

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОТСКОКА ПЛАСТИНЫ КЛАПАНА С ЭЛАСТОМЕРНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ В ПОРШНЕВОЙ ТИХОХОДНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

И. С. Бусаров, В. Л. Юша, С. С. Бусаров

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Экспериментальные исследования динамики запорного органа самодействующего клапана с эластомерными элементами тихоходных длинноходовых ступеней позволили впервые получить диаграмму движения пластины клапана для рассматриваемых компрессорных агрегатов. Основным принципиальным результатом динамического анализа клапана явилось отсутствие отскоков от седла и ограничителя подъёма при движении запорного органа. Полученные данные в дальнейшем могут быть использованы для разработки и верификации методики расчёта таких клапанов.

Ключевые слова: тихоходная длинноходовая ступень, самодействующие клапаны, эластомеры, диаграмма движения клапана, экспериментальные исследования.

Введение

Экспериментальные исследования динамики запорного органа самодействующего клапана тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней ранее не проводились и необходимы для создания методической базы по проектированию таких ступеней. Во многом это связано с тем, что предшествующие экспериментальные исследования показали работоспособность самодействующих клапанов с эластомерными элементами в тихоходных длинноходовых ступенях поршневых агрегатов [1, 2]. Конструкции клапанов с эластомерными элементами известны, но не нашли широкого применения в существующих быстроходных компрессорных ступенях. Отчасти это объясняется относительно большими скоростями посадки запорного органа на седло и ограничитель подъёма и связанным с этим невысоким ресурсом их работы; а отчасти тем, что имеют место отскоки запорного органа от седла и ограничителя подъёма, что также приводит к снижению ресурса (увеличивается количество циклических ударных нагрузок) и, кроме этого, ещё и к ухудшению интегральных характеристик (снижению индикаторного КПД и коэффициента подачи).

Постановка задачи

Одним из наиболее распространённых типов математических моделей, применяемых при расчётах и теоретических исследованиях поршневых компрессоров, являются полуэмпирические модели, основанные на схематизации рабочих процессов [3, 4]. Как правило, в таких моделях математическое описание базируется как на фундаментальных законах физики, так и на эмпирических и (или) полуэмпирических зависимостях. Например, при описании процессов

теплообмена между рабочим газом и поверхностями конструктивных элементов, формирующих контрольный объём, применяют уравнение Ньютона–Рихмана, в котором используется эмпирический коэффициент теплоотдачи; а при описании процессов течения газа через зазоры или через клапаны часто применяют уравнение для адиабатного истечения газа, в котором используется поправочный коэффициент — коэффициент расхода. При этом любые эмпирические коэффициенты или зависимости не являются универсальными, так как получены для достаточно ограниченного диапазона конструктивных и режимных параметров. Применительно к рассматриваемому объекту процессы теплообмена и течения газа в проточной части существенно отличаются от аналогичных процессов в известных быстроходных поршневых компрессорных ступенях. Это связано со значительным увеличением времени рабочего цикла и перепада давления между областями низкого и высокого давления. В [5–7] показано, что у тихоходных ступеней время рабочего цикла составляет 2...4 с (что в пересчёте на принятую терминологию составляет 0,25...0,5 об/с, тогда как для быстроходных ступеней — 300...3000 об/с). Отношение величины хода поршня к диаметру цилиндра для исследуемых ступеней составляет 5...20, в то время как для быстроходных ступеней эта величина не превышает 1 [3]. Это позволяет получить степень повышения давления в одной ступени более 100 [6]. Особенности процессов теплообмена в поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени рассмотрены в [2, 6]. А при описании процессов течения газа через клапаны возникает неопределённость, связанная с отсутствием достоверных данных по работе самодействующих клапанов с эластомерными элементами в тихоходных длинноходовых ступенях поршневых агрегатов. Эта неопределённость

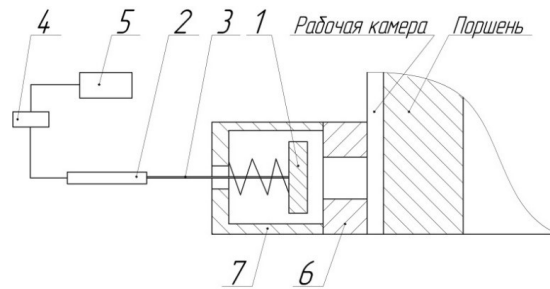


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда:

- 1 — пластина; 2 — датчик линейных перемещений;
3 — жесткий стержень; 4 — усилитель; 5 — осциллограф;
6 — седло; 7 — ограничитель хода

Fig. 1. Schematic diagram of the experimental stand:

- 1 — plate; 2 — linear displacement sensor;
3 — hard rod; 4 — amplifier; 5 — oscilloscope;
6 — saddle; 7 — travel limiter

связана с необходимостью описания закона изменения площади проходного сечения в клапане в зависимости от изменения давления газа в рабочей камере. При описании динамики этого закона можно использовать разные типы схематизации. Рассмотрим некоторые из них. Схематизация на базе идеального закона движения клапана состоит в том, что он полностью открывается и закрывается мгновенно без отскоков от ограничителя подъёма и седла [8, 9]:

$$\frac{h_n}{h_{\max}} = 0 \text{ при } P_{Г,n} \leq P_n, \quad \frac{h_n}{h_{\max}} = 1 \text{ при } P_{Г,n} > P_n \text{ (для}$$

клапана нагнетания),

$$\frac{h_n}{h_{\max}} = 0 \text{ при } P_{Г,n} \geq P_{вс}, \quad \frac{h_n}{h_{\max}} = 1 \text{ при } P_{Г,n} < P_{вс} \text{ (для}$$

всасывания).

При схематизации, допускающей неупругое соударение запорного органа с ограничителем подъёма и седлом, не учитываются отскоки пластины от ограничителя и седла, а при полном открытии, то есть достижении высоты подъёма пластины значения h_{\max} она остаётся в фиксированном положении:

$$\frac{h_n}{h_{\max}} = 0 \text{ при } P_{Г,n} \leq P_n, \quad \frac{h_n}{h_{\max}} = 1 \text{ при } P_{Г,n} > P_n \text{ (для}$$

клапана нагнетания),

$$\frac{h_n}{h_{\max}} = 0 \text{ при } P_{Г,n} \geq P_{вс}, \quad \frac{h_n}{h_{\max}} = 1 \text{ при } P_{Г,n} < P_{вс} \text{ (для}$$

всасывания).

При этом высота подъёма запорного органа h_n определяется по известным методикам на основе уравнения динамики клапана [3, 9]:

$$m_{np} \cdot \frac{d^2 \bar{h}_n}{dt^2} = \bar{F}_{r,n} + \bar{F}_{np,n} + \bar{F}_{mp,n} + \bar{G}, \quad (1)$$

где $F_{r,n}$ — суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н; $F_{np,n}$ — сила упругости пружины, Н; $F_{mp,n}$ — сила трения газа, Н; G — вес запорного органа.

При схематизации с упругими ограничителем и седлом применяется уравнение (1) с учётом отскока запорного органа от седла или ограничите-

ля. В существующих методиках расчёта величину отскока принято характеризовать коэффициентом восстановления скорости [3, 9, 10]:

$$\theta = \sqrt{\frac{h_2}{h_1}}, \quad (2)$$

где h_1 — первоначальная высота, м; h_2 — величина отскока, м;

В настоящее время применительно к быстрходным поршневым компрессорным ступеням коэффициент отскока рекомендуется принимать примерно равным 0,3 для металлических клапанов и 0,6 — для клапанов с эластомерными элементами [3, 4].

Указанное выше существенное отличие режима работы и основных размеров ступеней тихоходных поршневых агрегатов может отразиться и на таких динамических факторах, как отскок и скорости посадки запорного органа. Анализ экспериментальных диаграмм движения запорного органа клапанов таких агрегатов позволит выявить особенности его динамики.

Объект исследования

Объектом экспериментального исследования является ступень длинноходового тихоходного поршневого компрессора без подачи смазки в проточную часть с самодействующими клапанами, в состав которых входят эластомерные элементы. Экспериментальная ступень выполнена с диаметром цилиндра — 0,05 м и ходом поршня — 0,5 м; внешнее охлаждение цилиндра — водяное, температура воды — 290 К; сжимаемые газы — воздух; температура всасываемого газа — 290 К, давление всасывания — 0,1 МПа, давление нагнетания — до 1,0 МПа. Конструктивные параметры клапанов: самодействующие, тарельчатые, с металлическими и эластомерными элементами, диаметр проходного сечения в седле — 0,0025 м; высота подъёма запорного органа — 0,006...0,010 м. Заметим, что рабочая высота подъёма в клапане составляет около 0,001 м; завышенные величины использованы с целью форсирования динамических нагрузок в клапане.

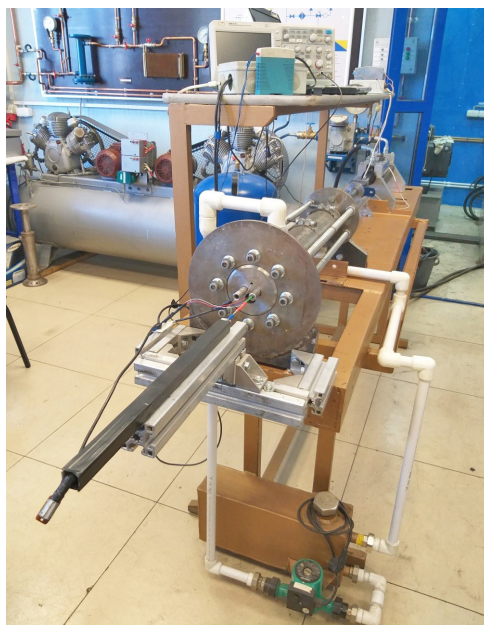


Рис. 2. Общий вид экспериментального стенда
Fig. 2. General view of the experimental stand

Методика проведения экспериментальных исследований

На рис. 1 представлена схема экспериментального узла для получения диаграммы движения запорного органа клапана. Узел входит в состав экспериментального стенда для исследования поршневой тихоходной ступени (рис. 1) [1, 2].

Измерения осуществляются следующим образом: запорный орган 1 самодействующего клапана жестко закреплен с датчиком линейных перемещений 2 через жесткий стержень 3. Датчика линейных перемещений 2 подключен к усилителю сигнала 4. Далее сигнал поступает на осциллограф 5. На экране осциллографа 5 фиксируется электрический сигнал в мВ в зависимости от времени (мс).

Общий вид разработанного экспериментального стенда представлен на рис. 2.

Экспериментальная поршневая тихоходная ступень имеет систему охлаждения и линейный гидравлический привод. При выходе поршневой ступени на режим с фиксированным временем цикла и давлением нагнетания на осциллографе снимаются диаграммы движения запорного органа. На оси ординат изображается перемещение запорного органа клапана, а по оси абсцисс текущее время. Выполненная ранее тарировка перемещения запорного органа клапана в зависимости от выдаваемого напряжения датчиком линейных перемещений позволяет по графику линии открытия и закрытия клапана определять скорости посадки на седло и удара об ограничитель подъема. Для измерения быстроизменяющегося давления газа в рабочей камере ступени использовались кремниевые датчики давления типа Д16 [11]. Измерение перемещения пластины клапана осуществлялось с помощью линейного потенциометрического датчика положения типа LF2S24N5KB6A. Погрешность прибора —

2%. Погрешность измерения линейных перемещений — 3,3%.

Определим приборную погрешность при измерении перемещения запорного органа клапана [12–16]:

$$\delta_0 = \sqrt{\delta_I^2 + \delta_L^2 + \delta_t^2}, \quad (3)$$

где δ_I — погрешность осциллографа, определяемая погрешностью прибора, 3%.

$$\delta_0 = \sqrt{3^2 + 3,3^2 + 2^2} = 4,89\%.$$

Экспериментальные исследования проведены для различных величин высоты подъема запорного органа и различных давлений нагнетания.

Результаты экспериментов

На рис. 3–5 представлены примеры экспериментальных диаграмм движения запорного органа на самодействующего клапана с эластомерным элементом.

На представленных диаграммах левая наклонная линия соответствует процессу открытия клапана, далее горизонтальная линия характеризует состояние, в котором клапан полностью открыт. Правая наклонная линия характеризует процесс закрытия клапана. Причём в большинстве полученных диаграмм процесс открытия характеризуется более крутой линией, чем процесс закрытия, что соответствует известным данным по превышению скорости в процессе открытия над скоростью в процессе закрытия клапана [3]. В процессе полного открытия клапана (горизонтальная линия) даже с учётом помех видно, что отскоки запорного органа от ограничителя подъема (левая часть горизонтальной линии) и от седла (правая часть, после наклонной кривой) не наблюдаются или пренебрежимо малы.

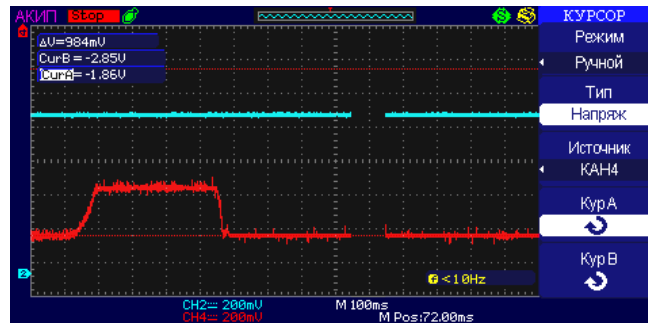


Рис. 3. Диаграмма движения запорного органа клапана:
 $P_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$, $P_{н} = 0,5 \text{ МПа}$, $\tau = 4 \text{ с}$, $h = 10 \text{ мм}$
 Fig. 3. Diagram of motion of the valve body:
 $P_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$, $P_{н} = 0,5 \text{ МПа}$, $\tau = 4 \text{ с}$, $h = 10 \text{ мм}$

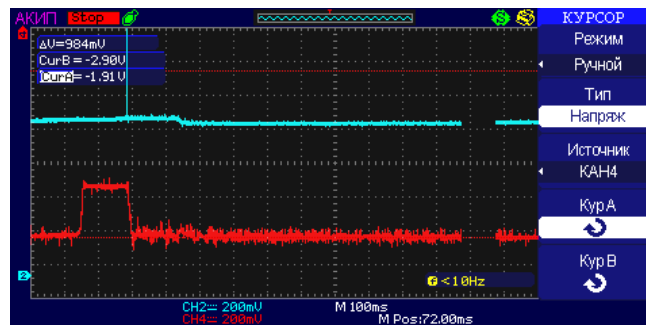


Рис. 4. Диаграмма движения запорного органа клапана:
 $P_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$, $P_{н} = 0,5 \text{ МПа}$, $\tau = 2 \text{ с}$, $h = 10 \text{ мм}$
 Fig. 4. Diagram of motion of the valve body:
 $P_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$, $P_{н} = 0,5 \text{ МПа}$, $\tau = 2 \text{ с}$, $h = 10 \text{ мм}$

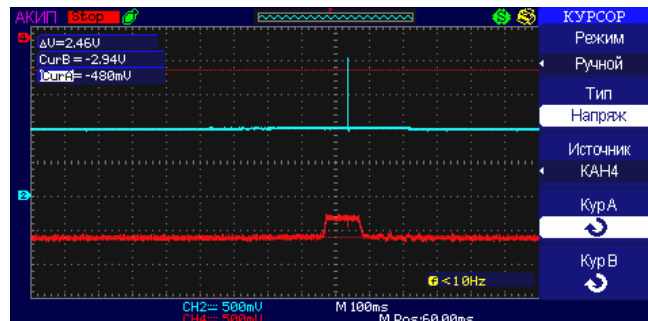


Рис. 5. Диаграмма движения запорного органа клапана:
 $P_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$, $P_{н} = 1 \text{ МПа}$, $\tau = 2 \text{ с}$, $h = 6 \text{ мм}$
 Fig. 5. Diagram of motion of the valve body:
 $P_{вс} = 0,1 \text{ МПа}$, $P_{н} = 1 \text{ МПа}$, $\tau = 2 \text{ с}$, $h = 6 \text{ мм}$

Данный результат позволяет предположить, что кинетическая энергия запорного органа достаточно мала и может гаситься эластомерными элементами клапана.

Обсуждение экспериментов

Полученные результаты показали, что в данной конструкции клапана полностью отсутствуют отскоки запорного органа от седла и ограничителя подъема. То есть эластомерный элемент играет роль демпфирующего элемента. Этот результат имеет принципиальное значение при раз-

работке методик расчёта динамики рассматриваемого клапана, так как коэффициент отскока в таких случаях необходимо принимать равным нулю. Кроме этого, по экспериментальным диаграммам движения были определены скорости посадки запорного органа на седло и скорость удара об ограничитель подъема. Так, для времени цикла 4 с эти скорости близки по значению и находятся в диапазоне 0,08...0,1 м/с. Для времени цикла 2 с скорости увеличиваются до значений 0,4...0,5 м/с. Данные параметры времени цикла 2...4 с характеризуют эффективный диапазон работы тихоходной компрессорной ступени [6].

Даже для принятых в эксперименте завышенных величин высоты подъёма запорного органа клапана эти скорости существенно (в некоторых случаях на порядок) ниже скоростей посадки запорного органа на седло и удара об ограничитель подъёма в быстроходных компрессорах [3, 4].

Выводы и заключение

Таким образом, проведённые экспериментальные исследования диаграмм движения запорного органа позволили качественно определить отсутствие сколько-нибудь значимых отскоков пластины клапана от седла и ограничителя подъёма, что необходимо учесть при разработке методик расчёта динамики самодействующих клапанов тихоходных поршневых агрегатов. Также были определены скорости посадки пластины клапана на седло и в момент удара об ограничитель подъёма. Данные скорости на порядок меньше, чем для аналогичных режимов работы быстроходных компрессорных ступеней, и не превышают 0,05...0,6 м/с, что позволяет ставить задачи по повышению ресурса таких клапанов.

Список источников

1. Yusha V. L., Busarov S. S., Goshlya R. Yu. [et al.]. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor // International Conference on Oil and Gas Engineering. 2016. Vol. 152. P. 297–302.
2. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Гошля Р. Ю. Экспериментальное исследование рабочих процессов тихоходных длинноходовых бесшмазочных поршневых компрессорных ступеней при высоких отношениях давлений нагнетания к давлению всасывания // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 2. С. 13–18. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18.
3. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3-е изд. М.: КолосС, 2000. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
4. Юша В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров. Новосибирск: Наука, 2006. 236 с. ISBN 5-02-023169-X.
5. 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 (7–8). P. 453–458. DOI: 10.1007/S10556-017-0362-2.
6. Бусаров С. С., Юша В. Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.
7. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Оценка взаимосвязи между законом перемещения поршня тихоходной длинноходовой ступени и характеристиками привода компрессорного агрегата // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 2. С. 11–15.

8. Кузнецов Л. Г., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И. Повышение герметичности поршневых компрессоров и детандеров // Холодильная техника. 1999. № 9. С. 24–25.
9. MacLaren J. F. T., Kerr S. V., Tramcheck A. B. Modelling of compressors and valves // Proceedings Institute of Refrigeration. London, 1975.
10. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел: моногр. / пер. с англ. М. С. Лужиной, О. В. Лужина. М.: Стройиздат, 1965. 448 с.
11. Федяков Е. М., Колтаков В. К., Богдатыев Е. Е. Измерение переменных давлений. М.: Изд-во стандартов, 1982. 216 с.
12. Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений. М.: Наука, 1970. 104 с.
13. Зайдель А. Н. Погрешности измерения физических величин. Л.: Наука, 1985. 112 с.
14. Грановский В. С., Сирая Т. Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с. ISBN 5-283-04480-7.
15. Зайдель А. Н. Элементарные оценки ошибок измерений. 3-е изд., испр. и доп. Л.: Наука, 1968. 96 с.
16. Cochran W. G. Errors of Measurement in Statistics // Technometrics. 1968. Vol. 10, no. 4. P. 637–666. DOI: 10.2307/1267450.

БУСАРОВ Игорь Сергеевич, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 5775-5330

AuthorID (SCOPUS): 57191038188

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология»; декан нефтехимического института.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: habr86@mail.ru

Для цитирования

Бусаров И. С., Юша В. Л., Бусаров С. С. Экспериментальное определение коэффициента отскока пластины клапана с эластомерными элементами в поршневой тихоходной компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 2. С. 104–110. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-104-110.

Статья поступила в редакцию 25.04.2020 г.

© И. С. Бусаров, В. Л. Юша, С. С. Бусаров

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF REBOUND COEFFICIENT OF VALVE PLATE WITH ELASTOMERIC ELEMENTS IN PISTON LOW-SPEED COMPRESSOR STAGE

I. S. Busarov, V. L. Yusha, S. S. Busarov

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

Experimental studies of dynamics of the locking element of self-acting valve with elastomeric elements of slow-moving long-stroke stages makes it possible for the first time to obtain a diagram of motion of the valve plate for the compressor units under consideration. The main principal result of the dynamic analysis of the valve is the absence of rebounds from the seat and the lift limiter during motion of the locking element. The data obtained in the future can be used to develop and verify the methodology for calculating such valves.

Keywords: slow-speed long-stroke stage, self-acting valves, valve motion diagram, experimental studies.

References

1. Yusha V. L., Busarov S. S., Goshlya R. Yu. [et al.]. The experimental research of the thermal conditions in slow speed stage of air reciprocating compressor // International Conference on Oil and Gas Engineering. 2016. Vol. 152. P. 297–302. (In Engl.).
2. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Goshlya R. Yu. Eksperimental'noye issledovaniye rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazozhnykh porshnevnykh kompressornykh stupeney pri vysokikh otноsheniyakh davleniy nagnetaniya k davleniyu vsasyvaniya [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. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 2. P. 13–18. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18. (In Russ.).
3. 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, 2000. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
4. Yusha V. L. Sistemy okhlazhdeniya i gazoraspredeleniya ob'yemnykh kompressorov [Cooling and gas distribution systems of volume compressors]. Novosibirsk, 2006. 236 p. ISBN 5-02-023169-X. (In Russ.).
5. 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 (7–8). P. 453–458. DOI: 10.1007/S10556-017-0362-2. (In Engl.).
6. Busarov S. S., Yusha V. L. Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifikirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages] // Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. *St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. (In Russ.).
7. Busarov S. S., Nedovenchany A. V. Otsenka vzaimosvyazi mezhdu zakonom peremeshcheniya porshnya tikhokhodnoy dlinnokhodovoy stupeni i kharakteristikami privoda kompressornogo agregata [Evaluation of leakage of self-acting valves with elastomeric structural elements and its influence on the working process of slow-speed piston compressor stages] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Kompessornaya Tekhnika i Pnevmatika*. 2018. No. 2. P. 11–15. (In Russ.).

8. Kuznetsov L. G., Molodova Yu. I., Prilutskiy A. I. Povysheniye germetichnosti porshnevnykh kompressorov i detanderov [Improving the tightness of reciprocating compressors and expanders] // *Kholodil'naya tekhnika. Kholodil'naya Tekhnika*. 1999. No. 9. P. 24–25. (In Russ.).
9. MacLaren J. F. T., Kerr S. V., Tramcheck A. B. Modelling of compressors and valves // *Proceedings Institute of Refrigeration*. London, 1975. (In Engl.).
10. Goldsmith W. Udar. Teoriya i fizicheskiye svoystva soudaryayemykh tel [Impact. Theory and physical properties of colliding bodies] / trans. from Engl. M. S. Luzhina, O. V. Luzhin. Moscow, 1965. 448 p. (In Russ.).
11. Fedyakov E. M., Koltakov V. K., Bogdatiyev E. E. Izmereniye peremennykh davleniy [Measurement of variable pressures]. Moscow, 1982. 216 p. (In Russ.).
12. Kassandrova O. N., Lebedev V. V. Obrabotka rezul'tatov nablyudeniya [Processing of observation results]. Moscow, 1970. 104 p. (In Russ.).
13. Seidel A. N. Pogreshnosti izmereniya fizicheskikh velichin [Errors of physical quantities measurement]. Leningrad, 1985. 112 p. (In Russ.).
14. Granovskiy V. S., Siraya T. N. Metody obrabotki eksperimental'nykh dannykh pri izmereniyakh [Methods of processing experimental data during measurements]. Leningrad, 1990. 288 p. ISBN 5-283-04480-7. (In Russ.).
15. Seidel A. N. Elementarnyye otsenki oshibok izmereniy [Elementary estimates of measurement errors]. 3rd ed. Leningrad, 1968. 96 p. (In Russ.).
16. Cochran W. G. Errors of Measurement in Statistics // *Technometrics*. 1968. Vol. 10, no. 4. P. 637–666. DOI: 10.2307/1267450. (In Engl.).

BUSAROV Igor Sergeyevich, Assistant of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 5775-5330

AuthorID (SCOPUS): 57191038188

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, head of department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Dean of Petrochemical Department.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Address for correspondence: habr86@mail.ru

For citations

Busarov I. S., Yusha V. L., Busarov S. S. Experimental determination of rebound coefficient of valve plate with elastomeric elements in piston low-speed compressor stage // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 104–110. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-104-110.

Received April 25, 2020.

© I. S. Busarov, V. L. Yusha, S. S. Busarov