

# АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ЗАКОНА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОРШНЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ОДНОСТУПЕНЧАТОГО УГЛЕКИСЛОТНОГО КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА

И. П. Аистов, С. С. Бусаров, И. С. Бусаров,  
А. А. Капелюховская, А. А. Галкова

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

Представленные в работе результаты показали, что реализация процесса сжатия диоксида углерода в бесшмазочной тихоходной ступени поршневого компрессора с интенсивным внешним охлаждением позволяет повысить холодильный коэффициент и улучшить массогабаритные характеристики теплообменного и компрессорного оборудования пароконденсационных холодильных машин. Поэтому применение тихоходных длинноходовых компрессорных агрегатов в холодильных установках является весьма перспективным направлением их развития. К тому же исследование вопросов обеспечения требуемых энергетических характеристик одноступенчатых компрессорных агрегатов с линейным гидроприводом за счёт синтезирования закона движения линейного гидропривода, поршень которого жёстко связан с поршнем компрессорной ступени на примере такого холодильного агента, как  $\text{CO}_2$ , позволит улучшить параметры холодильной машины и дополнительно уменьшить массогабаритные параметры компрессорного агрегата.

**Ключевые слова:** холодильные агенты, закон движения, линейный гидропривод, тихоходный длинноходовой компрессорный агрегат, рабочий процесс поршневых тихоходных длинноходовых ступеней, массогабаритные параметры.

## Введение

В условиях повышенных требований к энергоэффективности и экологической безопасности пароконденсационных холодильных машин прослеживается тенденция к применению природных рабочих веществ, например, диоксида углерода ( $\text{R744}$ ) [1–4].

Основные недостатки диоксида углерода — низкая критическая температура и высокие давления в области рабочих температур. Однако высокое давление определяет и особенности  $\text{CO}_2$  по сравнению с другими хладагентами [5]:

1. Холодопроизводительность компрессора при заданной его объёмной производительности при работе на диоксиде углерода выше вследствие высокой плотности газа.

2. Падение давления в испарителях слабо влияет на изменения температуры кипения, так как кривая фазового перехода у  $\text{CO}_2$  оказывается более крутой по сравнению с другими хладагентами. Это позволяет увеличить массовый расход хладагента через испаритель и тем самым повысить эффективность теплоотдачи.

Однако работа в области высоких давлений (более 7 МПа) приводит к необходимости перехода на многоступенчатое сжатие  $\text{CO}_2$ .

Известно, что снижение политропы сжатия  $n_{сж}$  при интенсифицированном охлаждении процесса имеет перспективы снижения массогабаритных показателей холодильной машины [1, 3]. В отдельных случаях применение в компрессорных агрегатах бесшмазочных длинно-

ходовых поршневых ступеней с продолжительным рабочим циклом и интенсивным внешним охлаждением позволяет обеспечить низкие температуры нагнетания даже при сравнительно высоких степенях повышения давления  $\epsilon$  [6–8].

## Постановка задачи

Проводимые в настоящее время исследования рабочих процессов компрессорных агрегатов [9], в состав которых входят тихоходные длинноходовые поршневые ступени, показали, что существенное изменение газовой силы в одной ступени сжатия (в 100 раз и более) приводит к значительно меняющейся нагрузке на приводной двигатель [10–12]. Уменьшение пиковой нагрузки за счёт обеспечения эффективного закона движения выходного звена в таких агрегатах приводит к уменьшению массогабаритных параметров приводного двигателя и всей компрессорной установки. Влияние же закона движения поршня на рабочий процесс холодильного компрессора при этом требует детального исследования.

## Теория

При разработке методики расчёта тихоходного компрессорного агрегата с линейным приводом приняты следующие допущения:

— волновые процессы в трубопроводах пренебрежимо малы; силы вязкого и сухого трения в гидроэлементах постоянны и малы; отсутствует

кавитация; жидкость несжимаема; не учитываются переходные процессы в шестеренчатом насосе на режимах регулирования [12];

— газовая среда непрерывна и однородна; моделируемые процессы обратимы, равновесны и квазистатичны; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным и квазистационарным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры [7, 8].

Обобщённая расчётная схема и уравнения, входящие в методику расчёта поршневого длинноходового тихоходного компрессорного агрегата подробно описаны в работах [7].

Уравнения, описывающие работу компрессорного агрегата с гидравлическим приводом [11, 12]:

— уравнение движения:

$$M \cdot \ddot{x}_j = (p_{Ж,j,A} \cdot S_A - p_{Ж,j,B} \cdot S_B) - (P_{Г,j} \cdot S_D - P'_Г \cdot S_C) - F_{Тр,j}, \quad (1)$$

— уравнение мощности:

$$N_j = M \cdot \ddot{x}_j \cdot \dot{x}_j, \quad (2)$$

— мгновенная мощность обеспечиваемая приводом:

$$N_j = \frac{\Delta p_{H,j} \cdot Q_{Ж,j}}{\eta_j}, \quad (3)$$

где в выражениях (1–3)  $x$  — координата перемещения поршня, м;  $M$  — масса поступательно движущихся частей агрегата (поршня гидроцилиндра, поршня поршневой ступени, штока), кг;  $p_{Ж,j,A(B)}$  — давление жидкости в соответствующей полости гидроцилиндра, Па;  $P_{Г,j}$  — давление сжимаемого газа в тихоходной ступени, Па;  $P'_Г$  — давление атмосферного воздуха, Па;  $F_{Тр,j}$  — сила трения, Н;  $S_{A(B,C,D)}$  — рабочие площади поршней, м<sup>2</sup>;  $N_j$  — мгновенная мощность гидравлического привода, Вт;  $\eta_j$  — КПД гидравлического привода;  $\Delta p_{H,j}$  — перепад давления на насосе, Па;  $Q_{Ж,j}$  — мгновенная подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $j$  — индекс расчётного шага.

Условия однозначности: время цикла — 2 с, диаметр цилиндра — 0,05 м; ход поршня — 0,5 и давление нагнетания 8,7 МПа.

### Результаты экспериментов

Учитывая уравнения (1)–(3) и тот факт, что КПД гидропривода является функцией расхода и давления [13], можно рассчитать законы движения поршня путём изменения производительности насоса гидропривода за время рабочего цикла. При этом возможна и целесообразна ре-

ализация такого рационального закона перемещения исполнительного органа гидропривода и поршня ступени, при котором будет минимизирована амплитуда мгновенной мощности привода агрегата. При этом, учитывая реальные процессы в гидроприводе и участки разгона и торможения выходного звена, выражение

$$\text{для мгновенной мощности — } N_j = \frac{\Delta p_{H,j} \cdot Q_{Ж,j}}{\eta_j} \neq$$

$\neq const$ . Видно, что мгновенная мощность является комбинацией входящих в уравнение параметров: перепад давления на насосе обеспечивается давлением в рабочей камере ступени [14], а расход жидкости и КПД насоса определяются по напорно-расходной характеристике [13]. Принимая во внимание, что расход жидкости связан со скоростью перемещения поршня через площадь, можно получить рациональный закон движения поршня при минимизации амплитуды колебаний мгновенной мощности привода [15].

Сравнивая рациональный закон движения с базовым, который предполагает постоянную скорость поршня, получаем изменение мгновенной мощности привода определяемой по формуле (3) (рис. 1).

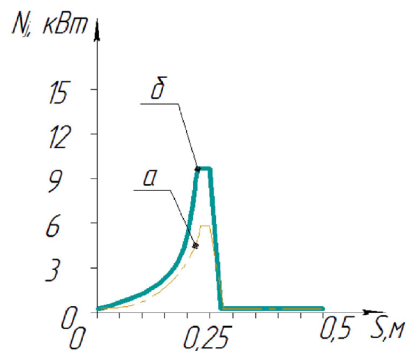
Полученные результаты (рис. 1) показали, что за счёт обеспечения требуемого изменения производительности насоса в течение рабочего цикла возможна минимизация амплитуды мгновенной мощности привода компрессорного агрегата (теоретически амплитуда может быть равна нулю). При этом установочная мощность приводного двигателя может быть существенно снижена. Видно, что пиковая мощность снижается в 1,5–2 раза при реализации эффективного закона движения поршня. Соответственно, при замене приводного двигателя на менее мощный может быть снижена масса компрессорного агрегата на 30% при организации закона движения поршня, близкого к идеальному по сравнению с режимом с постоянной скоростью поршня.

Эффективность работы холодильной компрессорной ступени может существенно зависеть от времени цикла. Рассмотрим влияние законов движения поршня на работу компрессорной ступени при сжатии CO<sub>2</sub>. Как видно из представленных результатов (рис. 2–4), закон движения поршня может существенно повлиять как на температуру нагнетаемого газа, так и на эффективность рабочего процесса. Это объясняется изменением интенсивности процессов теплообмена от газа к поверхностям рабочей камеры и процессов течения газа через неплотности рабочей камеры (зазоры в уплотнении цилиндропоршневой группы и зазоры в закрытых клапанах).

Из рис. 2 видно, что снижение температуры при законе движения, обеспечивающее минимальные колебания мгновенной мощности привода для CO<sub>2</sub>, может составлять 10–20 К.

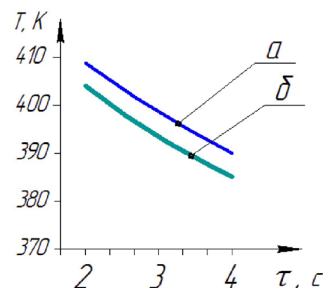
### Обсуждение экспериментов

Полученные результаты показали, что при организации рационального закона движения поршня эффективность рабочего процесса возрастает за счёт роста интегральных характери-



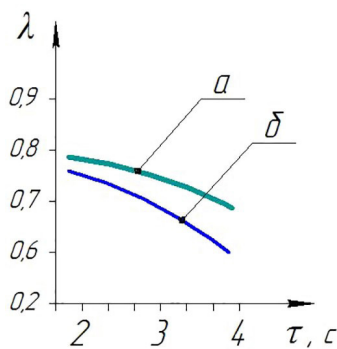
**Рис. 1.** Влияние закона движения поршня на величину мгновенной мощности:  
 а — движение с постоянной по модулю скоростью;  
 б — рациональный закон движения, обеспечивающий минимизацию колебаний мгновенной мощности привода

**Fig. 1.** The influence of the piston law of motion on the value of instantaneous power:  
 а — movement with a constant modulus of speed;  
 б — a rational law of motion that minimizes fluctuations in the instantaneous drive power



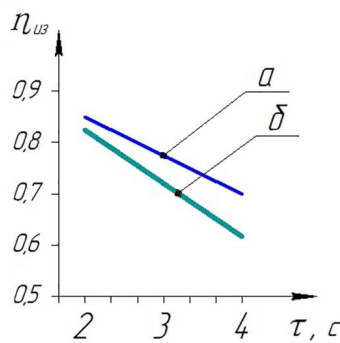
**Рис. 2.** Влияние времени рабочего цикла и закона движения поршня на температуру нагнетания:  
 а — движение с постоянной по модулю скоростью; б — рациональный закон движения, обеспечивающий минимизацию колебаний мгновенной мощности привода

**Fig. 2.** The influence of the working cycle time and the law of piston motion on the discharge temperature:  
 а — motion with a constant modulus of speed;  
 б — a rational law of motion that minimizes fluctuations in the instantaneous drive power



**Рис. 3.** Влияние времени рабочего цикла и закона движения поршня на величину коэффициента подачи:  
 а — рациональный закон движения, обеспечивающий минимизацию колебаний мгновенной мощности привода;  
 б — движение с постоянной по модулю скоростью

**Fig. 3.** The influence of the duty cycle time and the piston motion law on the value of the feed coefficient:  
 а — a rational law of motion that minimizes fluctuations in the instantaneous drive power;  
 б — motion with a constant modulus of speed



**Рис. 4.** Влияние времени рабочего цикла и закона движения поршня на величину изотермического КПД:  
 а — рациональный закон движения, обеспечивающий минимизацию колебаний мгновенной мощности привода;  
 б — движение с постоянной по модулю скоростью

**Fig. 4.** The influence of the working cycle time and the piston motion law on the value of isothermal efficiency:  
 а — a rational law of motion that minimizes fluctuations in the instantaneous drive power;  
 б — motion with a constant modulus of speed

стик агрегата. Так, на рис. 3 представлены зависимости коэффициента подачи от времени цикла при постоянной скорости движения поршня и при организации рационального закона. Видно, что коэффициент подачи и в том и в другом случае падает с увеличением времени цикла, что обусловлено ростом утечек через неплотности рабочей камеры, однако утечки при рациональном законе движения меньше (кривая а), поскольку предполагаемый закон движения позволяет при неизменном времени цикла обеспечить скорость поршня таким образом, что это приведёт к минимизации времени движения с наименьшей скоростью.

То же самое касается и изотермического индикаторного КПД (см. рис. 4). Получение режима работы поршневой ступени с большей производительностью ведёт к увеличению КПД.

Повышение коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД для  $\text{CO}_2$  лежит в диапазоне 5–10%.

### Выводы и заключение

Таким образом, представленные результаты подтверждают актуальность задачи организации эффективных законов движения поршня применительно к холодильным компрессорным агрега-

там с линейным приводом на базе тихоходных длинноходовых ступеней. Эффективный закон движения поршня, полученный для гидравлического привода позволяет улучшить эффективность рабочего процесса: так, для CO<sub>2</sub> при заданных условиях работы снижение температуры нагнетания составляет 10–20 К, а повышение коэффициента подачи и изотермического КПД может достигать 10%.

Уменьшение пиковой мощности при этом в 1,5–2 раза позволяет снизить массу компрессора до 30%.

Необходимо отметить, что снижение температуры нагнетания после сжатия в компрессоре позволит уменьшить нагрузку на конденсатор и, соответственно, снизить его массогабаритные показатели. Это является направлением дальнейшего исследования и совершенствования холодильных машин на базе тихоходных компрессорных агрегатов.

#### Список источников

1. Кошкин Н. Н., Пекарев В. И. Теоретический анализ эффективности цикла при сжатии пара по пограничной линии // Исследования по термодинамике. М.: Наука, 1973. С. 187–190.

2. Пекарев В. И., Матвеев А. А. Математическая модель винтового маслозаполненного компрессора с впрыскиванием жидкого рабочего вещества // Вестник Международной академии холода. 2013. № 3. С. 11–13.

3. Пекарев В. И. Влияние различных факторов на эффективность винтового компрессора при впрыскивании жидкости // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. № 2. С. 1–7.

4. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И. [и др.]. Холодильные машины / под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. 941 с. ISBN 5-7325-0792-2.

5. Компания Danfoss: Программное обеспечение Coolselector@2. URL: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.ru/knowledge-center/software/coolselector/#/> (дата обращения: 10.05.2017).

6. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., доп. М.: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

7. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Громов А. Ю., 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.

8. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Сажин Б. С., Громов А. Ю. Анализ температурного состояния интенсивно охлаждаемой длинноходовой тихоходной ступени поршневого компрессора // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 9. С. 11–13.

9. 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.

10. 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.

11. Юша В. Л., 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.

12. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V. Analysis of the operating cycle efficiency of the long-stroke slow stage under the changing ratio of the piston forward and backward stroke time // AIP Conference Proceedings. 2017. 030057. 2018. P. 030057-1–030057-6. DOI: 10.1063/1.5051919.

13. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. [и др.]. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. 4-е изд., стер. М.: Издат. дом Альянс, 2010. 423 с.

14. Юша В. Л., Бусаров С. С., Сухов Е. В. Оценка эффективности пароконденсационных холодильных машинах с квазиизотермическим сжатием природных хладагентов // Казахстан-холод 2018: сб. докл. VIII Междунар. науч.-техн. конф. Алматы: Изд-во АТУ, 2018. С. 210–215.

15. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Силков М. В. Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2019. № 11. С. 26–35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35.

**АИСТОВ Игорь Петрович**, доктор технических наук, профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

SPIN-код: 9150-8613

ORCID: 0000-0003-4069-0811

AuthorID (SCOPUS): 57191040902

ResearcherID: B-7033-2019

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

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

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

SPIN-код: 5775-5330

AuthorID (SCOPUS): 57191038188

**КАПЕЛЮХОВСКАЯ Александра Александровна**, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология».

**ГАЛКОВА Анастасия Александровна**, магистрант гр. Хм-191 факультета элитного образования и магистратуры.

Адрес для переписки: habr86@mail.ru

#### Для цитирования

Аистов И. П., Бусаров С. С., Бусаров И. С., Капелюховская А. А., Галкова А. А. Анализ влияния закона перемещения поршня на характеристики рабочего процесса одноступенчатого углекислотного компрессорного агрегата // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-9-14.

Статья поступила в редакцию 25.12.2019 г.

© И. П. Аистов, С. С. Бусаров, И. С. Бусаров, А. А. Капелюховская, А. А. Галкова

# ANALYSIS OF INFLUENCE OF PISTON MOTION LAW ON CHARACTERISTICS OF WORKING PROCESS OF SINGLE-STAGE CARBON DIOXIDE COMPRESSOR UNIT

I. P. Aistov, S. S. Busarov, I. S. Busarov,  
A. A. Kapelyukhovskaya, A. A. Galkova

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

The results presented in the work shows that the implementation of the carbon dioxide compression process in an oil-free low-speed stage of a reciprocating compressor with intensive external cooling can increase the refrigeration coefficient and improve the weight and size characteristics of the heat exchange and compressor equipment of vapor compression refrigeration machines. Therefore, the use of low-speed long-stroke compressor units in refrigeration units is a very promising direction of their development. In addition, the study of the issues of ensuring the required energy characteristics of single-stage compressor units with a linear hydraulic drive due to the synthesis of the linear hydraulic drive law, the piston of which is rigidly connected to the compressor stage piston using an example of such a refrigerant as CO<sub>2</sub>, will improve the parameters of the refrigeration machine and further reduce the overall dimensions of the compressor unit.

**Keywords:** refrigerants, the law of motion, linear hydraulic drive, low-speed long-stroke compressor unit, the working process of piston low-speed long-stroke stages, weight and size parameters.

## References

1. Koshkin N. N., Pekarev V. I. Teoreticheskiy analiz effektivnosti tsikla pri szhatii para po pogranichnoy linii [Theoretical analysis of the effectiveness of the cycle in the compression of steam along the boundary line] // Issledovaniya po termodinamike [Studies in thermodynamics]. Moscow, 1973. P. 187–190. (In Russ.).

2. Pekarev V. I., Matveyev A. A. Matematicheskaya model' vintovogo maslozapolnennogo kompressora s vpryskivaniyem zhidkogo rabocheho veshchestva [Mathematical model of an oil-flooded rotary screw compressor with injection of working substance] // Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2013. No. 3. P. 11–13. (In Russ.).

3. Pekarev V. I. Vliyaniye razlichnykh faktorov na effektivnost' vintovogo kompressora pri vpryskivanii zhidkosti [The influence of various factors on the efficiency of screw compressor with liquid injection] // Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya «Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovaniye». *Scientific Journal NRU ITMO. Series «Refrigeration and Air Conditioning»*. 2014. No. 2. P. 1–7. (In Russ.).

4. Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigerating Machines] // Ed. L. S. Timofeyevskiy. St. Petersburg, 2006. 941 p. ISBN 5-7325-0792-2. (In Russ.).

5. Kompaniya Danfoss: Programmnoye obespecheniye Coolselector@2 [Danfoss: Coolselector@2Software]. URL: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.ru/knowledge-center/software/coolselector/#/> (accessed: 10.05.2017). (In Russ.).

6. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. Tom 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).

7. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Gromov A. Yu., Busarov I. S., Titov D. S. Matematicheskoye modelirovaniye protsessov teploobmena v rabochey kamere tikhokhodnoy stupeni porshnevoogo kompressora [Mathematical modeling of processes of heat exchange in the working chamber of low-speed reciprocating compressors stage] // *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2016. No. 6. P. 6–10. (In Russ.).

8. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Sazhin B. S., Gromov A. Yu. Analiz temperaturnogo sostoyaniya intensivno okhlazhdayemoy dlinnokhodovoy tikhokhodnoy stupeni porshnevoogo kompressora [Comparative analysis of heat state of intensely chilled long-stroke low-speed stage of piston compressor] // *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Khimicheskoye i Neftegazovoye Mashinostroyeniye*. 2016. No. 9. P. 11–13. (In Russ.).

9. Busarov S. S., Yusha V. L. Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh 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. Yestestvennyye 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.).

10. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Goshlya R. Yu. Eksperimental'noye issledovaniye rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazochnykh porshnevnykh kompressornykh stupeney pri vysokikh otnosheniyakh davleniy nagnetaniya k davleniyu vsasyvaniya [Experimental study of working processes of low-speed longstroke lubrication free piston compressor stages at high

discharge pressure to suction pressures] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-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.).

11. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. Otsenka vzaimosvyazi mezhdru zakonom peremeshcheniya porshnya tikhokhodnoy dlinnokhodovoy stupeni i kharakteristikami pivoda 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. Compressors and Pneumatics*. 2018. No. 2. P. 11–15. (In Russ.).

12. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. Analysis of the operating cycle efficiency of the long-stroke slow stage under the changing ratio of the piston forward and backward stroke time // *AIP Conference Proceedings*. 2017. 030057. 2018. P. 030057-1–030057-6. DOI: 10.1063/1.5051919. (In Engl.).

13. Bashta T. M., Rudnev S. S., Nekrasov B. B. [et al.]. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]*. 4th ed. Moscow, 2010. 423 p. (In Russ.).

14. Yusha V. L., Busarov S. S., Sukhov Ye. V. Otsenka effektivnosti parokompressionnykh kholodil'nykh mashin s kvaziizotermicheskimi szhatiyem prirodnykh khladagentov [Evaluation of the effectiveness of steam compression refrigeration machines with quasi-isothermal compression of natural refrigerants] // *Kazakhstan-kholod 2018. Kazakhstan-kholod 2018*. Almaty, 2018. P. 210–215. (In Russ.).

15. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Silkov M. V. Analiz vliyaniya zakona regulirovaniya lineynogo gidroprivoda na energeticheskiye i dinamicheskiye kharakteristiki odnostupenchatogo kompressornogo agregata [An Analysis of the Influence of the Linear Hydraulic Drive Regulation Law on the Energy and Dynamic Characteristics of a Single-Stage Compressor Unit] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 2019. No. 11. P. 26–35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35. (In Russ.).

**AISTOV Igor Petrovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

SPIN-code: 9150-8613

ORCID: 0000-0003-4069-0811

AuthorID (SCOPUS): 57191040902

ResearcherID: B-7033-2019

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

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

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

SPIN-code: 5775-5330

AuthorID (SCOPUS): 57191038188

**KAPELYUKHOVSKAYA Alexandra Alexandrovna**, Assistant of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department.

**GALKOVA Anastasiya Alexandrovna**, Undergraduate gr. Khm-191, Elite Education and Magistracy Department.

Address for correspondence: habr86@mail.ru

#### For citations

Aistov I. P., Busarov S. S., Busarov I. S., Kapelyukhovskaya A. A., Galkova A. A. Analysis of influence of piston motion law on characteristics of working process of single-stage carbon dioxide compressor unit // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 1. P. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-9-14.

Received December 25, 2019.

© I. P. Aistov, S. S. Busarov, I. S. Busarov, A. A. Kapelyukhovskaya, A. A. Galkova