

ВЛИЯНИЕ ПОДВИЖНОСТИ СТЕНКИ НА МАССОВЫЙ РАСХОД В ТИХОХОДНОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ СТУПЕНИ

А. Г. Никифоров¹, Л. А. Муслова²

¹Смоленская государственная сельскохозяйственная академия,
Россия, 214000, г. Смоленск, Большая Советская улица, 10/2
²Санкт-Петербургский университет МВД,
Россия, 198206, г. Санкт-Петербург, ул. Летчика Пилютова, д. 1

В современных моделях и методиках расчета существующих быстроходных поршневых компрессоров подвижность стенок не учитывается из-за незначительной величины и незначительного влияния на эффективность рабочего процесса. Тихоходные поршневые машины, разрабатываемые в настоящее время в Омском государственном техническом университете, имеют ряд особенностей — в первую очередь, удлиненный цилиндр, подверженный большим деформациям по сравнению с существующими аналогами, и длительное время сжатия. Что, естественно, значительно влияет на протекание рабочего процесса. Проведенные исследования показали, что не учет подвижности стенок может привести к значительным погрешностям, получаемым при моделировании рабочего процесса тихоходных поршневых компрессоров.

Ключевые слова: поршневой компрессор, массовые утечки, математическое моделирование, режим работы.

Введение

Цилиндропоршневые уплотнения оказывают существенное влияние на экономичность и срок службы не только поршневых компрессора, а также и поршневых детандеров. Повышение качества цилиндропоршневого уплотнения вызывает значительные трудности, поскольку уменьшение утечек часто увеличивает выделение тепла трения.

Как правило, в холодильных поршневых компрессорах отсутствуют поршневые кольца, роль уплотнений выполняют кольцевые проточки, но при диаметре цилиндра более 50 мм необходимо устанавливать цилиндропоршневые уплотнения (компрессионные кольца, манжетные уплотнения). Цилиндропоршневые уплотнения выполняют несколько основных функций. Помимо герметизации рабочей камеры, поршневые кольца являются мостиком передачи тепла от поршня к стенкам цилиндра, а также регулируют распределение масла в цилиндрах.

Известно, что технологический ресурс работы поршневых колец, выполненных из полимерных антифрикционных материалов поршневых холодильных машин, ограничивается воздействием переменной тепловой и химической активности среды, вдобавок все это сопровождается высокой температурой рабочего тела. При расчете массовых утечек рабочей среды из замкнутой рабочей камеры (как газов, так и жидкостей) необходимо уделить должное внимание изучению теории течения в капиллярных щелях. Радиальный размер капиллярной щели измеряется, как правило, в микронах и лежит в диапазоне от 1–10 мкм.

Чаще всего в капиллярных щелях размер зазора обеспечивается в микронах. Также известно применение в качестве цилиндропоршневых уплотнений — лабиринтных (щелевых уплотнений). Принцип ра-

боты щелевых уплотнений основан на ступенчатом дросселировании газа от одной камеры к другой, а также за счет трения вязких сред о стенки расширительных камер.

Согласно источникам [1–10], течение вязкой жидкости в капиллярных щелях (до определённого размера щели) подчиняется общим законам механики жидкости и газа. Число Рейнольдса, при превышении которого нарушается ламинарность потока, соответствует значениям — $Re = 1000–1200$.

При расчете массовых утечек через щелевые зазоры (если их размер не превышает 10–15 мкм и давления 20 МПа) пользуются общеизвестными формулами для ламинарного режима работы. Турбулентный режим течения рабочей среды возникает при высоких давлениях (свыше 20 МПа) и значительной температуре.

В быстроходных схемах, как известно, уменьшение производительности за счёт утечек рабочего тела незначителен и не превышает 2–4 % [11–13]. Если рассмотреть тихоходные объёмные машины (данное направление активно развивается на кафедре «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета), то по проведённым исследованиям [14–17] фактор утечек значительно превосходит остальные составляющие коэффициента подачи, включая и объёмный коэффициент. Связано это с особенностью конструкции ступени, где вытянутая форма цилиндра (относительная длина — отношение хода поршня к диаметру цилиндра) на порядок и более превосходит существующие рекомендации для быстроходных машин. В связи с этим конструкция цилиндра представляет собой защемлённую с двух сторон балку, радиальные деформации которой приводят к значительным утечкам. К тому же низкая скорость движения поршня также способствует увеличению утечек.

Помимо холодильных и поршневых компрессоров исследование течения жидкостей через цилиндропоршневые уплотнения в двигателях внутреннего сгорания широко освещены в работах [1–4]. Авторами данных работ получены эмпирические зависимости, позволяющие рассчитать утечку газа в зависимости от режимов работы двигателя. Выявлено, что наиболее ощутимое влияние на величину утечки и характер течения газа оказывают параметры рабочего процесса.

В работе [7] автор обобщил ранее полученные результаты по коэффициенту расхода для расчета массовых утечек через цилиндропоршневые уплотнения двигателя внутреннего давления. Дополнительно была разработана методика расчета массовых утечек при износе поршневых колец, которая показывает, что зазор в замке не является основным сечением для истечения газа, а составляет лишь от 10 до 20 % от площади общего зазора.

М. Эйвас [15–17] провел исследования влияния конструкции замка на поршневое уплотнение двигателя внутреннего сгорания. Также Эйвас установил, что увеличивать число поршневых колец более трех не имеет смысла, так как утечки газа уменьшаются совсем незначительно. Поршневое кольцо с герметичным замком препятствует утечкам, так же как и три поршневых кольца с прямыми замками. В то же время давление газов за герметичным кольцом не уменьшается до нуля, что свидетельствует об утечках и через такое кольцо.

Детандеры высокого давления уплотняют двойными поршневыми кольцами из перлитного чугуна. Преимущества двойных колец — в более высокой герметичности в результате перекрытия замков поршневых колец и в меньшей длине поршневого уплотнения; длина сокращается из-за уменьшения числа проставочных колец и вследствие повышенной герметичности двойных колец. За рубежом поршневые уплотнения без смазки применяются в детандерах фирмы «Купер-Бессемер» (США). Такие детандеры позволяют снизить эксплуатационные расходы, повысить КПД установки и эксплуатационную безопасность, что способствует увеличению производства жидкого водорода и гелия. Уплотнительные и направляющие поршневые кольца выполнены из композиций политетрафторэтилена и скользят по гильзе цилиндра, покрытой слоем хрома. Утечка не превышает 0,5 %.

Известно технологическое решение по нанесению антифрикционного самосмазывающегося материала на поверхность поршневых колец, в которых предварительно сделаны кольцевые проточки. Недостатком данной конструкции является тот факт, что при износе поршневых колец антифрикционная вставка расшатывается и подвержена выпадению.

Для улучшения работоспособности цилиндрических поршневых колец на их рабочей поверхности протачиваются канавки, которые заполняются антифрикционными, самосмазывающимися либо полимерными материалами. Трудности использования таких колец заключаются в том, что при их износе вставки расшатываются в своих канавках либо полностью выпадают из них.

Применение манжетного уплотнения возможно в двух вариантах закрепления манжет: на поршне и в цилиндре детандера. Первый нашел применение в некоторых воздушных детандерах среднего давления, однако не получил широкого распространения, второй — в гелиевых низкотемпературных детан-

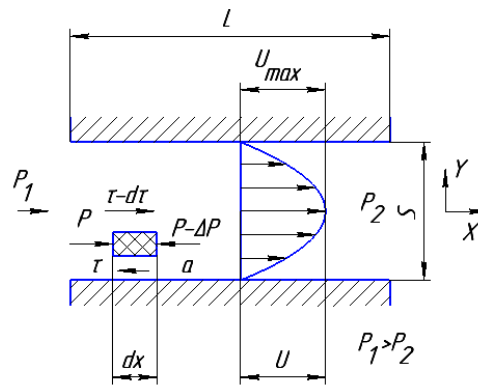


Рис. 1. Режим течения вязкой жидкости
Fig. 1. Viscous liquid flow mode

дерах. В качестве материала манжет используется, как правило, кожа типа «хромовый чепрак». Для гелиевых же детандеров низкий уровень рабочих температур приводит к тому, что потеря эластичности и рост жесткости манжеты не позволяют обеспечить требуемых характеристик манжетного уплотнения (малая утечка и малая работа трения).

Математическая модель рабочих процессов тихоходной длинноходовой ступени довольно широко и подробно описана в работах [15], однако учет подвижности стенок, образующих радиальную щель в цилиндропоршневом уплотнении, не был исследован.

Основной целью данного исследования является: определить качественное отличие течения рабочей среды в радиальной щели цилиндропоршневого уплотнения в стационарной постановке и при учете подвижности одной из стенок.

При решении поставленной задачи были приняты следующие допущения:

- 1) образованная щель состоит из параллельных стенок и работает без масла;
- 2) течение рабочей среды — стационарное, ламинарное, без теплообмена;
- 3) зазор щели одинаков по всему протяжению цилиндра и не меняется от давления.

Теория

Рассмотрим типовую схему течения вязкой жидкости между двумя параллельными пластинами по действию перепада давления $\Delta P = P_1 - P_2$ (рис. 1). Высота зазора между двумя параллельными пластинами составляет s . Считаем, что поток двумерный и что распределение скоростей в сечении носит параболический характер.

Выделим некую элементарную частицу a жидкости, которая находится вблизи нижней пластины, и составим для нее условия равновесия сил:

$$dpdy - (\tau - d\tau)dx = \tau dx. \quad (1)$$

Принимаем во внимание, что

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \text{ и } \frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2u}{dy^2}.$$

Можно записать

$$\frac{dP}{dx} = \mu \frac{d^2u}{dy^2}. \quad (2)$$

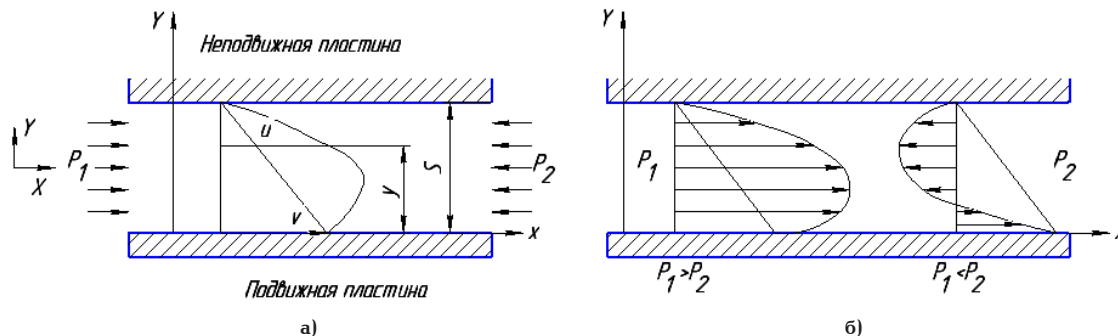


Рис. 2. Режим течения вязкой жидкости с учетом подвижности стенок
 Fig. 2. The flow regime of a viscous liquid taking into account the mobility of the walls

Проинтегрируем выражение (2) дважды по y , получим скорость потока жидкости u :

$$u = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2.$$

В свою очередь, C_1 и C_2 определяются из условия равенства нулю скоростей, при $y = \pm s/2$ значение $C_1 = 0$, а значение $C_2 = -\frac{1}{\mu} \cdot \frac{dP}{dx} \cdot \frac{s^2}{8}$, отсюда получаем уравнение для нахождения скорости потока жидкости:

$$u = -\frac{1}{2\mu} \cdot \left(\frac{s^2}{4} - y^2 \right) \frac{dP}{dx}. \quad (3)$$

Для ширины щели w в плоскости, перпендикулярной к потоку, расход при ламинарном течении будет равен:

$$Q = \frac{(P_1 - P_2)s^2 \omega}{12\mu L}. \quad (4)$$

Перепад давления, в свою очередь,

$$\Delta P = \frac{12\nu y L Q}{g s \omega^3}, \quad (5)$$

где $\frac{(P_1 - P_2)}{L}$ — градиент давления по длине щели в направлении движения потока;

μ, ν — динамическая и кинематическая вязкость протекающей среды;

y, g — объемный вес рабочей среды и ускорение силы тяжести.

Для компрессорной техники наиболее характерным является течение рабочей среды под действием перепада давления $\Delta P = P_1 - P_2$ между двумя поверхностями, одна поверхность из которых неподвижная, а вторая перемещается со скоростью v , равной скорости скольжения поршня (рис. 2а, б). На рис. 2б представлен профиль скорости рабочей среды в зависимости от вектора перепада давления.

Величина массовых утечек в данном случае (с учетом подвижности одной из стенок) можно определить по следующей формуле:

$$Q = \omega \left(\frac{\Delta P s^3}{12\mu L} \pm \frac{vs}{2} \right). \quad (6)$$

Для дальнейшего удобства проведения расчета произведем замену общих символов на символы,

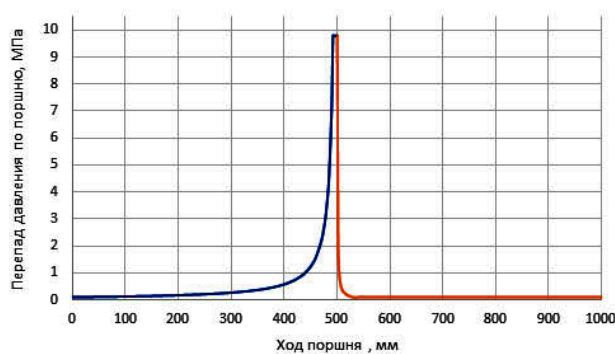


Рис. 3. Перепад давления по поршню в зависимости от хода поршня
 Fig. 3. Pressure drop across the piston depending on the stroke of the piston

принятые в компрессоростроении, получим следующее выражение:

$$Q = \pi \delta \left(\frac{\Delta P \delta^3}{12\mu L} \pm \frac{C_n \delta}{2} \right), \quad (7)$$

где ΔP — разница давления до поршня и после;

δ — радиальный зазор в цилиндропоршневом уплотнении;

C_n — скорость поршня;

L — осевой размер поршня.

Знаки «+» и «-» в выражении (7) обусловлены следующими вариантами: вектор движения подвижной стенки (поршня) совпадает с вектором действия перепада давления, поршень движется из верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ); вектор движения подвижной стенки (поршня) поменял свое направление и не совпадает с вектором действия перепада давления, поршень движется из НМТ к ВМТ.

Объект исследования

Объектом исследования в данной работе является цилиндропоршневое уплотнение тихоходной длинноходовой ступени [10], работающей при следующих параметрах: давление всасывания — 0,1 МПа, давление нагнетания — 10 МПа, ход поршня — 0,5 м, время цикла — 2 с, диаметр цилиндра — 0,05 м, сжимаемый газ — воздух.

Параметры цилиндропоршневого уплотнения: число уплотнительных манжет — 6 шт., осевой размер поршня — 0,055 м, радиальный зазор в уплотнении — 1 мкм.

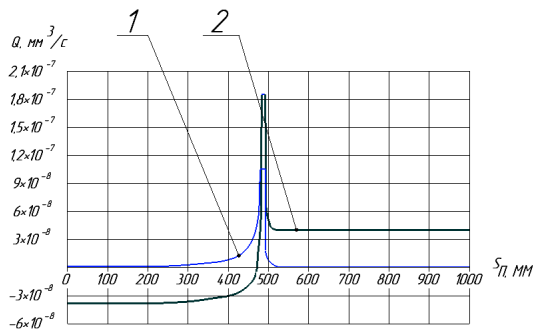


Рис. 4. Объемный расход сжимаемого газа:

1 — без учета подвижности стенок;

2 — с учетом подвижности стенок

Fig. 4. Volume flow rate of the compressed gas:

1 — without considering the mobility of the walls;

2 — considering the mobility of the walls

Результаты и обсуждение

Используя разработанную математическую модель [17], была получена диаграмма перепада давления по поршню в зависимости от хода поршня (рис. 3).

Используя полученные данные по перепаду давления за время цикла, определили объемный расход сжимаемого газа без учета подвижности стенки и с учетом подвижности стенки (поршня), полученные результаты представлены на рис. 4. Как видно из рис. 4, при учете подвижности стенки утечки сжимаемой среды через неплотности в цилиндропоршневом уплотнении увеличиваются в абсолютном выражении в среднем на 10 %. Описанная в данной работе методика расчета может быть использована для повышения точности расчета утечек в цилиндропоршневом уплотнении. Особенно актуален учет подвижности стенок при рассмотрении цилиндропоршневого зазора в высокооборотных компрессорах среднего и высокого давления.

Выводы

Проведённые исследования показали необходимость уточнения в моделях рабочих процессов тихоходных поршневых машин уравнений массового расхода через цилиндропоршневые уплотнения, то есть учитывать деформацию стенок цилиндра. Пренебрежение данным фактором может увеличить погрешность получаемых результатов на 10 % и более.

Список источников

- Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2001. 341 с.
- Архаров А. М., Буткевич К. С., Буткевич И. К. [и др.]. Криогенные поршневые детандеры. Москва: Машиностроение, 1974. 240 с.
- Новиков И. И., Захаренко В. П., Ландо Б. С. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Ленинград: Машиностроение, 1981. 238 с.
- РД 39-0148139-0001-2000. Система технического обслуживания и ремонта компрессорных станций на базе технической диагностики. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293731/4293731785.pdf> (дата обращения: 10.03.2023).
- Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

6. Бусаров С. С., Бусаров И. С., Титов Т. 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: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56. EDN: ZCCWGT.

7. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Поршневые компрессоры / под ред. Б. С. Фотина. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. 372 с.

8. Захаренко А. В., Захаренко В. П. О расчете нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления // Вестник Международной академии холода. 2012. № 2. С. 29–32. EDN: PBSKNR.

9. Wirret C. E. Design of a closed-cycle helium temperature refrigerator // Advances in Cryogenic Engineering. 1966. Vol. 11. P. 107–116. DOI: 10.1007/978-1-4757-0522-5_12.

10. Френкель М. И. Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.

11. Мирзоев Р. Г., Кугушев И. Д., Брагинский В. А. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления. Ленинград: Машиностроение, 1972. 416 с.

12. Robinson G. Y. Large-scale Low-temperature Refrigerators (to 2° K) for Nuclear Studies // Dechema-Monographien. 1968. No. 58, vol. 1027–1077.

13. Голубев А. И., Кондаков Л. А., Овандер В. Б. Уплотнения и уплотнительная техника: справ. Москва: Машиностроение, 1986. 464 с.

14. Краснов В. И., Жильцов А. М., Набержнев В. В. Ремонт центробежных и поршневых насосов нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий: справ. Москва: Химия, 1996. 317с. ISBN 5-7245-0959-8.

15. Hamilton J. Extensions of mathematical modeling of positive displacement type compressors. West Lafayette: Ray W. Herrick Laboratories of Purdue University, 1974. 136 p.

16. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2008. 711 с.

17. Котлов А. А., Бураков А. В. Сравнительный анализ работы одноступенчатого поршневого компрессора, сжимающего различные газы // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 4. С. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35. EDN: PJTMMH.

НИКИФОРОВ Александр Георгиевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой механизации Смоленской государственной сельскохозяйственной академии, г. Смоленск. SPIN-код: 9236-5572
AuthorID (РИНЦ): 812960

Адрес для переписки: bsi1980@mail.ru

МУСЛОВА Любовь Анатольевна, кандидат педагогических наук, доцент кафедры иностранных языков Санкт-Петербургского университета МВД, г. Санкт-Петербург.

Для цитирования

Никифоров А. Г., Муслова Л. А. Влияние подвижности стенки на массовый расход в тихоходной длинноходовой ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 4. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-4-9-14.

Статья поступила в редакцию 18.09.2023 г.

© А. Г. Никифоров, Л. А. Муслова

THE EFFECT OF WALL MOBILITY ON MASS FLOW IN A SLOW-MOVING LONG-STROKE STAGE

A. G. Nikiforov¹, L. A. Muslova²

¹ Smolensk State Agrarian Academy,
Russia, Smolensk, Bolshaya Sovetskaya St., 10/2, 214000

² St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs,
Russia, Saint Petersburg, Letchik Pilyutov St., 1, 198206

In modern models and calculation methods of existing high-speed reciprocating compressors, the mobility of the walls is not considered due to the insignificant value and insignificant effect on the efficiency of the working process. Low — speed piston machines currently being developed at Omsk State Technical University have a number of features — first of all, an elongated cylinder, subject to large deformations compared to existing analogues and a long compression time. Which naturally significantly affects the flow of the workflow. The conducted studies have shown that not considering the mobility of the walls can lead to significant errors obtained when modeling the working process of low-speed reciprocating compressors.

Keywords: reciprocating compressor, mass leaks, mathematical modeling, operating mode.

References

1. Zakharenko V. P. Osnovy teorii uplotneniy i sozdaniye porshnevnykh kompressorov bez smazki [Fundamentals of seal theory and the creation of lubrication-free reciprocating compressors]. Saint Petersburg, 2001. 159 p. (In Russ.).
2. Arkharov A. M., Butkevich K. S., Butkevich I. K. [et al.]. Kriogennyye porshnevyye detandery [Cryogenic piston expanders]. Moscow, 1974. 240 p. (In Russ.).
3. Novikov I. I., Zakharenko V. P., Lando B. S. Bessmazochnyye porshnevyye uplotneniya v kompressorakh [Lubricant-free piston seals in compressors]. Leningrad, 1981. 238 p. (In Russ.).
4. RD 39-0148139-0001-2000. Sistema tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta kompressornykh stantsiy na baze tekhnicheskoy diagnostiki [System for maintenance and repair of compressor stations based on technical diagnostics]. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293731/4293731785.pdf> (accessed: 03.10.2023). (In Russ.).
5. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
6. Busarov S. S., Busarov I. S., Titov T. S. Eksperimental'noye opredeleniye uslovykh zazorov tsilindroporshnevnykh uplotneniy kompressornykh agregatov [Experimental determination of conditional clearances for cylinder piston seals of compressor units] // Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatcionno-Raketnoye i Energeticheskoye Mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 1. P. 50–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56. EDN: ZCCWGT. (In Russ.).
7. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutskiy I. K., Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory [Piston compressors] / ed. by B. S. Fotina. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
8. Zakharenko A. V., Zakharenko V. P. O raschete nagruzok v mnogokol'tsevom porshnevom uplotnenii kompressorov bez smazki vysokogo davleniya [On the calculation of loads in a multi-ring piston seal of compressors without high-pressure lubrication] // Vestnik Mezhdunarodnoy Akademii Kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2012. No. 2. P. 29–32. EDN: PBSKNR. (In Russ.).
9. Wirret C. E. Design of a closed-cycle helium temperature refrigerator // *Advances in Cryogenic Engineering*. 1966. Vol. 11. P. 107–116. DOI: 10.1007/978-1-4757-0522-5_12. (In Engl.).
10. Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory: Teoriya, konstruktii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, designs and basics of design]. 3rd ed., revised and additional. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
11. Mirzoyev R. G., Kugushev I. D., Braginskiy V. A. Osnovy konstruirovaniya i rascheta detaley iz plastmass i tekhnologicheskoy osnastki dlya ikh izgotovleniya [Fundamentals of design and calculation of plastic parts and technological equipment for their manufacture]. Leningrad, 1972. 416 p. (In Russ.).
12. Robinson G. Y. Large-scale Low-temperature Refrigerators (to 2° K) for Nuclear Studies // *Dechema-Monographien*. 1968. No. 58, vol. 1027–1077. (In Engl.).
13. Golubev A. I., Kondakov L. A., Ovander V. B. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: sprav [Seals and sealing technology: handbook]. Moscow, 1986. 464 p. (In Russ.).
14. Krasnov V. I., Zhiltsov A. M., Naberzhnev V. V. Remont tsentrobegnykh i porshnevnykh nasosov neftepererabatyvayushchikh i neftekhimicheskikh predpriyatiy: sprav [Repair of centrifugal and piston pumps of oil refining and petrochemical enterprises: handbook]. Moscow, 1996. 320 p. ISBN 5-7245-0959-8. (In Russ.).
15. Hamilton J. Extensions of mathematical modeling of positive displacement type compressors. West Lafayette: Ray W. Herrick Laboratories of Purdue University, 1974. 136 p. (In Engl.).
16. Plastinin P. I. Reciprocating compressors. In 2 vols. Vol. 2. Fundamentals of design. Constructions. 3rd ed. Moscow, 2008. 711 p. (In Russ.).
17. Kotlov A. A., Burakov A. V. Sravnitel'nyy analiz raboty odnostupenchatogo porshnevoogo kompressora, szhimayushchego razlichnyye gazy [Comparative analysis of single-stage reciprocating compressor compressing different gases] // Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatcionno-Raketnoye i Energeticheskoye

Mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 4. P. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35. EDN: PJTTMH. (In Russ.).

NIKIFOROV Alexander Georgievich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Mechanization Department, Smolensk State Agrarian Academy, Smolensk.

SPIN-code: 9236-5572

AuthorID (RSCI): 812960

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

MUSLOVA Lyubov Anatolyevna, Candidate of Pedagogical Sciences, Associate Professor of Foreign

Languages Department, St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs, Saint Petersburg.

For citations

Nikiforov A. G., Muslova L. A. The effect of wall mobility on mass flow in a slow-moving long-stroke stage // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 4. P. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-4-9-14.

Received September 18, 2023.

© A. G. Nikiforov, L. A. Muslova