

РАЗРАБОТКА УПРОЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ТИХОХОДНОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА В ОБЛАСТИ ВЛАЖНОГО ПАРА ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Д.Х. Садвакасов
Н.А. Райковский
Г.И. Чернов
В.С. Евдокимов

dkhsadvakasov@omgtu.ru
n_raykovskiy@mail.ru
gi_chernov2002@mail.ru
omgtu_evdokimov@mail.ru

ОМГТУ, г. Омск, Российская Федерация

Аннотация

Приведена математическая модель расчета рабочих процессов, протекающих в области влажного пара в холодильной поршневой тихоходной компрессорной ступени, с помощью которой выполнено исследование влияния продолжительности рабочего процесса на эффективность холодильного цикла и интегральные энергетические характеристики компрессора. В качестве рабочего тела принят хладагент R134a. В основу расчета рабочих процессов компрессора в области влажного пара легли три основных уравнения: первый закон термодинамики, уравнение Клапейрона — Клаузиуса и уравнение состояния реального газа. Особенностью разработанной математической модели является создание системы дифференциальных уравнений, описывающих изменение температуры, давления и степени сухости в рабочей полости поршневой тихоходной холодильной компрессорной ступени с учетом уравнения Клапейрона — Клаузиуса. В результате расчета холодильного цикла определено, что эффективность работы холодильной установки с использованием тихоходной поршневой компрессорной ступени, работающей в области влажного пара, позволит увеличить в 2 раза холодильный коэффициент установки путем снижения в 2 раза индикаторной мощности, а также сократить на ~ 40 % тепловую нагрузку на конденсатор

Ключевые слова

Хладагент, влажный пар, холодильный цикл, тихоходный компрессор, конденсация

Поступила 06.10.2023

Принята 06.12.2023

© Автор(ы), 2024

Введение. Повышение энергетической эффективности холодильного цикла, снижение температуры нагнетания компрессора, отказ от масла в проточной части оборудования, а также снижение тепловой нагрузки на кон-

денсатор являются важными и перспективными направлениями совершенствования холодильных машин и установок. Успешное решение комплекса обозначенных задач возможно путем создания холодильных компрессоров, реализующих сжатие рабочего тела в области влажного пара [1–3]. Следует отметить, что для реализации сжатия рабочего тела в области влажного пара наиболее перспективно применение тихоходных компрессорных ступеней с интенсивным охлаждением цилиндра [1–3]. Это позволит существенно увеличить время рабочего цикла (время охлаждения) и соответственно увеличить количество отводимой от рабочего тела теплоты, а также исключить вероятность гидроудара в цилиндре [4–6].

Для проведения теоретического исследования влияния различных факторов на термодинамические параметры рабочего тела и интегральные энергетические характеристики компрессорной ступени требуется разработка математической модели рабочего процесса интенсивно охлаждаемого холодильного тихоходного поршневого компрессора, работающего в области влажного пара.

В результате анализа литературы [7–10] определены работы, посвященные разработке математических моделей сжатия и расширения влажного пара в машинах объемного принципа действия. В работе [7] проведен сравнительный анализ результатов расчета рабочего процесса поршневого компрессора, сжимающего влажный пар, выполненный с применением трех подходов математического моделирования: капельной модели (пар и жидкость в контрольном объеме имеют разные температуры); однородной модели (пар и жидкость в контрольном объеме имеют одинаковую температуру в любой момент времени) и ударной модели (жидкость в контрольном объеме имеет постоянную исходную температуру, а газ является насыщенным паром при влажном сжатии). Авторами [7] рекомендована к применению однородная математическая модель, которая наиболее адекватна результатам экспериментальных исследований. Однако предложенная математическая модель численно определяла только значение температуры и давления в области влажного пара за счет уравнений первого закона термодинамики и уравнения состояния реального газа и не учитывала фазовые превращения в рабочей полости из-за высоких скоростей вращения коленчатого вала.

Разработка упрощенной математической модели. Предмет исследования — рабочие процессы, протекающие в тихоходном интенсивно охлаждаемом холодильном поршневом компрессоре в области влажного пара.

Математическая модель рабочих процессов в области влажного пара для тихоходной поршневой компрессорной ступени разработана при сле-

дующих упрощающих допущениях: насыщенная жидкость и насыщенный пар находятся в равновесии; параметры состояния рабочего тела изменяются мгновенно и одновременно по всему объему рабочей камеры; теплообмен между влажным паром и поршнем, а также между влажным паром и крышкой клапанов отсутствует; параметры рабочего тела в цилиндре остаются постоянными на всем протяжении процессов всасывания и нагнетания; нет гидравлических потерь при течении рабочего тела в каналах клапанов и трубопроводах, т. е. при всасывании и нагнетании давление газа в цилиндре будет равно давлению кипения и конденсации рабочего тела; при всасывании и нагнетании рабочее тело не нагревается, т. е. температуры всасывания и нагнетания в цилиндре равны температуре кипения и конденсации; всасывающий клапан самодействующий, он открывается в верхней мертвой точке (ВМТ) и закрывается в нижней мертвой точке (НМТ); нагнетательный клапан самодействующий, открывается в момент достижения в цилиндре давления, равного давлению конденсации, и закрывается в ВМТ; отсутствуют неплотности рабочей полости цилиндра, трение в механических узлах; процесс теплопередачи квазистационарный; коэффициент теплоотдачи на внутренних и внешних поверхностях рабочей камеры не меняются со временем; скорость изменения кинетической энергии принимаем равной нулю.

Схема расчета рабочих процессов в области влажного пара для тихоходной интенсивно охлаждаемой поршневой компрессорной ступени приведена на рис. 1.

Основные уравнения математической модели процессов сжатия и обратного расширения хладагента в области влажного пара. Уравнение первого закона термодинамики для открытой системы [11–14]:

$$dU = dQ - dL - rdm'', \quad (1)$$

где dU — изменение внутренней энергии насыщенного пара; dQ — бесконечно малое количество теплоты, переданное при конвективном теплообмене между рабочим телом и охлаждающей средой; dL — работа расширения, учитывающая как изменение объема рабочей камеры, так и изменение объема сжимаемого пара за счет его конденсации; rdm'' — бесконечно малое количество теплоты, переданное при фазовом теплообмене, которое учитывает процесс фазового перехода между насыщенным паром и насыщенной жидкостью.

Суммарный конвективный теплообмен между рабочим телом и охлаждающей средой описывается уравнением Ньютона — Рихмана [13, 14]

$$dQ = k(T_{\text{охл}} - T)dF_{\text{бок}}d\tau, \quad (2)$$

где k — коэффициент теплопередачи; $T_{\text{охл}}$, T — температуры охлаждающей среды и рабочего тела; $dF_{\text{бок}}$ — элементарная площадь поверхности теплообмена (поверхности рабочей камеры); $d\tau$ — элементарное время протекания процесса.

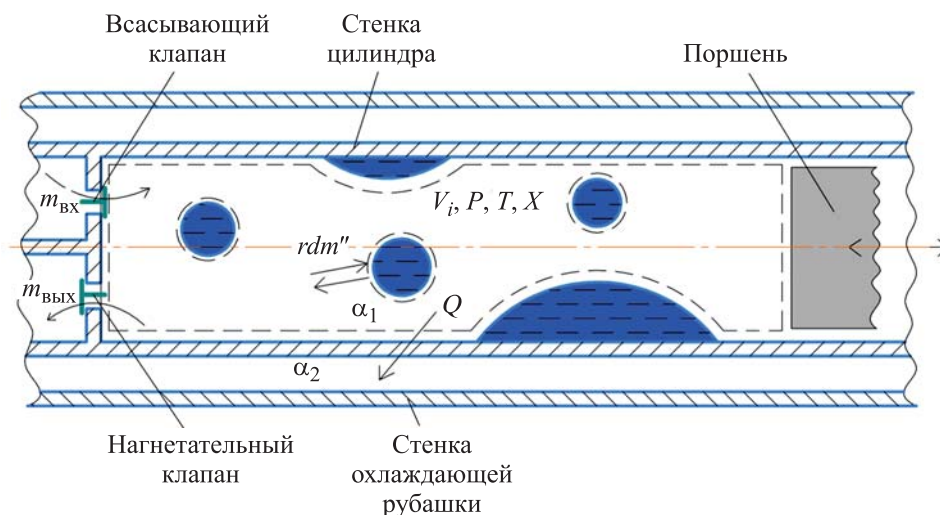


Рис. 1. Схема расчета рабочего процесса в области влажного пара для тихоходной интенсивно охлаждаемой поршневой компрессорной ступени: r — теплота парообразования; dm'' — изменение массы насыщенного пара; Q — количество теплоты, переданное при конвективном теплообмене между рабочим телом и охлаждающей средой; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи при конденсации рабочего тела внутри рабочей полости цилиндра и кипении охлаждающей среды в рубашке компрессора; V_i , P , T , X — объем, давление, температура и степень сухости в рабочей полости цилиндра соответственно; $m_{\text{вх}}$ — масса, поступившая через всасывающий клапан; $m_{\text{вых}}$ — масса, вышедшая через нагнетательный клапан

Уравнение Клапейрона — Клаузиуса, которое определяет соотношение между температурой и давлением в области влажного пара [11, 12]:

$$dP = \frac{r}{T(v'' - v')} dT, \quad (3)$$

где r — теплота парообразования; v'' и v' — удельный объем насыщенного пара и насыщенной жидкости.

Уравнение состояния реальных газов позволяет определить взаимосвязь между параметрами состояния насыщенного пара [11–14]:

$$PV = zm''RT, \quad (4)$$

где z — коэффициент сжимаемости (определяется по данным программы CoolPack); m'' — масса насыщенного пара; R — газовая постоянная.

Продифференцировав выражение (4), получим уравнение изменения массы насыщенного пара в дифференциальной форме

$$dm'' = \frac{1}{zRT} \left[PdV + VdP - \frac{PV}{T} dT \right]. \quad (5)$$

Изменение степени сухости в рабочей камере холодильного поршневого компрессора в дифференциальном виде:

$$dx = \frac{dm''}{m_0}, \quad (6)$$

где m_0 — общая масса влажного пара, значение которой остается постоянным.

В результате систему уравнений процесса сжатия и обратного расширения хладагента в области влажного пара можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} dT &= \frac{1}{m''c_v} (dQ - PdV - (r + c_vT) dm''); \\ dP &= \frac{rP}{zRT^2} dT; \\ dm'' &= \frac{1}{zRT} \left[PdV + VdP - \frac{PV}{T} dT \right]; \\ dx &= \frac{dm''}{m_0}; \\ dL &= PdV, \end{aligned} \quad (7)$$

где dT — изменение температуры насыщенного пара; c_v — средняя массовая изохорная теплоемкость; dV — изменение объема рабочей полости компрессора; dP — изменение давления насыщенного пара; dx — изменение степени сухости.

Основные уравнения математической модели процесса всасывания хладагента в области влажного пара. Первый закон термодинамики для открытой системы имеет вид

$$dU = dQ - dL - rdm'' + h_{\text{вх}} dm_{\text{вх}}; \quad (8)$$

$$h_{\text{вх}} = c_v T_{\text{вх}}, \quad (9)$$

где $h_{\text{вх}}$ — удельная энтальпия насыщенного пара, поступающего через всасывающий клапан; $T_{\text{вх}}$ — абсолютная температура входящего потока.

Скорость изменения массы насыщенного пара в полости всасывания приближенно определим через расход впускного клапана [13, 14]:

$$dm_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вп}} \varepsilon_{\text{р}} f \psi(x) \sqrt{\rho''(P_{\text{вс}} - P)}; \quad (10)$$

$$\psi(x) = 1,9(1-x)^{1,7} + 1, \quad (11)$$

где $\alpha_{\text{вп}}$ — коэффициент расхода впускного клапана; $\varepsilon_{\text{р}}$ — коэффициент расширения в клапане; f — площадь проходного сечения клапана; $\psi(x)$ — поправочный коэффициент, учитывающий двухфазный характер потока; ρ'' — плотность насыщенного пара; $P_{\text{вс}}, P$ — давление в полости всасывания и рабочей камере.

В результате система уравнений процесса всасывания хладагента в области влажного пара может быть представлена в следующем виде:

$$\begin{aligned} dT &= \frac{1}{m'' c_v} (dQ - PdV - (r + c_v T) dm'' + c_v T_{\text{вх}} dm_{\text{вх}}); \\ dP &= \frac{r}{T(v'' - v')} dT; \\ dm'' &= \frac{1}{zRT} \left[PdV + VdP - \frac{PV}{T} dT \right] + dm_{\text{вх}}; \\ dx &= \frac{dm''}{m_0}; \\ dL &= PdV. \end{aligned} \quad (12)$$

Основные уравнения математической модели процесса нагнетания хладагента в области влажного пара. Первый закон термодинамики для открытой системы запишем как

$$dU = dQ - dL - r dm'' - h_{\text{вых}} dm_{\text{вых}}; \quad (13)$$

$$h_{\text{вых}} = c_v T_{\text{вых}}, \quad (14)$$

где $h_{\text{вых}}$ — удельная энтальпия насыщенного пара, выходящего через нагнетательный клапан; $T_{\text{вых}}$ — абсолютная температура выходящего потока.

Скорость изменения массы насыщенного пара в полости нагнетания, приближенно определим через расход выпускного клапана:

$$dm_{\text{вых}} = \alpha_{\text{вып}} \varepsilon_{\text{р}} f \psi(x) \sqrt{\rho''(P_{\text{н}} - P)}, \quad (15)$$

где $\alpha_{\text{вып}}$ — коэффициент расхода выпускного клапана; $P_{\text{н}}$ — давление в полости нагнетания.

В результате математическая модель процесса нагнетания хладагента в области влажного пара может быть представлена в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 dT &= \frac{1}{c_v m''} \{ dQ - PdV - (r + c_v T) dm'' - c_v T_{\text{ВЫХ}} dm_{\text{ВЫХ}} \}; \\
 dP &= \frac{rP}{zRT^2} dT; \\
 dm'' &= \frac{1}{zRT} \left\{ PdV + \frac{zRTm''}{P} dP - zRm'' dT \right\}; \\
 dx &= \frac{dm''}{m_0}; \\
 dL &= PdV.
 \end{aligned} \tag{16}$$

В системе уравнений (16) существенно неопределенным является конвективная теплопередача. В первом приближении выполним расчет коэффициента теплопередачи по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \tag{17}$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи между внутренней стенкой цилиндра и рабочим телом; δ — толщина стенки цилиндра; λ — коэффициент теплопроводности стенки цилиндра, для чугуна 45,4 Вт/(м · К); α_2 — коэффициент теплоотдачи между внешней стенкой цилиндра и охлаждающей средой.

Для решения поставленной задачи необходимо определить внутренний и внешний коэффициенты теплоотдачи. Примем упрощенные методики расчета коэффициентов теплоотдачи при конденсации и кипении для различных хладагентов.

При конденсации коэффициент теплоотдачи приближенно можно рассчитать по формуле [15–18]

$$\alpha_1 = 0,564 \sqrt{\frac{g r \rho \lambda^3}{\nu \theta d_{\text{ВН}}}}, \tag{18}$$

где ρ — плотность насыщенного пара; λ — коэффициент теплопроводности насыщенного пара; ν — коэффициент кинематической вязкости; θ — разность температур (температурный напор) среды и стенки цилиндра; $d_{\text{ВН}}$ — внутренний диаметр цилиндра.

При пузырьковом кипении [19]

$$\text{Nu} = 0,125 \text{Re}_k^{0,65} \text{Pr}_k^{1/3}, \quad (19)$$

где $\text{Re}_k = \frac{w d_{\text{ЭКВ}}}{\nu'}$ — число Рейнольдса; Pr_k — число Прандтля. Тогда коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении внутри рубашки охлаждения цилиндра компрессора можно определить по формуле [20]

$$\alpha_{\text{ТР}} = (0,125 \text{Re}_k^{0,65} \text{Pr}_k^{1/3}) \lambda d_{\text{ЭКВ}}^{-1}. \quad (20)$$

Изменение объема цилиндра происходит в соответствии с законом движения поршня в кривошипно-шатунном механизме:

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} dw_{\text{п}}, \quad (21)$$

где $D_{\text{ц}}$ — диаметр цилиндра; $dw_{\text{п}}$ — элементарная скорость поршня.

Индикаторная мощность компрессора

$$N_{\text{инд}} = L_{\text{инд}} \tau, \quad (22)$$

где

$$L_{\text{инд}} = \int P dV \quad (23)$$

— индикаторная работа компрессора.

Холодопроизводительность компрессора

$$Q_0 = V_h q_v \lambda', \quad (24)$$

где V_h — объемная производительность компрессора; q_v — удельная объемная холодопроизводительность; λ' — коэффициент подачи.

Объемная производительность компрессора

$$V_h = \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} w_{\text{п}}, \quad (25)$$

где $w_{\text{п}}$ — средняя скорость поршня.

Удельная объемная холодопроизводительность

$$q_v = \frac{h_1' - h_4}{v_1}, \quad (26)$$

где h_1' , h_4 — энтальпия на пересечении линии кипения и линии насыщенного пара и на входе в испаритель; v_1 — удельный объем всасывания компрессора.

Коэффициент подачи холодильного компрессора при отсутствии перегрева [21]

$$\lambda_i = \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} - a \left[\left(\frac{P + \Delta P}{P_0} \right)^{1/m} - \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} \right], \quad (27)$$

где P_0 — давление кипения; ΔP_0 — потери давления во всасывающих клапанах; a — относительная величина мертвого пространства; P — давление конденсации; ΔP — потери давления на нагнетании; m — показатель политропы.

Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{N_{\text{инд}}}{Q_0}. \quad (28)$$

Тепловая нагрузка на конденсатор

$$Q_k = V_{\text{нр}}(h_{\text{вл}} - h_3), \quad (29)$$

где $h_{\text{вл}}$, h_3 — энтальпия влажного пара на входе в конденсатор и энтальпия жидкости на выходе из конденсатора.

В качестве исходных данных приняты следующие параметры: температура кипения 263 К; температура конденсации 318 К; рабочее тело — хладагент R134a; начальная степень сухости 1; охлаждающая среда — хладагент R134a; тип компрессора — тихоходный интенсивно охлаждаемый поршневой компрессор; варьируемый параметр — время рабочего цикла $\tau_{\text{ц}}$.

Геометрические параметры тихоходной интенсивно охлаждаемой поршневой компрессорной ступени: диаметр поршня 0,045 м, толщина стенки цилиндра 0,008 м, относительный мертвый объем 0,05.

Параметры клапанов: коэффициент расхода 0,1; площадь проходного сечения клапана $0,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$, коэффициент расширения в клапане 1.

Расчет системы дифференциальных уравнений проводился методом Рунге — Кутты 4-го порядка в пакете MathCAD.

Результаты исследования. Результаты расчета диаграмм P - V , T - V , x - V для хладагента R134a приведены на рис. 2.

Как следует из рис. 2 и 3, с увеличением продолжительности рабочего цикла, индикаторная мощность ступени существенно снижается (кривая 1, см. рис. 3), при этом процесс обратного расширения занимает большую часть хода поршня (см. рис. 1). Это свидетельствует о том, что чем меньше скорость протекания процесса сжатия, тем более интенсивно происходит охлаждение и конденсация пара. Например, в результате сжатия хладаген-

та R134a при $\tau_{ц} = 3$ с (кривая 5, рис. 2, а) по сравнению с адиабатным рабочим процессом (кривая 1, рис. 2, а) индикаторная мощность снижается в 2,3 раза. При медленном процессе обратного расширения жидкая фаза в мертвом объеме вскипает, занимая полезный объем цилиндра.

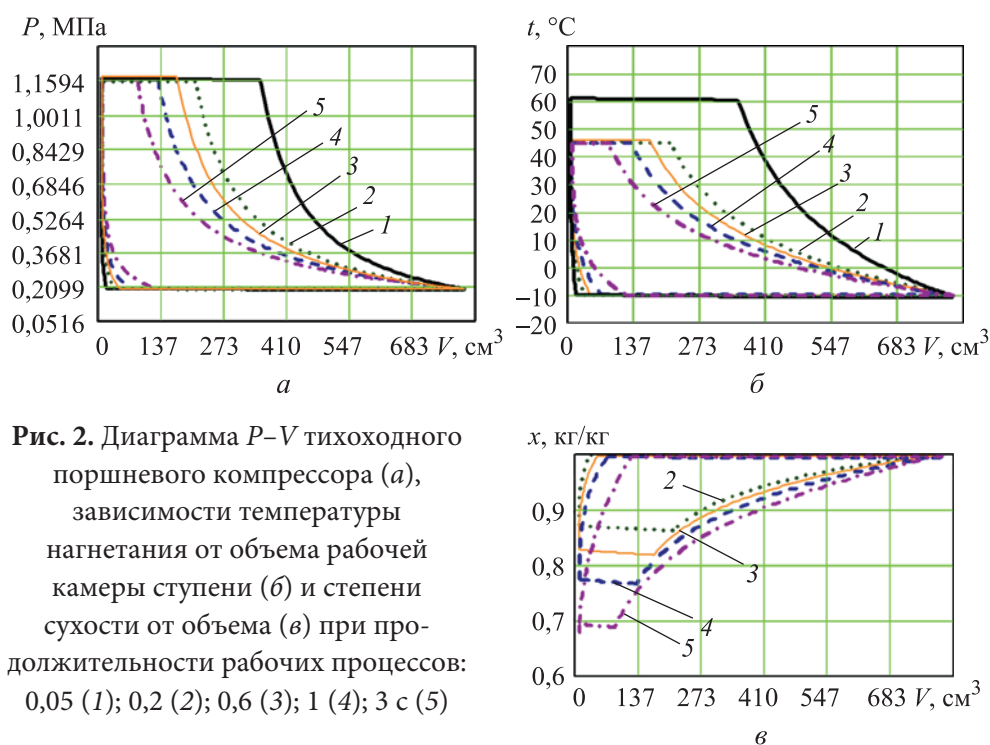


Рис. 2. Диаграмма P - V тихоходного поршневого компрессора (а), зависимости температуры нагнетания от объема рабочей камеры ступени (б) и степени сухости от объема (в) при продолжительности рабочих процессов: 0,05 (1); 0,2 (2); 0,6 (3); 1 (4); 3 с (5)

Интегральные характеристики холодильной установки, работающей на хладагенте R134a при сжатии в области влажного пара, приведены на рис. 3.

Поскольку при интенсивном охлаждении цилиндра тихоходной поршневой компрессорной ступени рабочий цикл протекает в области влажного пара, температура нагнетания значительно меньше по сравнению с адиабатным рабочим циклом (кривая 1, рис. 2, б). Например, для хладагента R134a температура в конце процесса сжатия составляет 45 вместо 60°C .

Степень сухости пара в цилиндре в конце процесса сжатия в зависимости от времени цикла (см. рис. 2, в) достигает значения 0,660... 0,860 кг/кг ($\tau_{ц} = 0,2...3,0$ с). Учитывая малые скорости перемещения поршня, наличие капельной жидкости в цилиндре с высокой долей вероятности не приведет к гидроудару в ступени. Наличие капельной жидкости в цилиндре, очевидно, окажет положительное влияние на негерме-

тичность рабочей камеры, а также на снижение трения и износа элементов уплотнения цилиндропоршневой группы, выполненных в безмасляном исполнении.

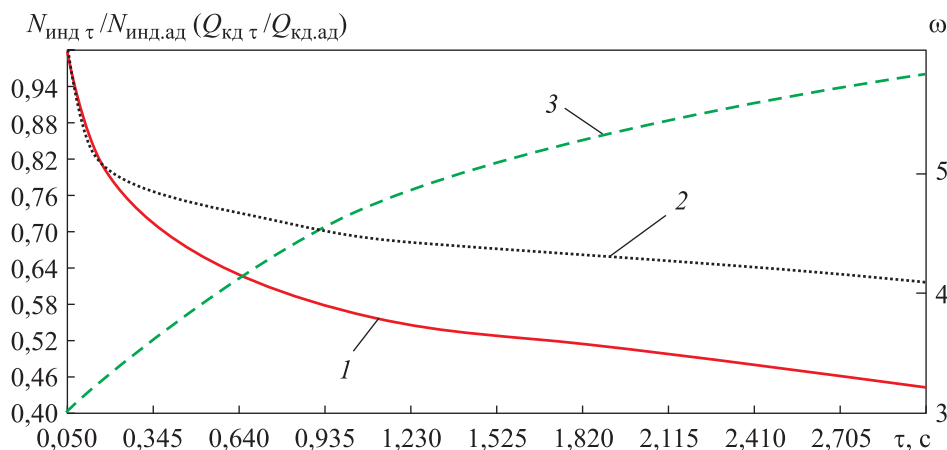


Рис. 3. Зависимость отношения индикаторной мощности компрессора ($N_{инд.τ}$) к адиабатной мощности компрессора ($N_{инд.ад}$) (1), теоретического холодильного коэффициента (2) и отношения значения тепловой нагрузки на конденсатор (3) от продолжительности рабочего цикла

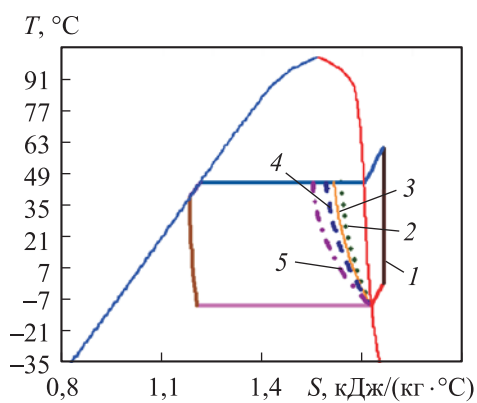


Рис. 4. Холодильный цикл в диаграмме $T-S$ при различной продолжительности рабочего цикла (обозначения см. рис. 2)

Холодильные циклы в диаграмме $T-S$ при различной продолжительности рабочего цикла компрессорной ступени приведены на рис. 4. На диаграмме также показан холодильный цикл с сжатием в области перегретого пара.

Как следует из приведенных результатов (кривая 2, см. рис. 3), с увеличением продолжительности рабочего цикла теоретический холодильный коэффициент возрастает. Например, в результате работы холодильной установки на хладагенте R134a при увеличении времени протекания процесса от 0,05 до 3,00 с эффективность выросла в 2 раза. Результаты расчета (см. рис. 3, кривая 2) учитывают потери холодопроизводительности, связанные с охлаждением цилиндра поршневой ступени.

В результате численного расчета тепловой нагрузки на конденсатор (кривая 2, см. рис. 3) выявлено, что с увеличением продолжительности рабочего цикла тепловая нагрузка на аппарат снижается в силу частичной конденсации хладагента R134a в рабочей полости компрессора. Например, при длительности рабочего цикла 3 с тепловая нагрузка на конденсатор уменьшается в 2 раза.

Заключение. Результаты анализа научно-технической литературы подтвердили новизну и актуальность исследований энергетической эффективности холодильных циклов и характеристик рабочего процесса компрессорной ступени в области влажного пара. Предложена математическая модель, позволяющая определять термодинамические параметры и интегральные энергетические характеристики рабочего процесса поршневого тихоходного интенсивно охлаждаемого холодильного компрессора в области влажного пара и характеристики холодильного цикла с применением такого компрессора. В отличие от известных методов, предложенная математическая модель, описывающая рабочие процессы сжатия и обратного расширения в области влажного пара, разработана с учетом уравнения Клапейрона — Клаузиуса. Результаты теоретических исследований энергетической эффективности и термодинамических параметров холодильных циклов пароконденсационной холодильной установки на базе тихоходной, интенсивно охлаждаемой компрессорной ступени можно сформулировать следующим образом:

- индикаторная мощность компрессорной ступени уменьшается в 2 раза, что определяется длительностью рабочего цикла и характеристиками хладагента;
- обеспечивается минимальная для заданных условий работы холодильной установки температура нагнетания (в настоящей работе для хладагента R134a температура составляет 318 вместо 333 K) и, соответственно, лучшие температурные условия работы всех элементов конструкции компрессора;
- в зависимости от продолжительности рабочего цикла и характеристик хладагента R134a степень сухости рабочего тела в рабочей камере компрессора может снизиться до 70 % массы насыщенного пара, а наличие капельной жидкости позволяет реализовать смазывание цилиндропоршневой группы компрессора без применения смазочных материалов, за счет жидкой фазы рабочего тела;
- при продолжительном времени процесса обратного расширения происходит вскипание жидкой фазы хладагента R134a в мертвом объеме компрессора, что уменьшает производительность компрессора. В связи

с этим необходимо обеспечивать различное время протекания процессов рабочего цикла, а именно: обратное расширение и всасывание — быстходная работа ступени (реализуются адиабатные процессы); сжатие и нагнетание — тихоходная работа ступени (реализуется интенсивное охлаждение);

– теоретический холодильный коэффициент при увеличении продолжительности рабочего цикла до $\tau_{ц} = 3$ с увеличивается в 2 раза;

– нагрузка на конденсатор при увеличении продолжительности рабочего цикла до $\tau_{ц} = 3$ с уменьшается в 2 раза, при этом из работы конденсатора исключается процесс компенсации перегрева хладагента R134a — участок с минимальной интенсивностью теплопередачи;

– с увеличением продолжительности рабочего цикла снижается холодопроизводительность холодильной установки, что требует обеспечения интенсификации процесса теплопередачи через стенку цилиндра и оптимизации конструкции и режимов работы ступени.

Уменьшение производительности компрессора вследствие увеличения продолжительности рабочего цикла приведет к росту массогабаритных характеристик и уменьшению холодопроизводительности холодильной установки. В связи с этим необходимо уменьшать время цикла, интенсивно охлаждая цилиндр менее 1 с, что позволит обеспечить приемлемые массогабаритные характеристики холодильного компрессора при высокой энергетической эффективности холодильной установки.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] 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 Conf. Proc.*, 2020, vol. 2285, art. 030078. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0029565>
- [2] Sadvakasov D.H., Chernov G.I., Yusha V.L. Analysis of the uncertainty factors influence on the mathematical modelling of ammonia compression in the wet vapor region. *AIP Conf. Proc.*, 2021, vol. 2412, art. 030043. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0029565>
- [3] Садвакасов Д.Х., Чернов Г.И., Евдокимов В.С. и др. Анализ влияния скорости поршня на работу холодильного компрессора, работающего в области влажного пара. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2022, т. 6, № 4, с. 26–31. DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-4-26-31>
- [4] Сязин И.Е., Шамаров М.В., Касьянов Г.И. и др. Повышение показателя холодильного коэффициента способом автоматической защиты холодильного компрессора от гидроудара. *Современные научные исследования и инновации*, 2021, № 4. URL: <https://web.snauka.ru/issues/2021/04/95238>

- [5] Patil V.C., Acharya P., Ro P.I. Experimental investigation of heat transfer in liquid piston compressor. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 146, pp. 169–179.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.121>
- [6] Shcherba V.E., Pavlyuchenko E.A., Nosov E.Yu., et al. Approximation of the compression process to isothermal in a reciprocating compressor with a liquid piston. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 207, art. 118151.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118151>
- [7] Dutta A.K., Yanagisawa T., Fukuta M. A study on compression characteristic of wet vapor refrigerant. *Int. Compressors Engineering Conf.*, 1996, paper 1112, pp. 235–240.
- [8] Nikolow A., Brummer A. A two-phase approach for simulation of water-flooded twin-screw machines validated for expander applications. *IOP Conf. Ser., Mater. Sc. Eng.*, 2022, vol. 1267, art. 012020. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1267/1/012020>
- [9] Infante Ferreira C.A., Zaytsev D., Zamfirescu C. Wet compression of pure refrigerants. *Int. Compressor Engineering Conf.*, 2006, paper 1778.
- [10] Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors. *Appl. Therm. Eng.*, 2020, vol. 170, art. 115022.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115022>
- [11] Бошнякович Ф. Техническая термодинамика. Т. 1. М., Л., Госэнергоиздат, 1955.
- [12] Кириллин В.А., Шейндлин А.Е., Сычев В.В. Техническая термодинамика. М., Энергоатомиздат, 1983.
- [13] Френкель М.И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. Л., Машиностроение, 1969.
- [14] Пластинин П.И., Твалчрелидзе А.К. Введение в математическое моделирование поршневых компрессоров. М., МВТУ, 1976.
- [15] Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М., Энергия, 1977.
- [16] Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М., Атомиздат, 1979.
- [17] Гуйго Э.И., ред. Теоретические основы хладотехники. Ч. 2. *Тепломассообмен*. М., Колосс, 1994.
- [18] Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Л., Машиностроение, 1986.
- [19] Лабунцов Д.А. Обобщенные зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкостей. *Теплоэнергетика*, 1960, № 5, с. 76–81.
- [20] Войнов Н.А., Жукова О.П., Николаев А.Н. Теплоотдача при конденсации и кипении в пленочном трубчатом испарителе. *Теоретические основы химической технологии*, 2012, т. 46, № 4, с. 432–440.
- [21] Самойлов Д.Н., Самойлов Н.П., Мухутдинов Ю.М. Производительность бесшатунного поршневого оппозитного компрессора и коэффициент подачи. *Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева*, 2010, № 1, с. 27–29.

Садвакасов Даурен Хайринович — ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, Омск, пр-т Мира, д. 11).

Райковский Николай Анатольевич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, Омск, пр-т Мира, д. 11).

Чернов Герман Игоревич — канд. техн. наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, Омск, пр-т Мира, д. 11).

Евдокимов Владимир Сергеевич — старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ (Российская Федерация, 644050, Омск, пр-т Мира, д. 11).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Садвакасов Д.Х., Райковский Н.А., Чернов Г.И. и др. Разработка упрощенной математической модели рабочих процессов тихоходного поршневого компрессора в области влажного пара для холодильных установок. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2024, № 3 (150), с. 118–135. EDN: ALNETV

**DEVELOPMENT OF THE WORKING PROCESS SIMPLIFIED
MATHEMATICAL MODEL OF THE WET STEAM LOW-SPEED PISTON
COMPRESSOR FOR THE REFRIGERATION UNITS**

D.Kh. Sadvakasov

N.A. Raykovskiy

G.I. Chernov

V.S. Evdokimov

dkhsadvakasov@omgtu.ru

n_raykovskiy@mail.ru

gi_chernov2002@mail.ru

omgtu_evdokimov@mail.ru

OmSTU, Omsk, Russian Federation

Abstract

The paper presents a mathematical model for computing the working process in the wet steam region of the low-speed piston refrigeration compressor stage. It is used to study the working process duration influence on efficiency of the refrigeration cycle and the compressor integral energy characteristics. The R134a refrigerant is accepted as the working fluid. Methodology in calculating the compressor working processes in the wet steam region is based on three main equations: first law of thermodynamics, Clapeyron — Clausius equation and equation of the real gas state. A special feature of the developed mathematical model lies in creation of the differential equation system describing alterations in temperature, pressure and dryness degree in the working cavity of a low-speed piston refrigeration

Keywords

Refrigerant, wet steam, refrigeration cycle, low-speed compressor, condensation

compressor stage taking into account the Clapeyron — Clausius equation. Results of the refrigeration cycle computation showed that efficiency of a refrigerator using the low-speed piston compressor stage operating in the wet steam region would increase the system refrigeration coefficient by 2 times by reducing the indicator power by 2 times, as well as reduce the condenser heat load by ~ 40 %

Received 06.10.2023

Accepted 06.12.2023

© Author(s), 2024

REFERENCES

- [1] 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 Conf. Proc.*, 2020, vol. 2285, art. 030078. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0029565>
- [2] Sadvakasov D.H., Chernov G.I., Yusha V.L. Analysis of the uncertainty factors influence on the mathematical modelling of ammonia compression in the wet vapor region. *AIP Conf. Proc.*, 2021, vol. 2412, art. 030043. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0029565>
- [3] Sadvakasov D.Kh., Chernov G.I., Evdokimov V.S., et al. The analysis of the effect of piston speed on the operation of a refrigeration compressor operating in the area of wet steam. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2022, vol. 6, no. 4, pp. 26–31 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-4-26-31>
- [4] Syazin I.E., Shamarov M.V., Kasyanov G.I., et al. Increasing of refrigeration index by the way of automatic protection out of refrigeration compressor liquid hammer. *Sovremennye nauchnye issledovaniya i innovatsii* [Modern Scientific Researches and Innovations], 2021, no. 4 (in Russ.). Available at: <https://web.snauka.ru/issues/2021/04/95238>
- [5] Patil V.C., Acharya P., Ro P.I. Experimental investigation of heat transfer in liquid piston compressor. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 146, pp. 169–179. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.121>
- [6] Shcherba V.E., Pavlyuchenko E.A., Nosov E.Yu., et al. Approximation of the compression process to isothermal in a reciprocating compressor with a liquid piston. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 207, art. 118151. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118151>
- [7] Dutta A.K., Yanagisawa T., Fukuta M. A study on compression characteristic of wet vapor refrigerant. *Int. Compressors Engineering Conf.*, 1996, paper 1112, pp. 235–240.
- [8] Nikolow A., Brummer A. A two-phase approach for simulation of water-flooded twin-screw machines validated for expander applications. *IOP Conf. Ser. Mater. Sc. Eng.*, 2022, vol. 1267, art. 012020. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1267/1/012020>
- [9] Infante Ferreira C.A., Zaytsev D., Zamfirescu C. Wet compression of pure refrigerants. *Int. Compressor Engineering Conf.*, 2006, paper 1778.

- [10] Lin J., Lian Y., Wu J. Numerical investigation on vapor-liquid two-phase compression in the cylinder of rotary compressors. *Appl. Therm. Eng.*, 2020, vol. 170, art. 115022. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115022>
- [11] Boshnyakov F. *Tekhnicheskaya termodinamika*. Т. 1 [Technical thermodynamics. Vol. 1]. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1955.
- [12] Kirillin V.A., Sheyndlin A.E., Sychev V.V. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1983.
- [13] Frenkel M.I. *Porshnevye kompressory. Teoriya, konstruksii i osnovy proektirovaniya* [Reciprocating compressors. Theory, constructions and fundamentals of design]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1969.
- [14] Plastinin P.I., Tvalchrelidze A.K. *Vvedenie v matematicheskoe modelirovanie porshnevnykh kompressorov* [Introduction to mathematical modeling of reciprocating compressors]. Moscow, MVTU Publ., 1976.
- [15] Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Fundamentals of heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977.
- [16] Kutateladze S.S. *Osnovy teorii teploobmena* [Fundamentals of heat transfer theory]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979.
- [17] Guygo E.I., ed. *Teoreticheskie osnovy khladotekhniki. Ch. 2. Teplomassoobmen* [Theoretical foundations of refrigeration engineering. P. 2. Heat and mass transfer]. Moscow, Koloss Publ., 1994.
- [18] Danilova G.N., Bogdanov S.N., Ivanov O.P., et al. *Teploobmennye apparaty kholodilnykh ustanovok* [Heat exchangers of refrigeration units]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986.
- [19] Labuntsov D.A. Generalized dependences for heat transfer during bubble boiling of liquids. *Teploenergetika*, 1960, no. 5, pp. 76–81 (in Russ.).
- [20] Voynov N.A., Zhukova O.P., Nikolaev A.N. Heat transfer in condensation and boiling in a tubular film evaporator. *Theor. Found. Chem. Eng.*, 2012, vol. 46, no. 4, pp. 359–367. DOI: <https://doi.org/10.1134/S0040579512030104>
- [21] Samoylov D.N., Samoylov N.P., Mukhutdinov Yu.M. Crankless reciprocating opposition piston compressor capacity and delivery ratio. *Vestnik KGTU im. A.N. Tupoleva*, 2010, no. 1, pp. 27–29 (in Russ.).

Sadvakasov D.Kh. — Assistant, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Raykovskiy N.A. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Chernov G.I. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Evdokimov V.S. — Senior Lecturer, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology, OmSTU (Mira prospekt 11, Omsk, 644050 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Sadvakasov D.Kh., Raykovskiy N.A., Chernov G.I., et al. Development of the working process simplified mathematical model of the wet steam low-speed piston compressor for the refrigeration units. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2024, no. 3 (150), pp. 118–135 (in Russ.).

EDN: ALNETV