

УДК 621.574

Возможность замены двухступенчатых холодильных компрессоров тихоходными

Канд. техн. наук С. С. БУСАРОВ¹, канд. техн. наук А. В. НЕДОВЕНЧАНЬИ,
А. А. КАПЕЛЮХОВСКАЯ

Омский государственный технический университет

¹E-mail: bssi1980@mail.ru

В работе рассмотрена проблема совершенствования холодильных машин с двухступенчатым сжатием за счет осуществления замены двухступенчатого компрессора на одноступенчатый тихоходный. Тихоходные компрессоры имеют рабочий процесс сжатия, при котором показатель эквивалентной политропы близок к единице. Соответственно температура в конце сжатия позволяет не переходить на многоступенчатое сжатие при отношении давлений 100 и более. Известны данные по моделированию рабочего процесса хладагента R744, поэтому именно он был выбран в качестве рабочего тела для исследований. Теоретические исследования показали, что применение тихоходных компрессоров позволит снизить потребляемую мощность до 25 %, повысить холодильный коэффициент на 30 % и при этом значительно упростить схему холодильной машины с выигрышем по массогабаритным показателям до 20 %.

Ключевые слова: тихоходный компрессор, конденсация в рабочей камере, рабочий процесс, критическое давление, критическая температура, холодильная машина, конденсатор, математическая модель, холодильный коэффициент, массогабаритные характеристики.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 08.02.2024, одобрена после рецензирования 18.03.2024, принята к печати 28.03.2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35.

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Возможность замены двухступенчатых холодильных компрессоров тихоходными. // Вестник Международной академии холода. 2024. № 2. С. 30–35. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35.

Possibility of replacing two-stage refrigeration compressors with low-speed ones

Ph. D. S. S. BUSAROV¹, Ph. D. A. V. NEDOVENCHANY,

A. A. KAPELYUKHOVSKAYA

Omsk State Technical University

¹E-mail: bssi1980@mail.ru

The paper examines the problem of improving refrigeration machines with two-stage compression by replacing a two-stage compressor with a single-stage low-speed one. Low-speed compressors have a compression operating process in which the equivalent polytropic index is close to unit. Accordingly, the temperature at the end of compression allows not to switch to multi-stage compression at a pressure ratio of 100 or more. The data on modeling the working process of R744 refrigerant are known, so it was chosen as the working fluid for the research. Theoretical studies have shown that the use of low-speed compressors allows to reduce power consumption by up to 25 %, to increase the refrigeration coefficient by 30 %, and at the same time to simplify significantly the design of the refrigeration machine with a gain in weight and size indicators of up to 20 %.

Keywords: low-speed compressor, condensation in the working chamber, working process, critical pressure, critical temperature, refrigeration machine, condenser, mathematical model, coefficient of performance, weight and size characteristics.

Article info:

Received 08/02/2024, approved after reviewing 18/03/2024, accepted 28/03/2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35.

Article in Russian

For citation:

Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kapeluxovskaya A. A. Possibility of replacing two-stage refrigeration compressors with low-speed ones. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 4. p. 30-35. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35

Введение

В холодильной технике нередко возникает необходимость получение температур в диапазоне $-40 \dots -60 \text{ }^\circ\text{C}$. Такие температуры не удается получить в холодильных машинах с одноступенчатым поршневым компрессором [1]–[3]. Причиной этого является повышенное отношение давления конденсации к давлению кипения хладагента (p_k/p_0), которое традиционного для холодильных машин ограничивается значением 8 [4].

Использование поршневых машин при повышенном отношении давления нагнетания к давлению всасывания в теории поршневых компрессоров имеет свои диапазоны, основанные на общепринятых факторах, приводящих к переходу на многоступенчатое сжатие. Самым значимым из этих факторов (причин) является рост температуры при повышении давления. Значение максимальной температуры ограничивается требованиями безопасности, обеспечивающими отсутствие возгорания масла и деформации деталей рабочей камеры. Вторым по значимости является снижение производительности, связанное с наличием вредного пространства в поршневом компрессоре. Третьим фактором является рост поршневых усилий, что приводит к переразмерности механизма движения. Четвертым фактором является возможность снижения индикаторной работы при реализации двухступенчатого сжатия. И пятым, из наиболее значимых факторов, является снижение индикаторного КПД. Все эти вопросы решаются при реализации последовательного сжатия в одной ступени, охлаждении сжатого газа и сжатия до конечного давления во второй ступени, диаметр которого меньше диаметра первой ступени, что приводит к равенству поршневых усилий в первом и втором ряду [5, 6].

Проблемы, возникающие при сжатии хладагентов при $p_k/p_0 > 8$, решаются использованием тихоходных длинноходовых компрессоров [7]–[9]. Особенность работы таких компрессоров подробно изложено в работах [10, 11], хочется отметить лишь, то, что в конструкции минимизировано влияние мертвого объема за счет удлиненной формы цилиндра и увеличено время цикла до нескольких секунд, это позволяет получать степень повышения давления, превышающую 100...120.

Для анализа за основу возьмем известную схему двухступенчатой холодильной машины с двукратным дросселированием рис. 1.

Использование тихоходного компрессора позволит при тех же условиях реализовать схему одноступенчатого сжатия рис. 2.

Предварительный анализ установок, представленных на рис. 1, 2 позволяет говорить о значительном упрощении схемы с использованием тихоходного компрессора с возможностью значительного уменьшения конденсатора или его исключения из схемы.

Цели и задачи исследования

Ранее были получены данные по протеканию рабочего процесса в камере тихоходного компрессора с рабочим телом R744 [12]. Данное рабочее тело будет использовано в проводимых исследованиях.

Диоксид углерода (R744) широко применяется в пищевой промышленности для заморозки продуктов [13],

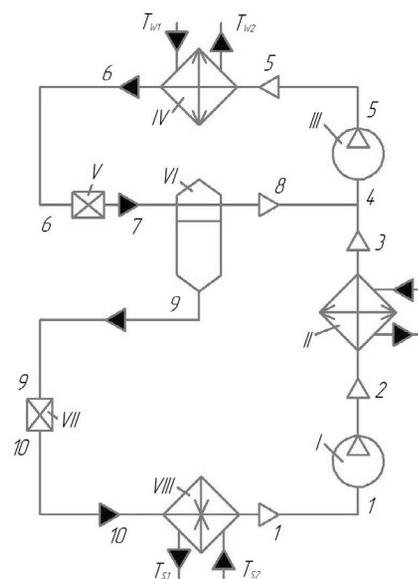


Рис. 1. Схема двухступенчатой холодильной установки с двукратным дросселированием: 1–2 — сжатие в первой ступени; 2–3 — промежуточное охлаждение; 4–5 — сжатие во второй ступени; 5–6 — конденсация; 6–7 — дросселирование; 9–10 — дросселирование; 10–1 — испарение

Fig. 1. Diagram of a two-stage refrigeration unit with double throttling: 1–2 — compression in the first stage; 2–3 — intermediate cooling; 4–5 — compression in the second stage; 5–6 — condensation; 6–7 — throttling; 9–10 — throttling; 10–1 — evaporation

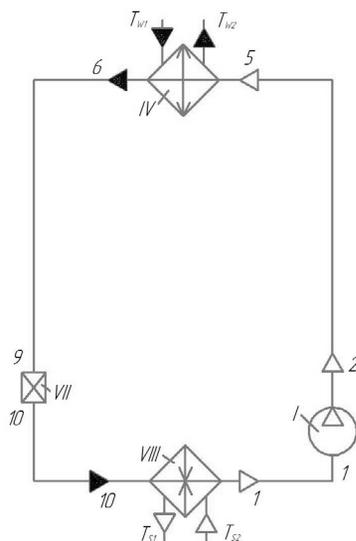


Рис. 2. Схема холодильной установки с тихоходным компрессором: 1–2 — сжатие; 5–6 — конденсация; 9–10 — дросселирование; 10–1 — испарение

Fig. 2. Diagram of a refrigeration unit with a low-speed compressor: 1–2 — compression; 5–6 — condensation; 9–10 — throttling; 10–1 — evaporation

экологически безопасен и имеет низкую критическую температуру, совместим практически со всеми конструкционными материалами, но не может конденсироваться при температурах выше $31 \text{ }^\circ\text{C}$.

Целью работы является анализ возможности замены двухступенчатых холодильных машин на одноступенчатые с применением тихоходного компрессора.

Задачи, которые необходимо решить для достижения цели.

1. Проанализировать схемы двухступенчатого и одноступенчатого (с тихоходным компрессором) холодильных циклов.

2. Используя модель работы тихоходного компрессора на хладагенте R744 доказать возможность замены.

3. Проанализировать рабочие процессы компрессоров и на основании выполненного анализа показать энергетическую эффективность применения тихоходного компрессора в холодильных машинах.

Объект исследования и методика расчета

Рассматриваемый тихоходный компрессор является герметичным безсмазочным. Рабочая камера с диаметром 0,05 м и ходом поршня 0,5 м, время рабочего процесса 2–4 с.

Ступень имеет внешне охлаждение парами хладагента. Начальные условия: температура всасывания $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (223 К); давление всасывания 0,5 МПа, степень повышения давления равна 12. Хладагент — R744.

Главное уравнение, осуществляющее взаимосвязь между основными процессам, происходящими в рабочей камере является уравнение первого закона термодинамики. Определим изменение внутренней энергии системы [14, 15]:

$$dU = dA \pm dQ \pm (dm \cdot i), \quad (1)$$

где dA — работа, совершаемая хладагентом или работа совершаемая над хладагентом, Дж; dQ — теплота, отданная от газа или переданная ему от стенок рабочей камеры, Дж; комплекс $dm \cdot i$ — характеризует энергию, поступающую или удаляемую из системы потоками газа (произведение массы газа на его удельную энтальпию), Дж.

Необходимо отметить, что здесь и далее уравнения записаны для некоторого малого промежутка времени, где входящие в уравнения величины имеют неизменное значение на этом промежутке времени.

$$dA = P_{\Gamma} dV, \quad (2)$$

где P_{Γ} — давление газа, Па; dV — изменение объема (произведение площади поршня на его скорость движения), м³.

Давление хладагента определяется из уравнения состояния:

$$P_{\Gamma} = \frac{z(P) \cdot m \cdot R \cdot T_{\Gamma}}{V_{\Gamma}}, \quad (3)$$

где m — текущая масса рабочего тела в системе, кг; $z(P)$ — функция изменения коэффициент сжимаемости рассматриваемого рабочего тела; R — газовая постоянная, Дж/К; V_{Γ} — объем газа, м³; T_{Γ} — температура, есть функция энергии системы U , К.

$$T_{\Gamma} = \frac{U}{m \cdot C_v}, \quad (4)$$

где C_v — удельная массовая теплоемкость в изохорном процессе, Дж/(кг·К).

$$dQ = \alpha_{\text{ср}} (T_{\Gamma} - T_{\text{ст}}) f, \quad (5)$$

где $\alpha_{\text{ср}}$ — коэффициент теплоотдачи, определяемый экспериментально для каждого из исследуемых рабочих тел, Вт/(м²·К); $T_{\text{ст}}$ — температура стенки, К; f — площадь теплообмена, м².

$$dm = \alpha \cdot \varepsilon A \sqrt{2\rho \Delta P}, \quad (6)$$

где α — коэффициент расхода; A — площадь истечения, м²; ΔP — перепад давления, Па; ρ — плотность, определяемая из уравнения состояния, кг/м³.

Уравнение (6) используется для определения массовых потоков как через клапаны (открытые или частично открытые), тогда в значение площади A входит переменная высота подъема пластины клапана (h) и для определения массовых потоков через неплотности. В случае вычисления массовых потоков через зазоры клапанов используются величины условных зазоров, полученные экспериментально. При определении утечек через цилиндропоршневое уплотнение площадь A является произведением периметра цилиндропоршневого уплотнения на величину условного зазора в цилиндропоршневом уплотнении.

Для определения координаты запорного органа (h) решается следующее уравнение:

$$m_{\text{пл}} \ddot{h} = \vec{F}_{\Gamma} + \vec{F}_{\text{пр}} + \vec{F}_{\text{тр}} + \vec{G} + \vec{F}_{\text{эл}}, \quad (7)$$

где F_{Γ} — суммарная сила, действующая на пластину со стороны газа, Н; $F_{\text{пр}}$ — сила упругости пружины, Н; $F_{\text{тр}}$ — сила трения газа, Н; $F_{\text{эл}}$ — сила упругости эластомерного элемента; G — вес запорного органа.

Упрощающие допущения, принятые для создания данной методики расчета, соответствуют общепринятым для данного класса математических моделей [16].

Результаты исследований

Рассмотрим затраты индикаторной работы на сжатие при использовании двухступенчатой схемы и одноступенчатой схемы с тихоходным компрессором. Учтем, что по известной методике коэффициент политропы сжатия для тихоходного компрессора определяется по данным работы [17]. На рис. 3, 4 представлены индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора.

Анализ представленных графиков позволяет говорить об уменьшении индикаторной работы сжатия при использовании тихоходного компрессора. Линия 1 соответствует сжатию в двухступенчатой машине, линия 2 — сжатию в тихоходной одноступенчатой. При этом заштрихованная площадь пропорциональна уменьшению работы сжатия. Видно, что линия сжатия тихоходного компрессора расположена левее по отношению к линии сжатия двухступенчатого компрессора, то есть сжатие происходит в тихоходном компрессоре в квазиизотермическом режиме. Эквивалентный показатель политропы при этом примерно равен 1,1. Для режима с временем цикла 4 с снижение потребляемой мощности примерно на 25 %, по отношению к двухступенчатому сжатию, а для времени цикла 2 с — около 20 %.

Если посмотреть на температуру нагнетания при сжатии в тихоходном компрессоре она не превышает для выбранных режимов работы 10 °С. Это говорит о том, что в схеме теряет смысл установки теплообмен-

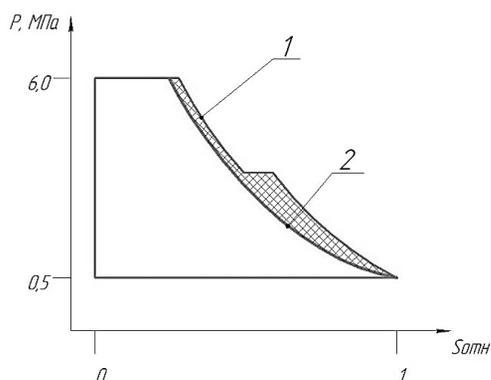


Рис. 3. Индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора (время цикла 2 с)

Fig. 3. Indicator diagrams of two-stage compression and single-stage one using a low-speed compressor (cycle time is 2 s)

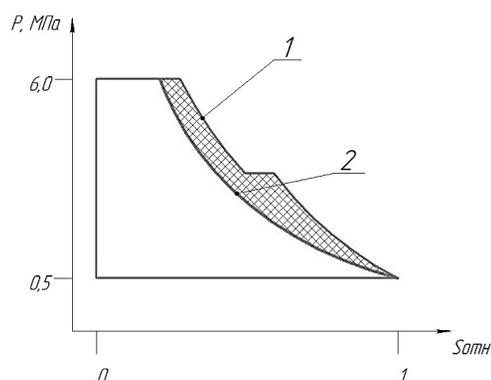


Рис. 4. Индикаторные диаграммы двухступенчатого сжатия и одноступенчатого с применением тихоходного компрессора (время цикла 4 с)

Fig. 4. Indicator diagrams of two-stage compression and single-stage one using a low-speed compressor (cycle time is 4 s)

ника — конденсатора. Предлагаемая схема имеет вид, представленный на рис. 5.

Таким образом исключение из схемы конденсатора позволяет наряду с повышением эффективности холодильной машины (холодильный коэффициент повышается на 25...30%) снизить массогабаритные показатели холодильной машины на 20 %.

Выводы

Проведенные теоретические исследования показали возможность замены двухступенчатых холодильных машин на одноступенчатые с применением тихоходных компрессоров. Низкий показатель политропы сжатия в тихоходных машинах позволяет реализовать сжатие, близкое к изотермическому. Благодаря этому температура в конце сжатия значительно ниже, что позволяет применять одноступенчатые машины до степеней сжатия 100 и выше. Применение такой схемы позволяет повысить холодильный коэффициент на 25...30%. При этом отсутствует необходимость установки теплообменника-конденсатора, что позволяет снизить массу и габариты всей установки на 20 %. Как видно из полученных результатов возможно получение жидкой фазы хладагента в рабочей камере компрессора. Для тихоходных компрессоров на-

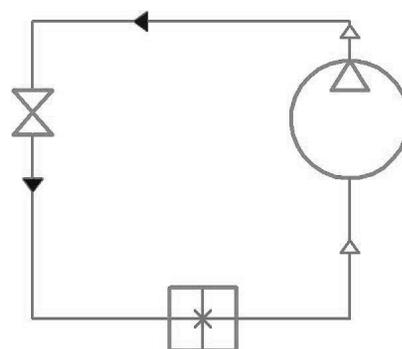


Рис. 5. Схема холодильной машины с тихоходным компрессором после проведения расчета

Fig. 5. Diagram of a refrigeration machine with a low-speed compressor after the calculations have been made

личие жидкости не страшно и не вызывает гидравлических ударов. Однако изучение процесса конденсации рабочего тела в компрессоре требует дополнительных исследований и должно быть подтверждено экспериментально, чему и будет посвящена дальнейшая работа авторов данной статьи.

Литература

1. Строммен И., Бредесен А. М. и др. Холодильные установки, кондиционеры и тепловые насосы для XXI века // Холодильный бизнес. 2000. № 5. С. 8–10.
2. Воронов В. А., Леонов В. П., Розеноер Т. М. Двухступенчатый холодильный цикл с детандером да диоксиде углерода. // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. № 1 (13). DOI: 10.18698/2308-6033-2013-1-595
3. 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.
4. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский; Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. 944 с.

References

1. Strommen I., Bredesen A. M. et al. Refrigeration units, air conditioners and heat pumps for the XXI century. *Refrigeration business*. 2000. No. 5. pp. 8–10. (in Russian)
2. Voronov V. A., Leonov V. P., Rosenoer T. M. Two-stage refrigeration cycle with a carbon dioxide expander. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2013. no 1 (13). DOI: 10.18698/2308-6033-2013-1-595. (in Russian)
3. Koshkin N. N., Pekarev V. I. Theoretical analysis of cycle efficiency during vapor compression along the boundary line. *Studies in thermodynamics*. M.: Nauka, 1973. pp. 187–190. (in Russian)
4. Refrigerating machines: A textbook for students of higher education institutions specializing in «Low temperature engineering and physics» / A. V. Baranenko, N. N. Bukharin, V. I. Pekarev, L. S. Timofeevsky; Under the general editorship of L. S. Timofeevsky. St. Petersburg, Polytechnic, 2006. 944 p. (in Russian)

5. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.
6. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. 3-е изд., доп. М.: КолосС, 2006. 456 с.
7. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Обоснование возможности конденсации газов в бесмасляных тихоходных холодильных компрессорах // Холодильная техника. 2023. Т. 112. № 1. С. 21–27. DOI: 10.17816/RF513731.
8. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Моделирование рабочих процессов в тихоходных поршневых компрессорах компактных холодильных установок // Вестник Международной академии холода. 2023. № 4. С. 22–27. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-22-27.
9. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С. Обоснование возможности сжижения газов в бесмасляных тихоходных холодильных компрессорах // Компрессорная техника и пневматика. 2023. № 2. С. 19–23.
10. Юша В. Л., Бусаров С. С. 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.
11. Бусаров С. С. Оценка эффективности пароконденсационных холодильных машин с квазиизотермическим сжатием природных хладагентов / Бусаров С. С., Юша В. Л., Сухов Е. В. // КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2018: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. Алматы: АТУ, 2018. С. 210–215.
12. Busarov S. S., Yusha V. L., Nedovenchanyi A. V. 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 (4). Iss. 7–8. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1.
13. Бараненко А. В., Калюнов В. С., Эглит А. Я. Холодоснабжение пищевых производств: Учебное пособие. СПб.: СПбГУНиПТ, 2001. 69 с.
14. Пекарев В. И., Матвеев А. А. Математическая модель винтового маслозаполненного компрессора с впрыскиванием жидкого рабочего вещества // Вестник Международной академии холода. 2013. № 3.
15. Пекарев В. И. Влияние различных факторов на эффективность винтового компрессора при впрыскивании жидкости // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. № 2.
16. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and petroleum engineering. 2015. Vol. 51, Issue 3–4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.
17. Юша В. Л., Бусаров С. С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4. № 1. С. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22.
5. Frenkel M. I. Reciprocating compressors. Theory, constructions and fundamentals of design. 3rd ed., reprint. and additional. L., Mechanical Engineering, 1969. 744 p. (in Russian)
6. Plastinin P. I. Reciprocating compressors. Volume 1. Theory and calculation. 3rd ed., additional. M., KolosS, 2006. 456 p. (in Russian)
7. Busarov S. S., Nedovenchanny A. V., Kapelyukhovskaya A. A. . Substantiation of the possibility of gas condensation in low-speed oil-free refrigerating compressors. *Refrigerating equipment*. 2023. Vol. 112. No. 1. PP. 21–27. DOI: 10.17816/RF513731. (in Russian)
8. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kapeluxovskaya A. A. Modeling of working processes in low-speed reciprocating compressors of compact refrigeration units. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 4. p. 22–27. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-4-22-27. (in Russian)
9. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kobylsky R. E., Busarov I. S. Substantiation of the possibility of liquefaction of gases in oil-free low-speed refrigerating compressors. *Compressor technology and pneumatics*. 2023. No. 2. pp. 19–23. (in Russian)
10. Yusha V. L., Busarov S. S. Prospects for the creation of low-consumption compressor units of medium and high pressure based on unified low-speed long-stroke stages. *Scientific and Technical bulletin of SPbPU. Natural and engineering sciences*. 2018. Vol. 24. No. 4. pp. 80–89. DOI: 10.18721/JEST. 24408. (in Russian)
11. Busarov S. S. Evaluation of the effectiveness of steam compression refrigerating machines with quasi-isothermal compression of natural refrigerants / Busarov S. S., Yusha V. L., Sukhov E. V. *KAZAKHSTAN-KHOLOD 2018: collection of dokl. international scientific and technical conf. Almaty: ATU, 2018. pp. 210–215. (in Russian)*
12. Busarov S. S., Yusha V. L., Nedovenchanyi A. V. 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 (4). Iss. 7–8. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1.
13. Baranenko A. V., Kalyunov V. S., Eglit A. Ya. Cold supply of food production: Textbook. St. Petersburg: SPBGUNiPT, 2001. 69 p. (in Russian)
14. Pekarev V. I., Matveev A. A. Mathematical model of a screw oil-filled compressor with injection of a liquid working substance. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2013. No 3. (in Russian)
15. Pekarev V. I. The influence of various factors on the efficiency of a screw compressor when injecting liquid. *Scientific Journal of ITMO Research Institute. The series «Refrigeration and air conditioning»*. 2014. No 2. (in Russian)
16. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors. *Chemical and petroleum engineering*. 2015. Vol. 51, Issue 3–4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.
17. Yusha V. L., Busarov S. S. Determination of polytropy indicators of schematized working processes of air piston low-speed long-stroke compressor stages. *Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation, rocket and energy engineering*. 2020. Vol. 4. No. 1. pp. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22. (in Russian)

Сведения об авторах

Бусаров Сергей Сергеевич

К. т. н., доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология», Омский государственный технический университет, 644050, Россия, г. Омск, пр. Мира, 11, bssi1980@mail.ru

Недовенчаный Алексей Васильевич

К. т. н., доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология», Омский государственный технический университет, 644050, Россия, г. Омск, пр. Мира, 11, lonewolf_rus88@mail.ru

Капелюховская Александра Александровна

Старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология», Омский государственный технический университет, 644050, Россия, г. Омск, пр. Мира, 11, shipunovaa@mail.ru

Information about authors

Busarov Sergey S.

Ph. D., Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Omsk State Technical University, 644050, Russia, Omsk, Mira pr., 11, bssi1980@mail.ru

Nedovenchany Aleksey V.

Ph. D., Associate Professor of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology Department, Omsk State Technical University, 644050, Russia, Omsk, Mira pr., 11, lonewolf_rus88@mail.ru

Kapelyukhovskaya Aleksandra A.

Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, 644050, Russia, Omsk, Mira pr., 11, shipunovaa@mail.ru



Статья доступна по лицензии

Creative Commons «Attribution-NonCommercial»

Требования к рукописям, представляемым в журнал «Вестник МАХ»

- В начале статьи, слева – УДК;
- После названия статьи – авторы с указанием места работы и контактной информации (e-mail);
- Аннотация должна быть полноценной и информативной, не содержать общих слов, отражать содержание статьи и результаты исследований, строго следовать структуре статьи. Рекомендуемый объем 150 – 200 слов на русском и английском языках. Ключевые слова – 5-7.
- **Статья должна быть структурирована:**
 - Во введении** необходимо представить содержательную постановку рассматриваемого вопроса, провести краткий анализ известных из научной литературы решений (со ссылками на источники), дать критику их недостатков, показать научную новизну и преимущество (особенности) предлагаемого подхода.
 - В основном тексте** статьи должна быть представлена строгая постановка решаемой задачи, изложены и обстоятельно разъяснены (доказаны) полученные утверждения и выводы, приведены результаты экспериментальных исследований или математического моделирования, иллюстрирующие сделанные утверждения. Основной текст статьи должен быть разбит на содержательные разделы.
- **В заключении (Выводы)** необходимо кратко сформулировать основные результаты, прокомментировать их и, если возможно, указать направления дальнейших исследований и области применения.
- статьи представляются набранными на компьютере в текстовом редакторе Word 97-2007 на одной стороне листа через 1,5 интервала, размер шрифта 14.
- объем статьи 15–20 страниц (формат А4, вертикальный, 210x297 мм), включая аннотацию, рисунки, литературу; поля: левое – 2 см, правое – 2 см, верхнее – 2 см, нижнее – 2 см;
- формулы и отдельные символы набираются с использованием редактора формул MathType (Microsoft Equation), **не вставлять формулы из пакетов MathCad и MathLab.**
- Список литературных источников должен быть оформлен по ГОСТу и содержать ссылки только на опубликованные работы. Самоцитирование не более 25%, список литературы должен содержать источники не старше 5 лет и включать в себя зарубежные публикации по данной тематике. Количество пристатейных ссылок не менее 15-20.

Данные об аффилировании авторов (author affiliation).

На отдельной странице предоставляются сведения об авторах на русском и английском языках: фамилия, имя, отчество полностью, ученая степень, должности основного места работы (учебы); наименование и почтовые адреса учреждений, в которых работают авторы, e-mail, ORCID; Scopus ID; РИНЦ ID

Статьи принимаются на магнитном носителе и в печатном экземпляре или высылаются на электронный адрес редакции vestnikmax@rambler.ru