

ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ХОЛОДИЛЬНЫЙ ДЛИННОХОДОВЫЙ ПОРШНЕВОЙ КОМПРЕССОР С ПРОДОЛЖИТЕЛЬНЫМ РАБОЧИМ ЦИКЛОМ И ИНТЕНСИВНЫМ ВНЕШНИМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ЦИЛИНДРА: ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

В. Л. Юша¹, С. С. Бусаров²✉, А. В. Недовенчаный²

¹ОАО «Сибнефтетранспроект»,
Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11/1

²Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

✉ bssi1980@mail.ru

Рассмотрено влияние конструктивных и режимных параметров холодильного одноступенчатого поршневого длинноходового тихоходного компрессора на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия. Представлена методика расчёта действительного рабочего процесса ступени такого компрессора в однофазной постановке, которая учитывает, в том числе и процессы нестационарной теплопроводности при комбинированном применении граничных условий 2-го и 3-го рода.

В качестве независимых параметров рассмотрены конструктивные и режимные параметры ступени: сравнительный анализ изменения параметров состояния аммиака в процессе сжатия выполнен для температур кипения 228, 243 и 258 К и для температуры конденсации 323 К при изменении отношения хода поршня к диаметру цилиндра от 12,5 до 50; времени цикла от 1 до 6 с; отношения времени прямого хода ко времени обратного хода от 1:1 до 1:3; изменения плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра до 50 %. Показано, что при некоторых комбинациях указанных конструктивных и режимных параметров компрессорной ступени параметры состояния аммиака в процессе сжатия могут соответствовать параметрам состояния в области влажного пара, что, соответственно, предполагает возможность частичной конденсации хладагента в рабочей камере ступени. Однако математическая модель, широко применяемая для расчёта рабочих процессов холодильных компрессоров, корректна лишь в области сухого перегретого пара.

Следовательно, полученные результаты, связанные с возможностью конденсации хладагента, могут являться лишь обоснованным предположением. Но с учётом прогнозируемой эффективности сжатия хладагентов в области влажного пара результаты данной статьи являются косвенным подтверждением актуальности разработки методик экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов компрессоров рассматриваемого типа в области влажного пара и их реализации.

Ключевые слова: поршневой холодильный компрессор, аммиак, тихоходная длинноходовая ступень, интенсивное внешнее охлаждение, рабочие процессы, параметры состояния, область влажного пара, методика расчёта

Для цитирования: Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Одноступенчатый холодильный длинноходовый поршневой компрессор с продолжительным рабочим циклом и интенсивным внешним охлаждением цилиндра: особенности рабочих процессов. *Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»*. 2026. Т. 10, № 2. С. 31–39. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-31-39>. EDN: CDOZHI.



© Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

SINGLE-STAGE REFRIGERATION LONG-STROKE PISTON COMPRESSOR WITH A LONG WORKING CYCLE AND INTENSIVE EXTERNAL CYLINDER COOLING: FEATURES OF WORKING PROCESSES

V. L. Yusha¹, S. S. Busarov²✉, A. V. Nedovenchany²

¹OJSC "Sibneftetransproekt",

Irtyshskaya Naberezhnaya St., bld. 11/1, Omsk, 644042, Russia

²Omsk State Technical University, Mira Ave., 11, Omsk, 644050, Russia

✉ bssi1980@mail.ru

The article considers the influence of the design and operating parameters of a single-stage low-speed reciprocating piston compressor on the changes in ammonia state parameters during the compression process. The research presents a calculation method for the actual operating process of such a compressor stage in a single-phase formulation considering the processes of non-stationary heat conduction with the combined application of boundary conditions of the 2nd and 3rd types.

The authors perform the design and operating parameters of the stage as independent parameters: a comparative analysis of the changes in the ammonia state parameters during the compression process for boiling temperatures of 228, 243, and 258 K and for a condensation temperature of 323 K with a change in the piston stroke to cylinder diameter ratio from 12.5 to 50; cycle time from 1 to 6 s; the ratio of the forward stroke time to the return stroke time from 1:1 to 1:3; the change in the heat flux density on the outer cylinder surface up to 50 %. Moreover, the research demonstrates that for certain combinations of the specified design and operating parameters of the compressor stage, the ammonia state parameters during compression may correspond to those in the wet vapor region, which suggest the possibility of partial refrigerant condensation in the stage working chamber. However, the mathematical model widely used to calculate the operating processes of refrigeration compressors is only valid in the dry superheated vapor region.

Therefore, the obtained results related to the possibility of refrigerant condensation can only be an informed assumption. However, considering the predicted efficiency of refrigerant compression, the results are an indirect confirmation of the relevance of developing methods for experimental and theoretical research of the operating processes of compressors of this type in the sphere of wet steam.

Keywords: reciprocating refrigeration compressor, ammonia, low-speed long-stroke stage, intensive external cooling, operating processes, state parameters, wet vapor area, calculation method

For citation: Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. Single-stage refrigeration long-stroke piston compressor with a long working cycle and intensive external cylinder cooling: Features of working processes. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2026;10(2):31–39. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2026-10-2-31-39>. EDN: CDOZHI. (In Russ.).



© Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Современные малые холодильные машины и установки, в том числе на базе многоступенчатых и каскадных схем, укомплектованы ротационными и поршневыми компрессорами различных конструкций и типоразмеров [1–4]. При реализации низкотемпературных режимов, характеризующихся повышенными соотношениями давлений конденсации и кипения, предпочтительными являются компрессоры поршневого типа [1, 3, 4] с многоступенчатыми схемами, содержащими большое количество межступенчатых коммуникаций, теплообменного оборудования, которое приводит к значительному усложнению конструкции, обслуживания и повышению массогабаритных характеристик. В ряде случаев в одноступенчатых компрессорах при пиковых температурных нагрузках на низкотемпературных режимах прибегают к подаче в их проточную часть хладагента [5–10].

В настоящее время активно развивается альтернативная технология получения повышенных отношений давлений в одной ступени длинноходового тихоходного поршневого компрессора. Как показывают результаты предварительных исследований, реализация интенсивного внешнего охлаждения цилиндра холодильного одноступенчатого длинноходового тихоходного поршневого компрессора (ДТПК) обеспечивает его конкурентоспособность по сравнению с многоступенчатыми быстроходными поршневыми компрессорами даже без дополнительной подачи хладагента в рабочую камеру [1]. Особенности рабочих процессов ДТПК позволяют предположить, что на низкотемпературных режимах холодильных машин интенсивное внешнее охлаждение его цилиндра может привести к тому, что часть рабочих процессов будет происходить в области влажного пара [11]. Известные термодинамические и теплофизические закономерности

сти и соотношения не противоречат возможности одновременного сжатия и конденсации рабочих веществ в проточной части холодильных компрессоров [12–14], а некоторые результаты предварительных аналитических и экспериментальных исследований косвенно это подтверждают [15, 16]. Известно, что параметры состояния рабочего тела в рабочей камере ступени ДТПК в процессах сжатия и нагнетания существенно зависят от её конструктивных и режимных параметров [17, 18], в связи с чем представляется актуальным выполнить оценку их влияния на вероятность реализации рабочих процессов холодильного ДТПК в области влажного пара. Поскольку на сегодняшний день достаточно надёжной методики расчёта такого объекта исследования не разработано [15], целесообразно также оценить применимость известной методики расчёта рабочих процессов ДТПК, неоднократно апробированной применительно к однофазному рабочему телу [1, 17, 18].

Методика расчёта

Объектом исследования является процесс сжатия аммиачной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени как составной части её полного рабочего цикла. Методика расчёта представляет собой математическую модель рабочих процессов рассматриваемой ступени в однофазной постановке [1], в которой учтены свойства аммиака, особенности режимных и конструктивных параметров рассматриваемого объекта, а при расчёте процессов нестационарной теплопроводности через стенки цилиндра реализовано комбинированное применение граничных условий 2-го и 3-го рода [17, 18].

В качестве основных допущений приняты следующие: парообразный аммиак — непрерывная и гомогенная среда; параметры состояния аммиака изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии аммиака пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к аммиаку; параметры состояния в камере всасывания постоянны и равны температуре и давлению кипения. Давление в полости нагнетания постоянно и равно давлению конденсации; течение аммиака через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры; расчёт коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода производится по известным эмпирическим зависимостям с учётом индивидуальных свойств аммиака; температура аммиака в зазоре между поршнем и зеркалом цилиндра равна температуре последнего; плотность теплового потока распределена равномерно по всей внешней поверхности цилиндра и является независимой переменной.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [1, 17, 18] и включает в себя уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона — Рихмана, калорическое уравнение, уравнение массового баланса, уравнение механической энергии, а также уравнения динамики клапанов и течения газа через клапаны и зазоры:

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \cdot i_j}{d\tau}, \quad (1)$$

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

$$dQ_j = \alpha_{np} \cdot (T_j - T_r) F \cdot d\tau, \quad (3)$$

$$U_j = U_{j-1} + dU_j, \quad (4)$$

$$m_j = m_{j-1} + dm_j, \quad (5)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \cdot S_D \cdot \frac{dx}{d\tau}, \quad (6)$$

$$m_{на} \cdot \frac{d^2 \bar{h}_j}{d\tau^2} = \bar{F}_{r,j} + \bar{F}_{np,j} + \bar{F}_{тр,j} + \bar{G} + \bar{F}_{эл,j}, \quad (7)$$

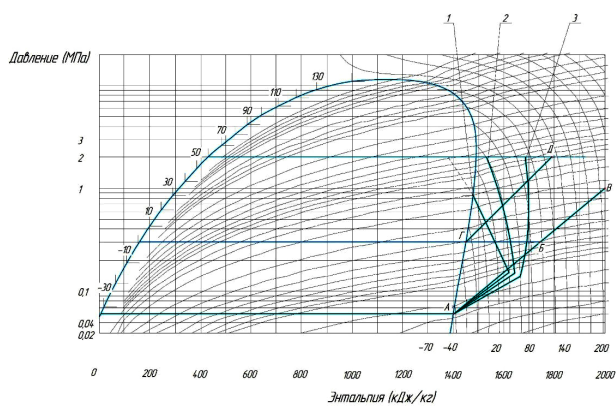
$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{p,j} \cdot f_j \cdot \sqrt{2 \cdot p_{r,j} \cdot \Delta P_j} \cdot d\tau, \quad (8)$$

$$\frac{dm_{yt,кл,j}}{d\tau} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j \cdot (\pi \cdot D(h_j) \cdot \delta_p) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (9)$$

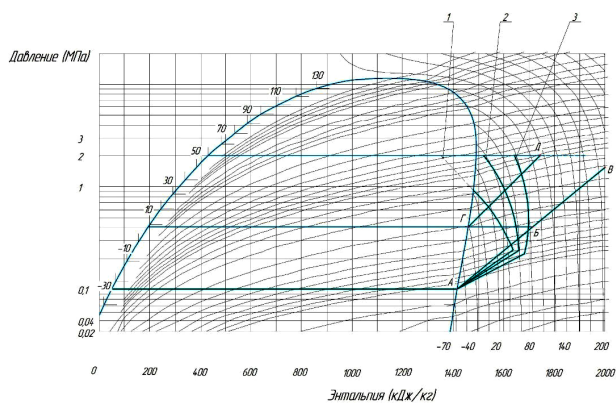
$$\frac{dm_{yt,цп,j}}{d\tau} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j \cdot (D_{ц} \cdot \delta_p(p_j, S_j, \tau_j)) \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_j \cdot \Delta P_j}. \quad (10)$$

В представленной системе уравнений (1)–(10): dU_j — изменение внутренней энергии аммиака, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, Дж; dL_j — работа, совершённая в рабочей камере над аммиаком или самим аммиаком, Дж; dm_j — изменение массы аммиака в рабочей камере, кг; i_j — энтальпия аммиака, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём, занимаемый аммиаком, м³; $C_{v,j}$ — изохорная теплоёмкость, Дж/(кг·К); T_r — температура аммиака, К; T_j — температура поверхности, К; α_{np} — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена между аммиаком и стенками рабочей камеры, Вт/(м²·К); m_0 — начальная масса аммиака в рабочей камере, кг; m_j — масса аммиака в рабочей камере, кг; α_j — коэффициент расхода; ε_j — коэффициент расширения; ΔP_j — разность давлений 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 $d\tau$, м²; F — площадь теплообмена, м²; $m_{на}$ — масса запорного элемента клапана, кг; h_j — текущая координата подъёма запорного органа, м; $F_{r,j}$ — газовая сила, Н; $F_{np,j}$ — сила упругости пружины, Н; G — вес запорного элемента клапана, принимаем равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н; $F_{тр,j}$ — газовая сила трения, Н; $F_{эл,j}$ — сила упругости эластомерного элемента, Н; $\delta_p = f(p_j, S_j, \tau_j)$ — условный зазор в цилиндро-поршневом уплотнении, м.

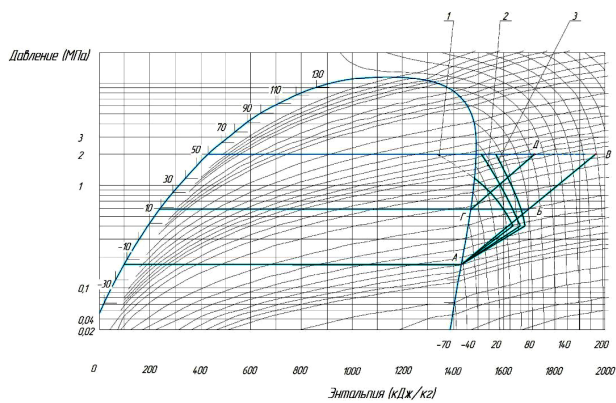
Методика расчёта нестационарного процесса теплопроводности между аммиаком и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [1], при этом со стороны охлаждающей среды на внешней поверхности расчётных элементов граничного слоя задаётся плотность теплового потока. На внутренней поверхности рабочей камеры расчёт коэффициента теплоотдачи идёт по уже определённым ранее зависимостям, теплопередача через цилиндрическую стенку подчиняется закону Фурье.



а)



б)

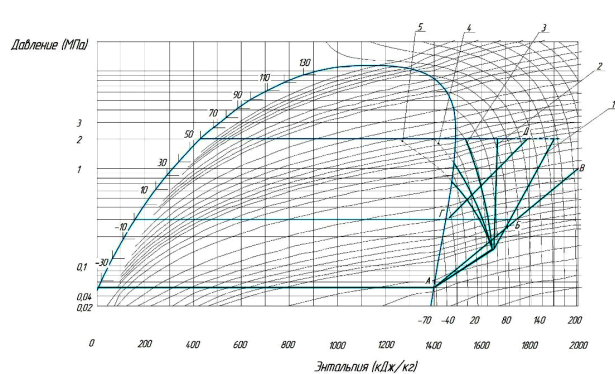


в)

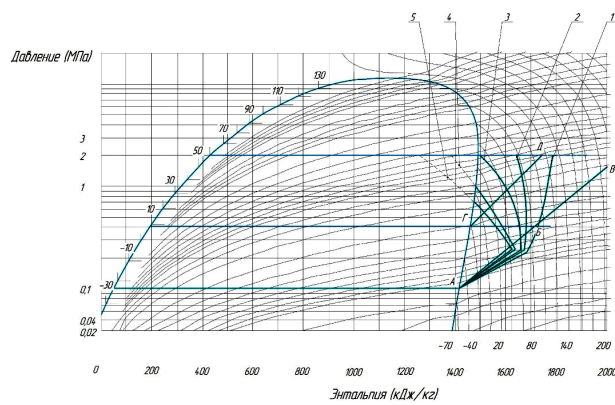
Рис. 1. Влияние диаметра цилиндра ступени ДППК на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия при времени цикла 3 с, температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в), соотношении времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м² и диаметре цилиндра: 1 — 0,01 м; 2 — 0,02 м; 3 — 0,04 м

Fig. 1. Effect of the cylinder diameter of the long-stroke low-speed piston compressor stage on the change in the parameters of the ammonia state during compression at a cycle time of 3 s, a condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (v), a ratio of the forward and reverse stroke times of the piston of 1:1, a heat flux density on the outer surface of the cylinder of 2.2 W/m² and a cylinder diameter of: 1 — 0.01 m; 2 — 0.02 m; 3 — 0.04 m

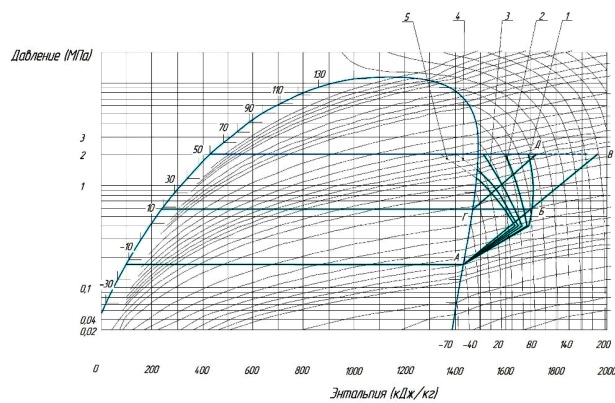
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors



а)



б)



в)

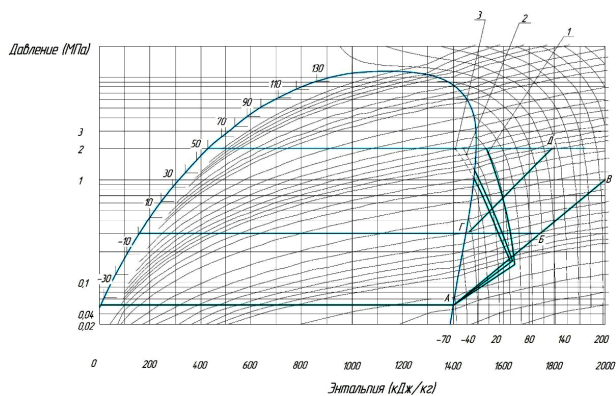
Рис. 2. Влияние времени рабочего цикла ступени ДППК на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия при диаметре цилиндра 0,02 м, температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в), соотношении времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м² и времени рабочего цикла: 1 — 1 с; 2 — 2 с; 3 — 3 с; 4 — 4 с; 5 — 6 с

Fig. 2. Effect of the working cycle time of the long-stroke low-speed piston compressor stage on the change in the parameters of the ammonia state during the compression process with a cylinder diameter of 0.02 m, condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (v), a ratio of the forward and reverse stroke times of the piston of 1:1, a heat flux density on the outer surface of the cylinder of 2.2 W/m² and a working cycle time: 1 — 1 s; 2 — 2 s; 3 — 3 s; 4 — 4 s; 5 — 6 s

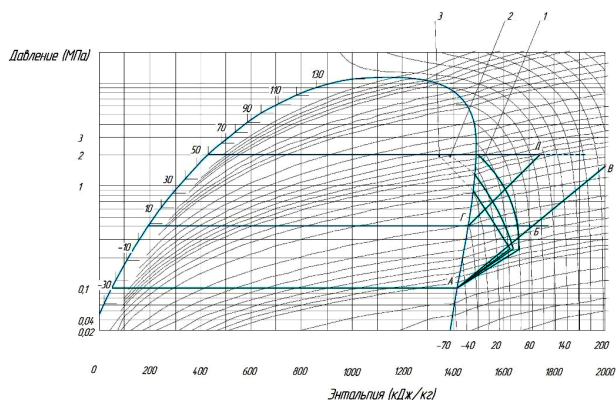
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — аммиак, материал деталей компрессорной ступени — сталь. Геометрические: диаметр цилиндра — от 0,04 до 0,01 м, ход поршня — 0,5 м, время рабочего цикла — от 1 до 6 с, отношение времени пря-

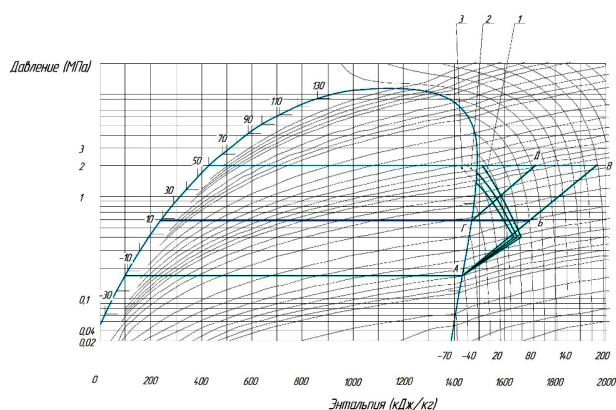
мого хода ко времени обратного хода от 1:1 до 1:3, диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания $d_c = 0,0015$ м. Граничные: изменение плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра — до 50 %, температура конденсации — 323 К, температура кипения — 228–258 К.



а)



б)

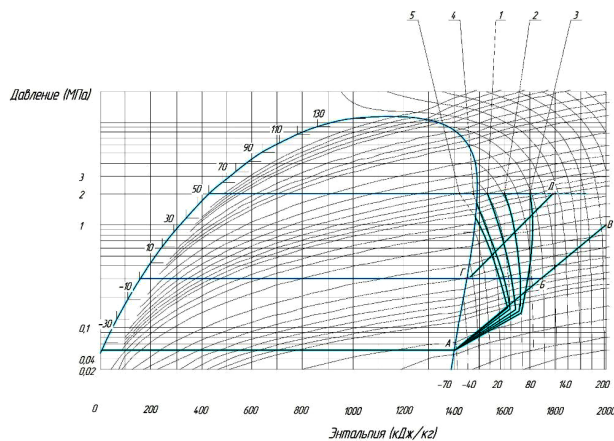


в)

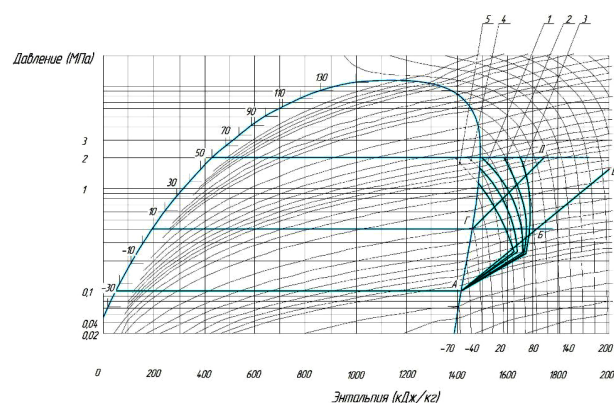
Рис. 3. Влияние отношения времени прямого хода поршня ко времени обратного хода поршня в течение рабочего цикла ступени ДТПК на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия при диаметре цилиндра 0,02 м, температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в), времени рабочего цикла 3 с, соотношении времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м² и отношения времени прямого хода поршня ко времени обратного хода поршня: 1 — 1:1; 2 — 2:1; 3 — 3:1

Fig. 3. Effect of the ratio of the forward piston stroke time to the return piston stroke time during the working cycle of the long-stroke low-speed piston compressor stage on the change in the parameters of the ammonia state during the compression process with a cylinder diameter of 0.02 m, a condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (b), a working cycle time of 3 s, a ratio of the forward and return piston stroke times of 1:1, a heat flux density on the outer surface of the cylinder of 2.2 W/m² and a ratio of the forward piston stroke time to the return piston stroke time: 1 — 1:1; 2 — 2:1; 3 — 3:1

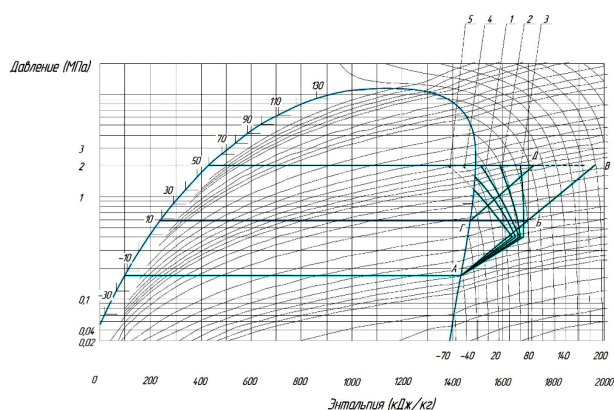
Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors



а)



б)



в)

Рис. 4. Влияние изменения плотности теплового потока при внешнем охлаждении цилиндра ступени ДТПК на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия при диаметре цилиндра 0,02 м, времени цикла 3 с, температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в), соотношении времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотности теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м² и отношения плотности теплового потока к его исходной величине: 1 — 1,0; 2 — 0,75; 3 — 0,5; 4 — 1,25; 5 — 1,5

Fig. 4. Effect of changing the heat flux density with external cooling of the long-stroke low-speed piston compressor stage cylinder on changing the parameters of the ammonia state during compression with a cylinder diameter of 0.02 m, cycle time of 3 s, condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (b), a ratio of the forward and reverse piston stroke times of 1:1, a heat flux density on the outer surface of the cylinder of 2.2 W/m² and the ratio of the heat flux density to its initial value: 1 — 1.0; 2 — 0.75; 3 — 0.5; 4 — 1.25; 5 — 1.5

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

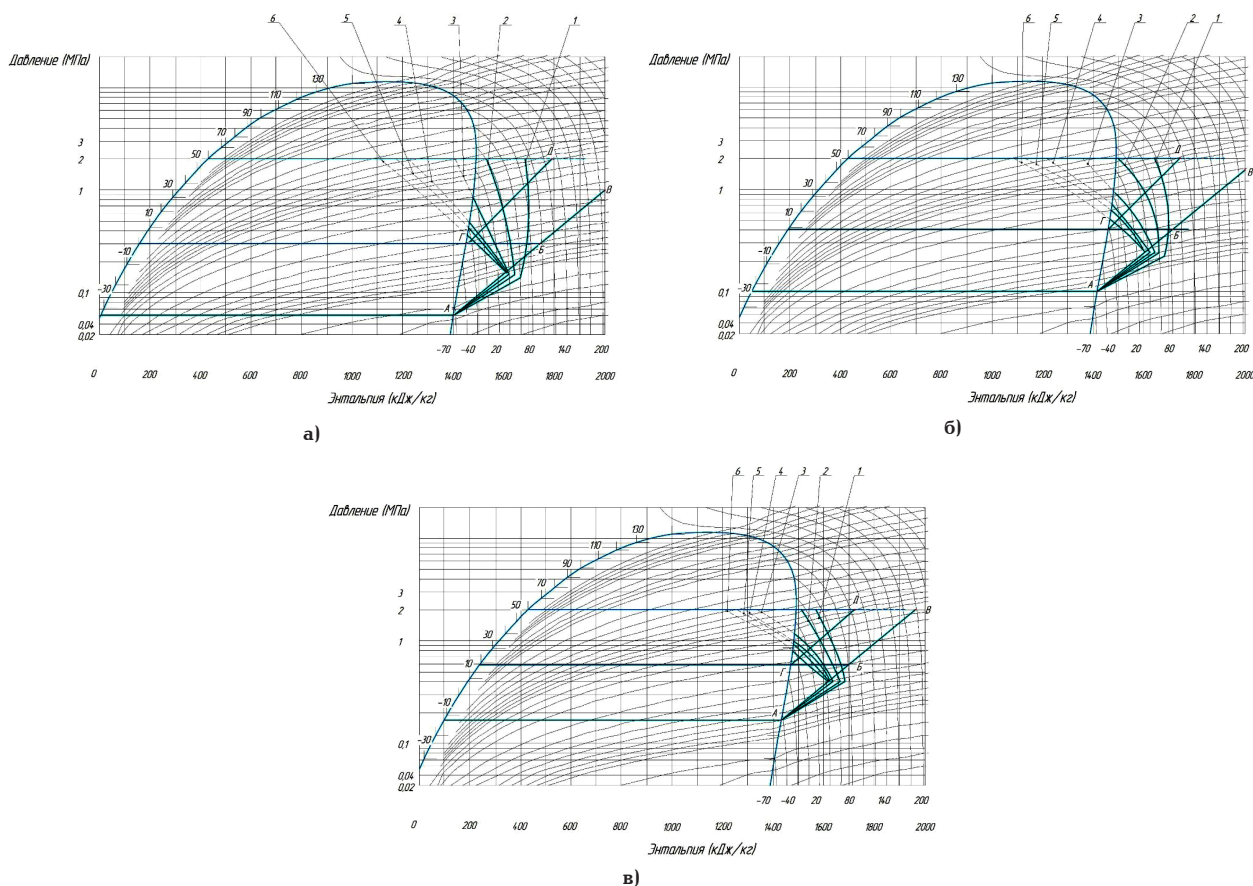


Рис. 5. Влияние комплекса конструктивных и режимных факторов на изменение параметров состояния аммиака в процессе сжатия в ступени ДППК при температуре конденсации 323 К, температурах кипения 228 К (а), 243 К (б) и 258 К (в): 1 — диаметр цилиндра 0,04 м, время цикла 3 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 2 — диаметр цилиндра 0,02 м, время цикла 3 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, время цикла 3 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, время цикла 6 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 1:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 5 — диаметр цилиндра 0,01 м, время цикла 6 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 3:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 2,2 Вт/м²; 6 — диаметр цилиндра 0,01 м, время цикла 6 с, соотношение времени прямого и обратного хода поршня 3:1, плотность теплового потока на внешней поверхности цилиндра 3,3 Вт/м²

Fig. 5. Effect of a set of design and operating conditions factors on changes in ammonia state parameters during compression in the long-stroke low-speed piston compressor stage at a condensation temperature of 323 K, boiling temperatures of 228 K (a), 243 K (b) and 258 K (v): 1 — cylinder diameter 0.04 m, cycle time 3 s, forward and reverse piston stroke time ratio 1:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 2 — cylinder diameter 0.02 m, cycle time 3 s, forward and reverse piston stroke time ratio 1:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 3 — cylinder diameter 0.01 m, cycle time 3 s, forward and reverse piston stroke time ratio 1:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 4 — cylinder diameter 0.01 m, cycle time 6 s, forward and reverse piston stroke time ratio 1:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 5 — cylinder diameter 0.01 m, cycle time 6 s, forward and reverse piston stroke time ratio 3:1, heat flux density on the outer cylinder surface 2.2 W/m²; 6 — cylinder diameter 0.01 m, cycle time 6 s, forward and reverse piston stroke time ratio 3:1, heat flux density on the outer cylinder surface 3.3 W/m²

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

Результаты расчёта и их анализ

На рис. 1–5 представлены результаты расчётов, отражающие влияние указанных выше конструктивных и режимных факторов на характер протекания процесса сжатия аммиака в тихоходной длинноходовой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением цилиндра.

На рис. 1–5 линиями А–Б–В и А–Б–Г–Д представлены теоретические процессы сжатия одноступенчатого адиабатного и двухступенчатого адиабатного компрессора соответственно [12–14].

На рис. 1 линиями 1, 2 и 3 изображены теоретические процессы сжатия при продолжительном рабочем цикле ступени и её интенсивном внешнем охлаждении. Хорошо видно, что начало процесса сжатия сопровождается подводом тепла от стенок рабочей камеры и линия сжатия и лежит правее

линии адиабатного сжатия. После достижения температуры газа средней температуры стенки кривая сжатия начинает поворачивать влево, что приводит к более низкой температуре в конце процесса сжатия. Очевидно, что при уменьшении диаметра цилиндра эффективность охлаждения сжимаемого аммиака повышается, что хорошо видно по изменению величины температуры в конце процесса сжатия в зависимости от изменения диаметра цилиндра. Более того, полученные результаты предполагают, что при достаточно малых диаметрах цилиндра возможна даже частичная реализация процесса сжатия в области влажного пара, то есть предполагается возможность одновременного сжатия хладагента и его частичной конденсации.

Однако, поскольку применяемая в данной статье методика расчёта не учитывает процессы фазовых

переходов аммиака, полученные результаты не доказывают возможность реализации процесса сжатия в области влажного пара, сопровождающиеся частичной конденсацией рабочего тела, но лишь указывают на вероятность их реализации при известных геометрических размерах рабочей камеры, а также на ограниченность применения существующих методик расчёта холодильных компрессоров рассматриваемого типа [1]. Стоит заметить, что результаты упомянутых исследований с точки зрения предмета исследования данной статьи не подлежат сомнению, так как в них рассматриваются холодильные поршневые компрессоры с диаметром цилиндра 0,04 м и более, при которых даже в конце процесса сжатия температура рабочего тела существенно выше температуры конденсации [1].

Аналогичный вывод следует и из результатов, представленных на рис. 2–5: можно предположить, что существуют такие конструктивные и режимные параметры ступени аммиачного тихоходного длинноходового поршневого компрессора или их сочетания, при которых возможна частичная конденсация рабочего тела в завершающей фазе процесса сжатия, причём это проявляется в достаточно широком диапазоне температур кипения. Однако утверждать это в рамках данного исследования некорректно, так как применяемая методика расчёта не учитывает процессы фазовых переходов рабочего тела в рабочей камере ступени.

Если более пристально посмотреть на рис. 2, то можно понять, что время цикла также является ключевым режимным параметром, значительно уменьшающим температуру нагнетания, а в рассматриваемом диапазоне такое снижение может составить до 40 К. Однако уменьшается производительность, поэтому совокупность уже рассмотренных и рассматриваемых далее факторов должна обеспечить требуемые параметры эффективности и приемлемые для данных массогабаритных параметров характеристики компрессора.

На рис. 3 представлено уже известное направление для уменьшения приводной мощности приводов тихоходных машин, базирующееся на принципах сохранения мгновенной мощности. Известно, что уменьшается и температура нагнетаемого газа. Данное снижение температуры не такое значительное, как для предыдущих двух случаев (рис. 1, 2), и может составить до 20 К.

На рис. 4 представлена линия сжатия при увеличивающемся тепловом потоке на внешней поверхности рабочей камеры, как было показано в математической модели, на внешней поверхности заданы условия второго рода. Применение данного способа интенсификации снижения температуры нагнетания также сопряжено с дополнительными затратами. Как показывают исследования, в области теплопередачи не имеет смысла увеличивать теплоотвод на внешней поверхности больше, чем на внутренней [13].

Наконец, совокупность основных методов снижения температуры в тихоходном компрессоре, которые включают в себя уменьшение диаметра ступени, снижение времени цикла, реализация закона движения для достижения меньшей приводной мощности и интенсификация внешнего теплообмена позволили обеспечить температуру нагнетания на 80 К ниже, чем для аналогичных быстроходных двухступенчатых машин. На графиках рис. 5а, б в мнимые линии сжатия заходят далеко в область влажного пара, что делает перспективу конденса-

ции рабочего тела в камере тихоходной машины очень реальной.

Выводы и заключение

Представлены результаты расчёта рабочих процессов действительного аммиачного одноступенчатого тихоходного длинноходового поршневого компрессора с интенсивным внешним охлаждением цилиндра с использованием математической модели рабочего процесса с однофазным рабочим телом. Показано, что при некоторых сочетаниях основных конструктивных и режимных параметров компрессорной ступени: диаметр ступени, время цикла, соотношения времени сжатия и времени расширения, интенсификация внешнего теплового потока, параметры состояния аммиака при окончании процесса сжатия могут соответствовать области влажного пара. Последнее предполагает возможность частичной конденсации аммиака в рабочей камере ступени. Это направление может быть исследовано для широкого спектра хладагентов, поскольку реализация частичной или полной конденсации хладагента в камере компрессора позволит значительно упростить схему холодильной машины за счёт перехода от многоступенчатых и каскадных схем на одноступенчатую с минимальными коммуникациями, а также значительно снизить массогабаритные параметры конденсаторного блока.

Однако применяемая математическая модель достоверна лишь в области сухого перегретого пара; возможность конденсации аммиака является лишь обоснованным предположением и существенным фактором неопределённости. В связи с этим количественные параметры процесса в двухфазной области требуют дальнейшего уточнения с использованием моделей, учитывающих фазовые превращения.

Принимая во внимание ранее полученные результаты предварительных теоретических и экспериментальных исследований, результаты данного исследования также являются лишь косвенным подтверждением возможности конденсации хладагента в рабочей камере тихоходного поршневого компрессора при его интенсивном внешнем охлаждении и тем самым подтверждают целесообразность и актуальность разработки методик экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов компрессоров рассматриваемого типа в области влажного пара.

Список источников / References

1. Капелюховская А. А. Разработка и исследование тихоходных компрессоров малых холодильных машин: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2025. 199 с.
Kapelyukhovskaya A. A. Razrabotka i issledovaniye tikhokhodnykh kompressorov malykh kholodil'nykh mashin. Omsk, 2025. 199 p. (In Russ.).
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
3. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскритических циклов диоксида углерода // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. № 3 (63). С. 8. <http://doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1601>. EDN: YHEUPJ.
- Arharov 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(63):8. <http://doi.org/10.18698/2308-6033-2017-3-1601>. EDN: YHEUPJ. (In Russ.).

4. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12–21. <http://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21>. EDN: LNYFMY.
- Khryokin A. S., Baranov I. V. Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021;1:12–21. <http://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21>. EDN: LNYFMY. (In Russ.).
5. Dutta A. K., Yanagisawa T., Fukuta M. A Study on Compression Characteristic of Wet Vapor Refrigerant. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*. 1996;1112.
6. 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;16(2):63–76. <http://doi.org/10.24191/jmeche.v16i2.15327>.
7. 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.
8. Pawale K. T., Sali N. V., Deshpande G. N. Vapor compression refrigeration system with refrigerant injection: a review. *Elixir Mechanical Engineering*. 2014;72:25410–25414.
9. Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors. *Applied Thermal Engineering*. 2020;170:115022. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115022>.
10. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Возможность замены двухступенчатых холодильных компрессоров тихоходными // Вестник Международной академии холода. 2024. № 2. С. 30–35. <http://doi.org/10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35>. EDN: JQCQVC.
- Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kapelyukhovskaya A. A. Possibility of replacing two-stage refrigeration compressors with low-speed ones. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024;2:30–35. <http://doi.org/10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35>. EDN: JQCQVC. (In Russ.).
11. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. Analysis of the uncertainty factors influence on the mathematical modelling of ammonia compression in the wet vapor region. *AIP Conference Proceedings*. 2021;2412:030043. <http://doi.org/10.1063/5.0076077>. EDN: PIJJIM.
12. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p. (In Germ.).
13. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Энерго- и экологически эффективные рабочие вещества в технологиях генерации холода и теплоты // Холодильная техника. 2016. № 3. С. 18–24. EDN: VWCYCX.
- Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Energo i ekologicheski effektivnyye rabochiye veshchestva v tekhnologiyakh generatsii kholoda i teploty. *Refrigeration Technology*. 2016;3:18–24. EDN: VWCYCX. (In Russ.).
14. Хрёкин А. С. Энергосберегающие решения для создания холодильных машин с применением диоксида углерода: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2023. 328 с. EDN: EKLVD5.
- Khrekin A. S. Energosberegayushchiye resheniya dlya sozdaniya kholodil'nykh mashin s primeneniym dioksida ugleroda. Saint Petersburg, 2023. 328 p. EDN: EKLVD5. (In Russ.).
15. Юша В. Л. К вопросу о применимости полуэмпирических методик расчёта рабочих процессов холодильного одноступенчатого длинноходового поршневого компрессора в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 13–24. <http://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-2-13-24>. EDN: BGBRII.
- Yusha V. L. On the applicability of semi-empirical methods for calculating the operating processes of a single-stage long-stroke reciprocating compressor in the sphere of wet steam. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025;9(2):13–24. <http://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-2-13-24>. EDN: BGBRII. (In Russ.).
16. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С. Экспериментальное исследование особенностей рабочих процессов тихоходных интенсивно охлаждаемых длинноходовых поршневых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 25–32. <http://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-2-25-32>. EDN: AORTTX.
- Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kobylskiy R. E., Busarov I. S. Experimental study of the features of the working processes of low-speed intensively cooled long-stroke piston compressor stages. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025;9(2):25–32. <http://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-2-25-32>. EDN: AORTTX. (In Russ.).
17. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 213 с. EDN: LCEIPW.
- Gromov A. Yu. Razrabotka porshnevyykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov. Omsk, 2017. 213 p. EDN: LCEIPW. (In Russ.).
18. Бусаров И. С. Разработка и исследование самодействующих клапанов с эластомерным конструктивным элементом тихоходного длинноходового поршневого компрессора малой производительности: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2024. 171 с. EDN: UOFJCB.
- Busarov I. S. Razrabotka i issledovaniye samodeystvuyushchikh klapanov s elastomernym konstruktivnym elementom tikhokhodnogo dlinnokhodovogo porshnevogo kompressora maloy proizvoditel'nosti. Omsk, 2024. 171 p. EDN: UOFJCB. (In Russ.).
-
- Вклад авторов:**
В. Л. Юша. Постановка цели и задач исследования, анализ состояния вопроса в области холодильных охлаждаемых компрессоров, анализ полученных результатов, формулирование выводов по результатам расчётных данных, подготовка текста статьи.
С. С. Бусаров. Постановка цели и задач исследования, разработка математической модели, формулирование выводов, подготовка текста статьи.
А. В. Недовенчаный. Анализ состояния вопроса в области холодильных охлаждаемых компрессоров, анализ полученных результатов, подготовка текста статьи.
- Authors' contribution:**
Vladimir L. Yusha. Setting research goal and objectives, analysing the state of the problem in the sphere of refrigeration compressors, analysing the obtained results, formulating conclusions based on the calculated data, preparing the text of the article.
Sergey S. Busarov. Setting research goal and objectives, developing a mathematical model, formulating conclusions, preparing the text of the article.
Aleksey V. Nedovenchany. Analysing the state of the problem in the sphere of refrigeration compressors, reviewing of the obtained results, preparing the text of the article.
- Информация об авторах:**
ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор, главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.
SPIN-код: 1503-9666
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9858-7687>

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

e-mail: 1978yusha@mail.ru

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

e-mail: bssi1980@mail.ru

НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

e-mail: lonewolf_rus88@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 09.09.2025; одобрена после рецензирования 13.05.2026; принята к публикации 16.06.2026.

Information about the authors:

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of the Technical

Department, OJSC "Sibneftetransproekt", Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9858-7687>

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

e-mail: 1978yusha@mail.ru

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

e-mail: bssi1980@mail.ru

NEDOVENCHANY Aleksey Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.

AuthorID (RSCI): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

e-mail: lonewolf_rus88@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 09.09.2025; approved after reviewing 13.05.2026; accepted for publication 16.06.2026.