

УДК 621.512

# Создание модели расчета рабочих процессов и исследование эффективности компактных двухкамерных холодильных машин<sup>\*</sup>

С.С. Бусаров, И.С. Бусаров, Р.Э. Кобыльский, Н.Г. Синицин

Омский государственный технический университет

## Creation of a model for the working processes computation and studying efficiency of the compact two-chamber refrigeration machines

S.S. Busarov, I.S. Busarov, R.E. Kobylsky, N.G. Sinitsin

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University

Предложена схема тихоходной машины с двумя камерами сжатия, обеспечивающая производительность более 10 нм<sup>3</sup>/ч. В камере предварительного сжатия давление газа повышается до 15 раз, а диаметр цилиндра значительно превышает ранее рекомендованные значения. Дожатие газа до высоких давлений происходит во второй камере меньшего диаметра, где осуществляется более интенсивный отвод теплоты. Полученные значения производительности свидетельствуют о перспективе достижения тихоходными машинами класса компрессоров средней производительности. Дальнейшие исследования будут направлены на проверку адекватности созданной математической модели, проведение экспериментов с различными газами и подбором оптимального закона движения выходных звеньев.

EDN: KYVBJC, <https://elibrary/kyybjc>

**Ключевые слова:** двухкамерный компрессор, рабочие процессы, диоксид углерода, эффективность холодильных машин, средняя температура, коэффициент подачи

The paper presents a developed design of the low-speed machine with two compression chambers ensuring production capacity of more than 10 nm<sup>3</sup>/h. Gas pressure in the preliminary compression chamber increases by up to 15 times, and the cylinder diameter significantly exceeds the previously recommended parameters. Additional gas compression to the high pressures is provided in the second chamber with a smaller diameter, where heat is removed more intensively. The obtained performance values indicate a prospect of the low-speed machines to reach the medium-performance compressor class. Further research would be aimed at checking adequacy of the created mathematical model, conducting experiments with various gases and selecting the optimal law of motion for the output links.

EDN: KYVBJC, <https://elibrary/kyybjc>

**Keywords:** two-chamber compressor, working processes, carbon dioxide, refrigeration machine efficiency, average temperature, feed coefficient

<sup>\*</sup> Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 24-29-20010.

Технологическое оборудование, к которому относятся компрессоры, требует постоянного совершенствования и улучшения характеристик. Необходимость постоянного повышения их эффективности, характеризуемой такими показателями, как коэффициент подачи и изотермический индикаторный коэффициент полезного действия (КПД), обусловлена постоянной конкуренцией российской техники с западной и между образцами различных отечественных производителей.

Потребители также ориентированы на надежность и безопасность компрессоров, которые в основном зависят от давления и температуры газа. Давление газа — один из главных параметров, необходимых для выполнения прочностных расчетов. На современном уровне развития вычислительной техники нет проблем с выполнением расчетов любых деталей компрессора (корпусных или механизма движения). Изменение же температуры газа является следствием повышения или снижения его давления и требует значительного внимания при проектировании машин с соблюдением норм.

При повышенном давлении нагнетания  $p_n$ , или, точнее, отношении  $p_n$  к давлению всасывания  $p_{вс}$ , в первых образцах поршневых машин снижение температуры газа и повышение эффективности достигалось переходом на многоступенчатое сжатие. Хотя это в значительной мере усложняло компрессор наличием дополнительных коммуникаций, оборудования и различным типоразмером ступеней. Однако до сих пор такое техническое решение остается наиболее применимым и востребованным [1–3].

В 70-х и 80-х годах XX века перспективным направлением стала конструкция со впрыском рабочей жидкости в камеру сжатия, что повышало давление в одной ступени сжатия и приближало процесс сжатия к изотермическому. Исследованию этого направления посвящено много работ советских и российских ученых [4, 5].

Однако в настоящее время такой способ редко задействован в поршневых машинах вследствие необходимости очистки газа от впрыскиваемой жидкости и обеспечения ее точного дозирования для исключения скопления в рабочей камере (РК).

Перспективное направление создания так называемых тихоходных поршневых машин, реализующих процесс сжатия в квазиизотермическом режиме, получило развитие в 2010 г.

в Омском государственном техническом университете [6–9]. Такие машины обеспечивают получение средних и высоких давлений в одной ступени сжатия при температуре газа на выходе ниже максимальных значений, указанных в нормативных документах. Так как эти компрессоры требовали отвода большого количества теплоты, время цикла было значительно увеличено, вследствие чего производительность одного цилиндра не превышала  $5 \text{ м}^3/\text{ч}$ . При этом диаметр цилиндров компрессоров находится в довольно узком диапазоне —  $50 \dots 80 \text{ мм}$  [10].

Дальнейшее совершенствование таких машин для нужд в первую очередь холодильной техники привело к созданию многокамерных конструкций.

Одним из таких технических решений является компактная холодильная машина [11], конструктивная схема которой приведена на рис. 1. В ее состав входят компрессор 1, камера всасывания 4 с газораспределительным устройством всасывания 3 и камера нагнетания 9 с газораспределительным устройством нагнетания 10. Камера нагнетания сообщена с внутренней полостью связанного с потребителем теплообменного аппарата 5 посредством охлаждаемого капилляра 8, а камера всасывания — с помощью трубопровода 6. Компрессор, теплообменный аппарат, капилляр и трубопровод объединены в единый замкнутый холодильный цикл.

Компрессор — двухкамерный тихоходный поршневой (далее двухкамерный тихоходный компрессор) — содержит камеру предварительного сжатия (КПС) 2 и камеру дожатия (КД) 11, которые соединены трубопроводом 7, причем КД меньше, чем КПС.

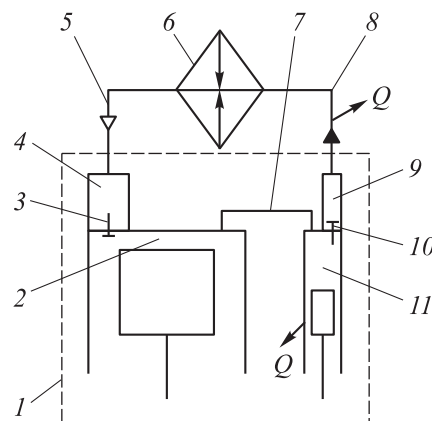


Рис. 1. Конструктивная схема компактной холодильной машины с двухкамерным тихоходным компрессором

Двухкамерный тихоходный компрессор работает следующим образом. Газ поступает в камеру всасывания и через газораспределительное устройство всасывания попадает в КПС, где сжимается с низким показателем политропы [12, 13] и по трубопроводу переходит в КД. Процесс сжатия в КД сопровождается интенсивным отводом теплоты  $Q$ , а значительно меньший размер КД (по сравнению с размером КПС) позволяет более интенсивно взаимодействовать сжимаемому газу с охлаждаемыми стенками в КД. В конце процесса сжатия открывается газораспределительное устройство нагнетания, и газ поступает в камеру нагнетания.

Определим возможное увеличение диаметра цилиндра КПС с целью повышения производительности и допустимое отношение давлений  $p_n/p_{вс}$  в КПС для обеспечения безопасного температурного уровня. Также найдем соотношения по увеличению давления газа в КПС и КД и получаемый эффект в виде значений коэффициента подачи и изотермического индикаторного КПД.

**Объект исследования.** В качестве такового выступал двухкамерный тихоходный компрессор. Диаметр цилиндра КПС  $D_{\text{КПС}} = 100 \dots 300$  мм при степени повышения давления в КПС  $2 \dots 50$  и температуре всасывания  $T_{вс}$  не более 300 К. Диаметр цилиндра КД  $D_{\text{КД}} = 20 \dots 50$  мм при степени повышения давления в КД  $2 \dots 50$ . Сжимаемый газ — диоксид углерода (R744). Время сжатия в каждой камере —  $2 \dots 4$  с. В КПС ход поршня — 1000 мм, в КД его рассчитывают в зависимости от объема поступающего газа.

**Теоретическое исследование.** Расчетная схема двухкамерного тихоходного компрессора приведена на рис. 2. Здесь введены следующие обозначения:  $dQ_j$  — количество теплоты, отведенное от газа или подведенное к нему;  $j$  — индекс расчетного шага;  $dm_{вс j}$  и  $dm_{н j}$  — величины изменения массы газа в процессе течения через клапаны;  $dm_{\text{утЦПГ } j}$  — масса газа, теряемого через цилиндропоршневую группу (ЦПГ);  $dQ_{н j}$  и  $dQ_{вн j}$  — количество теплоты, отводимое наружной поверхностью цилиндра и внутренней поверхностью РК;  $\alpha_{н j}$  и  $T_{н j}$  — коэффициент

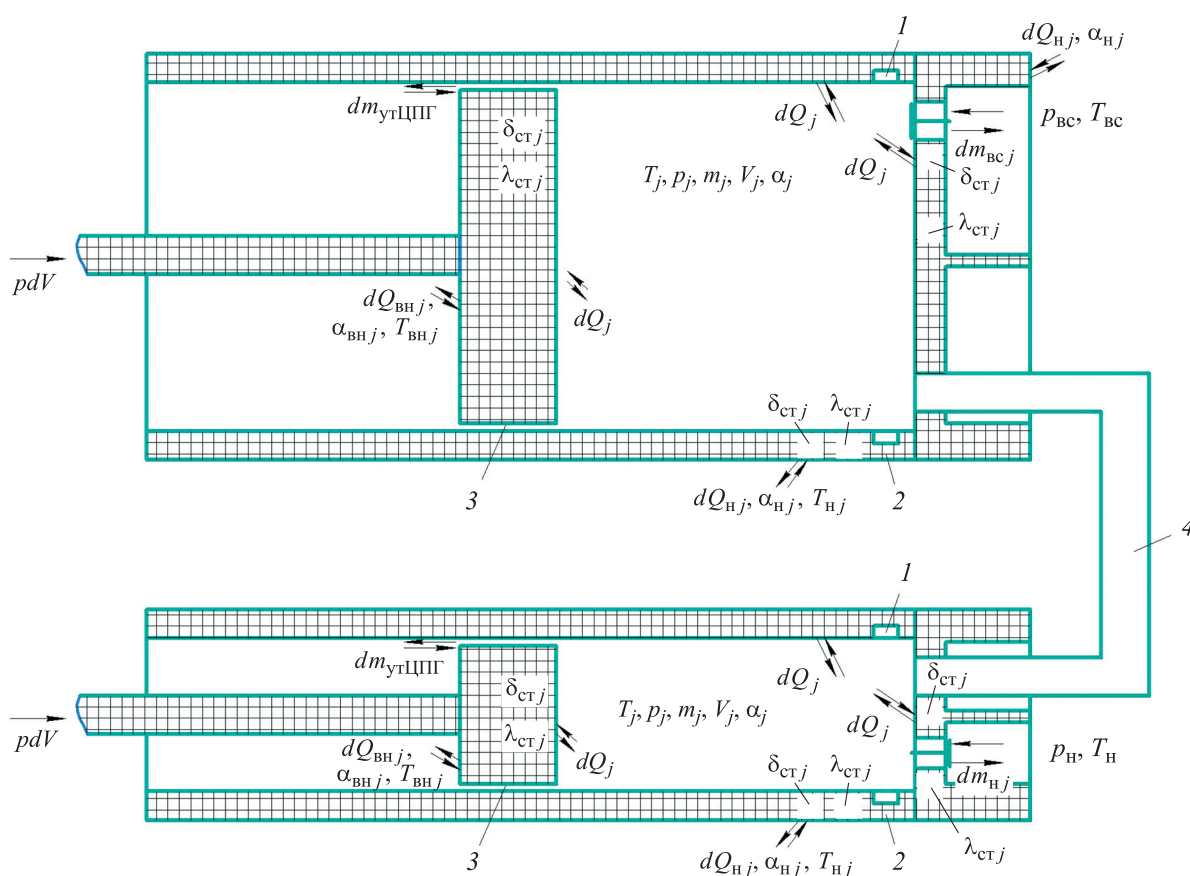


Рис. 2. Расчетная схема двухкамерного тихоходного компрессора:

1 — расчетный сегментный элемент; 2 — цилиндр; 3 — поршень; 4 — соединительный трубопровод

теплоотдачи на наружной поверхности цилиндра и температура внешней среды;  $\alpha_{вн j}$  и  $T_{вн j}$  — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности РК и внутренняя температура;  $\lambda_{ст j}$  и  $\delta_{ст j}$  — коэффициент теплопроводности и толщина материала стенок деталей РК;  $T_j$ ,  $p_j$ ,  $m_j$ ,  $V_j$  и  $\alpha_j$  — температура, давление, масса, объем и коэффициент теплоотдачи газа в РК.

Математическая модель расчета рабочего процесса двухкамерного тихоходного компрессора представляет собой усовершенствованную и ранее верифицированную обобщенную математическую модель тихоходной ступени [14], в которой учтены конструктивные особенности рассматриваемого объекта исследования.

Приняты следующие допущения: газовая среда — непрерывная и гомогенная; параметры состояния газа изменяются одновременно по всему объему РК; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания — постоянные; течение газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры — адиабатное; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей — конвективный; коэффициент теплоотдачи — одинаковый на всех внутренних поверхностях РК в каждый момент времени; соединительный трубопровод (см. рис. 2) — короткий, не обладает гидравлическим сопротивлением, процесс прохождения газа по трубопроводу идет с интенсивным охлаждением; в КПС отсутствует клапан нагнетания, в КД — клапан всасывания, а следовательно, и перетечки через них.

Система расчетных уравнений подробно описана в работах [1, 14–16] 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.

Математическая модель расчета рабочего процесса двухкамерного тихоходного компрессора содержит следующие уравнения:

• для КПС

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} - \frac{dm_j i_j}{d\tau};$$

$$p_j = \frac{\xi_j m_j R U_j}{V_j C_{vj}};$$

$$dQ_j = \alpha_{пр} (T_{пj} - T_r) F_j d\tau;$$

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

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j;$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = p_j S_D \frac{dx}{d\tau};$$

$$m_{пл} \frac{d^2 h_j}{d\tau^2} = F_{гj} + F_{прj} + F_{трj} + G + F_{элj};$$

$$dm_j = \alpha a_j f_j \sqrt{2\rho_j \Delta p_j} d\tau;$$

$$\frac{dm_{ут.клj}}{d\tau} = \alpha_j a_j \pi D(h_j) \delta_p \sqrt{2\rho_j \Delta p_j};$$

$$\frac{dm_{ут.ЦПГj}}{d\tau} = \alpha_j a_j D_{КПС} \delta_p (p_j, S_j, \tau_j) \sqrt{2\rho_j \Delta p_j};$$

• для КД

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

$$p_j = \frac{\xi_j m_j R U_j}{V_j C_{vj}};$$

$$dQ_j = \alpha_{пр} (T_{пj} - T_r) F_j d\tau;$$

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

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j;$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = p_j S_D \frac{dx}{d\tau};$$

$$m_{пл} \frac{d^2 h_j}{d\tau^2} = F_{гj} + F_{прj} + F_{трj} + G + F_{элj};$$

$$dm_j = \alpha a_j f_j \sqrt{2\rho_j \Delta p_j} d\tau;$$

$$\frac{dm_{ут.клj}}{d\tau} = \alpha_j a_j \pi D(h_j) \delta_p \sqrt{2\rho_j \Delta p_j};$$

$$\frac{dm_{ут.ЦПГj}}{d\tau} = \alpha_j a_j D_{КД} \delta_p (p_j, S_j, \tau_j) \sqrt{2\rho_j \Delta p_j},$$

где  $dU_j$  — величина изменения внутренней энергии газа, Дж;  $d\tau$  — элементарный промежуток времени, с;  $dL_j$  — работа, совершенная над газом или самим газом, Дж;  $dQ_j$  — элементарный тепловой поток, К;  $dm_j$  — величина изменения массы газа в РК, кг;  $i_j$  — энтальпия газа, Дж/кг;  $\xi_j$  — коэффициент сжимаемости реального газа;  $R$  — газовая постоянная,

Дж/(К·кг);  $C_{vj}$  — объемная теплоемкость газа, Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $\alpha_{пр}$  — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена и зависящий от ее геометрических характеристик, режима течения, свойств и параметров газа;  $T_{пj}$  и  $T_r$  — температура поверхности и газа, К;  $F_j$  — площадь теплообмена, м<sup>2</sup>;  $U_0$  — начальная внутренняя энергия газа, Дж; м<sup>2</sup>;  $m_0$  — начальная масса газа в РК, кг;  $S_D$  — площадь поршня ступени, м<sup>2</sup>;  $m_{пл}$  — масса запорного элемента (пластины) клапана, кг;  $h_j$  — текущая координата подъема запорного элемента, м;  $F_{гj}$  — газовая сила, Н;  $F_{прj}$  — сила упругости пружины, Н;  $F_{трj}$  — сила трения газа, Н;  $G$  — вес запорного элемента клапана, принятый равным нулю при его горизонтальном расположении, Н;  $F_{элj}$  — сила упругости эластомерного элемента, Н;  $\alpha$  — коэффици-

ент расхода клапанов;  $a_j$  — коэффициент расширения газа;  $f_j$  — площадь проходного сечения клапана, м<sup>2</sup>;  $\rho_{гj}$  — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_j$  — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па;  $dm_{ут.клj}$  — утечки массового потока через закрытые клапаны, кг;  $D(h_j)$  — функция изменения периметра прилегания запорного органа к седлу клапана от высоты подъема запорного органа, м;  $\delta_p(p_j, S_j, \tau_j)$  — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Для расчета процессов конвективного теплообмена и течения газа через зазоры использованы эмпирические зависимости для коэффициентов теплоотдачи и расхода. Методика расчета нестационарного процесса теплопередачи между газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно описана в диссертации [10].

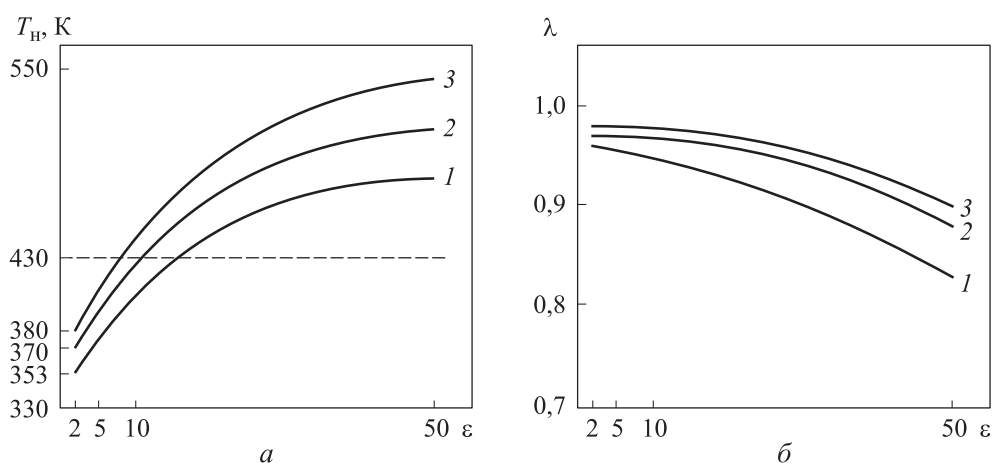


Рис. 3. Интегральные характеристики КПС при диаметре цилиндра  $D_{КПС} = 100$  (1), 200 (2) и 300 мм (3):

$a$  — зависимости средней температуры нагнетания  $T_n$  от степени повышения давления  $\varepsilon$ ;  
 $b$  — зависимости коэффициента подачи  $\lambda$  от степени повышения давления  $\varepsilon$

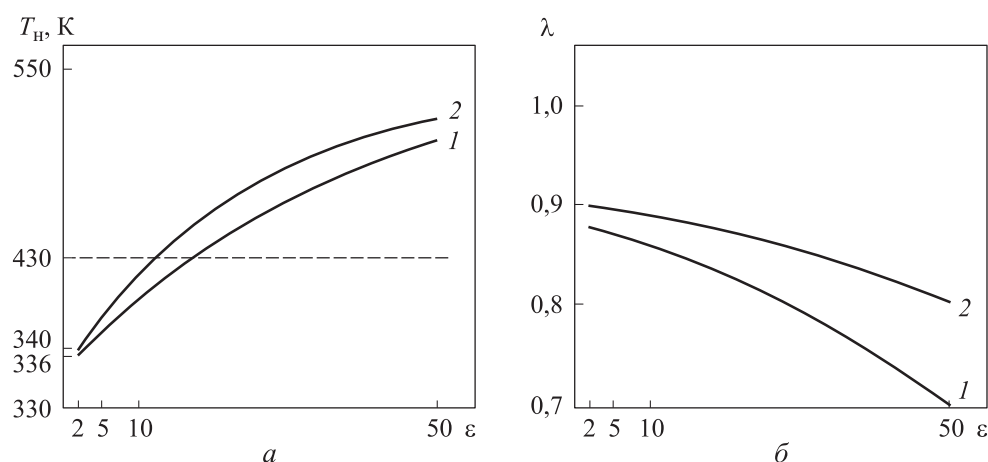


Рис. 4. Интегральные характеристики КД при диаметре цилиндра  $D_{КД} = 20$  (1) и 50 (2) мм:

$a$  — зависимости средней температуры нагнетания  $T_n$  от степени повышения давления  $\varepsilon$ ;  
 $b$  — зависимости коэффициента подачи  $\lambda$  от степени повышения давления  $\varepsilon$

**Результаты исследования.** Интегральные характеристики КПС в виде зависимостей средней температуры нагнетания  $T_n$  и коэффициента подачи  $\lambda$  от степени повышения давления  $\epsilon$  приведены на рис. 3, а интегральные характеристики КД — на рис. 4.

Как видно из полученных графиков, давления 10 МПа можно достичь при диаметре цилиндра КПС  $D_{\text{КПС}} = 100 \dots 300$  мм. В этом случае степень повышения давления  $\epsilon$  составляет  $5 \dots 15$ , а коэффициент подачи  $\lambda$  —  $0,80 \dots 0,95$ . Дожатие газа в КД до 10 МПа можно осуществить при диаметре цилиндра КД  $D_{\text{КД}} = 20 \dots 50$  мм.

Увеличение диаметра цилиндра КПС относительно максимального значения (80 мм), рекомендуемого для тихоходных одноступенчатых машин производительностью до  $5 \text{ нм}^3/\text{ч}$  [10], позволит повысить производительность одноцилиндровых компрессоров до  $25 \text{ нм}^3/\text{ч}$ . Это даст возможность перевести тихоходные одноступенчатые машины из класса микрокомпрессоров в компрессоры малой и средней производительности.

## Выводы

1. Анализ результатов предварительного расчета двухкамерного тихоходного одноступенчатого компрессора показал, что в отличие от предыдущих рекомендаций диаметр цилиндра КПС можно повысить до 300 мм при обеспечении приемлемой температуры нагнетания. Однако в этом случае степень повышения давления в КПС не будет превышать 15. Дожатие газа до давления 10 МПа в КД сопровождается более интенсивным теплоотводом от сжимаемого газа вследствие уменьшения диаметра цилиндра (большей площади контакта газа в цилиндре с охлаждаемой стенкой). Производительность двухкамерного тихоходного одноступенчатого компрессора может достигать  $25 \text{ нм}^3/\text{ч}$ , что значительно выше ранее рекомендованных значений.

2. Дальнейшие исследования будут посвящены проверке созданной математической модели на адекватность и проведению экспериментов с различными газами и подбором оптимального закона движения выходных звеньев.

## Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Основы проектирования. Конструкции*. Т. 2. Москва, КолосС, 2008. 711 с.
- [2] Щерба В.Е. *Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия*. Москва, Юрайт, 2023. 323 с.
- [3] Юша В.Л. *Системы охлаждения и газораспределения объемных компрессоров*. Новосибирск, Наука, 2006. 236 с.
- [4] Дзитолев М.С., Татаренко Ю.В., Молостов А.В. К вопросу испарительного охлаждения компрессора. *Вестник Международной академии холода*, 2021, № 2, с. 21–27, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-2-21-27>
- [5] Середа С.О., Гильмедов Ф.Ш., Мунтянов И.Г. Экспериментальное исследование впрыска воды во входной канал многоступенчатого компрессора на его характеристики. *Теплоэнергетика*, 2004, № 5, с. 66–71.
- [6] Прилуцкий И.К., Наумчик И.В., Казимиров А.В. и др. Влияние величины внутренней теплообменной поверхности цилиндров поршневых компрессоров с кривошипно-шатунным и линейным приводом на интенсивность теплообменных процессов в ступенях с повышенным отношением давлений. *Вестник Международной академии холода*, 2022, № 1, с. 11–25, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25>
- [7] Громов А.Ю. *Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2017. 213 с.
- [8] Недовенчаный А.В. *Повышение энергетической и динамической эффективности малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2020. 232 с.
- [9] Юша В.Л., Громов А.Ю., Ушаков П.В. Регулирование температуры конденсации пароконденсационного теплового насоса на базе поршневой длинноходовой компрессорной ступени при фиксированных температурах воспринимающего теплоносителя. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2023, т. 7, № 2, с. 27–35, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35>

- [10] Бусаров С.С. *Создание и совершенствование бесшмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней*. Дисс. ... док. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2024. 325 с.
- [11] Кобыльский Р.Э., Бусаров С.С., Недовенчаный А.В. и др. *Компактная холодильная машина*. Патент РФ 2819037. Заявл. 11.08.2023, опубл. 13.05.2024.
- [12] Садвакасов Д.Х., Чернов Г.И., Юша В.Л. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса обратного расширения аммиака в тихоходной поршневой компрессорной ступени. Ч. 1. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2022, т. 6, № 1, с. 44–54, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-1-44-54>
- [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, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24>
- [14] Бусаров С.С., Гошля Р.Ю., Громов А.Ю. и др. Математическое моделирование процессов теплообмена в рабочей камере тихоходной ступени поршневого компрессора. *Компрессорная техника и пневматика*, 2016, № 6, с. 6–10.
- [15] Никифоров А.Г., Муслова Л.А. Влияние подвижности стенки на массовый расход в тихоходной длинноходовой ступени. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2023, т. 7, № 4, с. 9–14, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-4-9-14>
- [16] Прилуцкий И.К., Прилуцкий А.И., Маковеева А.С. и др. *Алгоритм создания в программе КОМДЕТ-М рабочих веществ произвольного состава*. Санкт-Петербург, Университет ИТМО, 2018. 79 с.

## References

- [1] Platinin P.I. *Porshnevye kompressory. Osnovy proektirovaniya. Konstrukcii*. T. 1. [Piston compressors. Fundamentals of design. Constructions. Vol. 1]. Moscow, KolosS Publ., 2008. 711 p. (In Russ.).
- [2] Shcherba V.E. *Teoriya, raschet i konstruirovaniye porshnevyyh kompressorov ob"emnogo dejstviya* [Theory, calculation and Design of reciprocating compressors of volumetric action]. Moscow, Yurajt Publ., 2023. 323 p. (In Russ.).
- [3] Yusha V.L. *Sistemy ohlazhdeniya i gazoraspredeleniya ob"emnyh kompressorov* [Cooling and gas distribution systems of volumetric compressors]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 236 p. (In Russ.).
- [4] Dzitoev M.S., Tatarenko Yu.V., Molostov A.V. On evaporative cooling of compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda* [Journal of International Academy of Refrigeration], 2021, no. 2, pp. 21–27, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-2-21-27> (in Russ.).
- [5] Sereda S.O., Gil'medov F.Sh., Muntyanov I.G. Experimental study of the effect of water injection into the inlet channel of a multistage axial compressor on its characteristics. *Teploenergetika*, 2004, no. 5, pp. 66–71. (In Russ.). (Eng. version: *Therm. Eng.*, 2004, vol. 51, no. 5, pp. 409–414.)
- [6] Priluckij I.K., Naumchik I.V., Kazimirov A.V. et al. The effect of the internal heat-exchange surface of the cylinders in the reciprocating compressors with crank-and-rod and linear drive. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda* [Journal of International Academy of Refrigeration], 2022, no. 1, pp. 11–25, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25> (in Russ.).
- [7] Gromov A.Yu. *Razrabotka porshnevyyh stupeney s linejnym privodom dlya maloraskhodnyh kompressornyh agregatov i issledovanie ih rabochih processov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of piston stages with linear drive for low-flow compressor units and study of their working processes. Kand. tech. sci. diss.]. Омск, ОмГТУ Publ., 2017. 213 p. (In Russ.).
- [8] Nedovenchanyj A.V. *Povyshenie energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s linejnym gidroprivodom* [Increase of

- energy and dynamic efficiency of low-flow single-stage compressor unit with linear hydraulic drive. Diss. kand. tekhn. nauk [Kand. tech. sci. diss.]. Omsk, OmGTU Publ., 2020. 232 p. (In Russ.).
- [9] Yusha V.L., Gromov A.Yu., Ushakov P.V. Adjustment of condensing temperature of the vapor-compression heat pump based on a reciprocating long-stroke compressor stage at fixed temperatures of receiving coolant. *Omskij nauchnyj vestnik. Ser. Aviacionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2023, vol. 7, no. 2, pp. 27–35, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35> (in Russ.).
- [10] Busarov S.S. *Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazozhnykh porshnevnykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tihohodnykh dlinnohodovykh stupeney*. Diss. dok. tekhn. nauk [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-flow low-speed long stroke stages. Doc. tech. sci. diss.]. Omsk, OmGTU Publ., 2024. 325 p. (In Russ.).
- [11] Kobyl'skiy R.E., Busarov S.S., Nedovenchanyy A.V. et al. *Kompaktnaya holodil'naya mashina* [Compact refrigerating machine]. Patent RU 2819037. Appl. 11.08.2023, publ. 13.05.2024. (In Russ.).
- [12] Sadvakasov D.H., Chernov G.I., Yusha V.L. The analysis of influence of uncertainty factors on mathematical modeling of process of reverse expansion of ammonia in low-speed reciprocating compressor stage. Part 1. *Omskij nauchnyj vestnik. Ser. Aviacionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2022, vol. 6, no. 1, pp. 44–54, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-1-44-54> (in Russ.).
- [13] Yusha V.L. Theoretical assessment of the effectiveness of application single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration and hydrocarbon gas liquefaction systems. *Omskij nauchnyj vestnik. Ser. Aviacionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2024, vol. 8, no. 1, pp. 17–24, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24> (in Russ.).
- [14] Busarov S.S., Goshlya R.Yu., Gromov A.Yu. et al. Mathematical modeling of processes of heat exchange in the working chamber of low-speed reciprocating compressors stage. *Kompressor'naya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2016, no. 6, pp. 6–10. (In Russ.).
- [15] Nikiforov A.G., Muslova L.A. The effect of wall mobility on mass flow in a slow-moving long-stroke stage. *Omskij nauchnyj vestnik. Ser. Aviacionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2023, vol. 7, no. 4, pp. 9–14, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-4-9-14> (in Russ.).
- [16] Priluckiy I.K., Priluckiy A.I., Makoveeva A.S. et al. *Algoritmy sozdaniya v programme KOMDET-M rabochnykh veshchestv proizvol'nogo sostava* [Algorithm of creation of working substances of arbitrary composition in KOMDET-M program]. Sankt-Petersburg, Universitet ITMO Publ., 2018. 79 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 08.08.2024

## Информация об авторах

**БУСАРОВ Сергей Сергеевич** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

**БУСАРОВ Игорь Сергеевич** — кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: habr86@mail.ru).

**КОБЫЛЬСКИЙ Роман Эдуардович** — аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: roman.kobilsky@gmail.com).

**СЕНИЦИН Никита Глебович** — аспирант кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». ФГБОУ ВО «Омский государственный технический университет» (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: sinicin\_00@mail.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Бусаров С.С., Бусаров И.С., Кобыльский Р.Э., Сеницин Н.Г. Создание модели расчета рабочих процессов и исследование эффективности компактных двухкамерных холодильных машин. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 5, с. 84–92.

### Please cite this article in English as:

Busarov S.S., Busarov I.S., Kobylsky R.E., Sinitsin N.G. Creation of a model for the working processes computation and studying efficiency of the compact two-chamber refrigeration machines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 5, pp. 84–92.

## Information about the authors

**BUSAROV Sergei Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigerating and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

**BUSAROV Igor Sergeevich** — Candidate of Science (Eng.), Senior Lecturer, Department of Refrigerating and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: habr86@mail.ru).

**KOBYLSKY Roman Eduardovich** — Postgraduate, Department of Refrigerating and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: roman.kobilsky@gmail.com).

**SINITIN Nikita Glebovich** — Postgraduate, Department of Refrigerating and Compressor Engineering and Technology. Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education — Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: sinicin\_00@mail.ru).