

УДК 621.51+621.56

Анализ энергоэффективности и температурных режимов холодильного одноступенчатого тихоходного длинноходового поршневого компрессора

Д-р техн. наук В. Л. ЮША, канд. техн. наук С. С. БУСАРОВ*,
канд. техн. наук А. В. НЕДОВЕНЧАНЫЙ
Омский государственный технический университет
*E-mail: bssi1980@mail.ru

Рассмотрены рабочие процессы и интегральные характеристики холодильного одноступенчатого поршневого длинноходового тихоходного компрессора в широком диапазоне температур кипения и конденсации аммиака. Представлена методика расчета действительного рабочего процесса ступени такого компрессора, учитывающая в том числе процессы нестационарной теплопроводности при комбинированном применении граничных условий 2-го и 3-го рода. В качестве интегральных показателей рассмотрены холодильный коэффициент и температура нагнетания. В качестве независимых параметров рассмотрены: температуры конденсации и кипения, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра. Выполнен сравнительный анализ эффективности рабочего процесса рассматриваемой ступени при температурах конденсации и кипения в диапазоне 293...343 К и 258...193 К соответственно для различной плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра. Исследована взаимосвязь плотности теплового потока, температуры конденсации и температуры кипения аммиака с интегральными характеристиками рассматриваемого компрессора. Показано, что при температурах кипения ниже 228 К энергоэффективность одноступенчатого тихоходного длинноходового холодильного компрессора может быть выше, чем у быстроходных двухступенчатых холодильных компрессоров.

Ключевые слова: поршневой холодильный компрессор, аммиак, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическое моделирование, холодильный коэффициент, температура нагнетания.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 27.12.2024, одобрена после рецензирования 15.05.2025, принята к печати 22.05.2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-3-49-57

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Анализ энергоэффективности и температурных режимов холодильного одноступенчатого тихоходного длинноходового поршневого компрессора. // Вестник Международной академии холода. 2025. № 3. С. 49–57. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-3-49-57

Energy efficiency and temperature conditions of a single-stage low-speed long-stroke reciprocating compressor

D. Sc. V. L. YUSHA, Ph. D. S. S. BUSAROV*, Ph. D. A. V. NEDOVENCHANY

Omsk State Technical University

*E-mail: bssi1980@mail.ru

The article concerns the working processes and integral characteristics of a single-stage piston long-stroke low-speed refrigeration compressor over a wide range of ammonia boiling and condensation temperatures. A method for calculating the actual working process of such a compressor stage is presented, which takes into account, among other things, the processes of unsteady heat conduction when combining boundary conditions of the 2nd and 3rd kind. The coefficient of performance and discharge temperature are considered as integral indicators. Condensation and boiling temperatures, and heat flux density on the outer surface of the cylinder are considered as independent parameters. A comparative analysis of the efficiency of the working process of the stage under consideration is performed at condensation and boiling temperatures in the range of 293...343 K and 258...193 K, respectively, for different heat flux density on the outer surface of the cylinder. The relationship between the heat flux density, condensation temperature and boiling temperature of ammonia with the integral characteristics of the compressor under consideration is investigated. It is shown that at boiling temperatures below 228 K, the energy efficiency of a single-stage, low-speed, long-stroke refrigeration compressor can be higher than that of high-speed, two-stage refrigeration compressors.

Keywords: reciprocating refrigeration compressor, ammonia, low-speed long-stroke stage, working processes, mathematical modeling, coefficient of performance, discharge temperature.

Article info:

Received 27/12/2024, approved after reviewing 15/05/2025, accepted 22/05/2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-3-49-57

Article in Russian

For citation:

Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. Energy efficiency and temperature conditions of a single-stage low-speed long-stroke reciprocating compressor. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2025. No 3. p. 49-57. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-3-49-57

Введение

Поршневые компрессоры являются наиболее распространенным типом компрессоров, применяемых в составе малых холодильных машин [1]–[6], в том числе на базе многоступенчатых и каскадных схем [7]–[11]. В этой связи представляет потенциальный интерес возможность применения в низкотемпературных системах малорасходных одноступенчатых поршневых тихоходных длинноходовых компрессоров (ДЛТПК) [12]–[15].

В этой связи важно отметить, что в холодильной технике для повышения энергоэффективности рабочих процессов компрессоров и снижения их теплонапряженности находят применение технологии, предусматривающие использование для этих целей части вырабатываемой холодопроизводительности. Так, например, разработаны технологии, при которых в рабочую камеру компрессора подается жидкая фракция хладагента (технология Controlled Injection Cooling (CIC)) или его паровая фаза (технология Enhanced Vapor Injection (EVI)) [16]–[26]. Технология CIC нашла применение в компрессорах BITZER и позволяет снизить тепловые нагрузки при повышении температуры конденсации. Технология

EVI применяется в компрессорах LG, Copeland, Mitsubishi Electric и других.

При работе ДЛТПК возможна реализация интенсивного внешнего охлаждения ступени как охлаждающей средой (воздух, вода), так и самим хладагентом. При этом сравнение теоретических холодильных циклов, реализуемых при одно- и двухступенчатом адиабатном сжатии, а также при одноступенчатом квазиизотермическом сжатии и в ДЛТПК при одинаковых температурах кипения и конденсации показывает, что энергоэффективность последнего существенно превышает энергоэффективность цикла при одноступенчатом адиабатном сжатии и может быть сопоставима с энергоэффективностью цикла при двухступенчатом адиабатном сжатии (рис. 1). Последнее подтверждается результатами предварительного теоретического анализа [13, 15].

С учетом простоты и технологичности одноступенчатой конструкции холодильного ДЛТПК, представляется актуальной задача определения диапазона режимных параметров, при которых энергоэффективность ДЛТПК выше или сравнима с энергоэффективностью быстроходного двухступенчатого поршневого компрессора.

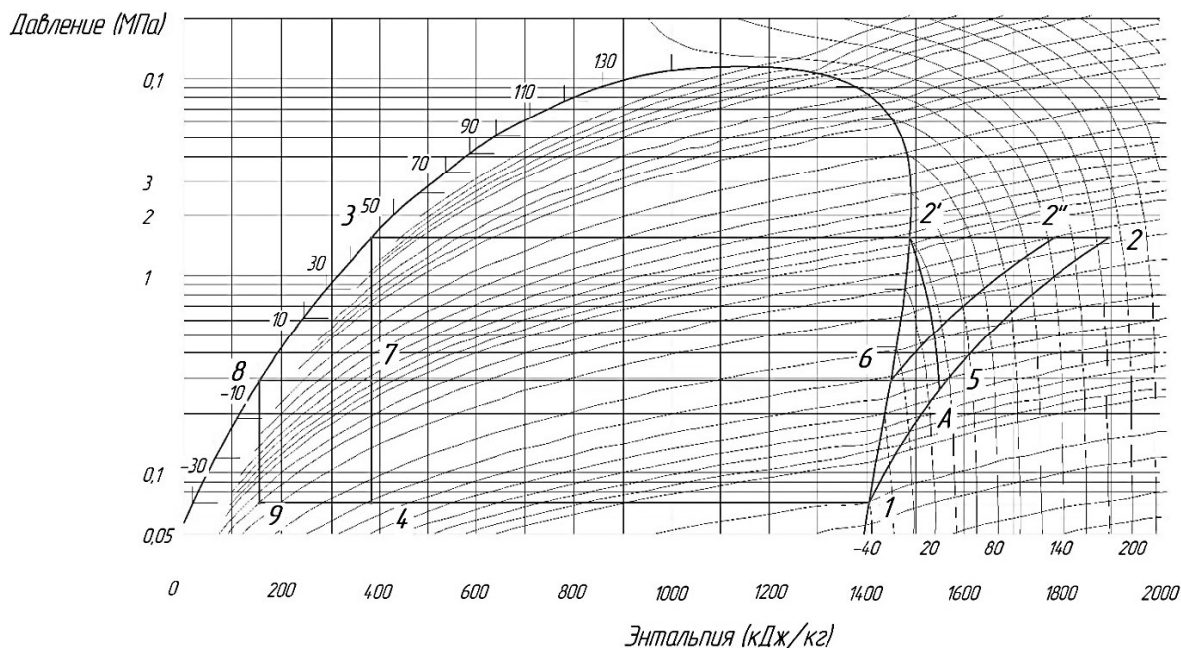


Рис. 1. Теоретические холодильные циклы при различной реализации процессов сжатия хладагента:
 1-2-3-4-1 — одноступенчатый адиабатный; 1-5-6-2''-3-7-8-9-1 — двухступенчатый адиабатный;
 1-A-2'-3-4-1 — одноступенчатый на базе ДЛТПК

Fig. 1. Theoretical refrigeration cycles for different refrigerant compression processes:
 1-2-3-4-1 — single-stage adiabatic; 1-5-6-2''-3-7-8-9-1 — two-stage adiabatic;
 1-A-2'-3-4-1 — single-stage based on low-speed long-stroke reciprocating compressor

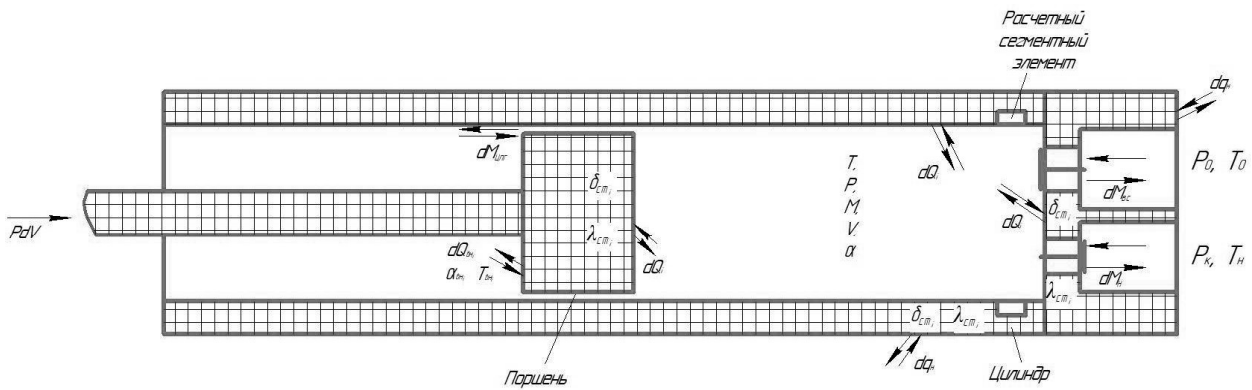


Рис. 2. Схема для реализации математической модели

Fig. 2. Diagram for implementing the mathematical model

Методика расчета

Разрабатываемая модель позволит получить изучить рабочий процесс аммиачной тихоходной ступени, расчетная схема которой представлена на рис. 2.

Объектом исследования являются рабочие процессы аммиачной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени. Особенностью усовершенствованной модели является расчет процессов нестационарной теплопроводности через стенки цилиндра с применением граничных условий 2-го и 3-го рода [27].

Методика расчета подробно представлена в [14], при этом со стороны охлаждающей среды на внешней поверхности расчетных элементов граничного слоя задается плотность теплового потока.

Определение основных интегральных характеристик производилось по следующим алгоритмам.

Температура нагнетания T_n рассчитывалась как средняя величина температуры аммиака, поступающего в камеру нагнетания:

$$T_n = \frac{\sum_{n=1}^k (m_i \cdot T_i)}{\sum_{n=1}^k m_i}, \tag{1}$$

где i изменяется от n до k , при этом индекс n соответствует началу процесса нагнетания, индекс k — окончанию процесса нагнетания.

Массовая производительность и холодопроизводительность ступени M_e и Q_0 определялись, соответственно, как $M_e = \sum_{n=1}^k m_i$ и $Q_0 = M_e q_0$, где q_0 — удельная холодопроизводительность рассматриваемого аммиачного холодильного цикла; m_i — масса газа, поступающая из рабочей камеры в камеру нагнетания на i -том расчетном шаге. При этом величина холодильного коэффициента ступени рассчитывается по соотношению $\epsilon_{ст} = Q_0 / N_{инд}$, а величина эффективного холодильного коэффициента ступени с учетом затрат (потерь) холодопроизводительности на внешнее охлаждение цилиндра $Q_{внеш}$ определяется по соотношению $\epsilon_e = Q_e / N_{инд}$, где $Q_e = Q_0 - Q_{внеш}$.

Сравнение энергоэффективности рассматриваемого объекта производилось с энергоэффективностью адиабатных одноступенчатого и двухступенчатого компрессоров, теоретический холодильный коэффициент которых рассчитывался по известной методике [28]. Необходимо

отметить, что в этих компрессорах не учитываются необратимые потери рабочих процессов в ступенях, тогда как при расчете рабочих процессов ДЛТПК по приведенной выше методике — учитываются. То есть, при равенстве холодильных коэффициентов сравниваемых компрессоров, проводимое ниже сравнение будет в пользу ДЛТПК.

Расчеты осуществлялись при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — аммиак, материал деталей компрессорной ступени — сталь, внешняя охлаждающая среда — воздух, аммиак или их комбинированное сочетание. Геометрические: диаметр цилиндра — 0,05 м, ход поршня — 0,5 м, диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания $d_c = 0,0015$ м. Граничные: температура конденсации — 293...343 К, температура кипения — 253... 193 К, время рабочего цикла — 2 с.

Результаты исследования

На рис. 3 представлены зависимости холодильного коэффициента и средней температуры нагнетания от величины внешнего теплового потока.

На рис. 3 $\bar{Q}_0 = Q_{охл} / Q_0$ — отношение отводимой от цилиндра суммарной тепловой мощности $Q_{охл}$ к холодопроизводительности ступени (относительная величина, выбранная для удобства сравнения характеристик ступени и системы внешнего охлаждения); \bar{Q}'_0 — отношение отводимой от цилиндра тепловой мощности к холодопроизводительности ступени, при которой температура зеркала цилиндра равна температуре охлаждающей среды (при этом, соответственно, достигается максимально достижимая величина холодильного коэффициента на данном режиме, а также минимальная температура нагнетания при условии охлаждения цилиндра только внешней охлаждающей средой); 1 — средняя температура на входе из компрессора; 2 — средняя температура стенок рабочей камеры; 3 — холодильный коэффициент без учета отбора хладагента для внешнего охлаждения цилиндра; 4 — холодильный коэффициент при полном охлаждении цилиндра хладагентом; 5 — холодильный коэффициент при использовании хладагента как дополнительной опции; 6 — холодильный коэффициент быстроходного компрессора; 7 — температура конденсации; 8 — холодильный коэффициент двухступенчатого компрессора (адиабатное сжатие).

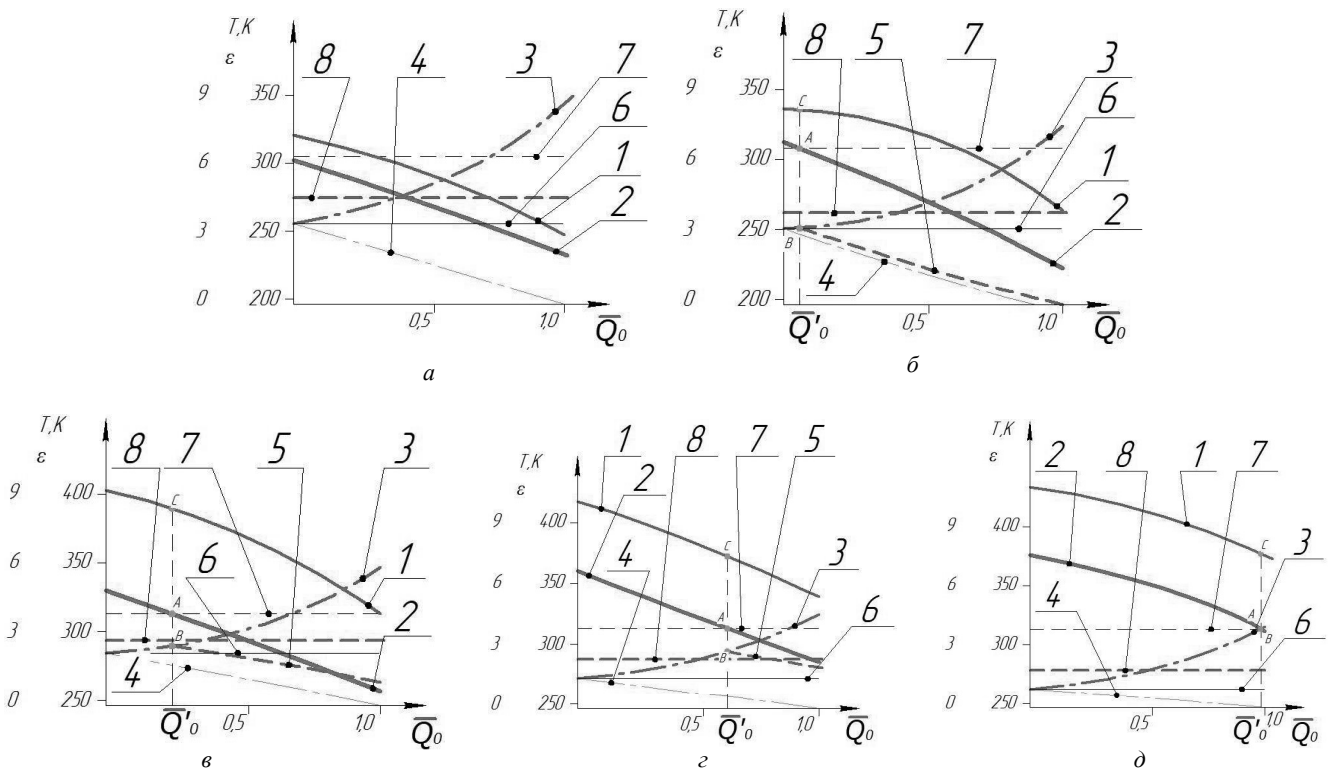


Рис. 3. Зависимость холодильного коэффициента и температуры нагнетания одноступенчатого аммиачного ДЛТПК от величины внешнего теплового потока при $T_k=308$ К и при T_0 , равной 258 К (а); 243 К (б); 228 К (в); 213 К (г) и 193 К (д)

Fig. 3. Dependence for the coefficient of performance and discharge temperature of a single-stage ammonia low-speed long-stroke reciprocating compressor on the external heat flux at $T_k=308$ K and at $T_0=258$ K (a); 243 K (b); 228 K (c); 213 K (d), and 193 K (e)

Рассмотрим, например, рис. 3, г, из которого видно, что при увеличении отводимой от цилиндра тепловой мощности, теоретический холодильный коэффициент ДЛТПК растет и даже может превысить величину холодильного коэффициента двухступенчатого компрессора (линии 3 и 8). При увеличении отводимой тепловой мощности до некоторого значения \bar{Q}_0 температура зеркала цилиндра (линия 2) понижается до температуры конденсации, то есть до температуры окружающей среды (линия 7), что соответствует точке А. Очевидно, что при охлаждении цилиндра только внешней охлаждающей средой (принимая ее температуру равной температуре конденсации) дальнейшее увеличение отводимой тепловой мощности невозможно даже при увеличении скорости течения, степени оребрения наружной поверхности цилиндра и количества охлаждающей среды, так как при неизменной массе рабочего тела и коэффициенте теплоотдачи в рабочей камере количество отводимой тепловой мощности ограничено температурой зеркала цилиндра. При этом применение испарительного внешнего охлаждения цилиндра за счет уменьшения полезной холодопроизводительности (линии 4 и 5) приводит к снижению холодильного коэффициента ДЛТПК. Поэтому величину холодильного коэффициента ϵ_B следует считать максимально достижимой для рассматриваемого режима работы ДЛТПК.

Соответственно, температуру нагнетания T_C следует считать минимально достижимой для рассматриваемого режима работы ДЛТПК при охлаждении цилиндра внешней охлаждающей средой. При этом применение

дополнительного внешнего испарительного охлаждения ступени может обеспечить заметное снижение температуры нагнетания. На представленных режимах по сравнению с адиабатным сжатием это снижение составило 30...100 К; по сравнению с применением внешней охлаждающей среды дополнительное снижение температуры нагнетания составило 10...50 К.

При снижении температуры кипения до 193 К (рис. 3, д) максимально достижимый холодильный коэффициент одноступенчатого ДЛТПК становится существенно выше, чем у двухступенчатого компрессора, что не наблюдается при более высоких температурах (рис. 3, а...г). В рассматриваемом случае это может обеспечиваться при охлаждении цилиндра исключительно внешней охлаждающей средой. Температура нагнетания при этом может быть достаточно высокой (более 373 К), однако имеющийся «запас» по величине холодильного коэффициента позволяет в случае необходимости применить дополнительное внешнее испарительное охлаждение цилиндра или клапанной плиты для снижения температуры нагнетания до требуемого уровня, сохраняя более высокую энергоэффективность ДЛТПК по сравнению с типовой двухступенчатой схемой.

На рис. 4–6 представлены результаты расчетов, выполненные для оценки влияния температуры конденсации и интенсивности внешнего охлаждения ДЛТПК на величину его холодильного коэффициента и температуру нагнетания.

Как видно из представленных результатов, при температурах кипения 228 К и 213 К (см. рис. 4, 5) во всем

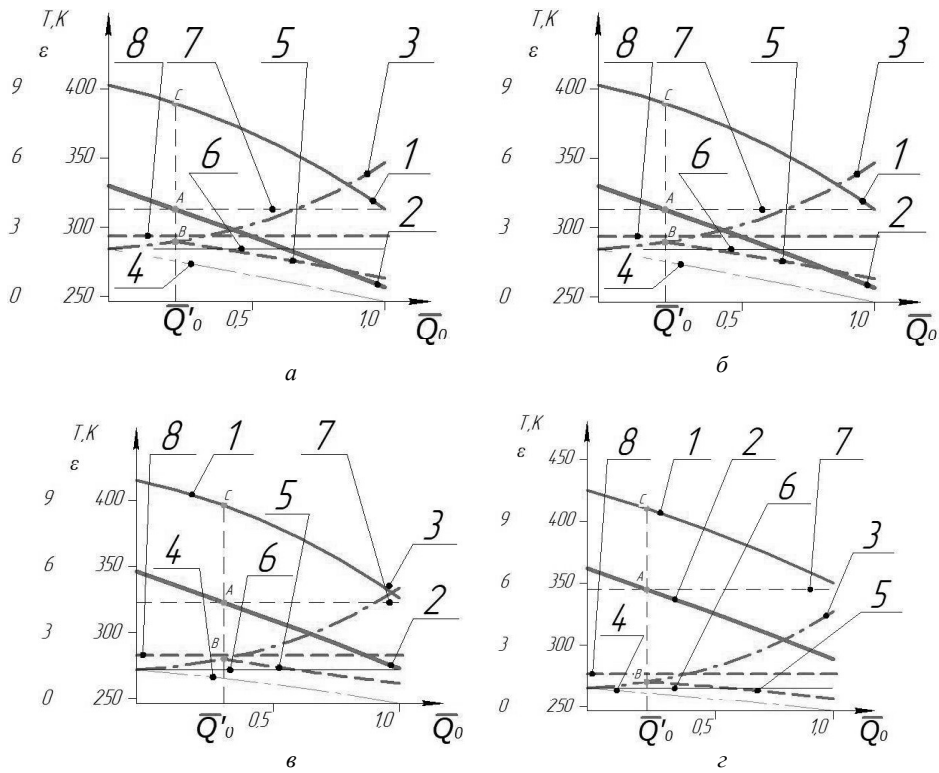


Рис. 4. Зависимость холодильного коэффициента и температуры нагнетания одноступенчатого аммиачного ДЛТПК от величины внешнего теплового потока при $T_0=228\text{ K}$ и при $T_K=293\text{ K}$ (а); 308 K (б); 323 K (в) и 343 K (г)

Fig. 4. Dependence for the coefficient of performance and discharge temperature of a single-stage ammonia low-speed long-stroke reciprocating compressor on the external heat flux at $T_0=228\text{ K}$ and at $T_K=293\text{ K}$ (a); 308 K (b); 323 K (c) and 343 K (d)

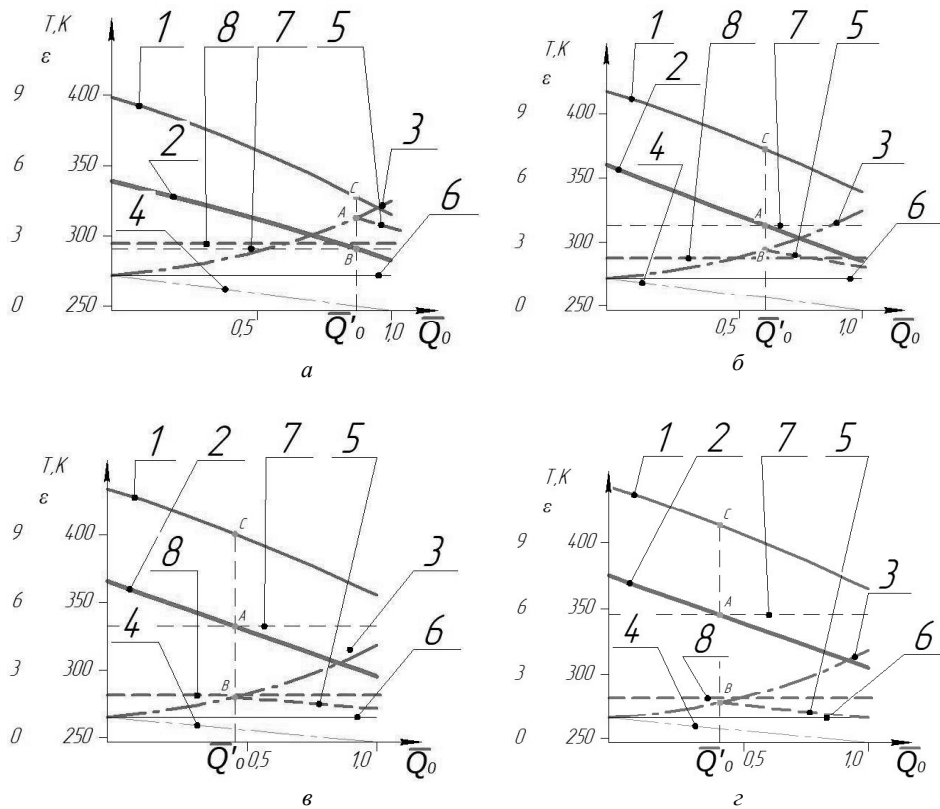


Рис. 5. Зависимость холодильного коэффициента и температуры нагнетания одноступенчатого аммиачного ДЛТПК от величины внешнего теплового потока при $T_0=213\text{ K}$ и при $T_K=293\text{ K}$ (а); 308 K (б); 323 K (в) и 343 K (г)

Fig. 5. Dependence for the coefficient of performance and discharge temperature of a single-stage ammonia low-speed long-stroke reciprocating compressor on the external heat flux at $T_0=213\text{ K}$ and at $T_K=293\text{ K}$ (a); 308 K (b); 323 K (в) и 343 K (г)

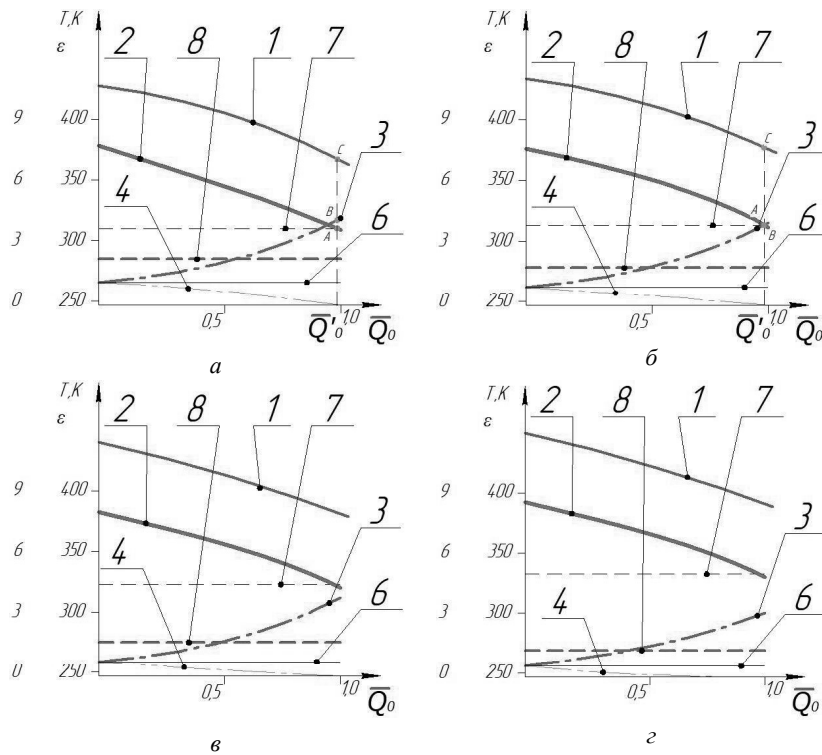


Рис. 6. Зависимость холодильного коэффициента и температуры нагнетания одноступенчатого аммиачного ДЛТПК от величины внешнего теплового потока при $T_0=193$ К и при $T_k=293$ К (а); 308 К (б); 323 К (в) и 343 К (г)

Fig. 6. Dependence for the coefficient of performance and discharge temperature of a single-stage ammonia low-speed long-stroke reciprocating compressor on the external heat flux at $T_0=193$ K and at $T_k=293$ K (a); 308 K (б); 323 K (в) и 343 K (г)

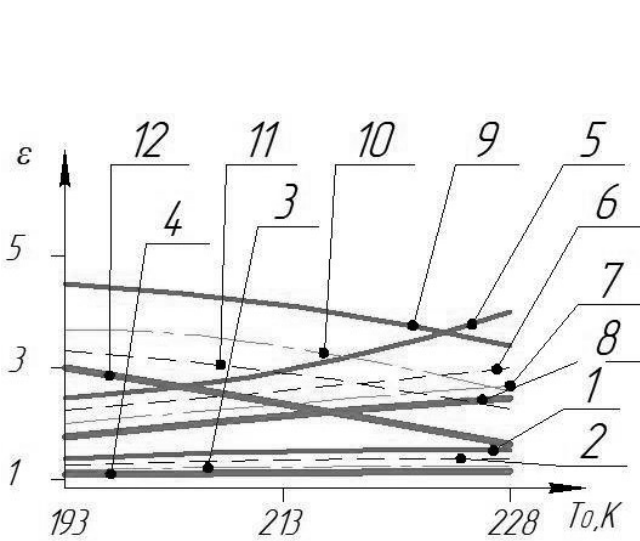


Рис. 7. Зависимость холодильного коэффициента от температуры кипения при различной температуре конденсации: 1...4 — одноступенчатое адиабатное сжатие; 5...8 — двухступенчатое адиабатное сжатие; 9...12 — одноступенчатое с интенсивным внешним охлаждением цилиндра ДЛТПК; 1, 5, 9 — $T_k=293$ К; 2, 6, 10 — $T_k=308$ К; 3, 7, 11 — $T_k=323$ К; 4, 8, 12 — $T_k=343$ К

Fig. 7. Dependence for the coefficient of performance on the boiling temperature at different condensation temperatures: 1...4 — single-stage adiabatic compression; 5...8 — two-stage adiabatic compression; 9...12 — single-stage with intensive external cooling of the low-speed long-stroke reciprocating compressor cylinder; 1, 5, 9 — $T_k=293$ K; 2, 6, 10 — $T_k=308$ K; 3, 7, 11 — $T_k=323$ K; 4, 8, 12 — $T_k=343$ K

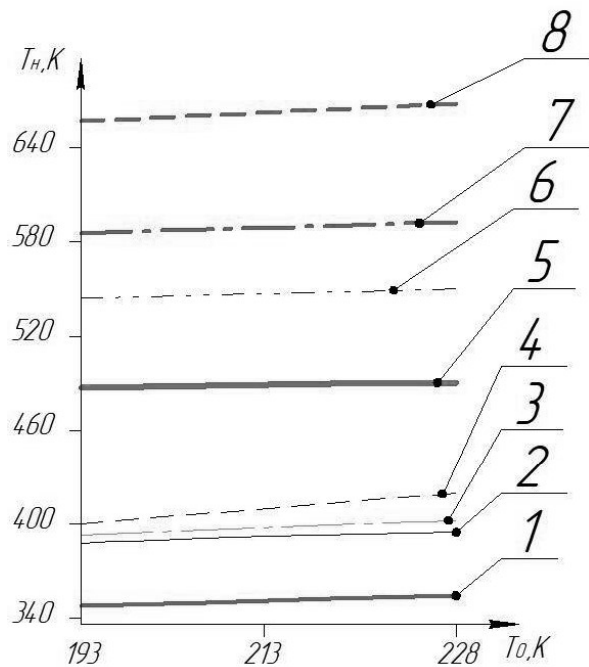


Рис. 8. Зависимость средней температуры нагнетания от температуры кипения при различной температуре конденсации: 1 — $T_k=293$ К; 2 — $T_k=308$ К; 3 — $T_k=323$ К; 4 — $T_k=343$ К и при одноступенчатом адиабатном сжатии: 5 — $T_k=293$ К; 6 — $T_k=308$ К; 7 — $T_k=323$ К; 8 — $T_k=343$ К

Fig. 8. Dependence of the average discharge temperature on the boiling temperature at different condensation temperatures: 1 — $T_k=293$ K; 2 — $T_k=308$ K; 3 — $T_k=323$ K; 4 — $T_k=343$ K and at single-stage adiabatic compression: 5 — $T_k=293$ K; 6 — $T_k=308$ K; 7 — $T_k=323$ K; 8 — $T_k=343$ K

диапазоне рассматриваемых температур конденсации холодильный коэффициент при использовании ДЛТПК сравним с холодильным коэффициентом при двухступенчатом адиабатном сжатии. При температуре кипения 193 К холодильный коэффициент при использовании ДЛТПК — всегда выше (рис. 6). Во всех рассмотренных вариантах применение дополнительного охлаждения с использованием основного рабочего тела приводит к снижению холодильного коэффициента.

На рис. 7, 8 представлены результаты обобщения представленных выше расчетов, отражающие влияние температур кипения и конденсации на достижимые для рассматриваемого объекта величины холодильного коэффициента и температуры нагнетания (последнее — без использования основного рабочего тела для дополнительного охлаждения цилиндра).

Из представленных графиков видно, что на диапазон температур кипения и конденсации, при которых предпочтительнее применение одноступенчатого ДЛТПК, могут влиять основные размеры и параметры ступени ДЛТПК. Однако этот вопрос требует отдельного рассмотрения. При всех рассмотренных режимах работы использование основного рабочего тела для внешнего охлаждения цилиндра приводит к снижению холодильного коэффициента. Что касается температурных режимов, то полученные результаты доказывают возможность обеспечения требуемой величины температуры нагнетания, в том числе, при необходимости, с применением комбинированного сочетания охлаждающих сред.

Заключение

Представлена методика расчета действительного аммиачного одноступенчатого тихоходного длинноходного поршневого компрессора и проведен расчетно-теоретический анализ взаимосвязи ее термодинамической эффективности и температуры нагнетания с режимными параметрами. Выполнена сравнительная оценка основных интегральных характеристик рассматриваемого компрессора с быстроходными версиями аммиачных двух- и одноступенчатых поршневых компрессоров в широком диапазоне температур кипения и конденсации. При температурах ниже $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ применение тихоходных может быть более эффективным, чем применение существующих двухступенчатых машин. При этом в большинстве случаев применение хладагента для внешнего охлаждения цилиндра нецелесообразно. Требуемый уровень температуры нагнетания в широком диапазоне температур кипения и конденсации обеспечивается при внешнем охлаждении цилиндра воздухом или водой; при необходимости дополнительное внешнее охлаждение хладагентом позволяет дополнительно снизить температуру нагнетания. Полученные результаты подтверждают целесообразность и актуальность исследований и разработок, связанных с применением одноступенчатых холодильных компрессоров на базе тихоходных длинноходных интенсивно охлаждаемых ступеней, в том числе для более широкого диапазона рабочих режимов и свойств рабочих веществ.

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. BITZER. Поршневые компрессоры. [Электронный ресурс]: URL: <https://www.bitzer.de/ru/> (дата обращения 16.12.2023 г.)
4. Компрессоры Copeland. [Электронный ресурс]: URL: <https://copelandcompressor.ru/> (дата обращения 16.12.2023 г.)
5. Полугерметичные поршневые компрессоры RDL. [Электронный ресурс]: URL: <https://radoil.ru/catalog/kompressory-rdl/>. (дата обращения 05.04.2024 г.)
6. Каталог компрессоры Belief 2023. [Электронный ресурс]: URL: <https://belief.su/novyy-katalog-kompressory-belief-2023>. (дата обращения 05.04.2024 г.)
7. *Кошкин Н. Н., Ткачев А. Г., Бадилькес И. С. и др.* Холодильные машины/под ред. Н. Н. Кошкина. М.: Пищевая промышленность, 1973. 512 с.
8. *Богданов С. Н., Бучко Н. А., Гуйго Э. И.* Теоретические основы хладотехники. Теплообмен. М.: Агропромиздат, 1986. 320 с.
9. *Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С.* Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода. // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 3. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1601>
10. *Хрёкин А. С., Баранов И. В.* Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21

References

1. *Zelikovsky 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. BITZER. Reciprocating compressors. [Electronic resource]: URL: <https://www.bitzer.de/ru/>. (accessed 12/16/2023)
4. Copeland compressors. [Electronic resource]: URL: <https://copelandcompressor.ru/> (accessed 12/16/2023)
5. Semi-hermetic reciprocating compressors RDL. [Electronic resource]: URL: <https://radoil.ru/catalog/kompressory-rdl/>. (accessed 04/05/2024)
6. Catalog compressors Belief 2023. [Electronic resource]: URL: <https://belief.su/novyy-katalog-kompressory-belief-2023>. (accessed 04/05/2024)
7. *Koshkin N. N., Tkachev A. G., Badylkes I. S. and others.* Refrigerating machines/edited by N. N. Koshkin. Moscow: Food industry, 1973. 512 p. (in Russian)
8. *Bogdanov S. N., Buchko N. A., Guigo E. I.* Theoretical foundations of refrigeration engineering. Heat and mass transfer. Moscow: Agropromizdat, 1986. 320 p. (in Russian)
9. *Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S.* Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2017. № 3. <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1601>. (in Russian)
10. *Khryokin A. S., Baranov I. V.* Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 1. p. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21 (in Russian)

11. Хрёкин А. С., Баранов И. В., Никитин А. А. Анализ эффективности циклов каскадных холодильных машин с применением диоксида углерода // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 55–64. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64>
12. Юша В. Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 24–39. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39>
13. Юша В. Л. Теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в холодильной технике и системах сжижения углеводородов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 17–24. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24>
14. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... доктора техн. наук. Омск, 2024. 325 с.
15. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Оценка применимости одноступенчатых поршневых длинноходовых тихоходных компрессоров в низкотемпературных холодильных машинах // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 3. С. 21–28. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-3-21-28>
16. 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).
17. Akhmed H. J., Khalifa A. H., Khalaf D. Z. Performance Investigation of Vapor Compression Cycle with a Variable Speed Compressor and Refrigerant Injection // Journal of Mechanical Engineering. 2019. Vol. 16 (2). P. 63–76.
18. Wang B., Yang M., Dewitte P. et al. Evaluation of methods to decrease the discharge temperature of R32 scroll compressor // International Compressor Engineering Conference at Purdue. 2014. 2371. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2371> (дата обращения: 11.03.2022).
19. Pawale K. T., Sali N. V., Deshpande G. N. Vapor compression refrigeration system with refrigerant injection: a review // Elixir Mech. Eng. 2014. Vol. 72. P. 25410–25414.
20. Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors // Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 170. 115022. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115022.
21. Controlled Injection Cooling (CIC). [Электронный ресурс]: URL: <https://www.bitzer.de> (дата обращения: 22.02.2022).
22. Пекарев В. И., Иванова С. Н., Сафонова Н. А. Определение точки впрыска охлаждающей жидкости в винтовой компрессор // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2015. № 2. С. 45–48.
23. Wang J., Ding H., Wang B. et al. CFD simulation of a rotary compressor with gas injection // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604. 012084. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012084.
24. Wei H., Yu B., Yang O. Teoretical and experimental study on rotary compressor with double vapor injection and its system. *IOP*
11. Khrekin A. C., Baranov I. B., Nikitin A. A. The analysis of cascade refrigeration machine cycles efficiency using carbon dioxide. *Omsk Scientific Bulletin. Series «Aviation-Rocket and Power Engineering»*, 2021. Vol. 5. No. 4, p. 55–64. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64>. (in Russian)
12. Yusha V. L. Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages. *Omsk Scientific Bulletin. Series «Aviation-Rocket and Power Engineering»*, 2022. Vol. 6. No 3, 24–39. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39>. (in Russian)
13. Yusha V. L. Theoretical assessment of the effectiveness of application single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration and hydrocarbon gas liquefaction systems. *Omsk Scientific Bulletin. Series «Aviation-Rocket and Power Engineering»*, 2024. Vol. 8. No 1, p. 17–24. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24>. (in Russian)
14. Busarov S. S. Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure based on low-flow low-speed long-stroke stages: dis.... Doctor of Technical Sciences. Omsk, 2024. 325 p. (in Russian)
15. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. The assessment of applicability of single-stage piston long-stroke low-speed compressors in low-temperature refrigeration machines. *Omsk Scientific Bulletin. Series «Aviation-Rocket and Power Engineering»*, 2024. Vol. 8. No 3, p. 21–28. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-3-21-28>. (in Russian)
16. 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> (date of request: 14.05.2022).
17. Akhmed H. J., Khalifa A. H., Khalaf D. Z. Performance Investigation of Vapor Compression Cycle with a Variable Speed Compressor and Refrigerant Injection. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 16 (2). P. 63–76.
18. Wang B., Yang M., Dewitte P. et al. Evaluation of methods to decrease the discharge temperature of R32 scroll compressor. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 2014. 2371. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2371>. (date of request: 11.03.2022).
19. Pawale K. T., Sali N. V., Deshpande G. N. Vapor compression refrigeration system with refrigerant injection: a review. *Elixir Mech. Eng*. 2014. Vol. 72. P. 25410–25414.
20. Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors. *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 170. 115022. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115022.
21. Controlled Injection Cooling (CIC). [Electronic resource]: URL: <https://www.bitzer.de> (date of request: 22.02.2022).
22. Pekarev V. I., Ivanova S. N., Safonova N. A. Determination of the injection point of coolant into a screw compressor. *Scientific Journal of the National Research University of ITMO. The series «Refrigeration and air conditioning»*. 2015. No. 2. pp. 45–48. (in Russian)
23. Wang J., Ding H., Wang B. et al. CFD simulation of a rotary compressor with gas injection. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 604. 012084. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012084.
24. Wei H., Yu B., Yang O. Teoretical and experimental study on rotary compressor with double vapor injection and its system. *IOP*

- system // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. Vol. 1180. 012049. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012049.
25. Новые возможности низкотемпературного применения холодильных компрессоров. [Электронный ресурс]: URL: <https://climate.emerson.com/documents/новые-возможности-низкотемпературного-применения-холодильных-компрессоров-ru-ru-4215396.pdf> (дата обращения: 03.06.2022).
26. Буданов В. А., Беркань И. В. Повышение энергоэффективности компрессоров // Казахстан-Холод 2020: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. (4–5 марта 2020 г.) Алматы: Изд-во АТУ, 2020. С. 49–54.
27. Исаченко В. П. и др. Теплопередача. М.: Энергоиздат, 1981. 416 с.
28. Холодильные машины. / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский; под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. 944 с.
- Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. Vol. 1180. 012049. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012049.
25. New possibilities of low-temperature application of refrigeration compressors. [Electronic resource]: URL: <https://climate.emerson.com/documents/новые-возможности-низкотемпературного-применения-холодильных-компрессоров-ru-ru-4215396.pdf> (date of request: 03.06.2022). (in Russian)
26. Budanov V. A., Berkan I. V. Improving the energy efficiency of compressors. Kazakhstan-Kholod 2020: collection of dokl. international scientific and technical Conference (March 4–5, 2020) Almaty: ATU Publishing House, 2020. pp. 49–54. (in Russian)
27. Isachenko V. P. et al. Heat transfer. Moscow: Energoizdat, 1981. 416 p. (in Russian)
28. Refrigerating machines. / 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)

Сведения об авторах

Юша Владимир Ленидович

Д. т. н., профессор, Омский государственный технический университет, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, yusha@omgtu.ru. <https://orcid.org/0000-0001-9858-7687>

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

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

Information about authors

Yusha Vladimir L.

D. Sc., Professor, Omsk State Technical University, 11, Mira Pr., Omsk, 644050, Russian Federation, yusha@omgtu.ru. <https://orcid.org/0000-0001-9858-7687>

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

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



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»

Вестник Международной академии холода, включенный в Перечень рецензируемых научных изданий (по состоянию на 01.07.2025 г.) под № 556, принимает статьи по следующим научным направлениям:

- 1.3.2. Приборы и методы экспериментальной физики
- 1.3.8. Физика конденсированного состояния
- 1.3.10. Физика низких температур
- 1.3.14. Теплофизика и теоретическая теплотехника
- 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника
- 2.4.8. Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники
- 4.3.1 Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса
- 4.3.3. Пищевые системы
- 4.3.5. Биотехнология продуктов питания и биологически активных веществ

<https://vak.gisnauka.ru/documents/editions>