

УДК: 621.5.041

Работа двухкамерного холодильного компрессора на хладагентах с высоким коэффициентом адиабаты

Канд. техн. наук С. С. БУСАРОВ*, Н. Г. СЕНИЦИН

Омский государственный технический университет

*E-mail: bssi1980@mail.ru

Работа посвящена проблеме сжатия холодильных агентов с высокими показателями адиабаты. Для таких рабочих тел характерен быстрый подъем температуры при сжатии. В настоящее время работа таких холодильных машин связана с применением многоступенчатых компрессоров, содержащих несколько ступеней с различными размерами цилиндра и промежуточные теплообменники. Перспективным направлением совершенствования холодильных машин является замена двухступенчатых компрессоров тихоходными одноступенчатыми машинами. Такая замена упрощает схему холодильной машины при температурах нагнетания близких к температурам двухступенчатых машин. Совершенствование тихоходных холодильных компрессоров может быть связано с использованием двухкамерных машин, в которых поочередно происходит сжатие рабочего тела в одной камере, затем дожатие с интенсивным охлаждением во второй. При этом не требуется охлаждение рабочего тела между камерами. Такая схема значительно проще многоступенчатой и эффективнее одноступенчатой тихоходной. Как показали расчёты на примере сжатия хладагентов R23 и R717, применение двухкамерной тихоходной схемы позволит не только снизить температуру рабочего тела на нагнетании, повысить производительность не менее чем в четыре раза, но и повысить энергоэффективность машины (повышение холодильного коэффициента). К тому же просматривается перспектива для некоторых режимов работы двухкамерных компрессоров — попадания линии сжатия в область влажного пара, что является самостоятельной исследовательской задачей.

Ключевые слова: тихоходный компрессор, двухкамерная машина, хладагент двухкамерная машина, хладагент R23, хладагент R717, математическая модель, холодильный коэффициент.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 23.10.2025, одобрена после рецензирования 26.11.2025, принята к печати 14.01.2026

DOI: 10.17586/1606-4313-2026-25-1-25-31

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Бусаров С. С., Сеницин Н. Г. Работа двухкамерного холодильного компрессора на хладагентах с высоким коэффициентом адиабаты. // Вестник Международной академии холода. 2026. № 1. С. 25–31. DOI: 10.17586/1606-4313-2026-25-1-25-31

Operation of a two-chamber refrigeration compressor with refrigerants with a high adiabatic coefficient

Ph. D. S. S BUSAROV*, N. G. SINITSIN

Omsk State Technical University

*E-mail: bssi1980@mail.ru

This paper examines the compression of refrigerants with highly adiabatic indices. These working fluids are characterized by a rapid temperature rise during compression. Currently, the operation of such refrigeration machines involves the use of multi-stage compressors containing several stages with varying cylinder sizes and intermediate heat exchangers. A promising direction for improving refrigeration machines is the replacement of two-stage compressors with low-speed single-stage units. This simplifies the refrigeration machine design at discharge temperatures close to those of two-stage machines. Improvement of low-speed refrigeration compressors can be achieved by using two-chamber machines in which the working fluid is alternately compressed in one chamber, followed by post-compression with intensive cooling in the second. This eliminates the need for cooling the working fluid between chambers. This design is significantly simpler than a multi-stage design and more efficient than a single-stage low-speed design. As an example of calculations using R23 and R717 refrigerants has shown, the use of a two-chamber low-speed design not only reduces the working fluid discharge temperature and increases productivity by at least fourfold, but also improves the energy efficiency of the machine (increasing the coefficient of performance). Furthermore, a potential is emerging for certain operating modes of two-chamber compressors, such as when the compression line enters the wet vapor region, which is a separate research topic.

Keywords: low-speed compressor, two-chamber machine, two-chamber machine refrigerant, R23 refrigerant, R717 refrigerant, mathematical model, coefficient of performance.

Article info:

Received 23/10/2025, approved after reviewing 26/11/2025, accepted 14/01/2026

DOI: 10.17586/1606-4313-2026-25-1-25-31

Article in Russian

For citation:Busarov S. S., Sinitsin N. G. Operation of a two-chamber refrigeration compressor with refrigerants with a high adiabatic coefficient. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2026. no 1. p. 25-34. DOI: 10.17586/1606-4313-2026-25-1-25-31**Введение**

В большинстве своем, применяемые в настоящее время хладагенты имеют коэффициенты адиабаты значительно ниже, чем, например, у воздуха. Это позволяет сжимать такие рабочие тела с большим отношением давлений в одной ступени при приемлемых температурных режимах. При работе компрессорного оборудования с хладагентами, у которых при сжатии происходит более быстрый рост температуры, это сопряжено с необходимостью применения многоступенчатых машин с промежуточными (межступенчатыми) теплообменниками [1, 2].

В настоящее время на ряде предприятий и в научных организациях г. Омска, Санкт-Петербурга, г. Уфы проводится ряд исследований, направленных на разработку квазиизотермических компрессоров с линейными приводами. Обладая продолжительным временем сжатия (на два порядка больше, чем у существующих аналогов), подобные компрессоры способны при повышенном отношении давлений в одной ступени подавать газ с приемлемыми температурами. Такие компрессоры будем называть тихоходными. Применение тихоходных холодильных компрессоров, в некоторых случаях, позволяет упростить схему и перейти на одноступенчатое сжатие, однако эффективность работы такого компрессора снижается в связи с необходимостью значительной интенсификации теплообмена в ступени компрессора [3]. К тому же производительность таких компрессоров является довольно низкой.

Существует модернизированная конструкция тихоходного компрессора, содержащая две камеры, в которых газ поочередно сжимается, интенсивное охлаждение в такой конструкции предусмотрено только во второй камере дожатия [4]. Такая конструкция позволяет увеличить производительность компрессора и, пожалуй, главной особенностью ее работы является отсутствие необходимости установки теплообменного аппарата между камерами, то есть при всасывании газа в камеру дожатия горячий газ, поступающий из первой камеры, охлаждается за счет интенсивного внешнего охлаждения стенок цилиндра и небольшой скорости поршня, которая не превышает 0,5 м/с.

Из применяемых хладагентов только небольшая группа обладает коэффициентами адиабаты, превышающими значения 1,25...1,3. Именно для этой группы будет актуально данное исследование с применением новой технологии сжатия рабочего тела.

Таким образом, целью данной работы является исследование рабочих процессов холодильных двухкамерных тихоходных компрессоров с хладагентами, имеющими достаточно высокое значение коэффициента адиабаты. Исследование выполнено на примере работы с хладагентами R23 и R717.

Материалы и методы исследования

Расчетная схема двухкамерной компрессорной ступени представлена на рис. 1.

Математическая модель расчета двухкамерного тихоходного компрессора основана на модели расчета термодинамических характеристик газа сосредоточенными параметрами. Подобная модель ранее апробирована экспериментально [5], и учитывает особенности функционирования двухкамерной машины.

Особенность работы двухкамерного компрессора заключается в следующем: рабочее тело сжимается в камере предварительного сжатия, при этом поршень камеры дожатия находится в верхней мертвой точке. При достижении требуемого давления нагнетания в камере предварительного сжатия газ выталкивается в камеру дожатия, поршень в которой идет от верхней мертвой точки к нижней, то есть осуществляется процесс всасывания. При этом камера дожатия интенсивно охлаждается, здесь удастся легче охладить рабочее тело за счет меньшего диаметра камеры. Нагретое во время сжатия в камере предварительного сжатия рабочее тело в процессе всасывания в камеру дожатия несколько охлаждается и процесс сжатия здесь начинается с несколько более низкой температуры чем температура нагнетания в камере предварительного сжатия.

Рабочее тело — хладагент R23, давление кипения 0,1 МПа при температуре кипения -85°C ; температура конденсации $+20^{\circ}\text{C}$ и давлении 4,0 МПа; R717, давление кипения 0,1 МПа при температуре кипения -35°C ; температура конденсации $+40^{\circ}\text{C}$ и давлении 1,8 МПа.

Кроме этого принято, что соединительный трубопровод «Л» — короткий, не обладает гидравлическим сопротивлением, процесс прохождения газа по трубопроводу идет без охлаждения. В камере предварительного сжатия отсутствует клапан нагнетания, соответственно отсутствуют перетечки через этот клапан. В камере дожатия отсутствует клапан всасывания, соответственно отсутствуют перетечки через клапан всасывания.

Система расчетных уравнений подробно представлена в [5]–[7] 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.

Для камеры предварительного сжатия:

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

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

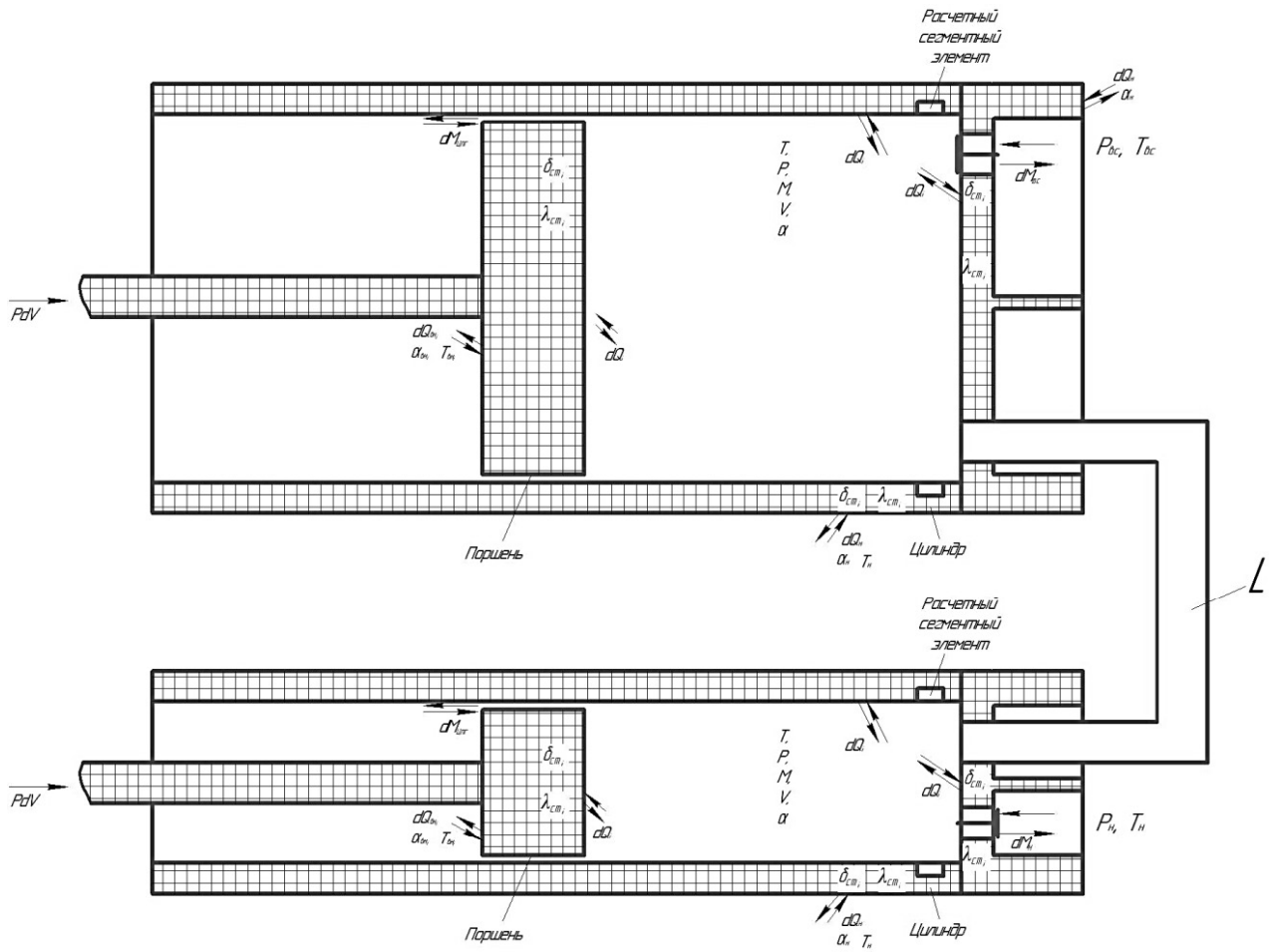


Рис. 1. Схема компрессора с моделируемыми процессами

Fig. 1. Compressor with the modeled processes

$$dQ_j = \alpha_{np} (T_j - T_e) F d\tau; \quad (3)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}; \quad (4)$$

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j; \quad (5)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j S D \frac{dx}{d\tau}; \quad (6)$$

$$m_{пл} \frac{d^2 \tilde{h}_j}{d\tau^2} = \vec{F}_{r,j} + \vec{F}_{np,j} + \vec{F}_{tp,j} + \vec{G} + \vec{F}_{эл,j}; \quad (7)$$

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

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

$$\frac{dm_{ут,цп,j}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j (D_{пс} \delta_p (P_j, S_j, \tau_j)) \sqrt{2\rho_j \Delta P_j}; \quad (10)$$

$$dQ_j = \alpha_{np} (T_j - T_r) F \cdot d\tau; \quad (13)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau}; \quad (14)$$

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j; \quad (15)$$

$$\frac{dL_j}{d\Phi} = P_j S D \frac{dx}{d\Phi}; \quad (16)$$

$$m_{пл} \frac{d^2 \tilde{h}_j}{d\tau^2} = \vec{F}_{r,j} + \vec{F}_{np,j} + \vec{F}_{tp,j} + \vec{G} + \vec{F}_{эл,j}; \quad (17)$$

$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{p,j} f_j \sqrt{2\rho_{r,j} \Delta P_j} \cdot d\tau; \quad (18)$$

$$\frac{dm_{ут,кл,j}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j (\pi D(h_j) \delta_p) \sqrt{2\rho_j \Delta P_j}; \quad (19)$$

$$\frac{dm_{ут,цп,j}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j (D_{Дж} \delta_p (P_j, S_j, \tau_j)) \sqrt{2\rho_j \Delta P_j}; \quad (20)$$

Для камеры дожатия:

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} + \frac{dm_j i_j}{d\tau}; \quad (11)$$

$$P_j = \frac{\xi_j m_j R U_j}{V_j C_{v,j}}; \quad (12)$$

В представленной системе уравнений U_0 — начальное значение внутренней энергии газа, Дж; dU_j — изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, Дж; 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; $D_{пс}$ — диаметр цилиндра камеры предварительного сжатия, м; $D_{дж}$ — диаметр цилиндра камеры дожатия, 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; $\delta_p = f(P_p, S_p, \tau_p)$ — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитывались с использованием эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода. Методика расчета нестационарного процесса теплопередачи между рабочим газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [8, 9].

Результаты исследования и их обсуждение

При проведении исследований были получены результаты, характеризующие процесс сжатия хладагентов (рис. 2, 3).

Как видно из рис. 2, процесс сжатия хладагента R23 в быстроходной одноступенчатой машине при температуре кипения -85°C приводит к температуре нагнетания $+100^\circ\text{C}$ (процесс 1–2). Использование тихоходной одноступенчатой машины приводит к «загибу» линии сжатия влево (процесс 1–6) с температурным уровнем $+38^\circ\text{C}$. При этом диаметр ступени составляет 50 мм.

Для рассмотрения работы двухкамерной машины в качестве первой камеры взят цилиндр с диаметром 100 мм и камеры дожатия с диаметром 20 мм. При этом рассмотрены три режима сжатия с одинаковой степенью повышения давления в камерах: 6,3 в камере предварительного сжатия и 6,3 в камере дожатия (процесс 1–7); 4 в камере предварительного сжатия и 10 в камере дожатия (процесс 1–8); 10 в камере предварительного сжатия и 4 в камере дожатия (процесс 1–9).

Видно, что двухкамерный тихоходный компрессор незначительно выигрывает по температуре, однако производительность двухкамерного холодильного компрессора в 4 раза больше. Применение одноступенчатых тихоходных компрессоров с диаметром более 50 мм при отношениях давления более 20 не рекомендовано в связи с резким возрастанием температуры нагнетания [10, 11]. При соотношении в камерах 4/10 возможно попадание линии сжатия в область влажного пара. До настоящего времени этот процесс еще до конца не изучен, поэтому линия 1–8 в области влажного пара проведена пунктиром.

Как видно из рис. 3, процесс сжатия хладагента R717 в быстроходной одноступенчатой машине при температуре кипения -35°C приводит к температуре нагнетания $+175^\circ\text{C}$ (процесс 1–2). Использование тихоходной одно-

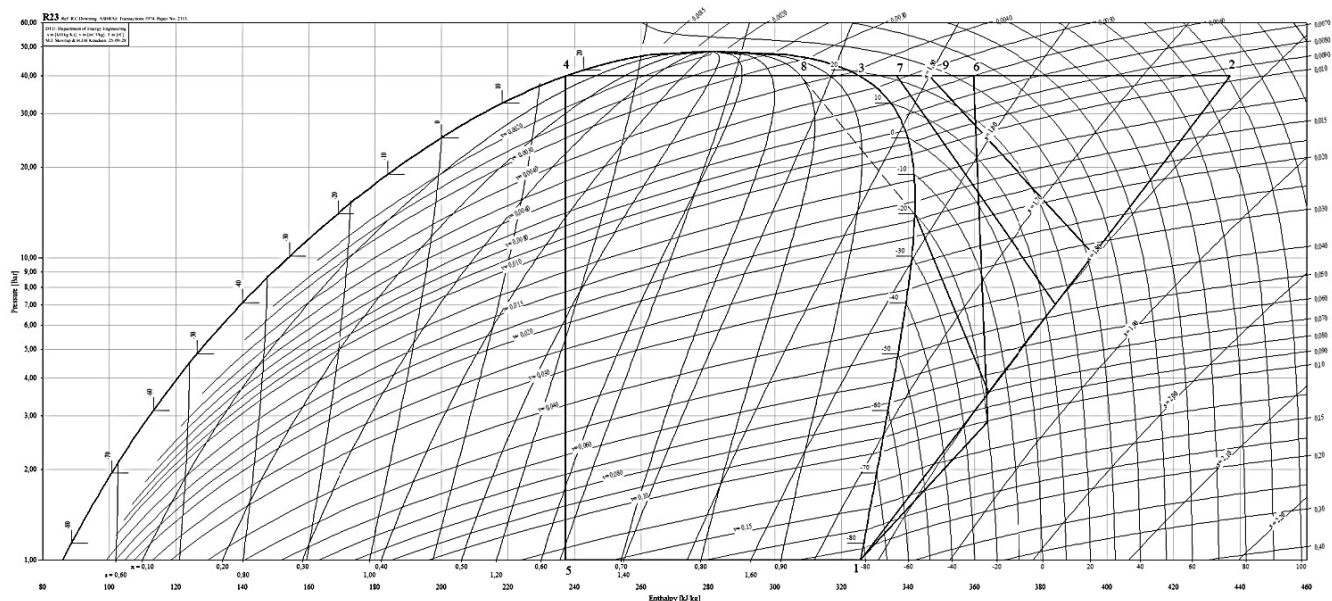


Рис. 2. Особенности сжатия хладагента R23 в тихоходной двухкамерной машине при температуре кипения -85°C и температуре конденсации $+20^\circ\text{C}$

Fig. 2. Features of R23 refrigerant compression in a low-speed two-chamber machine at a boiling temperature of -85°C and a condensation temperature of $+20^\circ\text{C}$

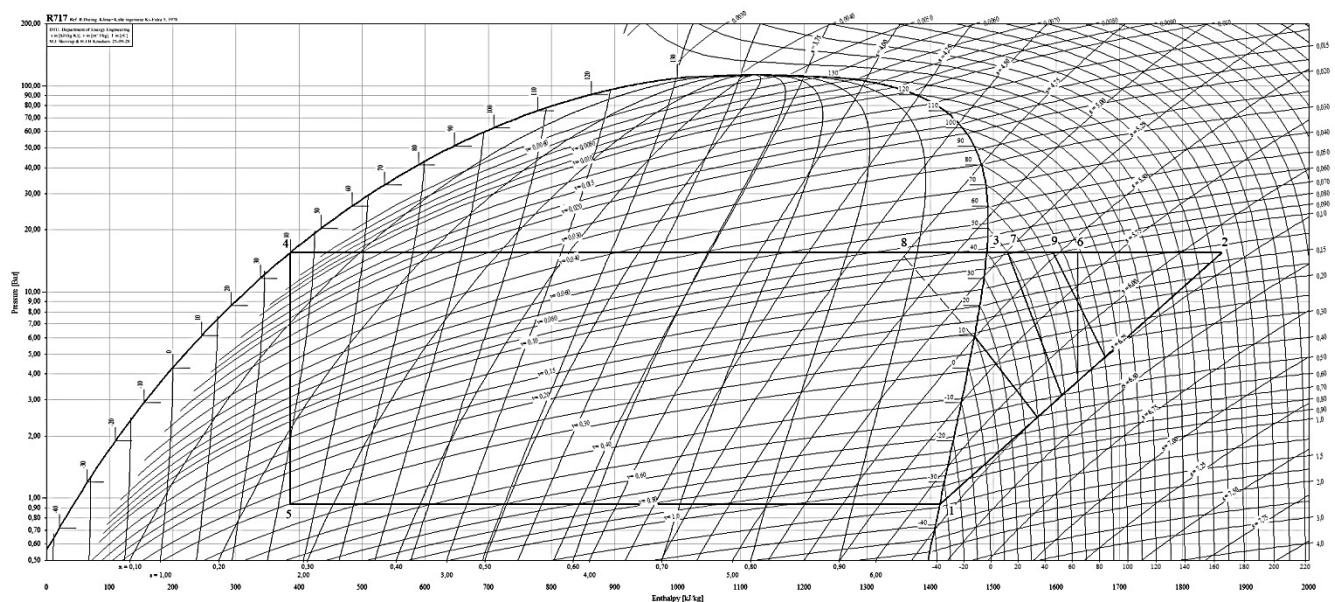


Рис. 3. Особенности сжатия хладагента R717 в тихоходной двухкамерной машине при температуре кипения -35°C и температуре конденсации $+40^{\circ}\text{C}$

Fig. 2. Features of R17 refrigerant compression in a low-speed two-chamber machine at a boiling temperature of -35°C and a condensation temperature of $+40^{\circ}\text{C}$

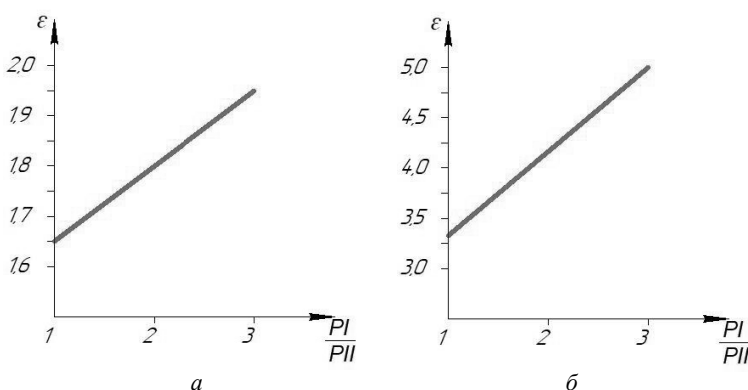


Рис. 4. Холодильный коэффициент для двухкамерных машин при различном соотношении давлений в камерах сжатия: а — R23, б — R717

Fig. 4. Refrigeration coefficient for two-chamber machines with different pressure ratios in the compression chambers: а — R23, б — R717

ступенчатой машины приводит к «загибу» линии сжатия влево (процесс 1–6) с температурным уровнем $+90^{\circ}\text{C}$. При этом диаметр ступени составляет 50 мм. Так же, как и для хладагента R23, для R717 возможно попадание при сжатии в область влажного пара.

Для рассмотрения работы двухкамерной машины в качестве первой камеры взят цилиндр с диаметром 100 мм и камеры дожатия с диаметром 20 мм. При этом рассмотрены три режима сжатия с одинаковой степенью повышения давления в камерах: 4,2 в камере предварительного сжатия и 4,2 в камере дожатия (процесс 1–7); 2,7 в камере предварительного сжатия и 6,7 в камере дожатия (процесс 1–8); 6 в камере предварительного сжатия и 3 в камере дожатия (процесс 1–9).

Рассмотрим эффективность работы представленных вариантов на примере сопоставления холодильных коэффициентов (рис. 4).

Как показано на рис. 4 холодильный коэффициент увеличивается при увеличении отношений давлений в камере дожатия при фиксированном отношении давлений в компрессоре. Для двухступенчатого быстроходного холодильного компрессора при указанном выше режиме работы холодильный коэффициент составил для хладагента R23–1,25; для R717–2,5.

Хладагент R23: для одноступенчатого тихоходного компрессора с учетом организации интенсивного охлаждения холодильный коэффициент составил 1,5. При применении двухкамерной холодильной машины холодильный коэффициент изменялся в диапазоне от 3,4 до 3,8.

Хладагент R717: для одноступенчатого тихоходного компрессора с учетом организации интенсивного охлаждения холодильный коэффициент составил 3,2. При применении двухкамерной холодильной машины холодильный коэффициент изменялся в диапазоне от 3,3 до 5.

Выводы

В работе проведены исследования рабочих процессов холодильных двухкамерных тихоходных компрессоров с хладагентами, имеющими высокое значение коэффициента адиабаты, на примере хладагентов R23 и R717.

Предварительный анализ применения двухкамерных холодильных компрессоров показал их преимущества по сравнению с ранее применяемыми одноступенчатыми тихоходными компрессорами. Холодильный коэффициент для двухкамерных машин оказался выше за счет рациональной организации охлаждения компрессора, также была снижена температура нагнетания. Как показано в ранее опубликованных работах [12]–[15] применение тихоходных компрессоров по энергоэффективности уступает применению многоступенчатых быстроходных,

однако позволяет значительно упростить схему холодильной машины. В двухкамерных машинах показатели эффективности оказались значительно выше, что говорит о возможности использования таких машин в холодильной технике.

Некоторые режимы работы двухкамерных компрессоров приводят к попаданию линии сжатия в область влажного пара, что требует дополнительного исследования данных процессов.

Таким образом, применение двухкамерных холодильных компрессоров и исследование их рабочих процессов особенно для хладагентов высокого давления с большим коэффициентом адиабаты является перспективным направлением совершенствования парокомпрессионных холодильных машин.

Литература

1. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И., Тимофеевский Л. С. Холодильные машины: учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур»; Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006. 941 с.
2. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд. М.: КолосС, 2006. 456 с.
3. Капелюховская А. А. Разработка и исследование тихоходных компрессоров малых холодильных машин: специальность 2.4.8 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники»: дис... канд. техн. наук/А. А. Капелюховская. СПб, 2025. 198 с.
4. Патент РФ № 2819037. МПК F25B 1/10, F25B 31/00./Кобыльский Р. Э., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Бусаров И. С., Капелюховская А. А., Синицын Н. Г. Компактная холодильная машина. Опубликовано: 13.05.2024 Бюл. № 14. Заявка: 2023121084, 11.08.2023.
5. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшумных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: специальность: 2.5.10 «Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы»: автореф. дис... д-ра техн. наук/С. С. Бусаров. Омск, 2024. 32 с.
6. 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.
7. Юша В. Л. Анализ термодинамической эффективности теоретического многоступенчатого компрессора с комбинированным применением адиабатного, изотермического и субизотермического процессов сжатия // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38.
8. 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.

References

1. Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I., Timofeevsky L. S. Refrigerating machines: textbook for university students majoring in «Low temperature Engineering and Physics»; Under the general editorship of L. S. Timofeevsky. St. Petersburg: Polytechnic, 2006. 941 p. (in Russian)
2. Platinin P. I. Reciprocating compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation. 3rd ed. Moscow: KolosS, 2006. 456 p. (in Russian)
3. Kapelyukhovskaya A. A. Development and research of low-speed compressors of small refrigerating machines: specialty 2.4.8 «Machines and apparatuses, processes of refrigeration and cryogenic technology»: dis...Candidate of Technical Sciences/A. A. Kapelyukhovskaya. St. Petersburg, 2025. 198 p. (in Russian)
4. Patent of the Russian Federation No. 2819037. MPC F25B 1/10, F25B 31/00/Kobylsky R. E., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Busarov I. S., Kapelyukhovskaya A. A., Sinitin N. G. Compact refrigerating machine. Published: 05/13/2024 Byul. No. 14. Application: 2023121084, 08/11/2023. (in Russian)
5. Busarov S. S. Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure based on low-flow slow-speed long-stroke stages: specialty: 2.5.10 «Hydraulic machines, vacuum, compressor technology, hydro and pneumatic systems»: abstract of the dissertation....Doctor of Technical Sciences/S. S. Busarov. Omsk, 2024. 32 p. (in Russian)
6. 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)
7. Yusha V. L. Analysis of the thermodynamic efficiency of a theoretical multistage compressor with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal compression processes. *Omsk Scientific Bulletin. Series: Aviation, rocket and energy engineering*. 2024. Vol. 8, No. 4. pp. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38. (in Russian)
8. 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)

9. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Возможность замены двухступенчатых холодильных компрессоров тихоходными. // Вестник Международной академии холода. 2024. № 2. С. 30–35. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35
10. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Капелюховская А. А. Определение эффективного диапазона конструктивных и режимных параметров поршневых длинноходовых компрессорных ступеней. // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 2. С. 17–21.
11. Бусаров С. С. Обоснование возможности конденсации газов в бессмазочных тихоходных холодильных компрессорах/С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, А. А. Капелюховская. // Холодильная техника. 2023. Т. 112, № 1. С. 21–27. DOI: 10.17816/RF513731
12. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом. Омск, 2020. 232 с.
13. Юша В. Л. Создание и совершенствование ступеней компрессоров объёмного действия для автономных мобильных установок: дис.... д-ра техн. наук. Омск, 2008. 434 с.
14. 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. EDN: LNYFMY.
15. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The Efficiency Theoretical Analysis of the Ammonia Refrigeration Cycle Based on the Compression in the Wet Vapor Region // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565.
9. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kapeluxovskaya A. A. Possibility of replacing two-stage refrigeration compressors with low-speed ones. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2023. No 4. p. 30–35. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-30-35. (in Russian)
10. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Kapelyukhovskaya A. A. Determination of the effective range of design and operating parameters of reciprocating long-stroke compressor stages. *Compressor technology and pneumatics*. 2020. No. 2. pp. 17–21. (in Russian)
11. Busarov S. S. Substantiation of the possibility of gas condensation in grease-free low-speed refrigeration compressors/S. S. Busarov, A. V. Nedovenchany, A. A. Kapelyukhovskaya. *Refrigeration equipment*. 2023. Vol. 112, No. 1. pp. 21–27. DOI: 10.17816/RF513731. (in Russian)
12. Nedovenchany A. V. Improving the energy and dynamic efficiency of a low-consumption single-stage compressor unit with a linear hydraulic drive. Омск, 2020. 232 p. (in Russian)
13. Yusha V. L. Creation and improvement of volumetric compressor stages for autonomous mobile installations: dis.... Doctor of Technical Sciences. Омск, 2008. 434 p. (in Russian)
14. 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. EDN: LNYFMY. (in Russian)
15. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The Efficiency Theoretical Analysis of the Ammonia Refrigeration Cycle Based on the Compression in the Wet Vapor Region. *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565.

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, ORCID: 0000-0001-8894-0547

Синицин Никита Глебович

Аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология», Омский государственный технический университет, 644050, Россия, г. Омск, пр. Мира, 11, sinicin_00@mail.ru

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, ORCID: 0000-0001-8894-0547

Sinitsin Nikita G.

Postgraduate student of the Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, Omsk State Technical University, 644050, Russia, Omsk, Mira pr., 11, sinicin_00@mail.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»