

Научная статья

УДК 621.512

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29402>



*Р.Э. Кобыльский* ✉, *С.С. Бусаров*

Омский государственный технический университет,  
г. Омск, Россия

✉ [roman.kobilsky@gmail.com](mailto:roman.kobilsky@gmail.com)

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКВИВАЛЕНТНОГО ЗАЗОРА ДЛЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ ТИХОХОДНОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ СТУПЕНИ В ДИНАМИЧЕСКОЙ ПОСТАНОВКЕ**

*Аннотация.* В работе рассмотрены основа определяющие термины условный и эквивалентный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, дано их отличительное описание и важность при расчете массовых потоков. Обозначена проблема в отсутствие рекомендаций касательно параметров эквивалентного зазора для тихоходных компрессорных ступеней. Разработана экспериментальная методика и экспериментальный стенд для определения параметров эквивалентного зазора. Проведенные исследования показали, что величина эквивалентного зазора очень сильно зависит от времени цикла и варьируется от 0,5 до 1,5 мкм в зависимости от параметров рабочего газа и количества уплотнений, установленных на поршне. Определено, что в диапазоне давлений от 0,1 до 12 МПа при времени цикла от 2 до 4 с, устанавливать больше 7 манжетных уплотнений не целесообразно, так как величина эквивалентного зазора меняется незначительно.

*Ключевые слова:* поршневой компрессор, условный зазор, эквивалентный зазор, массовый расход, математическое моделирование.

*Для цитирования:*

Кобыльский Р.Э., Бусаров С.С. Экспериментальная методика определения эквивалентного зазора для цилиндропоршневого уплотнения тихоходной длинноходовой ступени в динамической постановке // Глобальная энергия. 2023. Т. 29, № 4. С. 37–49. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29402>



R.E. Kobilskiy ✉, S.S. Busarov

Omsk State Technical University, Omsk, Russia

✉ roman.kobilsky@gmail.com

## EXPERIMENTAL TECHNIQUE FOR DETERMINING THE EQUIVALENT GAP FOR A CYLINDER PISTON SEAL OF A SLOW-MOVING LONG-STROKE STAGE IN A DYNAMIC FORMULATION

**Abstract.** The paper considers the basics defining the terms of conditional and equivalent clearance in a cylinder piston seal, gives their distinctive description and importance in the calculation of mass flows. We highlighted the absence of recommendations regarding the parameters of the equivalent gap for low-speed compressor stages. An experimental technique and an experimental stand for determining the parameters of the equivalent gap were developed. The conducted studies showed that the value of the equivalent gap had a strong dependence on the cycle time and varied from 0.5 to 1.5 microns depending on the parameters of the working gas and the number of seals installed on the piston. We determined that in the pressure range from 0.1 to 12 MPa with a cycle time from 2 to 4 s, it is not advisable to install more than 7 cuff seals, since the change in the equivalent gap value is insignificant.

**Keywords:** piston compressor, conditional clearance, equivalent clearance, mass flow, mathematical modeling.

**Citation:**

R.E. Kobylsky, S.S. Busarov, Experimental technique for determining the equivalent gap for a cylinder piston seal of a slow-moving long-stroke stage in a dynamic formulation, *Global Energy*, 29 (04) (2023) 37–49, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29402>

**Введение.** Из теории расчета рабочих процессов протекающих в рабочей камере поршневого компрессора, известно, что изменение параметров рабочего газа в контрольных объемах описывается тремя способами: уравнением политропного процесса; системой уравнений для сосредоточенных параметров; системой уравнений газодинамики для движения газа внутри контрольного объема (система с распределенными параметрами) [1–3].

Особо широкое распространение нашли модели объектов с сосредоточенными параметрами. При использовании данной модели записывают систему (для каждого контрольного объема), состоящую из трех уравнений: уравнения сохранения энергии (1), уравнение сохранения массы (2) и уравнение состояния газа (3).

$$dU = dQ - dA \pm dE_{\text{н}} \pm dE_{\text{вс}} \pm dE_{\text{п}}, \quad (1)$$

где  $dU$  – Внутренняя энергия жидкости, Дж;  $dQ$  – теплота, подведенная или отведенная от жидкости, Дж;  $dA$  – механическая работа, совершаемая над жидкостью либо самой жидкостью, Дж;  $dE_{\text{н}}$ ,  $dE_{\text{вс}}$ ,  $dE_{\text{п}}$  – полная энергия, вносимая в цилиндр соответственно через нагнетательные клапаны, всасывающие клапаны и неплотности в цилиндропоршневом уплотнении, Дж.

$$dm = dm_{\text{вх}} \pm dm_{\text{вых}}, \quad (2)$$

где  $m$  – масса газа в контрольной полости, кг;  $dm_{\text{вх}}$  – масса, поступающего в контрольный объем газа, кг;  $dm_{\text{вых}}$  – масса, отводимая из контрольного объема газа, кг.

$$P = \frac{\zeta \cdot m \cdot R \cdot T}{V}, \quad (3)$$

где  $\zeta$  – коэффициент сжимаемости газа;  $R$  – газовая постоянная, Дж/К·кг;  $m$  – масса газа в контрольной полости, кг;  $V$  – объем газа, м<sup>3</sup>;  $T$  – температура сжимаемого газа, К.

При определении приращения массы  $dm$  в уравнении сохранения массы, а в уравнении сохранения энергии –  $dE_{\text{н}}$ ,  $dE_{\text{вс}}$ ,  $dE_{\text{п}}$  полной энергии, вносимой в цилиндр через нагнетательные, всасывающие клапаны, а также через неплотности поршневого уплотнения используют уравнения: Сен-Венана–Ванцеля (4) или уравнение расхода сжимаемой жидкости с учетом поправочного коэффициента (5), представленные ниже.

Уравнения имеют следующий вид:

$$M = \Phi \sqrt{\frac{2k}{k-1} \rho_0 p_0 \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (4)$$

где  $\rho_0$  – давление газа в сосуде, откуда происходит истечение, Па;  $p_0$  – плотность газа в сосуде, откуда происходит истечение, кг/м<sup>3</sup>;  $p$  – давление в выходном сечении сопла, Па;  $M$  – массовый расход газа, кг/с;  $\Phi$  – площадь проходного тракта, м<sup>2</sup>.

$$M = \Phi \varepsilon_p \sqrt{\rho_0 (p_0 - p)}, \quad (5)$$

где  $\varepsilon_p$  – коэффициент расширения.

При этом стоит помнить, что:

$$\Phi = \alpha f = \pi D \delta, \quad (6)$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода;  $f$  – площадь проходного сечения, м<sup>2</sup>;  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $\delta$  – зазор, м.

Адекватность расчетов будет определяться насколько точно и корректно задана величина  $\Phi$ . В вышеописанных уравнениях площадь проходного сечения  $\Phi$  или зазор  $\delta$ , обычно, задают по существующим рекомендациям.

Важно отметить, что в существующей литературе употребляют два кардинально разных понятия площади (соответственно и зазоре) для определения утечек в цилиндропоршневом уплотнении. Существуют термины условный  $\delta_y$  и эквивалентный зазор  $\delta_3$ . Рассмотрим оба понятия на примере пары трения поршневое кольцо и цилиндр. Условный зазор характеризует величину микрозазора образованного в результате контактирования двух шероховатых тел, расход газа через который, равен расходу газа через неплотности в контакте двух тел. Данный зазор уместно применять для неподвижного контакта.

В проектировочных расчетах величину условного зазора можно рассчитать, используя выражение [4–6]:

$$\delta_y \cong 0,9 (R_{z1} + R_{z2})^{\frac{5}{6}}, \quad (7)$$

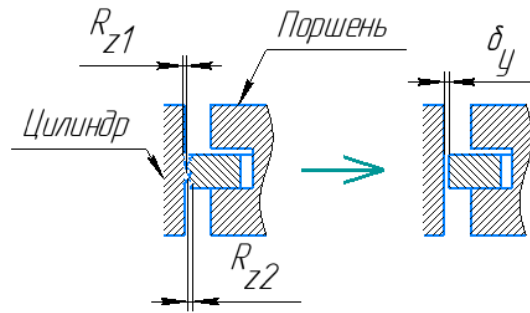


Рис. 1. к термину об условном зазоре  
Fig. 1. to the term of conditional clearance

где  $R_{z1, z2}$  – параметры шероховатости рабочих контактных поверхностей, мкм.

Схематически данный зазор пояснен на рис. 1.

В работе [1] условный зазора в поршневом уплотнении рекомендуют принимают на основании экспериментальных данных:

$$\delta_y = 5 \text{ мкм.}$$

В работе [5] условный зазора в поршневом уплотнении рекомендуют принимают на основании экспериментальных данных:

$$\delta_y = 20 \cdot D_{\text{ц}}, \quad (8)$$

где  $D_{\text{ц}}$  – диаметр цилиндра, м.

В работе [6] условный зазора в поршневом уплотнении рекомендуют принимают на основании экспериментальных данных:

$$\delta_y = 5 - 8 \text{ мкм.}$$

Эквивалентный зазор характеризует, некую, обобщенную (эквивалентную) величину зазора к которому приводятся все зазоры, через которые возможны утечки рабочей среды. Эквивалентный зазор можно представить в виде:

$$\delta_{\text{э}} = (\delta_p + \delta_t + \delta_3 + \delta_{\text{оф}} + \delta_{\Delta}) Z, \quad (9)$$

где  $\delta_p$  – радиальный зазор, мкм;  $\delta_t$  – торцевой зазор, мкм;  $\delta_3$  – монтажный зазор в замке, мкм;  $\delta_{\text{оф}}$  – зазор при отклонении формы кольца от идеальной величины, мкм;  $\delta_{\text{из}}$  – зазор в замке при некоем износе уплотнения, мкм;  $Z$  – количество уплотнений, шт.

Графическая интерпретация понятия эквивалентного зазора представлена на рис. 2.

Как видно, эквивалентный зазор наиболее широкое понятие, которое зависит не только от качества обработки двух поверхностей, но еще и от параметров рабочей среды (давление, температура), времени скольжения поршня, количества уплотнений и износа. Именно данный зазор необходимо применять при расчете уравнений (1, 2, 4, 5) и задавать его как функцию:

$$\delta_p = f(\Delta P, t),$$

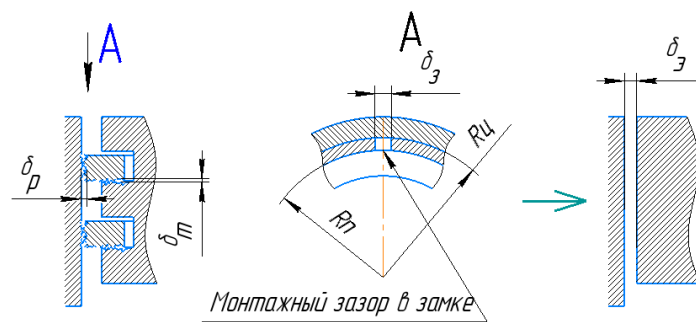


Рис. 2. Графическая интерпретация эквивалентного зазора

Fig. 2. Graphical interpretation of the equivalent gap

где  $\Delta P$  – перепад давления по поршню, Па;  $t$  – время работы рассматриваемого объекта, ч.

В существующей литературе [1–10] данных об эквивалентной площади (эквивалентном зазоре) для цилиндропоршневого уплотнения отсутствуют. Подобное понятие существует в теории клапанов [1], однако оно не применимо к цилиндропоршневому уплотнению из-за различия физического процесса контакта между соприкасающимися поверхностями. Соответственно, для определения данной величины был разработан экспериментальный стенд и методика расчета.

#### Объект исследования

Объектом исследования в данной работе является величина эквивалентного зазора (площади) в цилиндропоршневом уплотнении тихоходной длинноходовой ступени [7, 8] при следующих параметрах: номинальный диаметр цилиндра – 50 мм, путь поршня – 500 мм, давление всасывания – 0,1 МПа, давление нагнетания – 12 МПа, время цикла – от 2 до 4 с. В качестве цилиндропоршневых уплотнений используются манжеты следующей геометрии: внешний диаметр – 50,8 мм, угол раскрытия – 115°, высота – 5,5 мм, радиальная толщина – 1 мм, материал – Ф4К15М5.

#### Метод исследования

Экспериментальный стенд (рис. 3) представляет собой абсолютно герметичную камеру 1, в торце которой расположены датчики измерения избыточного давления 2 и термометр сопротивления 3 для фиксации давления и температуры сжимаемого газа, соответственно.

Полученные данные по температуре и давлению передаются на цифровой осциллограф 5. В герметичной камере находится наборный манжетный поршень (рис. 4). Отсутствие клапанной группы позволяет оценить утечки рабочей среды, именно, через манжетные цилиндропоршневые уплотнения, тем самым оценить их эффективность работы и определить эквивалентный зазор в уплотнении.

Экспериментальное исследование проводилось согласно пунктам, приведенным ниже:

- 1) Подключить датчики давления и температуры к осциллографу;
- 2) Зафиксировать начальное давление и температуру;
- 3) Установить одно манжетное уплотнение на наборный поршень;
- 4) Установить наборный поршень в рабочую камеру;
- 5) Вывод экспериментального стенда на режим, то есть гидроцилиндр приводит в движение наборный поршень, совершающий возвратно-поступательное движение со временем цикла 2... 4 с (сжимается и расширяется газ в рабочей камере 2);
- 6) Зафиксировать полученное давление и температуру;
- 7) Внести результаты испытаний в протокол;
- 8) Установить два манжетных (дальнейшее количество уплотнений увеличивалось по возрастанию) уплотнения на наборный поршень и повторить пункты (4-7).

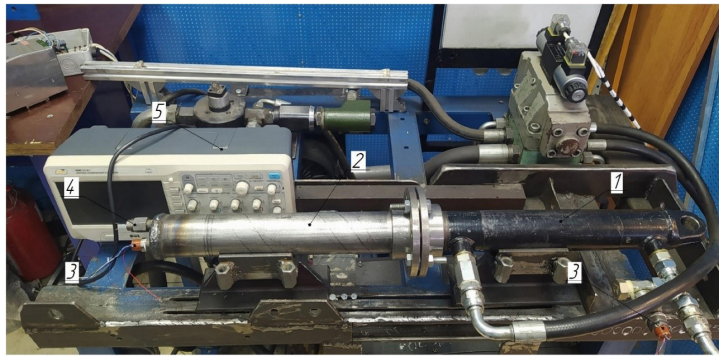


Рис. 3. Общий вид экспериментального стенда: 1 – Гидроцилиндр, 2 – Рабочая камера, 3 – Датчик давления, 4 – Датчик температуры, 5 – Цифровой осциллограф  
 Fig. 3. General view of the experimental stand: 1 – Hydraulic cylinder, 2 – Working chamber, 3 – Pressure sensor, 4 – Temperature sensor, 5 – Digital oscilloscope



Рис. 4. Наборный манжетный поршень с 12-ю манжетными уплотнениями  
 Fig. 4. Set cuff piston with 12 cuff seals

Методика расчета эквивалентного зазора состоит из следующих основных уравнений. В начале необходимо определить начальную масса газа в ступени по формуле:

$$m_n = \frac{P_1 V_1}{RT_n}, \quad (10)$$

где  $P_1$  – начальное давление газа, Па;  $V_1$  – начальный объем газа, м<sup>3</sup>;  $R$  – газовая постоянная, Дж/ кг·К;  $T_n$  – начальная температура газа, К.

Далее определяет конечную массу газа в ступени:

$$m_k = \frac{P_2 V_2}{RT_k}, \quad (11)$$

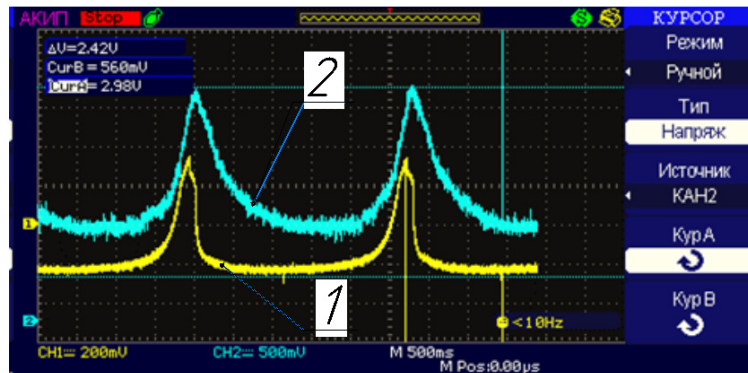


Рис. 5. Экспериментальные диаграммы: 1 – диаграмма давления, 2 – диаграмма температуры

Fig. 5. Experimental diagrams: 1 – pressure diagram, 2 – temperature diagram

где  $P_2$  – конечное давление газа, Па;  $V_2$  – конечный объем газа,  $m^3$ ;  $R$  – индивидуальная газовая постоянная, Дж/кг·К;  $T_k$  – конечная температура газа, К.

Конечное давление и температуру определяем по экспериментальной осциллограмме, рис. 5.

Используя уравнение массового расхода (5), определяем эквивалентную площадь зазора:

$$\Phi = \frac{\Delta m}{\varepsilon_p \sqrt{\rho_1 (P_1 - P_2)}}. \quad (12)$$

Плотность газа рассчитывается по формуле:

$$\rho_1 = \frac{P_2}{RT_k}. \quad (13)$$

Коэффициент расширения определяем по формуле:

$$\varepsilon_p = 1 - 0,3 \frac{\Delta P_n}{P}, \quad (14)$$

где  $P$  – большее из значений давления до и после уплотнений, Па;  $\Delta P_n$  – разность давлений газа до и после уплотнения, Па.

Таким образом, зная периметр ( $P$ ) из формулы (6) определяем величину эквивалентной площади:

$$\delta_s = \frac{\Phi}{\Pi}, \quad (15)$$

где  $\Pi$  – периметр, м.

### Результаты

Полученные данные эквивалентного зазора в зависимости от перепада давлений на поршне представлены на рис. 6.

В качестве сравнения на рис. 7 представлена зависимость утечки гелия через манжетное уплотнение детандера от числа манжет [9–12]. Как видно из графика устанавливать больше 4 уплотнений не имеет смысла, так как относительная величина утечек кардинально не измениться.





Рис. 6. Зависимость эквивалентного зазора от количества манжетных уплотнений

Fig. 6. Dependence of the equivalent gap on the number of cuff seals

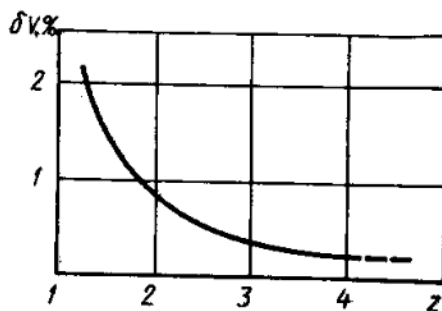


Рис. 7. Характер зависимости утечки гелия через поршневое уплотнение детандера от числа манжет:

$\delta V$ , % – относительная величина утечки;  $z$  – количество манжет

Fig. 7. The nature of the dependence of helium leakage through the expander piston seal on the number of cuffs:

$\delta V$ , % – the relative leakage value;  $z$  – the number of cuffs

Так как величина утечек напрямую влияет на достижение требуемого давления, то для наглядного восприятия, экспериментальные данные построены в виде кривых на рис. 8 в зависимости – разность давления, воспринимаемой поршнем ( $\Delta P$ ) от времени рабочего цикла ( $t_{ц}$ ).

Анализ кривых на рис. 8 показывает, что время рабочего цикла вносит существенное влияние на достижение требуемого давления. Как видно, при времени цикле 4 с, достичь перепада давления свыше  $\Delta P = 8$  МПа, на данный момент времени невозможно. Также отметим, что кривая 7–12 отображает осредненные показания, полученные при количестве уплотнений на поршне от 7 до 12 шт, так как их показания практически не отличались, то отдельные кривые не выносились. Проведенные экспериментальные исследования позволяют, в общем виде, рекомендовать следующее количество манжетных уплотнений в зависимости от воспринимаемой поршнем разности давлений (время цикла 2 с), рекомендации сведены в табл. 1. Также в табл. 1 приведены значения эквивалентного зазора для времени цикла 2 с и 4 с, соответственно.

Определим общую погрешность проведения эксперимента [13–15]. В данном случае общей погрешностью является приборная погрешность всех средств измерения участвующих в процессе снятия показаний.

Погрешность измерения мгновенной температуры при использовании бусинкового термистора имеет вид:



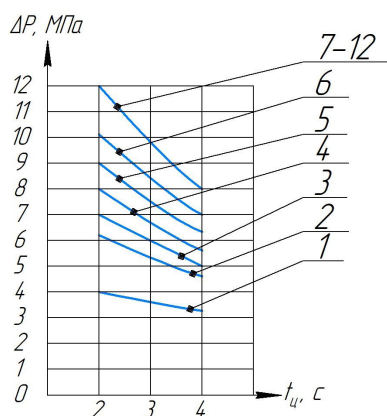


Рис. 8. График зависимости, воспринимаемой поршнем разности давлений от времени рабочего цикла:  
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7–12 – Количество уплотнений на поршне, соответственно

Fig. 8. Graph of the dependence of the pressure difference received by the piston on the operating cycle time:  
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7–12 – The number of seals on the piston, respectively

$$\delta_T = \sqrt{\delta_M^2 + \delta_t^2 + \delta_V^2 + \delta_F^2},$$

где  $\delta_M$  – паспортная погрешность мультиметра – 0,34 %;  $\delta_t$  – паспортная погрешность термометра – 0,1 %;  $\delta_V$  – паспортная погрешность вольтметра – 0,3 %;  $\delta_F$  – погрешность аппроксимации – 1,5 %.

Тогда, относительная погрешность бусинкового термистора составит:

$$\delta_T = \sqrt{0,34^2 + 0,1^2 + 0,3^2 + 1,5^2} = 1,57\%.$$

Определим приборную погрешность при тарировке датчика давления:

$$\delta_{\text{дд}} = \sqrt{\delta_M^2 + \delta_{\text{мн}}^2 + \delta_0^2},$$

где  $\delta_M$  – относительная погрешность датчика давления – 1,4 %;  $\delta_{\text{мн}}$  – относительная погрешность образцового манометра – 1 %;  $\delta_0$  – относительная погрешность осциллографа – 0,05 %.

Тогда, относительная погрешность датчика давления составит:

$$\delta_{\text{дд}} = \sqrt{1,4^2 + 1^2 + 0,05^2} = 1,72\%.$$

Общая погрешность эксперимента определяется по формуле:

$$\delta_s = \sqrt{\delta_{\text{дд}}^2 + \delta_T^2 + \delta_t^2} = \sqrt{1,72^2 + 1,57^2 + 2^2} = 3,07\%,$$

где  $\delta_t$  – относительная погрешность секундомера – 2 %.

### Выводы

В процессе проведения данного исследования была разработана унифицированная методика определения эквивалентного зазора в цилиндропоршневом уплотнении, которая может быть использована как для тихоходной длинноходовой ступени, так и для классических быстроходных компрессоров. Описан физический смысл и ключевые отличия терминов условного и эквива-

Таблица 1

Количество уплотнений

Table 1

Number of seals

Перепад давления Р, МПа	Число манжет, шт	Эквивалентный зазор, мкм
До 1	1 (2 и 4 секунды)	0,42 (2 секунды) 0,58 (4 секунд)
1-1,6		
1,6-2,5		
2,5-4		
4-6	2 (2 секунды) 4 (4 секунды)	0,29 (2 и 4 секунды)
6-7	3 (2 секунды) 5 (4 секунды)	0,25 (2 и 4 секунды)
7-8	4 (2 секунды) 7 (2 секунды)	0,22 (2 секунды)
8-9	5 (2 секунды) 7 (2 секунды)	0,20 (2 секунды)
9-10	6 (2 секунды) 7 (2 секунды)	0,18 (2 секунды)
10-12	7 (2 и 4 секунды)	0,15 (2 секунды)

лентного зазора, и важность их адекватного применения. Как показали проведенные исследования величина зазора очень сильно зависит от времени цикла. При подборе количества уплотнений, помимо перепада давления, необходимо также учитывать и время цикла. При времени цикла – 4 с, максимальный перепад давления, воспринимаемый поршнем, не превышает 8 МПа.

Величина эквивалентного зазора варьируется от 0,5 до 1,5 мкм в зависимости от параметров рабочего газа, количества уплотнений и времени цикла. Выявлено, что в диапазоне давлений от 0,1 до 12 МПа при времени цикла от 2 до 4 с, устанавливать больше 7 манжетных уплотнений не целесообразно, так как величина эквивалентного зазора практически не изменяется, а сила трения возрастает.

**СПИСОК ИСТОЧНИКОВ**

[1] **Очков А.А.** Перспектива создания современных высоковакуумны механически насосов. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение, 2022, № 1 (140), с. 103–137. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-1-103-137>

[2] **Никитин О.Ф.** Влияние давления на выходе из дросселирующего элемента на коэффициенты истечения // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2018. № 6. С. 125–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-125-138

[3] **Френкель М.И.** Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования. – 3-е издание, переработанное и дополненное. Л.: Машиностроение, 1969. С. 744.

[4] **Пронин В.А., Кованов А.В., Цветков В.А., Михайлова Е.Н., Калашникова Е.А.** Оценка степени влияния фактора подвижности стенок щели при расчете величины протечек в рабочей части спирального компрессора. Часть 1 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 9–17.

[5] **Исаев А.А., Райков А.А., Бурмистров А.В., Саликеев С.И.** Исследование перетеканий в двухроторном вакуумном насосе типа Рутс с эллиптическо профилем роторов при молекулярно режиме течения газа. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2023, № 4, с. 38–45. DOI: 10.18698/0536-1044-2023-4-38-45

[6] **Грезин А.К., Зиновьев В.С.** Микрокриогенная техника. М., «Машиностроение», 1977, 232 с.

[7] **Юша В.Л., Бусаров С.С. [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.

[8] **Бусаров С.С., Гошля Р.Ю., Громов А.Ю., Недовенчаный А.В., Бусаров И.С., Титов Д.С.** Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2016. № 6. С. 6–10.

[9] **Архаров А.М.** Криогенные поршневые детандеры / А.М. Архаров и др. – М.: Машиностроение, 1974. 240 с.

[10] **Дорофеев Е.А., Тегжанов А.Х.С., Щерба В.Е.** Анализ безнасосных систем охлаждения поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 32–39.

[11] **Nedovenchanyi A.V., Yusha V.L., Busarov S.S.** Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1

[12] **Новиков И.И.** Бесшмазочные поршневые уплотнения в компрессорах / И.И. Новиков, В.П. Захаренко, Б.С. Ландо; под общ. ред. И.И. Новикова. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1981. – 238 с.: ил.

[13] **Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Yu.** Assessment of the prospects of development of medium-pressure single-stage piston compressor units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53 (3). DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2

[14] **Омран М., Жарковский А.А., Щур В.А., Свобода Д.Г.** Методика проектирования и оптимизации лопастной системы радиально-осевой гидротурбины // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 47–54. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-1-47-54>

[15] **Юша В.Л., Громов А.Ю., Ушаков П.В.** Анализ влияния температурных режимов поршневой длинноходовой компрессорной ступени на термодинамическую эффективность теплового насоса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 18–25. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25>

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КОБЫЛЬСКИЙ Роман Эдуардович** – ассистент, Омский государственный технический университет, без степени.

E-mail: roman.kobilsky@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5847-8152>

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич** – доцент, Омский государственный технический университет, канд. техн. наук.

E-mail: bssi1980@mail.ru

## REFERENCES

- [1] **A.A. Ochkov**, Perspektiva sozdaniya sovremennykh vysokovakuumny mekhanicheski nasosov. Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroyeniye, 2022, № 1 (140), s. 103–137. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-1-103-137>
- [2] **O.F. Nikitin**, Vliyaniye davleniya na vykhode iz drosseliruyushchego elementa na koeffitsiyenty is-techeniya // Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroyeniye. 2018. № 6. S. 125–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-125-138
- [3] **M.I. Frenkel**, Porshnevyye kompressory: teoriya, konstruksii i osnovy proyektirovaniya. – 3-ye izdaniye, pererabotannoye i dopolnennoye. L.: Mashinostroyeniye, 1969. S. 744.
- [4] **V.A. Pronin, A.V. Kovanov, V.A. Tsveotkov, Ye.N. Mikhaylova, Ye.A. Kalashnikova**, Otsenka stepeni vli-yaniya faktora podvizhnosti stenok shcheli pri raschete velichiny protechek v rabochey chasti spiralnogo kom-pressora. Chast 1 // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroy-eniye. 2023. T. 7, № 1. S. 9–17.
- [5] **A.A. Isayev, A.A. Raykov, A.V. Burmistrov, S.I. Salikeyev**, Issledovaniye peretekaniy v dvukhrotornom vakuumnom nasose tipa Ruts s elepticheskoye profitem rotorov pri molekulyarno rezhime techeniya gaza. Izvesti-ya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye, 2023, № 4, s. 38–45. DOI: 10.18698/0536-1044-2023-4-38-45
- [6] **A.K. Grezin, V. S. Zinovyev**, Mikrokrigennaya tekhnika. M., «Mashinostroyeniye», 1977, 232 s.
- [7] **V.L. Yusha, S.S. Busarov [i dr]**, Eksperimentalnoye issledovaniye rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazochnykh porshnevnykh kompressornykh stupeney pri vysokikh otnosheniyakh dav-leniya nagnetaniya k davleniyu vsasyvaniya // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energet-icheskoye mashinostroyeniye. 2018. T. 2, № 2. S. 13–18.
- [8] **S.S. Busarov, R.Yu. Goshlya, A.Yu. Gromov, A.V. Nedovenchanyy, I.S. Busarov, D.S. Titov**, Matem-aticheskoye modelirovaniye protsessov teploobmena v rabochey kamere tikhokhodnoy stupeni porshnevoygo kompressora // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. 2016. № 6. S. 6–10.
- [9] **A.M. Arkharov**, Kriogennyye porshnevyye detandery / A.M. Arkharov i dr. – M.: Mashinostroyeniye, 1974. 240 s.
- [10] **Ye.A. Dorofeyev, A.Kh.S. Tegzhanov, V.Ye. Shcherba**, Analiz beznasosnykh sistem okhlazhdeniya porsh-nevykh kompressorov // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinos-troyeniye. 2023. T. 7, № 1. S. 32–39.
- [11] **A.V. Nedovenchanyi, V.L. Yusha, S.S. Busarov**, Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // Chemical and Petroleum Engi-neering. 2018. Vol. 54. R. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1
- [12] **I.I. Novikov**, Bessmazochnyye porshnevyye uplotneniya v kompressorakh / I.I. Novikov, V.P. Zakharenko, B.S. Lando; pod obshch. red. I.I. Novikova. – L.: Mashinostroyeniye. Leningr. otd-niye, 1981. – 238 s.: il.
- [13] **V.L. Yusha, S.S. Busarov, A.Yu. Gromov**, Assessment of the prospects of development of medium-pres-sure single-stage piston compressor units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53 (3). DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2
- [14] **M. Omran, A.A. Zharkovskiy, V.A. Shchur, D.G. Svoboda**, Metodika proyektirovaniya i optimizatsii lopastnoy sistemy radialno-osevoy gidroturbiny // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i en-ergeticheskoye mashinostroyeniye. 2023. T. 7, № 1. S. 47–54. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-1-47-54>
- [15] **V.L. Yusha, A.Yu. Gromov, P.V. Ushakov**, Analiz vliyaniya temperaturnykh rezhimov porshnevoy dlin-nokhodovoy kompressornoy stupeni na termodinamicheskuyu effektivnost teplovogo nasosa // Omskiy nauch-nyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. 2023. T. 7, № 1. S. 18–25. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25>

### INFORMATION ABOUT AUTHORS

**Roman E. KOBILSKIY** – *Omsk State Technical University.*

E-mail: roman.kobilsky@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5847-8152>

**Sergey S. BUSAROV** – *Omsk State Technical University.*

E-mail: bssi1980@mail.ru

Поступила: 27.06.2023; Одобрена: 12.08.2023; Принята: 14.08.2023.

Submitted: 27.06.2023; Approved: 12.08.2023; Accepted: 14.08.2023.