

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ ПОРШНЕВОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

В. Л. Юша¹, А. Ю. Громов², П. В. Ушаков²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника»,
Россия, 644105, г. Омск, ул. 22 Партсъезда, 97, корп. 1

Представлен краткий обзорный анализ применимости тепловых насосов в различных отраслях техники и производства как одной из наиболее энергосберегающих технологий. Рассмотрен теоретический цикл теплового насоса на базе поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, позволяющей реализовать процесс сжатия в широком диапазоне величины показателя политропы. Выполнен анализ взаимосвязи интегральных характеристик и энергоэффективности теплового насоса с температурным режимом компрессорной ступени при использовании в качестве рабочего тела водяного пара. Представленные результаты теоретического анализа отражают характер зависимости тепловой мощности и коэффициента трансформации теплового насоса от показателя политропы процесса сжатия, температуры кипения, перегрева пара на всасывании, разности температур конденсации и кипения.

Ключевые слова: тепловой насос, теоретический цикл, поршневой компрессор, водяной пар, процесс сжатия, показатель политропы, температура кипения, перегрев на всасывании, температура конденсации.

Введение

Несмотря на неутраченную полемику по тематике «зелёных технологий», актуальность их так называемой «низкоуглеродной» (энергосберегающей) составляющей не вызывает сомнений, так как оказывает непосредственное влияние на экономические факторы, определяющие благосостояние населения, развитие промышленности, политику государства. При этом нельзя не учитывать, что в ряде случаев вкладывать средства в энергосбережение на порядок выгоднее, чем развивать традиционные отрасли, например, добычу нефти [1]. Тепловые насосы (далее — ТН) позволяют реализовать одну из наиболее эффективных энергосберегающих технологий (далее — ТН-технологии), уже сегодня успешно применяемую в климатических системах, теплоэнергетике, технологических и транспортных энергоустановках, химических, газо- и нефтеперерабатывающих производствах, на предприятиях агропромышленного комплекса и т.п. [1–13 и др.]. Значимость ТН-технологии отражена в международных и государственных программах по развитию и внедрению энергоэффективных технологий трансформации тепловой энергии на базе ТН [14–17 и др.]. В индустриально развитых странах серьёзное внимание уделяется как совершенствованию ТН-технологий, так и увеличению объёмов производства ТН [14, 18–21 и др.], использованию в них наиболее безопасных и эффективных рабочих веществ. Несмотря на то, что ТН-технологии практически дублируют холодильные технологии, имеющиеся различия в температурных режимах приводит к существенному расширению списка ра-

бочих веществ, применимых в ТН. Наряду с традиционными синтетическими и природными хладагентами, применяемыми в холодильной технике и системах кондиционирования [2, 4, 8, 19, 20, 22–27], в ТН возможно использование продуктов сгорания топлива, паров воды, паров технологических продуктов (диоксида серы, углеводородов), паров щелочных металлов и пр. [1–4, 11, 25–27].

В большинстве случаев величина коэффициента преобразования (коэффициента трансформации) K_T находится в диапазоне от 2 до 6 [2, 6, 8, 9, 11, 19, 22, 23, 25, 28, 29], но в некоторых случаях может превышать 10 [3, 4, 29]. Она зависит как от выбора рабочего тела (на сегодняшний день известно более 100 рабочих веществ, используемых в холодильных и ТН-технологиях [7]), так и от температур источника и потребителя тепловой энергии [1, 2, 3, 5, 9, 11, 19, 29, 30]. Важным фактором, влияющим на величину K_T , является также степень термодинамического совершенства реализуемого цикла ТН [6, 7, 8, 19, 20, 29, 30, 31]. Известно, например, что она возрастает при использовании переохлаждения рабочего тела после конденсатора, при рекомпрессии, при снижении разницы между температурами источника и потребителя тепловой энергии [6, 19, 20, 29, 30, 31].

В отдельных исследованиях [3, 7, 30] упоминается возможность реализации цикла ТН при различной величине показателя политропы процесса сжатия в компрессоре, однако анализ влияния этого показателя на величину K_T не приводится. При этом важно отметить, что в поршневых компрессорах на базе тихоходных длинноходовых ступеней и в мембранных компрессорах реализация процес-

са сжатия с интенсивным внешним теплообменом позволяет существенно влиять на величину показателя политропы процесса сжатия. Например, при сжатии воздуха в тихоходной длинноходовой поршневой ступени при её интенсивном внешнем охлаждении средний показатель политропы действительного процесса сжатия может составлять 1,05...1,15 [32, 33]. Очевидно, что при интенсивном подводе тепла в процессе сжатия показатель политропы может существенно превысить величину показателя адиабаты, что повлияет на температуру нагнетания, количество отводимой теплоты после компрессора, величину работы сжатия газа в компрессоре. В связи с этим задачей исследования, представленного в данной статье, является качественный анализ взаимосвязи рабочих процессов и температурных режимов поршневого компрессора на базе тихоходной длинноходовой поршневой ступени с энергетическими характеристиками ТН.

Методика расчёта

Для этого рассмотрим теоретический цикл ТН [3, 11, 28 и др.], в котором отсутствует переохлаждение рабочего тела после конденсатора (рис. 1). Тепловая мощность ТН в этом случае включает в себя фазовую Q_ϕ и конвективную Q_k составляющие (участки 3-4 и 2-3 соответственно). Очевидно, что для фиксированной массы рабочего тела и при неизменяемых параметрах состояния в процессе конденсации величина Q_ϕ остаётся постоянной; а величина Q_k для этой же массы рабочего тела может существенно изменяться в зависимости от разности между температурой конденсации и температурой нагнетания компрессора (от максимальной для участка $2'_i-3$ при $n > k$ до минимальной для участка $2''_i-3$ при $n < k$). При фиксированных параметрах состояния процессов конденсации и кипения величина температуры нагнетания компрессора, соответствующая ей тепловая мощность, производимая за счёт конвективного теплообмена, и величина индикаторной работы компрессора зависят в том числе от способа реализации процесса сжатия [32–34 и др.], то есть от величины показателя политропы n . Кроме этого, на величину Q_k влияет также величина перегрева рабочего тела $\Delta T_0 = T_{1i} - T_{10}$. Причём величина Q_k может составлять заметную долю от величины Q_ϕ [3].

Поскольку задачей представленного в статье исследования является качественная оценка взаимосвязи рассматриваемых процессов и факторов, для её решения целесообразно рассмотреть упрощенный вариант схематизации рабочего процесса компрессора, при котором процесс сжатия происходит при постоянном показателе политропы n , при этом возможны: адиабатный процесс сжатия ($n = k$ в процессах $1_0 - 2_0$ и $1_i - 2_i$), процесс сжатия с интенсивным отводом тепла от рабочего тела ($n < k$ в процессах $1_0 - 2_0''$ и $1_i - 2_i''$), процесс сжатия с интенсивным подводом тепла к рабочему телу ($n > k$ в процессах $1_0 - 2_0'$ и $1_i - 2_i'$) (рис. 1). Такая схематизация позволяет оценить изменение коэффициента преобразования K_T в зависимости от величины показателя политропы процесса сжатия n при различной величине перегрева рабочего тела на всасывании в компрессор. В соответствии с поставленной задачей, необратимые потери энергии во всех элементах ТН будем считать пренебрежимо малыми; температуры и давления конденсации и кипения, а также термодинамические

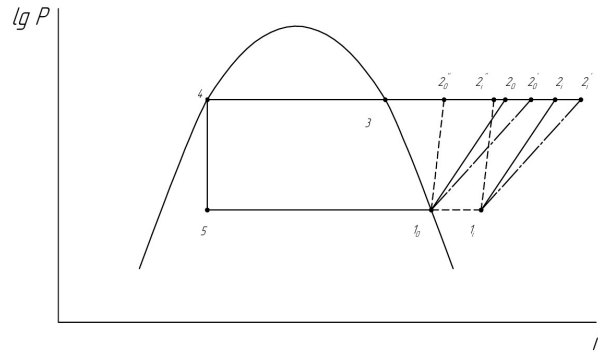


Рис. 1. Теоретический пароконденсационный цикл ТН при различных температурных режимах компрессорной ступени: 1_0 — начало процесса сжатия при $\Delta T_0=0$; 1_i — начало процесса сжатия при $\Delta T_0=T_{1i} - T_{10}$; $1_0 - 2_0$ и $1_i - 2_i$ — процессы сжатия при $n = k$; $1_0 - 2_0'$ и $1_i - 2_i'$ — процессы сжатия при $n > k$; $1_0 - 2_0''$ и $1_i - 2_i''$ — процессы сжатия при $n < k$

Fig. 1. Theoretical steam compression cycle HP at different temperature conditions of the compressor stage:

1_0 — the beginning of the compression process at $\Delta T_0 = 0$; 1_i — the beginning of the compression process at $\Delta T_0 = T_{1i} - T_{10}$; $1_0 - 2_0$ and $1_i - 2_i$ — compression processes at $n = k$; $1_0 - 2_0'$ and $1_i - 2_i'$ — compression processes at $n > k$; $1_0 - 2_0''$ and $1_i - 2_i''$ are compression processes at $n < k$

и теплофизические свойства рабочего тела в рассматриваемых процессах — постоянными. В качестве рабочего тела рассмотрим водяной пар в диапазоне температур кипения T_0 от 293 К до 373 К, величины перегрева ΔT_0 от 0 К до 40 К, разности между температурами кипения и конденсации от 20 К до 150 К. При выполнении расчётов учитывается влияние температуры на теплофизические и термодинамические свойства рассматриваемого рабочего тела [36, 37]. Для упрощения решения поставленной задачи с учётом рассматриваемого диапазона величин параметров состояния представляется корректным принять также допущение о том, что рассматриваемое рабочее тело — идеальный газ [34, 38 и др.].

С учётом принятых допущений коэффициент преобразования K_T и его составляющие определяются по известным зависимостям [3, 11, 22, 28, 34, 35 и др.]:

$$K_T = Q_\Sigma / N_{\text{ИНА}} \quad (1)$$

где

$$Q_\Sigma = Q_\phi + Q_k; \quad Q_\phi = m \cdot r; \quad Q_k = m \cdot C_p \cdot (T_H - T_K); \quad (2)$$

$$N_{\text{ИНА}} = [n/(n-1)] \cdot m \cdot R \cdot (T_0 + \Delta T_0) \times [(P_H / P_{\text{BC}})^{(n-1)/n} - 1]. \quad (3)$$

Тогда

$$K_T = [r + C_p \cdot (T_H - T_K)] / \{ [n/(n-1)] \cdot R \times (T_0 + \Delta T_0) \cdot [(P_H / P_{\text{BC}})^{(n-1)/n} - 1] \} \quad (4)$$

или

$$K_T = \{ r + C_p \cdot [(T_0 + \Delta T_0) \cdot [(P_H / P_{\text{BC}})^{(n-1)/n} - T_K]] / \{ [n/(n-1)] \cdot R \cdot (T_0 + \Delta T_0) \cdot [(P_H / P_{\text{BC}})^{(n-1)/n} - 1] \}. \quad (5)$$

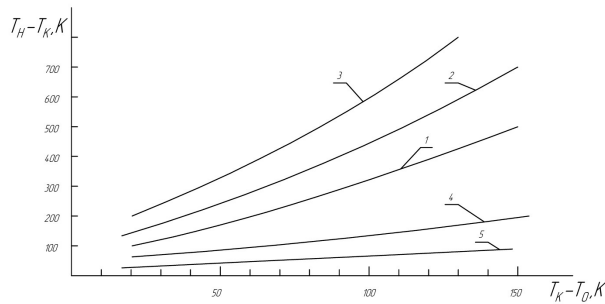


Рис. 2. Влияние показателя политропы процесса сжатия и разности между температурами конденсации и кипения на разность температур нагнетания и конденсации (рабочее тело — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

Fig. 2. The influence of the polytropy index of the compression process and the difference between the condensation and boiling temperatures on the difference between the discharge and condensation temperatures (working fluid — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

Как видим, величина K_T в значительной степени зависит как от термодинамических и теплофизических свойств рабочего тела, циркулирующего в контуре ТН (r , C_p , R , k), так и от режимных параметров ТН (T_0 , $P_{BC} = P_0$, ΔT_0 , T_K , $P_H = P_K$, n). Температурные режимы поршневой длинноходовой компрессорной ступени, являющиеся предметом рассмотрения в данной статье, определяются величинами T_0 , ΔT_0 , T_K , n ; причём n характеризует как свойства рабочего тела, так и режим охлаждения рабочего тела в процессе сжатия, а T_0 , ΔT_0 и T_K определяют температуры рабочего тела в начале и в конце процесса сжатия. Для анализа зависимости $K_T = f(T_0, \Delta T_0)$ выражение (5) удобно представить в виде (6); а для анализа зависимости $K_T = f(n)$ — в виде (7):

$$K_T = A_3 / (T_0 + \Delta T_0) + A_2 \cdot (n - 1) / n + A_4 \quad (6)$$

$$K_T = A_5 / \{ [n / (n - 1)] \cdot [(P_H / P_{BC})^{(n-1)/n} - 1] \} + A_2 \cdot (n - 1) / n, \quad (7)$$

где $A_1 = r/R$; $A_2 = C_p/R$; $A_3 = (A_1 - A_2 \cdot T_K) / \{ [n / (n - 1)] \cdot [(P_H / P_{BC})^{(n-1)/n} - 1] \}$; $A_4 = A_2 / \{ [n / (n - 1)] \times [(P_H / P_{BC})^{(n-1)/n} - 1] \}$; $A_5 = \{ A_1 - A_2 \cdot [T_K - (T_0 + \Delta T)] \} / (T_0 + \Delta T)$.

Предложенный для решения поставленной задачи подход, основанный на упрощённом описании физических процессов, их схематизации и принципе условной независимости определяющих факторов, широко известен и позволяет на ранней стадии исследований выполнить качественную оценку взаимосвязи наиболее значимых факторов [34, 38 и др.].

Результаты расчёта и их анализ

На рис. 2–4 представлены результаты расчётов, отражающие влияние величины показателя политропы процесса сжатия и разности температур конденсации и кипения на интегральные параметры ТН. Показано, что при увеличении разности между величиной температуры конденсации и величиной температуры кипения существенно возрастает разница между величиной температуры конденсации

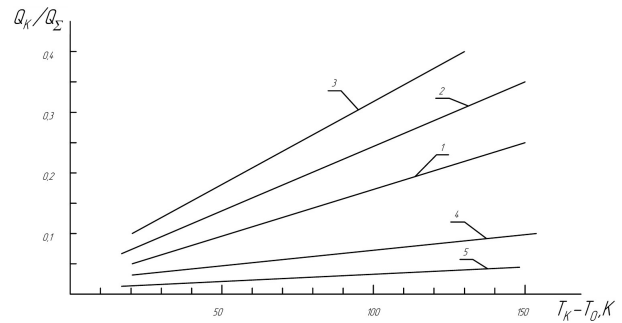


Рис. 3. Влияние показателя политропы процесса сжатия и разности между температурами конденсации и кипения на соотношение между тепловой мощностью, обусловленной конвективным теплообменом, и суммарной тепловой мощностью T_H (рабочее тело — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

Fig. 3. The influence of the polytropy index of the compression process and the difference between the condensation and boiling temperatures on the ratio between the thermal power due to convective heat exchange and the total thermal power of HP (working fluid — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

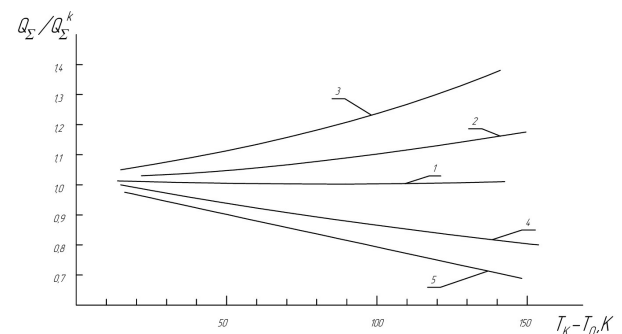


Рис. 4. Влияние показателя политропы процесса сжатия и разности между температурами конденсации и кипения на соотношение между суммарной тепловой мощностью T_H и суммарной тепловой мощностью T_H при адиабатном сжатии (рабочее тело — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

Fig. 4. The influence of the polytropy index of the compression process and the difference between the condensation and boiling temperatures on the ratio between the total thermal power of HP and the total thermal power of HP during adiabatic compression (working fluid — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

и величиной температуры нагнетания компрессорной ступени (рис. 2). Соответственно, возрастает доля конвективной составляющей Q_K в суммарной тепловой мощности ТН Q_Σ (рис. 3), так как величина фазовой составляющей Q_Φ остаётся неизменной. При этом вполне ожидаемо увеличение показателя политропы процесса сжатия приводит к росту величины суммарной тепловой мощности Q_Σ , а уменьшение показателя политропы процесса сжатия — к её снижению (рис. 4). Известно, что при повышении температуры рабочего тела в начале процесса сжатия, то есть при перегреве паров хладагента, температура нагнетания также будет возрастать [34, 38 и др.]. Соответственно, будут увеличиваться разность между величиной температуры конденсации и величиной температуры нагнетания компрессорной ступени, доля конвективной составляющей Q_K в суммарной тепловой мощности Q_{TH} и суммарная тепловая мощность Q_Σ (рис. 2–4).

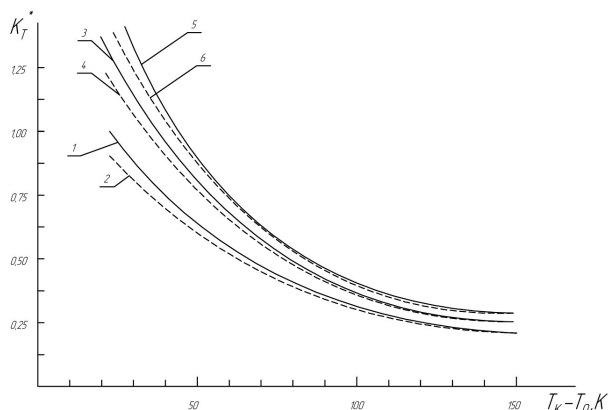


Рис. 5. Влияние T_0 , перегрева водяного пара на всасывании и разности между температурами конденсации и кипения на относительное изменение коэффициента трансформации ТН ($K_T^* = K_T/K_{T0}$; K_{T0} — коэффициент трансформации при $T_0 = 293\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$): 1 — $T_0 = 293\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; 2 — $T_0 = 293\text{ K}$; $\Delta T_0 = 40\text{ K}$; 3 — $T_0 = 323\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; 4 — $T_0 = 323\text{ K}$; $\Delta T_0 = 40\text{ K}$; 5 — $T_0 = 373\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; 6 — $T_0 = 373\text{ K}$; $\Delta T_0 = 40\text{ K}$

Fig. 5. The influence of T_0 , superheating of water vapor on suction and the difference between condensation and boiling temperatures on the relative change in the coefficient of transformation HP ($K_T^* = K_T/K_{T0}$; K_{T0} — the coefficient of transformation at $T_0 = 293\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$):

- 1 — $T_0 = 293\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; 2 — $T_0 = 293\text{ K}$; $\Delta T_0 = 40\text{ K}$;
 3 — $T_0 = 323\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; 4 — $T_0 = 323\text{ K}$; $\Delta T_0 = 40\text{ K}$;
 5 — $T_0 = 373\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; 6 — $T_0 = 373\text{ K}$; $\Delta T_0 = 40\text{ K}$

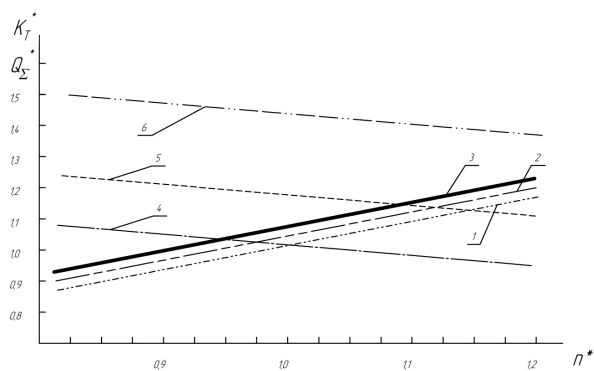


Рис. 6. Влияние относительного показателя политропы процесса сжатия ($n^* = n/k$), температуры кипения и перегрева водяного пара на всасывании на относительное изменение суммарной тепловой мощности ТН 1, 2, 3 ($Q_{T*} = Q_T/Q_{T0}$; Q_{T0} — суммарная тепловая мощность ТН при $n = k$; $T_0 = 373\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; $T_k = 423\text{ K}$) и на относительное изменение коэффициента трансформации ТН 4, 5, 6 ($K_T^* = K_T/K_{T0}$; K_{T0} — коэффициент трансформации при $T_0 = 293\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; $T_k - T_0 = 30\text{ K}$): 1 — $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; 2 — $\Delta T_0 = 20\text{ K}$; 3 — $\Delta T_0 = 30\text{ K}$; 4 — $T_0 = 293\text{ K}$; 5 — $T_0 = 323\text{ K}$; 6 — $T_0 = 373\text{ K}$

Fig. 6. The influence of the relative polytropic index of the compression process ($n^* = n/k$), T_0 and overheating of water vapor at suction on the relative change in the total thermal power of HP lines 1-3 ($Q_{T*} = Q_T/Q_{T0}$; Q_{T0} — the total thermal power of HP at $n = k$; $T_0 = 373\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; $T_k = 423\text{ K}$) and the relative change in the coefficient of transformation HP lines 4-6 ($K_T^* = K_T/K_{T0}$; K_{T0} — the coefficient of transformation at $T_0 = 293\text{ K}$; $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; $T_k - T_0 = 30\text{ K}$): 1 — $\Delta T_0 = 0\text{ K}$; 2 — $\Delta T_0 = 20\text{ K}$; 3 — $\Delta T_0 = 30\text{ K}$; 4 — $T_0 = 293\text{ K}$; 5 — $T_0 = 323\text{ K}$; 6 — $T_0 = 373\text{ K}$

Как известно, повышение температуры рабочего газа в начале процесса сжатия и увеличение величины показателя политропы процесса сжатия приводят к росту величины индикаторной работы,

затрачиваемой на сжатие этого газа; а уменьшение величины показателя политропы процесса сжатия, напротив, к снижению величины индикаторной работы [34, 38 и др.]. Это не может не влиять на энергетическую эффективность ТН.

На рис. 5 показано, как изменяется величина коэффициента преобразования K_T в зависимости от разности между величиной температуры конденсации и величиной температуры кипения при разных величинах температуры кипения и перегрева на всасывании при адиабатном процессе сжатия. Как видно из представленных результатов, увеличение разности между величиной температуры конденсации и величиной температуры кипения приводит к заметному уменьшению коэффициента преобразования (для водяного пара $K_T \gg 10$ при величине температур конденсации, стремящихся к величине давления кипения, но снижается до $K_T < 3$ при увеличении разности между этими температурами). Эти результаты соответствуют известным представлениям о взаимосвязи K_T и $(T_k - T_0)$, упомянутым выше в обзорной части статьи. При этом эффективность реализации режима работы ТН при какой-либо фиксированной разности температур конденсации и кипения существенно зависит от величины температуры кипения, что предполагает целесообразность применения ТН с водяным паром в технологических высокотемпературных системах. Значительно слабее (на уровне погрешности расчётов) влияет на энергоэффективность ТН величина перегрева пара на всасывании в компрессор. И с этой точки зрения специальные требования к функционированию компрессорного оборудования могут не предъявляться.

Аналогичные выводы следуют и при анализе результатов, представленных на рис. 6. Здесь показано, что при фиксированной разности температур конденсации и кипения повышение температуры кипения приводит к значительному увеличению коэффициента трансформации ТН при изменении величины показателя политропы процесса сжатия в широком диапазоне; при этом перегрев пара на всасывании в компрессор при фиксированных температурах конденсации и кипения оказывает незначительное влияние на суммарную тепловую мощность ТН.

При увеличении показателя политропы процесса сжатия суммарная тепловая мощность ТН также заметно увеличивается, тогда как на изменение величины коэффициента трансформации процессы теплообмена между сжимаемым водяным паром и внешней средой практически не влияют. Конструктивные и режимные особенности тихоходных длинноходовых ступеней поршневых компрессоров позволяют реализовать процесс сжатия с одновременным подводом тепла при наличии источника дополнительной тепловой энергии с требуемым температурным уровнем (например, при работе ТН в составе системы рекуперации тепловых потерь технологических установок). Необходимо отметить, что при повышении разности температур конденсации и кипения потребуются реализация режимов с более высокими температурами конденсации и, соответственно, с более высокими давлениями и температурами нагнетания. В этом случае определение величины коэффициента преобразования должно выполняться с учётом термодинамических и теплофизических свойств реального газа и в силу принятых допущений в данной статье не рассматривается.

Таблица 1. Условные обозначения и индексы
Table 1. Symbols and indexes

Обозначение	Наименование	Единица измерения
ТН	Тепловой насос	
Q_{Σ}	Суммарная тепловая мощность ТН	Вт
Q_{ϕ}	Тепловая мощность процесса конденсации	Вт
Q_{κ}	Тепловая мощность процесса охлаждения сжатого пара	Вт
k	Показатель адиабаты	
n	Показатель политропы	
$T_{\theta}, T_{\kappa}, T_{\text{H}}$	Температуры кипения, конденсации и нагнетания	К
ΔT_{θ}	Перегрев паров рабочего тела на всасывании в компрессор	К
m	Масса	кг
$N_{\text{Инд}}$	Индикаторная мощность компрессорной ступени	Вт
R	Газовая постоянная	(Дж×кг)/К
$P_{\text{H}}, P_{\text{вс}}$	Давление нагнетания и всасывания	Па
P_{θ}, P_{κ}	Давление кипения и конденсации	Па
r	Удельная теплота фазового перехода (конденсации)	Дж/кг
C_p	Удельная изобарная теплоёмкость пара	Дж/(кг×К)
K_{T}	Коэффициент трансформации (преобразования теплоты) ТН	

Выводы и заключение

В настоящее время применение ТН является не только одним из наиболее перспективных направлений развития энергосберегающих технологий в различных отраслях техники и производства, но и областью возможной эффективной реализации перспективных инженерных решений и широкого спектра рабочих веществ. Рассмотренный теоретический цикл ТН на базе поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени с водяным паром в качестве рабочего тела позволил выполнить качественную оценку влияния температурного режима компрессорной ступени на тепловую мощность и коэффициент трансформации. Представленные результаты позволяют предположить значительное влияние разности температур конденсации и кипения, величины показателя политропы сжатия на тепловую мощность ТН (изменение на 10...30 % при увеличении $T_{\kappa} - T_{\theta}$ от 50 К до 150 К в зависимости от величины показателя политропы сжатия), а также температуры кипения, разности температур конденсации и кипения на коэффициент трансформации ТН (увеличение более чем на 30 % при $T_{\kappa} - T_{\theta} < 50$ К и повышении T_{θ} на 30...80 К). При этом изменение величины показателя политропы процесса сжатия и величины перегрева пара на всасывании практически не влияют на величину коэффициента трансформации; при изменении величины перегрева пара на всасывании суммарная тепловая мощность ТН также

изменяется не более, чем на 2–3 %. Это позволяет предположить возможность эффективного применения ТН на базе поршневых длинноходовых тихоходных компрессорных ступеней в высокотемпературных технологических системах.

Список источников

1. Янговский Е. И., Левин А. А. Промышленные тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 125 с.
2. Антипов Ю. А. Утилизация вторичных энергоресурсов газовых двигателей и газотурбинных установок с использованием тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2005. 16 с.
3. Захаров М. К. Сравнение эффективности применения различных вариантов теплового насоса // Химическая промышленность. 2002. № 8. С. 1–7.
4. Коновалов В. И., Романова Е. В., Гатапова Н. Ц. Сушка с тепловыми насосами в химической промышленности: возможности и экспериментальная техника // Вестник ТГТУ. 2011. Т. 17, № 1. С. 153–178.
5. Амерханов Р. А. Тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 2005. 160 с.
6. Шомова Т. П. Повышение энергетической эффективности газоперерабатывающих предприятий на основе применения тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2014. 20 с.
7. Малафеев И. И., Ильин Г. А., Крысанов К. С. Рабочие тела высокотемпературных тепловых насосов. Современное состояние вопроса и направления развития // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. Т. 3, № 3(21). С. 53–58.
8. Елистратов С.Е. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2011. 40 с.
9. Дуванов С. А. Исследование тепловых насосов на режимах, отличных от номинального, при сохранении выходных параметров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2006. 21 с.
10. Васильев Г. П. Теплоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоёв Земли: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2011. 38 с.
11. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Москва: Энергоиздат, 1982. 224 с.
12. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
13. Bellocchi S., Guizzi G. L., Manno M. [et al.]. Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: Analysis of its impact on driving range // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 129. P. 290–305. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.020.
14. Holihan P. Analysis of Geothermal Heat Pump Manufacturers Survey Data / Energy Information Administration/ Renewable Energy 1998: Issues and Trends. URL: https://docs.yandex.ru/docs/view?tm=1666084188&tld=ru&lang=en&name=geo_hp_art.pdf (дата обращения: 18.10.2022).
15. 13th IEA Heat Pump Conference 2021 / Conference Proceedings — Full Papers. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/13th-iea-heat-pump-conference-2021-conference-proceedings-full-papers/> (дата обращения: 18.10.2022).
16. Pedersen S. Annex 47: Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems // Heat Pump Technologies Magazine. 2020. Vol. 38, № 1. P. 27–30.
17. Abergel T. Efforts for heat pump deployment are bearing fruit, but more will be needed // Heat Pump Technologies Magazine. 2020. Vol. 38, № 2. P. 7–8.
18. Kitanovski A., Plaznik U., Tomc U., Poredos A. Present and future caloric refrigeration and heat-pump technologies // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 39. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.008.

19. Bobbo S., Fedele L., Curcio M. [et al.]. Energetic and Exergetic Analysis of Low Global Warming Potential Refrigerants as Substitutes for R410A in Ground Source Heat Pumps // *Energies*. 2019. Vol. 12. 3538. DOI: 10.3390/en12183538.
20. Song Y., Cui C., Yin X. [et al.]. Advanced development and application of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump technology — A review // *Energy Reports*. 2022. Vol. 8. P. 7840–7869.
21. Saito K. Latest heat pump technologies in Japan / 12th IEA Heat Pump Conference (2017) K.4.7.1. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/archive/hpc2017/wp-content/uploads/2017/06/k471.pdf> (дата обращения: 12.10.2022)
22. Володин В. И., Седляр К. В. Выбор эксплуатационных параметров и хладагента для парокомпрессионных тепловых насосов // *Труды БГТУ*. 2016. № 3. С. 147–153.
23. Сычёв А. О. Разработка и исследование теплонасосной системы отопления сельского дома на основе использования потенциальной теплоты открытого водотока: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2021. 189 с.
24. Colbourne D. History of Flammable Refrigerants. URL: <https://www.researchgate.net/> (дата обращения 10.10.2022).
25. Bless F., Arpagaus C., Bertsch S. Theoretical investigation of high-temperature heat pump cycles for steam generation // 13th IEA Heat Pump Conference, April 26–29, Jeju, Korea, 2021. P. 357–369.
26. Kaida T. Thermodynamic analysis of refrigerant selection for high temperature heat pump cycles / 13th IEA Heat Pump Conference April 26–29, Jeju, Korea. 2021. P. 1833–1842.
27. Badran B. E., Ghanbarpourgeravi M., Khodabandeh R. The Future of Refrigerants for Heat Pump Applications // *Heat Pump Technologies Magazine*. Vol. 40, № 1. 2022. P. 22–25. DOI: 10.23697/z1mf-g484.
28. Андриященко А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. Москва: Высшая школа, 1968. 288 с.
29. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s.
30. Мазурова О. К., Чубанова Т. О. К оценке эффективности переохлаждения для ряда хладагентов в теплонасосном цикле // *Науковедение*. 2013. № 3. URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/52trgsu313.pdf> (дата обращения 12.10.2022).
31. Wenxing S., Shuangquan S., Baolong W. [et al.]. Thermodynamics analysis and thermoeconomics evaluation on heat recovery inverter air-cooling heat pump with domestic hot water // 7th IEA Heat Pump Conference, May 19–22, Beijing, China. 2002. P. 889–894. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/> (дата обращения 19.10.2022).
32. Юша В. Л., Бусаров С. С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходных компрессорных ступеней // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2020. Т. 4, № 1. С. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22.
33. Юша В. Л., Бусаров С. С. Методика расчёта действительной производительности одноступенчатых длинноходных поршневых компрессоров // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2020. Т. 4, № 4. С. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15.
34. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. Москва: КолосС, 2006. 456 с.
35. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.
36. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Таблицы свойств холодильных агентов. Санкт-Петербург: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. 52 с.
37. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справ. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 80 с.
38. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. Москва–Ленинград: Машгиз, 1960. 655 с.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), Омский государственный технический университет, г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

ГРОМОВ Антон Юрьевич, кандидат технических наук, заместитель генерального директора по гражданской продукции АО НТК «Криогенная техника», г. Омск.

Адрес для переписки: azot111@bk.ru

УШАКОВ Петр Валерьевич, первый заместитель генерального директора АО НТК «Криогенная техника», г. Омск.

Для цитирования

Юша В. Л., Громов А. Ю., Ушаков П. В. Анализ влияния температурных режимов поршневой длинноходовой компрессорной ступени на термодинамическую эффективность теплового насоса // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2023. Т. 7, № 1. С. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25.

Статья поступила в редакцию 20.12.2022 г.

© В. Л. Юша, А. Ю. Громов, П. В. Ушаков

THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF TEMPERATURE CONDITIONS OF PISTON LONG-STROKE COMPRESSOR STAGE ON THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF A HEAT PUMP

V. L. Yusha¹, A. Yu. Gromov², P. V. Ushakov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²JSC Scientific and Technical Complex «Cryogenic Technique»,
Russia, Omsk, 22 Parts'ezda str., bld. 97/1, 644105

A brief overview analysis of the applicability of heat pumps in various branches of engineering and production as one of the most energy-saving technologies is presented. The theoretical cycle of a heat pump based on a piston long-stroke low-speed compressor stage is considered, which allows to realize the compression process in a wide range of the polytrope index.

The analysis of the relationship of the integral characteristics and energy efficiency of the heat pump with the temperature regime of the compressor stage when using water vapor as a working fluid is performed. The presented results of the theoretical analysis reflect the nature of the dependence of the thermal power and the transformation coefficient of the heat pump on the polytropy index of the compression process, boiling temperature, steam overheating at suction, the difference in condensation and boiling temperatures.

Keywords: heat pump, theoretical cycle, reciprocating compressor, water vapor, compression process, polytrope index, boiling temperature, suction overheating, condensation temperature.

References

1. Yantovskiy E. I., Levin L. A. Promyshlennyye teplovyye nasosy [Industrial heat pumps]. Moscow, 1989. 125 p. (In Russ.).

2. Antipov Yu. A. Utilizatsiya vtorichnykh energoresursov gazovykh dvigateley i gazoturbinnnykh ustanovok s ispol'zovaniyem teplovykh nasosov [Recovery of secondary energy resources from gas engines and gas turbines using heat pumps]. Moscow, 2005. 16 p. (In Russ.).

3. Zakharov M. K. Sravneniye effektivnosti primeneniya razlichnykh variantov teplovogo nasosa [Comparison of the efficiency of different heat pump options] // Khimicheskaya promyshlennost'. *Chemical Industry*. 2002. No. 8. P. 1–7. (In Russ.).

4. Konovalov V. I., Romanova E. V., Gatapova N. Ts. Sushka s teplovyimi nasosami v khimicheskoy promyshlennosti: vozmozhnosti i eksperimental'naya tekhnika [Heat pump drying in the chemical industry: Opportunities and experimental technology] // Vestnik TGTU. *Transactions of the TSTU*. 2011. Vol. 17, no. 1. P. 153–178. (In Russ.).

5. Amerkhanov R. A. Teplovyye nasosy [Heat pumps]. Moscow, 2005. 160 p. (In Russ.).

6. Shomova T. P. Povysheniye energeticheskoy effektivnosti gazopererabatyvayushchikh predpriyatiy na osnove primeneniya teplovykh nasosov [Improving the energy efficiency of gas processing plants through the use of heat pumps]. Ivanovo, 2014. 20 p. (In Russ.).

7. Malafeyev I. I., Il'in G. A., Krysanov K. S. Rabochiye tela vysokotemperaturnykh teplovykh nasosov. Sovremennoye sostoyaniye voprosa i napravleniya razvitiya [Working substances of high heat pumps. current state of affair and development] // Izvestiya MGTU «MAMI». *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014. Vol. 3, no. 3 (21). P. 53–58. (In Russ.).

8. Elistratov S. E. Kompleksnoye issledovaniye effektivnosti teplovykh nasosov [Comprehensive study of heat pump efficiency]. Novosibirsk, 2011. 40 p. (In Russ.).

9. Duvanov S. A. Issledovaniye teplovykh nasosov na rezhimakh, otlichnykh ot nominal'nogo, pri sokhraneni

vykhodnykh parametrov [Investigation of heat pumps at modes other than nominal while maintaining output parameters]. Astrakhan, 2006. 21 p. (In Russ.).

10. Vasil'yev G. P. Teplosnabzheniye zdaniy i sooruzheniy s ispol'zovaniyem nizkopotentsial'noy teplovoy energii poverkhnostnykh sloev Zemli [Heat Supply of Buildings and Structures Using Low Potential Thermal Energy of the Earth's Surface Layers]. Moscow, 2011. 38 p. (In Russ.).

11. Rey D., Makmayl D. Teplovyye nasosy [Heat pumps]. Moscow, 1982. 224 p. (In Russ.).

12. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p. (In Engl.).

13. Bellocchi S., Guizzi G. L., Manno M. [et al.]. Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: Analysis of its impact on driving range // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 129. P. 290–305. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.020. (In Engl.).

14. Holihan P. Analysis of Geothermal Heat Pump Manufacturers Survey Data / Energy Information Administration/ Renewable Energy 1998: Issues and Trends. URL: https://docs.yandex.ru/docs/view?tm=1666084188&tld=ru&lang=en&name=geo_hp_art.pdf (accessed: 18.10.2022). (In Engl.).

15. 13th IEA Heat Pump Conference 2021 / Conference Proceedings — Full Papers. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/13th-iea-heat-pump-conference-2021-conference-proceedings-full-papers/> (accessed: 18.10.2022). (In Engl.).

16. Pedersen S. Annex 47: Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems // Heat Pump Technologies Magazine. 2020. Vol. 38, no.1. P. 27–30. (In Engl.).

17. Abergel T. Efforts for heat pump deployment are bearing fruit, but more will be needed // Heat Pump Technologies Magazine. 2020. Vol. 38, no. 2. P. 7–8. (In Engl.).

18. Kitanovski A., Plaznik U., Tomc U., Poredos A. Present and future caloric refrigeration and heat-pump technologies // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 39. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.008. (In Engl.).

19. Bobbo S., Fedele L., Curcio M. [et al.]. Energetic and Exergetic Analysis of Low Global Warming Potential Refrigerants as Substitutes for R410A in Ground Source Heat Pumps // *Energies*. 2019. Vol. 12. 3538. DOI: 10.3390/en12183538. (In Engl.).
20. Song Y., Cui C., Yin X. [et al.]. Advanced development and application of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump technology — A review // *Energy Reports*. 2022. Vol. 8. P. 7840–7869. (In Engl.).
21. Saito K. Latest heat pump technologies in Japan / 12th IEA Heat Pump Conference (2017) K.4.7.1. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/archive/hpc2017/wp-content/uploads/2017/06/k471.pdf> (accessed: 12.10.2022) (In Engl.).
22. Volodin V. I., Sedlyar K. V. Vybor ekspluatatsionnykh parametrov i khladagenta dlya parokompressionnykh teplovyykh nasosov [Choice of operating parameters and refrigerant for vapor compression heat pumps] // *Trudy BGTU*. Trudy BGTU. 2016. No. 3. P. 147–153. (In Russ.).
23. Sychev A. O. Razrabotka i issledovaniye teplonasosnoy sistemy otopeniya sel'skogo doma na osnove ispol'zovaniya potentsial'noy teploty otkrytogo vodotoka [Design and research of a heat pump heating system for a rural house based on the potential heat of an open watercourse]. Moscow, 2021. 189 p. (In Russ.).
24. Colbourne D. History of Flammable Refrigerants. URL: <https://www.researchgate.net/> (accessed: 10.10.2022). (In Engl.).
25. Bless F., Arpagaus C., Bertsch S. Theoretical investigation of high-temperature heat pump cycles for steam generation // 13th IEA Heat Pump Conference, April 26–29, Jeju, Korea, 2021. P. 357–369. (In Engl.).
26. Kaida T. Thermodynamic analysis of refrigerant selection for high temperature heat pump cycles / 13th IEA Heat Pump Conference April 26–29, Jeju, Korea. 2021. P. 1833–1842. (In Engl.).
27. Badran B. E., Ghanbarpourgeravi M., Khodabandeh R. The Future of Refrigerants for Heat Pump Applications // *Heat Pump Technologies Magazine*. 2022. Vol. 40, no. 1. P. 22–25. DOI: 10.23697/z1mf-g484. (In Engl.).
28. Andryushchenko A. I. Osnovy termodinamiki tsiklov teploenergeticheskikh ustanovok [Fundamentals of thermodynamics of thermal power plant cycles]. Moscow, 1968. 288 p. (In Russ.).
29. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s. (In Germ.).
30. Mazurova O. K., Chubanova T. O. K otsenke effektivnosti pereokhlazhdeniya dlya ryada khladagentov v teplonasosnom tsikle [By evaluating the effectiveness of supercooling for a number of refrigerants in the heat pump cycle] // *Naukovedeniye*. Naukovedeniye. 2013. No. 3. URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/52trgsu313.pdf> (accessed: 12.10.2022). (In Russ.).
31. Wenxing S., Shuangquan S., Baolong W. [et al.]. Thermodynamics analysis and thermoeconomics evaluation on heat recovery inverter air-cooling heat pump with domestic hot water // 7th IEA Heat Pump Conference, May 19–22, Beijing, China. 2002. P. 889–894. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/> (accessed: 19.10.2022). (In Engl.).
32. Yusha V. L., Busarov S. S. Opredeleniye pokazateley politropy skhematizirovannykh rabochikh protsessov vozdushnykh porshnevnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [Determination of polytropic indicators of schematized working processes of air piston slowmoving long-stroke compressor stages] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 1. P. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22. (In Russ.).
33. Yusha V. L., Busarov S. S. Metodika rascheta deystvitel'noy proizvoditel'nosti odnostupenchatykh dlinnokhodovykh porshnevnykh kompressorov [Method for calculating actual capacity of single-stage long-stroke reciprocating compressors] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15. (In Russ.).
34. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
35. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow, 1981. 416 p. (In Russ.).
36. Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Tablitsy svoystv kholodil'nykh agentov [Tables of the properties of refrigeration agents]. St. Petersburg, 2013. 52 p. (In Russ.).
37. Rivkin S. L., Aleksandrov A. A. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para: sprav [Thermodynamic properties of water and water vapor: a handbook]. Moscow, 1984. 80 p. (In Russ.).
38. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruksii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, constructions and basics of design]. Moscow – Leningrad, 1960. 655 p. (In Russ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

GROMOV Anton Yuryevich, Candidate of Technical Sciences, Deputy General Director for Civilian Products of Scientific and Technical Complex «Cryogenic technique» JSC, Omsk.

Correspondence address: azot111@bk.ru

USHAKOV Petr Valeryevich, First Deputy General Director of Scientific and Technical Complex «Cryogenic technique» JSC, Omsk.

For citations

Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. The analysis of influence of temperature conditions of piston long-stroke compressor stage on thermodynamic efficiency of a heat pump // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25.

Received December 20, 2022.

© V. L. Yusha, A. Yu. Gromov, P. V. Ushakov