

УДК 621.51

Особенности протекания рабочего процесса холодильного тихоходного компрессора с интенсивным охлаждением

Канд. техн. наук С. С. БУСАРОВ*, А. А. КАПЕЛЮХОВСКАЯ, Н. Г. СИНИЦИН
Омский государственный технический университет

*E-mail: bssi1980@mail.ru

В представленной работе рассмотрены особенности изменения мгновенных параметров сжимаемого хладагента (R134a) за время цикла, обусловленные конструктивными и режимными параметрами тихоходного компрессора. Авторами осуществлен численный расчет параметров работы тихоходного холодильного компрессора в указанных диапазонах рабочих параметров и в сравнении с быстроходной машиной при работе на фреоне R134a. Проведенные численные расчеты холодильной тихоходной ступени на хладагенте R134a позволили осуществить анализ рабочего процесса и получить интегральные характеристики — коэффициент подачи, индикаторный изотермический КПД, холодильный коэффициент. Показана перспектива применения тихоходных машин, как альтернативная замена одно и многоступенчатых быстроходных холодильных компрессоров.

Ключевые слова: поршневой холодильный компрессор, хладагент R134a, низкотемпературный режим, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическое моделирование, холодильный коэффициент.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 09.09.2024, одобрена после рецензирования 21.11.2024, принята к печати 28.11.2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-1-29-34

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Бусаров С. С., Капелюховская А. А., Синицин Н. Г. Особенности протекания рабочего процесса холодильного тихоходного компрессора с интенсивным охлаждением // Вестник Международной академии холода. 2025. № 1. С. 29–34.

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-1-29-34

Operating process of a refrigeration low-speed compressor with intensive cooling

Ph. D. S. S. BUSAROV*, A. A. KAPELYUKHOVSKAYA, N. G. SINITSYN

Omsk State Technical University

*E-mail: bssi1980@mail.ru

In the presented work the peculiarities of change of instantaneous parameters of the compressible refrigerant (R134a) during the cycle time, caused by design and mode parameters of the low-speed compressor, are considered. The authors carried out a numerical calculation of the operation parameters of a low-speed refrigeration compressor in the specified ranges of operating parameters and in comparison with a high-speed machine operating on R134a freon. The numerical calculations for the refrigerating low-speed stage on R134a refrigerant allowed to analyse the operating process and to obtain integral characteristics: volumetric efficiency, indicative isothermal efficiency, refrigerating coefficient. The prospects of application of low-speed machines as an alternative to single and multi-stage high-speed refrigeration compressors is shown.

Keywords: reciprocating refrigeration compressor, refrigerant R134a, low-temperature mode, low-speed long-stroke stage, operating processes, mathematical modelling, coefficient of performance.

Article info:

Received 09/09/2024, approved after reviewing 21/11/2024, accepted 28/11/2024

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-1-29-34

Article in Russian

For citation:

Busarov S. S., Kapelyukhovskaya A. A., Sinitsyn N. G. Operating process of a refrigeration low-speed compressor with intensive cooling. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2025. No 1. p. 29-34. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-1-29-34

Введение

Холодильные машины небольшой производительности, обычно это до 15 кВт, в основном используют в своем составе поршневые компрессоры. В современных условиях, когда в конце XX века, наряду с повышением эффективности надежности и долговечности холодильных машин, критично возросли требования по экологичности во многих странах пришлось отказаться от популярных и эффективных хладагентов, наносящих вред озоновому слою и приводящих к возникновению парникового эффекта. К таким хладагентам относится R12, широко применяемый в бытовых холодильниках. В настоящее время эффективной альтернативой R12 стал безопасный хладагент R134a. Данный хладагент нашел широкое применение в среднетемпературных холодильных установках имея хорошие показатели эффективности и благоприятно влияя на конструкционные материалы, в том числе и уплотнения [1]–[7].

Современные исследования, связанные с повышением эффективности холодильных машин связаны с попытками внедрения тихоходных поршневых холодильных машин взамен существующих одно и многоступенчатых поршневых компрессоров [8]–[13]. В предлагаемом типе компрессора значительное влияние на рабочий процесс оказывает режим охлаждения самого компрессора, поскольку при времени цикла, составляющего несколько секунд, удается отвести значительное количество теплоты и создать условия для таких газов как воздух и диоксид углерода с работой в «квазиизотермическом режиме». При этом эквивалентный показатель политропы сжатия нередко становится ниже значения 1,08.

Интерес в исследовании рабочего процесса тихоходного компрессора, охлаждаемого водой в составе холодильной установке связан со значительным изменением направления теплового потока от газа к стенке (в первой части сжатия будет осуществляться подогрев рабочего тела, а во второй охлаждение).

Таким образом, отсутствие данных по протеканию и эффективности рабочего процесса в тихоходном компрессоре при сжатии хладагента R134a с температурой на всасывании ниже нуля градусов обуславливает актуальность проводимого исследования.

Методика расчета

Схема для реализации математической модели, поясняющая все процессы, происходящие в контрольном объеме, представлена на рис. 1. Математическая модель основана на известной концепции с осредненными параметрами рабочего тела и моделью теплообмена с распределенными параметрами получила название комбинированной модели. Данная модель нашла свое применение в описании рабочего процесса тихоходных машин [14]. При сравнении результатов данной модели с экспериментальными данными расхождение получаемых параметров не превышает 12%. Модель позволяет изменять параметры рабочего тела, режимы работы и охлаждения, конструкцию компрессора данную модель можно адаптировать для любого газообразного тела.

Допущения и система расчетных уравнений подробно представлена в работе [14]:

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_{j,j}}{d\tau}, \tag{1}$$

$$P_j = \frac{\xi_j m_j R \cdot U_j}{V_j C_{v,j}}, \tag{2}$$

$$dQ_j = \alpha_{np} (T_j - T_{\Gamma}) F \cdot d\tau, \tag{3}$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}, \tag{4}$$

$$m_j = m_0 + \sum_I^j dm_j, \tag{5}$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j S_D \frac{dx}{dt^2}, \tag{6}$$

$$m_{пл} \frac{d^2 \bar{h}_j}{d\tau^2} = \bar{F}_{r,j} + \bar{F}_{np,j} + \bar{F}_{тр,j} + \bar{G} + \bar{F}_{эл,j}, \tag{7}$$

$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{p,j} f_j \sqrt{2\rho_j \Delta P_j} \cdot d\tau, \tag{8}$$

$$\frac{dm_{ут,к,л,j}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j (\pi D(h_j) \cdot \delta_p) \sqrt{2\rho_j \Delta P_j}, \tag{9}$$

$$\frac{dm_{ут,уп,л,j}}{d\phi} = \alpha_j \varepsilon_j (D_{п} \delta_p (P_j, S_j, \tau_j)) \sqrt{2\rho_j \Delta P_j}. \tag{10}$$

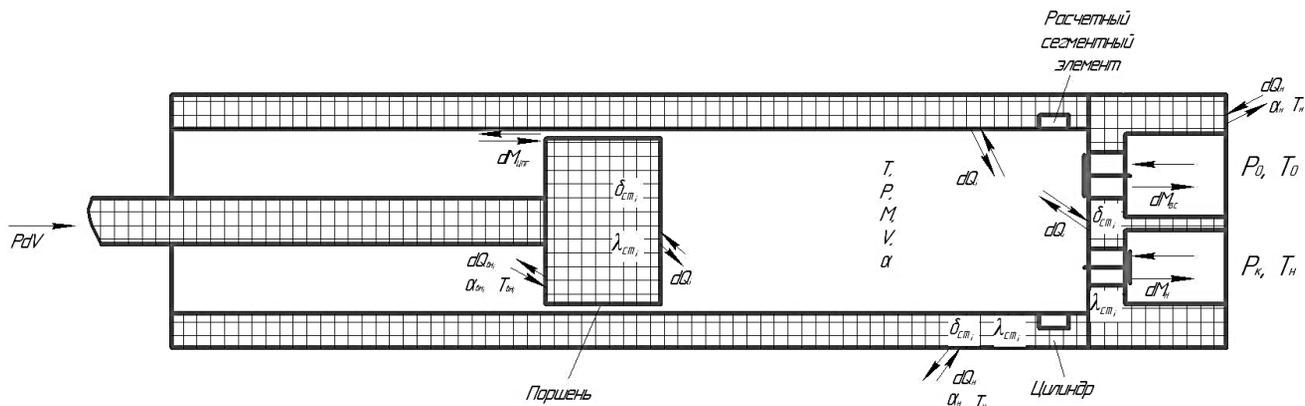


Рис. 1. Расчетная схема тихоходного холодильного компрессора
 Fig. 1. Design diagram of a low-speed refrigeration compressor

Обозначения компонентов системы расчетных уравнений: U_0 — начальное значение внутренней энергии газа, Дж; dU_j — изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, К; dL_j — работа, совершенная над газом или самим газом, Дж; dm_j — изменение массы газа в рабочей камере, кг; i_j — энтальпия газа, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/К·кг; ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объем газа, м³; C_{vj} — объемная теплоемкость газа, Дж/(м³·К); T_r — температура рабочего газа, К; T_j — температура поверхности, К; $\alpha_{пр}$ — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена и в общем случае зависящий от ее геометрии, режима течения, свойств и параметров рабочего тела; m_0 — начальная масса газа в рабочей камере, кг; m_j — текущая масса газа в рабочей камере, кг; α_j — коэффициент расхода; ϵ_j — коэффициент расширения газа; ΔP_j — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па; f_j — площадь проходного сечения в клапане, м²; ρ_j — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; $D_{ц}$ — диаметр цилиндра, м; α — коэффициент расхода для клапанов; f_j — площадь проходного сечения клапана на j -м промежутке dt , м²; F — площадь теплообмена, м²; $m_{пл}$ — масса запорного элемента клапана, кг; h_j — текущая координата подъема запорного органа, м; $F_{г,j}$ — газовая сила, Н; $F_{пр,j}$ — сила упругости пружины, Н; G — вес запорного элемента клапана, принимаем равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н; $F_{тр,j}$ — сила трения газа, Н; $F_{эл,j}$ — сила упругости эластомерного элемента, Н; $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$ условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Модель протекания рабочего процесса непрерывно связана с процессами тепло и массообмена. Теплообмен описывается законом Фурье и уравнением Ньютона — Рихмана, комбинация этих уравнений применяется в зависимости от положения расчётного элемента в сетке,

наложенной на конструкцию деталей, формирующих рабочую камеру. Процессы течения рабочего тела через неплотности в клапанах и цилиндропоршневом уплотнении описываются уравнением течения сжимаемой с жидкостью с использованием эмпирических зависимостей изменения эквивалентного зазора в них.

Расчеты проводились при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — R134a, материал деталей компрессорной ступени — сталь, внешняя охлаждающая среда — вода. Геометрические: диаметр цилиндра — 0,05 м, ход поршня — 0,5 м. Граничные: температура конденсации — 313К и 293 К, температура кипения — 263 К (−10 °С) ... 243 К (−30 °С), температура внешней охлаждающей среды — 293 К, время рабочего цикла — 2 с.

Результаты расчета и их анализ

На рис. 2–5 представлены результаты численного расчета параметров работы тихоходного холодильного компрессора в указанных диапазонах рабочих параметров и в сравнении с быстроходной машиной при работе на фреоне R134a.

На рис. 2 представлены мгновенные параметры рабочего тела в камере сжатия. Работа системы охлаждения наглядно видна для тихоходной машины. Интенсивный теплоотвод обеспечивает значительно более низкую температуру в тихоходной машине по сравнению с традиционной быстроходной. При охлаждении водой хорошо виден перегиб на графиках для тихоходной машины означающий переход от режима с подводом тепла к рабочему телу (показатель политропы при этом больше коэффициента адиабаты) к режиму с отводом тепла от рабочего тела (показатель политропы в этом случае ниже коэффициента адиабаты). Так же смещение линии сжатия влево для тихоходных машин означает уменьшение индикаторной мощности по сравнению

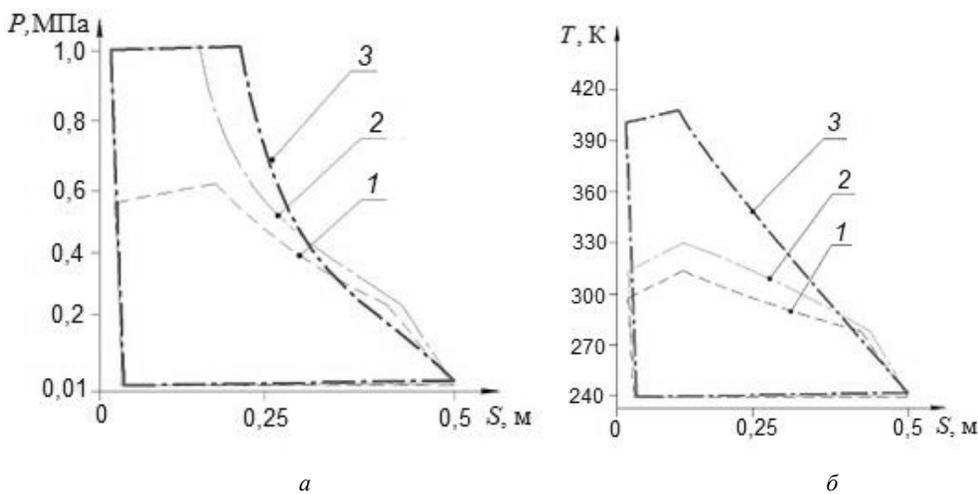


Рис. 2. Индикаторная (а) и температурная (б) диаграммы:
 1 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при $T_k = 20$ °С;
 2 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при $T_k = 40$ °С;
 3 — быстроходная ступень при $T_k = 40$ °С

Fig. 2. Indicator (a) and temperature (b) diagrams:
 1 — intensive cooling in the low-speed long-stroke stage at $T_k = 20$ °С;
 2 — intensive cooling in the low-speed long-stroke stage at $T_k = 40$ °С;
 3 — high-speed stage at $T_k = 40$ °С

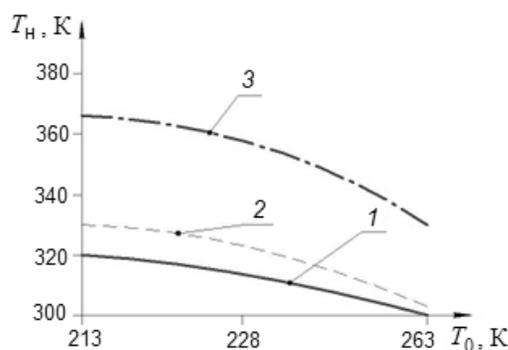


Рис. 3. Зависимость температуры нагнетания поршневого компрессора от температуры кипения рабочего тела:

- 1 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при $T_k = 20$ °C;
 2 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при $T_k = 40$ °C;
 3 — быстроходная ступень при $T_k = 40$ °C

Fig. 3. Dependence of discharge temperature of reciprocating compressor on boiling point of working body:

- 1 — intensive cooling in low-speed long-stroke stage at $T_k = 20$ °C;
 2 — intensive cooling in low-speed long-stroke stage at $T_k = 40$ °C;
 3 — high-speed stage at $T_k = 40$ °C

с адиабатными быстроходными ступенями сжатия примерно до 15...20%.

На рис. 3 представлены зависимости средней температуры нагнетания от температуры кипения R134a. Значительно низкие показатели для тихоходных машин по сравнению с адиабатным сжатием, характерным для быстроходных компрессоров, позволяет прогнозировать дальнейшее применение предлагаемых конструкций, как

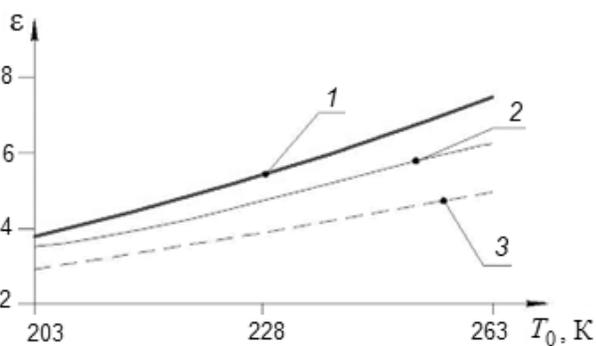


Рис. 5. Зависимость холодильного коэффициента от температуры кипения рабочего тела:

- 1 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при $T_k = 20$ °C;
 2 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при $T_k = 40$ °C;
 3 — быстроходная ступень при $T_k = 40$ °C

Fig. 5. Dependence of the refrigeration coefficient on the boiling point of the working body:

- 1 — intensive cooling in a low-speed long-stroke stage at $T_k = 20$ °C;
 2 — intensive cooling in a low-speed long-stroke stage at $T_k = 40$ °C;
 3 — high-speed stage at $T_k = 40$ °C

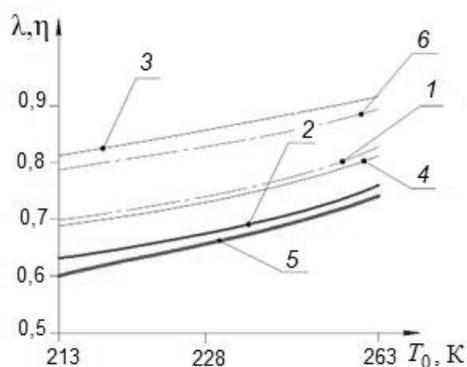


Рис. 4. Зависимость коэффициента подачи (1, 2, 3) и индикаторного изотермического КПД (4, 5, 6) от температуры кипения рабочего тела:

- 1, 4 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при $T_k = 20$ °C; 2, 5 — интенсивное охлаждение в тихоходной длинноходовой ступени при $T_k = 40$ °C;
 3, 6 — быстроходная ступень при $T_k = 40$ °C

Fig. 4. Dependence of volumetric coefficient (1, 2, 3) and indicator isothermal efficiency (4, 5, 6) on the boiling point of the working body:

- 1, 4 — intensive cooling in the low-speed long-stroke stage at $T_k = 20$ °C; 2, 5 — intensive cooling in the low-speed long-stroke stage at $T_k = 40$ °C; 3, 6 — high-speed stage at $T_k = 40$ °C

альтернативу многоступенчатым холодильным машинам в широком диапазоне температур и давлений.

Анализ эффективности рабочего процесса, отражаемый такими параметрами как коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД (рис. 4) показывает, что эти показатели находятся на достаточно высоком уровне и лишь немного уступают показателям быстроходных машин. Это объясняется интенсивным внешним теплоотводом за счет длительного времени цикла и низким значением относительной величины мертвого пространства [8].

На рис. 5 показано как изменяется холодильный коэффициент для тихоходных машин от температуры кипения, тоже показано и для быстроходных машин.

Значения холодильного коэффициента значительно выше у тихоходных машин, что обусловлено низким ростом температуры при указанных давлениях кипения и конденсации, меньшей индикаторной мощностью.

Представленные результаты говорят об эффективности применения тихоходных машин в холодильной технике, даже при охлаждении водой. Необходим анализ и оптимизация режимов охлаждения компрессорной ступени для получения максимальной эффективности конструкции.

Выводы и заключение

Проведенные численные расчеты холодильной тихоходной ступени на хладагенте R134a позволили осуществить анализ рабочего процесса и получить интегральные характеристики — коэффициент подачи, индикаторный изотермический КПД, холодильный коэффициент. Особенность рабочего процесса интенсивно охлаждаемого тихоходного компрессора при охлаждении водой заключается в изменении направлении теплового потока вначале сжатия от стенок к рабочему телу затем от рабочего тела к стенкам. При этом на графиках мгновенно

венных параметров отчетливо виден перегиб. Можно с большой точностью считать, что процесс сжатия в быстросходных машинах происходит по адиабате. Точка перегиба лежит на линии сжатия быстросходной машины и первая часть, расположенная правее говорит о процессе сжатия с показателем политропы превосходящим коэффициент адиабаты (нагрев газа), а линия левее точки перегиба говорит о протекании процесса с показателем политропы ниже, чем коэффициент адиабаты.

Литература

1. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки: Справочник. М.: Агропромиздат, 1989. 672 с.
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
3. Dutta A. K., Yanagisawa T., Fukuta M. A Study on Compression Characteristic of Wet Vapor Refrigerant // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 1996. 1112. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1112> (дата обращения: 14.05.2022).
4. Jiang S., Wang S., Jin X., Yu Y. The role of optimum intermediate pressure in the design of two-stage vapor compression systems: A further investigation. // International Journal of Refrigeration. 2016. Vol. 70. P. 57–70.
5. Теплофизические основы получения искусственного холода: Справочник. / Н. А. Бучко, А. А. Гоголин, Г. Н. Данилова и др. М.: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.
6. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ каскадных холодильных машин с R744 в верхнем каскаде // Холодильная техника и технология. 2016. 52 (1). С. 12–17.
7. Вельюханов В. Каскадные холодильные установки Фригодизайн // Империя холода. 2016. 52 (1). С. 17–19.
8. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng. 2015.07.333.
9. Юша В. Л., Бусаров С. С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22.
10. Юша В. Л., Бусаров С. С. Методика расчёта действительной производительности одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15.
11. Юша В. Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39.
12. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным приводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.

Интегральные характеристики сопоставимы со значениями одноимённых параметров для существующих холодильных компрессоров. При этом тихоходный компрессор может быть эффективной альтернативой многоступенчатых машин при использовании хладагентов высокого давления.

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-20010.

References

1. Zelikovskiy I. Kh., Kaplan L. G. Small refrigerating machines and installations: A reference book. Moscow: Agropromizdat, 1989. 672 p. (in Russian)
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
3. Dutta A. K., Yanagisawa T., Fukuta M. A Study on Compression Characteristic of Wet Vapor Refrigerant. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1996. 1112. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1112> (дата обращения: 14.05.2022).
4. Jiang S., Wang S., Jin X., Yu Y. The role of optimum intermediate pressure in the design of two-stage vapor compression systems: A further investigation. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 70. P. 57–70.
5. Thermophysical foundations of artificial cold production: A reference book / N. A. Buchko, A. A. Gogolin, G. N. Danilova et al. Moscow: Food Industry, 1980. 232 p. (in Russian)
6. Morozjuk L. I. Thermodynamic analysis of cascade refrigerating machines with R744 in the upper cascade. *Refrigeration and technology*. 2016. 52 (1). pp. 12–17. (in Russian)
7. Velyukhanov V. Cascade refrigeration Frigodesign. *Empire of cold*. 2016. 52 (1). pp. 17–19. (in Russian)
8. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyj A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors. *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng. 2015.07.333.
9. Yusha V. L., Busarov S. S. Determination of polytrope indicators of schematized operating processes of air piston low-speed long-stroke compressor stages. *Omsk Scientific Bulletin. Series: 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)
10. Yusha V. L., Busarov S. S. Methodology for calculating the actual performance of single-stage long-stroke reciprocating compressors. *Omsk Scientific Bulletin. Series: Aviation, rocket and energy engineering*. 2020. Vol. 4, No. 4. pp. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15. (in Russian)
11. Yusha V. L. Scientific and technological prerequisites for the improvement and industrial development of low-consumption compressor units based on long-stroke piston stages. *Omsk Scientific Bulletin. Series: Aviation, rocket and energy engineering*. 2022. Vol. 6, No. 3. pp. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. (in Russian)
12. Nedovenchanny A. V. Improving the energy and dynamic efficiency of a reciprocating low-flow single-stage compressor unit with linear drive: dis.... Candidate of Technical Sciences. Omsk, 2020. 232 p. (in Russian)

13. Бусаров С. С. Создание и совершенствование несмазываемых поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: автореф. дис. ... доктора техн. наук. Омск, 2023. 32 с.
14. Юша В. Л. Теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в холодильной технике и системах сжижения углеводородов // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 17–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24.
13. Busarov S. S. Creation and improvement of non-lubricated reciprocating compressors of medium and high pressure based on low-flow low-speed long-stroke stages: abstract of the dissertation... Doctor of Technical Sciences. Omsk, 2023. 32 p. (in Russian)
14. Yusha V. L. Theoretical assessment of the effectiveness of single-stage long-stroke reciprocating compressors in refrigeration and hydrocarbon liquefaction systems. Omsk Scientific Bulletin. Series: Aviation, rocket and energy engineering. 2024. Vol. 8, No. 1. pp. 17–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. (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. AuthorID (РИНЦ): 610336, AuthorID (SCOPUS): 51560987400

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. SPIN-код: 2410–8153, AuthorID: 684484

Синицын Никита Глебович

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

Information about authors

Busarov Sergey S.

Ph. D., Associate Professor of the Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, Omsk State Technical University, 644050, Russia, Omsk, Mira pr., 11, bssi1980@mail.ru. AuthorID (РИНЦ): 610336, AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Kapelyukhovskaya Aleksandra A.

Senior Lecturer of the Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, Omsk State Technical University, 644050, Russia, Omsk, Mira pr., 11, shipunovaa@mail.ru. SPIN-код: 2410–8153, AuthorID: 684484

Sinitsyn Nikita G.

Student of the Petrochemical Institute, Omsk State Technical University, 644050, Russia, Omsk, Mira pr., 11



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»



XVI Международная специализированная выставка

7 – 10 октября 2025 г.

Уникальный отраслевой проект, способствующий комплексному решению проблем энергетики в промышленности и ЖКХ, инфраструктурного развития территорий, энерго- и экологической безопасности, демонстрирующий научно-технические разработки и достижения в области энергосбережения, прогрессивные решения для энергетического сектора и современные эффективные технологии энергокомплекса.

Выставка «ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ И ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ. ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ» традиционно пройдет совместно с международными специализированными выставками «РОС-ГАЗ-ЭКСПО» и «КОТЛЫ И ГОРЕЛКИ». Тематики всех мероприятий логически дополняют друг друга.

Место проведения:

Санкт-Петербург, Петербургское шоссе, 64/1, КВЦ "Экспофорум"
Бесплатный трансферный автобус от станции метро "Московская"

Организатор выставки:

ООО "ФАРЭКСПО"

Подробная информация на сайте:

<https://energysaving-expo.ru/>