPRESSOR CHAMBER**

**S.S. Busarov**  
**R.E. Kobylskiy**  
**N.G. Sinitsin**

bssi1980@mail.ru  
roman.kobilsky@gmail.com  
sinicin\_00@mail.ru

**Omsk State Technical University, Omsk, Russian Federation**

---

**Abstract**

The paper considers mass leaks of compressible medium through piston seals from the working chamber of a reciprocating compressor and possible ways of reducing those. We propose a monolithic lip piston design that should reduce mass leaks of the working medium and increase the efficiency of the piston compressor unit. We developed a computational technique that takes into account the processes inside the actual second compressor stage, including gas flows through imperfect seals in the working chamber. Combining previously published analytical equations with our promising piston seal design led to improving the following integral characteristics of the compressor stage: energy conversion efficiency, volumetric efficiency, gas compression temperature. Using the monolithic lip piston proposed should increase the reciprocating compressor unit efficiency by approximately 18 % via reducing the equivalent gap and increase volumetric efficiency by approximately 20 %, as mass leaks decrease while the mass of gas in the working chamber increases; as a result, the gas compression temperature should increase by approximately 18 %. We consider the monolithic lip piston proposed to be a promising piston seal design capable of reducing existing mass leaks, improving the indicated efficiency of the long-stroke second compressor stage along with the volumetric efficiency, and increasing the performance

**Keywords**

*Mass leaks, piston rings,  
leak tightness, monolithic  
piston, performance*

Received 27.05.2021  
Accepted 23.10.2021  
© Author(s), 2022

## REFERENCES

- [1] Busarov S.S., Yusha V.L. Experimental evaluation of indicator feed coefficient of a piston long-stroke compressor stage. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2020, no. 3, pp. 39–41 (in Russ.).
- [2] Yusha V.L., Busarov S.S., Nedovenchanny A.V., et al. Experimental study of working processes of low-speed long-stroke lubrication free piston compressor stages at high discharge pressure to suction pressures. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering], 2018, vol. 2, no. 2, pp. 13–18 (in Russ.).  
DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18>
- [3] Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Gromov A.Yu., et al. Mathematical modeling of processes of heat exchange in the working chamber of low-speed reciprocating compressors stage. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2016, no. 6, pp. 6–10 (in Russ.).
- [4] Prilutskiy I.K., Prilutskiy A.I. Raschet i proektirovanie porshnevykh kompressorov i detandorov na normalizovannykh bazakh [Calculation and design of reciprocating compressors and expanders on normalized bases]. St. Petersburg, SPbGAKhPT Publ., 1995.
- [5] Yusha V.L., Busarov S.S. Determination of polytropic indicators of schematized working processes of air piston slow-moving long-stroke compressor stages. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering], 2020, vol. 4, no. 1, pp. 15–22 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22>
- [6] Novikov I.I., Zakharenko V.P., Lando B.S. Bessmazochnye porshnevye uplotneniya v kompressorakh [Oil-free piston seals in compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1981.
- [7] Zakharenko V.P. Osnovy teorii uplotneniy i sozdanie porshnevykh kompressorov bez smazki. Dis. d-ra tekhn. nauk. [Fundamentals of seals theory and design of piston compressors without lubrication. Dr. Sc. (Eng.). Diss.]. St. Petersburg, SPbGUNIPT, 2001 (in Russ.).
- [8] Pinchuk L.S. Sozdanie i issledovanie germetiziruyushchikh sistem v mashinostroenii na osnove termoplastov. Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk. [Design and research of sealing systems in mechanical engineering based on thermoplastics. Cand. Sc. (Eng.). Abs. Diss.]. Minsk, AN BSSR, 1974 (in Russ.).
- [9] Korn G.A., Korn T.M. Mathematical handbook for scientists and engineers. McGraw-Hill, 1961.
- [10] Demkin N.B. Kontaktirovaniya sherokhovatykh poverkhnostey [Contacting rough surfaces]. Moscow, Nauka Publ., 1970.
- [11] Aynbinder S.B. On contact area between rubbing bodies. *Izv. AN SSSR, OTN. Mekhanika i mashinostroenie*, 1962, no. 6, pp. 172–174 (in Russ.).
- [12] Demkin N.B. Issledovanie ploshchadi kasaniya sherokhovatykh poverkhnostey [Study on contact area of rough surfaces]. Moscow, AN SSSR Publ., 1959.

[13] Busarov S.S., Busarov I.S., Titov D.S. Experimental determination of conditional clearances for cylinder piston seals of compressor units. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering], 2019, vol. 3, no. 1, pp. 50–56 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56>

[14] Kragel'skiy I.V. *Trenie i iznos* [Friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968.

[15] Chichinadze A.V., Braun E.D., Bushe N.A., et al. *Osnovy tribologii (trenie, iznos, smazka)* [Fundamentals of tribology (friction, wear, lubrication)]. Moscow, Tsentr "Nauka i tekhnika" Publ., 1995.

**Busarov S.S.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology, Omsk State Technical University (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

**Kobylskiy R.E.** — Post-Graduate Student, Department of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology, Omsk State Technical University (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

**Sinitsin N.G.** — Student, Department of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology, Omsk State Technical University (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Busarov S.S., Kobylskiy R.E., Sinitsin N.G. Theoretical assessment of possible reduction in mass leaks of working medium from a reciprocating compressor chamber. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2022, no. 2 (141), pp. 101–111 (in Russ.).

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-101-111>