

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА НА БАЗЕ ПОРШНЕВОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ ПРИ ФИКСИРОВАННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ВОСПРИНИМАЮЩЕГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

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

Рассмотрен теоретический цикл теплового насоса, реализуемый в том числе на базе поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени при фиксированных температурах воспринимающего теплоносителя. Энергетическими составляющими являются индикаторная мощность компрессора, тепловая мощность потребителя, дополнительная тепловая мощность, подводимая к рабочему телу теплового насоса перед процессом сжатия, а также дополнительная тепловая мощность, подводимая к рабочему телу теплового насоса или отводимая от него в процессе сжатия. В качестве независимых параметров регулирования рассмотрены: соотношение массовых расходов рабочего тела теплового насоса и воспринимающего теплоносителя; перегрев рабочего тела теплового насоса на всасывании и показатель политропы сжатия.

Выполнен анализ возможных расчетных и нерасчетных режимов работы теплового насоса при фиксированных режимных параметрах потребителя. Разработана методика определения термодинамической эффективности идеального теплового насоса при различных способах регулирования температуры конденсации. Исследована взаимосвязь коэффициента преобразования теплового насоса с различными способами регулирования температуры конденсации при использовании в качестве его рабочего тела водяного пара. Представленные результаты теоретического анализа отражают характер зависимости тепловой мощности и коэффициента преобразования теплового насоса от соотношения массовых расходов воспринимающего теплоносителя и рабочего тела теплового насоса, показателя политропы процесса сжатия, перегрева пара на всасывании.

Ключевые слова: тепловой насос, регулируемая температура конденсации, коэффициент преобразования, теоретический цикл, поршневой компрессор, водяной пар.

Введение

Тепловые насосы (далее — ТН) позволяют реализовать одну из наиболее эффективных энергосберегающих технологий, применяемую в различных отраслях техники и производства [1–12]. В мировой практике всё большее внимание уделяется совершенствованию конструкций ТН и увеличению объёмов их производства [13–15]. При этом энергоэффективность — один из основных критериев технического уровня энергетических систем на базе ТН, который в большинстве случаев определяется величиной коэффициента преобразования КТ. Анализ публикаций, посвящённых исследованию термодинамической эффективности ТН, показывает, что величина КТ определяется отношением суммарной тепловой мощности (теплопроизводительности) ТН к затраченной на привод компрессора электрической мощности и зависит от выбора рабочего тела ТН, от величины и соотношения температур источника и потребителя тепловой энергии, от величины переохлаждения рабочего тела после конденсатора, от величины показателя политропы процесса сжатия рабочего тела ТН [1, 2, 4–6, 8, 14, 16–21]. Однако в общем слу-

чае привод компрессора может быть реализован и от других источников энергии, например, за счёт преобразования тепловой энергии (в цикле Ренкина) или химической (преобразованной в теплоту сгорания в циклах двигателей внутреннего сгорания) в механическую. Кроме того, при реализации цикла ТН помимо энергии, преобразованной в компрессоре, к его рабочему телу может подводиться (или отводиться) тепловая энергия от других, дополнительных источников. Поэтому в рассматриваемом случае величину коэффициента преобразования КТ представляется возможным принимать как отношение суммарной тепловой мощности (теплопроизводительности) ТН к суммарной затраченной мощности, в том числе на привод компрессора и от дополнительных источников тепловой энергии. С учётом этого в работе [21] выполнен предварительный анализ взаимосвязи интегральных характеристик и энергоэффективности ТН на базе тихоходной длинноходовой компрессорной ступени [22, 23] с показателем политропы процесса сжатия, температурой кипения, величиной перегрева на всасывании, разностью температур конденсации и кипения; однако при этом не учитывались эксплуатационные параметры потребителя тепловой энергии.

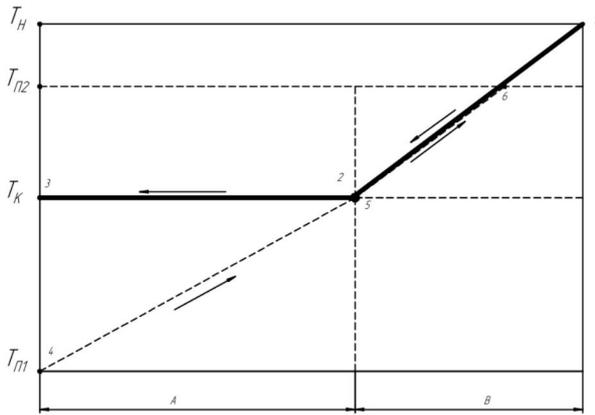


Рис. 1. Расчётная схема системы ТН — потребитель (воспринимающий теплоноситель): А — область конденсации рабочего тела ТН; В — область охлаждения рабочего тела ТН без его фазовых превращений; 1-2 — изменение температуры рабочего тела ТН в процессе охлаждения от температуры нагнетания до температуры кипения; 2-3 — температура рабочего тела ТН в области его конденсации; 4-5 — изменение температуры воспринимающего теплоносителя в области конденсации рабочего тела ТН; 5-6 — изменение температуры воспринимающего теплоносителя в области охлаждения рабочего тела ТН без его фазовых превращений

Fig. 1. Calculation scheme of the HP — consumer system (perceiving coolant): A — area of condensation of the working fluid HP; B — region of cooling of the HP working fluid without its phase transformations; 1-2 — change in the temperature of the HP working fluid in the process of cooling from the discharge temperature to the boiling temperature; 2-3 — temperature of the HP working fluid in the area of its condensation; 4-5 — change in the temperature of the receiving coolant in the area of condensation of the HP working fluid; 5-6 — change in the temperature of the receiving coolant in the area of cooling of the HP working fluid without its phase transformations

На практике эффективность ТН, безусловно, связана с режимом работы потребителя тепловой энергии, трансформируемой ТН от источника на новый температурный уровень (рис. 1). И основным техническим требованием к ТН является повышение температуры воспринимающего теплоносителя (т.е. рабочего тела потребителя тепловой энергии) на величину $\Delta T_n = T_{n2} - T_{n1} = T_6 - T_4$. При этом температура конденсации T_K на участке фазового перехода 2-3 определяется температурой воспринимающего теплоносителя $T_n^* = T_K$, до которой последний нагревается на участке 4-5 ($\Delta T^* = T_n^* - T_{n4} = T_5 - T_4$), а температура нагнетания компрессора $T_H = T_1$ в общем случае может существенно превышать требуемую величину $T_{n2} = T_6$. В этом случае величина тепловой мощности, подведённой к воспринимающему теплоносителю, составит $Q_{n\Sigma} = m_n \cdot C_n \cdot \Delta T_{n1}$, а величина суммарной тепловой мощности ТН составит $Q_\Sigma = m(r + C_p \cdot \Delta T_K)$, где $\Delta T_K = T_H - T_K$; поэтому при $T_H > T_6$ ТН работает в нерасчётном режиме и вырабатывает излишнюю применительно к поставленной задаче тепловую мощность $\Delta Q_\Sigma = Q_\Sigma - Q_{n\Sigma}$. На рис. 2 такой режим ТН представлен циклом 1-2-3-4-5-1. В связи с этим становится актуальным вопрос обеспечения энергетического баланса $Q_\Sigma = Q_{n\Sigma}$. Очевидно, что это выполнимо при выполнении следующего условия:

$$T_K = (r + C_p \cdot T_H - C_n \cdot \Delta T_n \cdot m_n/m) / C_p. \quad (1)$$

Так как $T_H = f(T_{bc}, n)$, а $T_{bc} = T_0 + \Delta T_0$, то

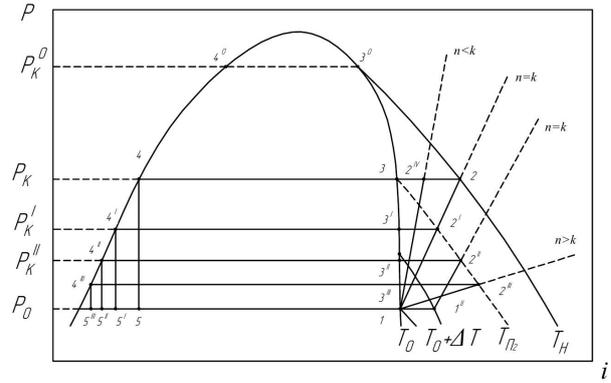


Рис. 2. $P-i$ — диаграмма с различными способами реализации цикла ТН: 1-2-3-4-5-1 — цикл ТН при $T_H > T_{n2}$ (без регулирования величины температуры конденсации); 1-2^I-3^I-4^I-5^I-1 — цикл ТН при $T_H = T_{n2}$ (при регулировании путём изменения соотношения m_n/m); 1-2^{II}-3^{II}-4^{II}-5^{II}-1 — цикл ТН при $T_H = T_{n2}$ (при регулировании путём изменения величины перегрева рабочего тела ТН); 1-2^{III}-3^{III}-4^{III}-5^{III}-1 — цикл ТН при $T_H = T_{n2}$ (при регулировании путём дополнительного подогрева сжимаемого рабочего тела ТН); 1-2^{IV}-3-4-5-1 — цикл ТН при $T_H > T_{n2}$ (при регулировании путём охлаждения сжимаемого рабочего тела ТН)

Fig. 2. $P-i$ — diagram with different ways to implement the HP cycle: 1-2-3-4-5-1 — HP cycle at $T_H > T_{n2}$ (without regulation of the condensation temperature value); 1-2^I-3^I-4^I-5^I-1 — HP cycle at $T_H = T_{n2}$ (when regulated by changing the ratio m_n/m); 1-2^{II}-3^{II}-4^{II}-5^{II}-1 — HP cycle at $T_H = T_{n2}$ (when regulated by changing the overheating value of the HP working fluid); 1-2^{III}-3^{III}-4^{III}-5^{III}-1 — HP cycle at $T_H = T_{n2}$ (when regulated by additional heating of the HP compressible working fluid); 1-2^{IV}-3-4-5-1 — HP cycle at $T_H > T_{n2}$ (when regulated by cooling the compressible HP working fluid)

$$T_K = f(m_n/m, \Delta T_0, n). \quad (2)$$

Взаимосвязь величин, составляющих зависимость (2), отражена на рис. 2. При $T_H > T_K$ уменьшение величины $(T_H - T_K)$ может быть обеспечено, например, за счёт снижения величины политропы процесса сжатия n (цикл 1-2^{IV}-3-4-5-1), а условие $T_H = T_K$ может быть обеспечено путём изменения соотношения m_n/m (цикл 1-2^I-3^I-4^I-5^I-1), увеличения перегрева на всасывании (цикл 1-2^{II}-3^{II}-4^{II}-5^{II}-1), увеличения показателя политропы процесса сжатия (цикл 1-2^{III}-3^{III}-4^{III}-5^{III}-1). В каждом из указанных вариантов существенно изменяются режимы работы теплообменного оборудования и компрессора ТН (например, максимальное давление в компрессорной ступени имеет место при $(T_H - T_K) = 0$; на рис. 2 процесс конденсации 3⁰-4⁰ начинается сразу после завершения процесса сжатия при $P_n = P_{K0}$); логично предположить, что при этом изменяется и его термодинамическая эффективность.

В связи с этим представляется целесообразным выполнить оценку термодинамической эффективности энергетической системы на базе ТН (рис. 3), включающей в себя контур ТН А, контуры потребителя В и источника С тепловой энергии, а также возможные дополнительные источники (D и частично С) и потребители D тепловой энергии, при различных способах регулирования величины температуры конденсации и фиксированных температурах воспринимающего теплоносителя. Здесь суммарная тепловая мощность источника $Q_{n\Sigma} = Q_0 + Q\Delta T_0$ (Q_0 — тепловая мощность фазового перехода (испарения) рабочего тела ТН).

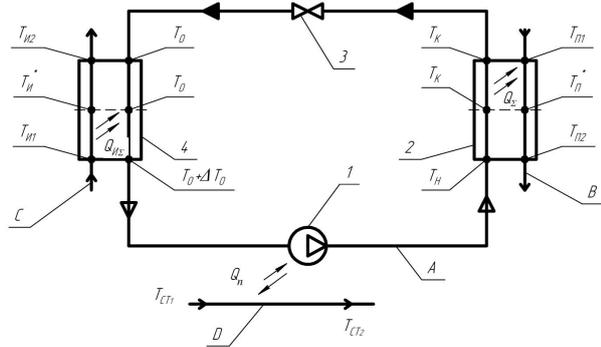


Рис. 3. Принципиальная схема энергетической системы на базе ТН: А — контур ТН; В — контур (линия) потребителя (воспринимающий теплоноситель); С — источник тепловой мощности; D — дополнительный источник (потребитель) тепловой мощности; 1 — компрессор; 2 — теплообменник-конденсатор; 3 — дроссельное устройство; 4 — теплообменник-испаритель

Fig. 3. Schematic diagram of the energy system based on HP: A — HP circuit; B — contour (line) of the consumer (perceiving coolant); C — source of thermal power; D is an additional source (consumer) of thermal power; 1 — compressor; 2 — heat exchanger-condensator; 3 — throttle device; 4 — heat exchanger-evaporator

Методика расчёта

Объектом исследования является ТН в составе энергетической системы, структура которой описана выше (рис. 3). Предмет исследования — взаимосвязь термодинамической эффективности рассматриваемого ТН с различными способами (технологиями) регулирования величины температуры конденсации рабочего тела ТН. Рассмотрим теоретические циклы идеального ТН [2, 8, 19], в которых отсутствует переохлаждение рабочего тела после конденсатора; температуры кипения T_0 ТН, начальная T_{n1} и конечная T_{n2} температуры воспринимающего теплоносителя являются фиксированными при различных температурах конденсации T_k ; процесс сжатия рабочего тела в компрессоре ТН происходит при постоянном показателе политропы n (при этом возможны: адиабатный процесс сжатия ($n=k$), процесс сжатия с интенсивным отводом тепла от рабочего тела ($n < k$), процесс сжатия с интенсивным подводом тепла к рабочему телу ($n > k$)) (рис. 2); необратимые потери энергии во всех элементах ТН пренебрежимо малы (рис. 1, 2). При этом термодинамические и теплофизические свойства рабочего тела ТН и воспринимающего теплоносителя в рассматриваемых процессах зависят от их температуры [24–26]. Кроме того, с учётом рассматриваемого диапазона величин параметров состояния представляется корректным принять допущение о том, что рабочее тело ТН и воспринимающий теплоноситель — идеальные газы [27, 28]. Отметим, что в общем случае воспринимающий теплоноситель может являться, например, жидкостью с теплоёмкостью $C_{пн}$.

С учётом принятых допущений и структуры рассматриваемой энергетической системы (в том числе наличия дополнительных источников) коэффициент преобразования K_T и его составляющие целесообразно определять по следующим зависимостям:

$$K_T = Q_{\Sigma} / (N_{\text{инд}} + Q_n + Q_{\Delta T_0}) \quad (3)$$

где Q_{Σ} — суммарная тепловая мощность ТН:

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

$$Q_{\Sigma} = m[r + C_p(T_H - T_K)]; \quad (4)$$

или суммарная тепловая мощность, подводимая к воспринимающему теплоносителю:

$$Q_{n\Sigma} = m_{пн} \cdot C_{пн} (T_{п2} - T_{п1}); \quad (5)$$

$Q_{\Delta T_0}$ — тепловая мощность, подводимая к рабочему телу ТН после окончания процесса парообразования до начала процесса сжатия (ΔT_0 — температура перегрева):

$$Q_{\Delta T_0} = m \cdot C_p \cdot \Delta T_0; \quad (6)$$

Q_n — тепловая мощность, подводимая к рабочему телу ТН или отводимая от него в процессе сжатия [28]:

$$Q_n = (k - n) \cdot N_{\text{инд}} / (n - 1); \quad (7)$$

$N_{\text{инд}}$ — индикаторная мощность идеального компрессора [27, 28]:

$$N_{\text{инд}} = [n/(n-1)] \cdot m \cdot R \cdot T_{\text{вс}} \cdot [(P_H/P_{\text{вс}})^{(n-1)/n} - 1],$$

где $P_H = P_k$; $P_{\text{вс}} = P_0$; $T_{\text{вс}} = T_0 + \Delta T_0$ и $(P_H/P_{\text{вс}})^{(n-1)/n} = T_H/(T_0 + \Delta T_0)$.

Тогда

$$N_{\text{инд}} = [n/(n-1)] \cdot m \cdot R \cdot (T_0 + \Delta T_0) \cdot [T_H/(T_0 + \Delta T_0) - 1]$$

или

$$N_{\text{инд}} = [n/(n-1)] \cdot m \cdot R \cdot (T_H - T_0 - \Delta T_0). \quad (8)$$

С учётом соотношений (4) ... (8) выражение (3) можно представить в следующем виде:

$$K_T = [r + C_p \cdot (T_H - T_K)] / \{ [n(2n - k - 1)/(n - 1)2] \times R(T_H - T_0) + \Delta T_0 [C_p - Rn(2n - k - 1)/(n - 1)2] \}. \quad (9)$$

Из формального анализа выражения (9) следует, что величина коэффициента преобразования зависит от термодинамических и теплофизических свойств рабочего тела, циркулирующего в контуре ТН: $K_T = f(r, C_p, R, k)$, причём, как было отмечено выше, некоторые из них зависят от режимных параметров ($r = f(T)$; $C_p = f(T)$). Коэффициент преобразования напрямую зависит и от режимных параметров ТН: $K_T = f(T_H, T_0, \Delta T_0, T_k, n)$. С учётом предварительного анализа, представленного выше, принимаем в качестве фиксированных величин $T_H = T_{n2}$, $T_{п1}$ и T_0 . Тогда $K_T = f(T_k, \Delta T_0, n)$ или, с учётом (2), $K_T = f(m_{пн}/m, \Delta T_0, n)$.

Результаты расчёта и их анализ

На рис. 4–6 представлены результаты расчётов, выполненные для следующих условий однозначности: рабочее тело ТН и воспринимающий теплоноситель в системе потребителя тепловой энергии — водяной пар; $T_H = T_{n2} = 473$ К; $T_{п1} = 373$ К; $T_0 = 373$ К; $0,03 \leq m/m_{пн} \leq 0,15$; $0 \leq \Delta T_0 \leq 363$ К; $1,2 < n \leq 1,45$.

Пример расчёта, проведённый для условия $n = k$ и $\Delta T_0 = 0$, показывает, что взаимосвязь между со-

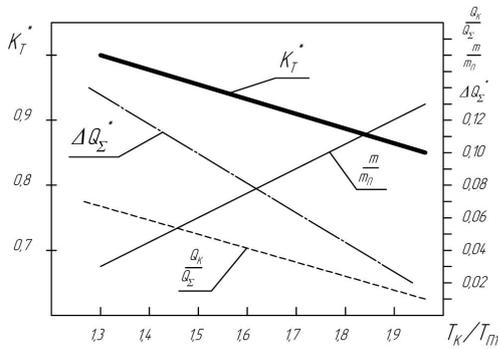


Рис. 4. Взаимосвязь температуры кипения с соотношением массовых расходов рабочего тела ТН и воспринимающего теплоносителя и их влияние на относительный коэффициент преобразования K_T^* , на относительное изменение суммарной тепловой мощности ТН ΔQ_{Σ}^* и на изменение доли конвективной составляющей в суммарной тепловой мощности ТН

Fig. 4. The relationship of the boiling point with the ratio of the mass flow rates of the HP working fluid and the receiving coolant and their influence on the relative conversion coefficient K_T^* , on the relative change in the total heat output of the HP ΔQ_{Σ}^* and on the change in the share of the convective component in the total heat output of the HP

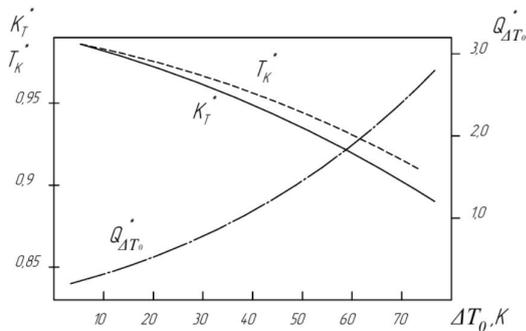


Рис. 5. Влияние величины перегрева рабочего тела ТН ΔT_0 на относительное изменение коэффициента трансформации K_T^* , на относительное изменение температуры кипения T_k^* и на относительную тепловую мощность от дополнительного источника $Q_{\Delta T_0}^*$

Fig. 5. The influence of the overheating value of the working fluid HP ΔT_0 on the relative change in the transformation ratio K_T^* , on the relative change in the boiling point T_k^* and on the relative heat power from the additional source $Q_{\Delta T_0}^*$

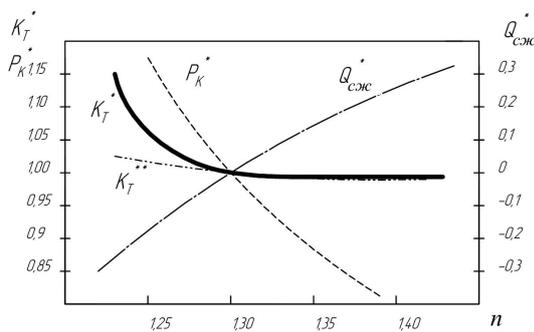


Рис. 6. Влияние величины показателя политропы процесса сжатия рабочего тела ТН на относительное изменение коэффициента трансформации K_T^* , на относительное изменение давления кипения P_k^* и на относительную величину дополнительной тепловой мощности $Q_{сжж}^*$

Fig. 6. The influence of the value of the polytropic index of the process of compression of the working fluid HP on the relative change in the transformation ratio K_T^* , on the relative change in the boiling pressure P_k^* and on the relative value of the additional heat power $Q_{сжж}^*$

отношением массовых расходов рабочего тела ТН и воспринимающего теплоносителя с величиной температуры кипения рабочего тела ТН (см. соотношения (1), (2)) обеспечивает эффективное регулирование работы ТН: при уменьшении m/m_n снижается величина T_k (соответственно, снижаются давление нагнетания $P_n = P_k$ и индикаторная мощность), что обеспечивает повышение термодинамической эффективности. В рассматриваемом примере коэффициент преобразования может увеличиться более чем на 10 % (см. рис. 4, на котором $K_T^* = K_T^i / K_T^{max}$, $\Delta Q_{\Sigma}^* = \Delta Q_{\Sigma}^i / Q_{\Sigma(T_k=T_{n2})}$). Снижение температуры конденсации приводит также к увеличению доли конвективной составляющей до 20 % от суммарной тепловой мощности ТН; при этом растёт величина удельной теплоты парообразования, что, в свою очередь, обеспечивает увеличение суммарной тепловой мощности ТН в целом. В рассматриваемом диапазоне изменения m/m_n и T_k увеличение Q_{Σ} составляет более 10 % по сравнению с режимом при максимальной температуре конденсации $T_k = T_{n2}$ (рис. 2, 4). Важно, что снижение T_k обуславливает уменьшение давления конденсации и, соответственно, давления нагнетания компрессорной ступени. Это даёт возможность выбирать для комплектования ТН компрессорное оборудование из расширенного перечня, в том числе различные конструкции поршневых, ротационных и центробежных машин. Таким образом, рассмотренный способ регулирования T_k путём изменения соотношения массовых расходов рабочих веществ в контурах ТН и потребителя является достаточно универсальным и применим практически к любым типам компрессоров. Возможные ограничения по его применению, связанные со свойствами рабочих веществ, а также с режимными параметрами ТН и потребителя, требуют проведения дополнительного анализа; эта задача выходит за рамки данной статьи.

На рис. 5 представлены результаты анализа влияния величины перегрева рабочего тела ТН перед началом процесса всасывания при $n = k$ и $m/m_n = \text{const}$ (здесь $K_T^* = K_T / K_T^{\Delta T_0=0}$, $T_k^* = T_k / T_k^{\Delta T_0=0}$, $Q_{\Delta T_0}^* = Q_{\Delta T_0} / Q_{\Delta T_0=30}$). Как видим, увеличение ΔT_0 приводит к снижению температуры кипения. Как следует из диаграммы на рис. 2, это сопровождается снижением давления конденсации и давления нагнетания компрессорной ступени, что позволяет ожидать уменьшения индикаторной мощности и, соответственно, увеличения термодинамической эффективности ТН. Однако из полученных результатов следует, что при этом наблюдается снижение коэффициента преобразования (до 10 % в рассматриваемом диапазоне изменения ΔT_0), что объясняется увеличением количества тепловой мощности $Q_{\Delta T_0}$, подводимой от дополнительного источника. Необходимо отметить, что в данном случае увеличение температуры начала процесса сжатия не приводит к увеличению температуры нагнетания компрессорной ступени, что имеет место при фиксированной величине давления нагнетания [27, 28]. Теоретически это позволяет применять данный способ регулирования величины температуры конденсации практически для всех существующих конструкций компрессоров. По сравнению с предыдущим способом этот имеет ряд очевидных недостатков: для его реализации необходимо наличие дополнительного источника тепловой энергии; при увеличении перегрева рабочего тела ТН снижается коэффициент преобразования. По-видимому, на практике регулирование ТН путём изменения

ΔT_0 целесообразно лишь при необходимости обеспечения более низкого давления нагнетания имеющейся компрессорной ступени и при невозможности полностью или частично решить эту проблему путём изменения соотношения m/m_n .

На рис. 6 представлены результаты расчётов, отражающие влияние величины показателя политропы процесса сжатия на термодинамическую эффективность ТН при наличии дополнительного подогрева или охлаждения сжимаемого рабочего тела ТН при $\Delta T_0 = 0$ и $m/m_n = \text{const}$ (здесь $K_T^* = K_T / K_T^{n=k}$, $P_k^* = P_k / P_k^{n=k}$, $Q_{сж}^* = Q_{сж} / [R \cdot (T_{п2} - T_0)]$). Зависимость K_T^{**} получена для условия $\Delta T_0 > 0$. Изменение величины n вполне ожидаемо связано с изменением величины и направления подвода (отвода) тепловой мощности $Q_{сж}$, а также с изменением величины давления конденсации (нагнетания). Однако характер изменения коэффициента преобразования при $n < k$ существенно отличается от того, как изменяется K_T при $n > k$. Так, при $n > k$ величина K_T практически не изменяется несмотря на то, что $P_k = P_n$ заметно снижается и, соответственно, снижается индикаторная мощность компрессорной ступени. Это связано с тем, что на этом участке изменения величины показателя политропы процесса сжатия к рабочему телу ТН подводится тепловая мощность от дополнительного источника, которая нивелирует влияние снижения индикаторной мощности на K_T . Тогда как при $n < k$ величина K_T заметно возрастает с уменьшением величины n несмотря на возрастание давления нагнетания (конденсации). Это связано с тем, что, во-первых, при интенсивном охлаждении сжимаемого газа снижается затрачиваемая на сжатие индикаторная мощность (при некотором фиксированном соотношении давлений нагнетания и всасывания [27, 28]), во-вторых, отводимая от сжимаемого рабочего тела ТН тепловая мощность «возвращается» в контур рассматриваемой энергетической системы. Поскольку задачей данной статьи является теоретический анализ термодинамической эффективности ТН в составе рассматриваемой энергетической системы, не будем останавливаться на практических аспектах реализации данного способа регулирования температуры конденсации ТН. При этом необходимо подчеркнуть, что, в отличие от двух предыдущих способов, регулирование величины T_k путём изменения величины n является достаточно уникальной технологией и применимо в ограниченном количестве конструкций компрессорных ступеней. Например, при повышенных требованиях к чистоте сжимаемого рабочего тела такой способ регулирования может быть успешно реализован при использовании несмазываемых поршневых длинноходовых ступеней, в том числе в высокотемпературных технологических системах [21–23]. Одним из преимуществ такой конструкции является возможность использования тепловой мощности, отводимой от рабочего тела ТН в процессе сжатия через стенки цилиндра, для перегрева рабочего тела ТН перед началом процесса всасывания без привлечения внешних дополнительных источников тепловой энергии (на рис. 6 зависимость K_T^{**} получена для условия $\Delta T_0 = 60$ К).

Выводы и заключение

Для оценки термодинамической эффективности ТН в составе энергетической системы, включающей в себя контур ТН, контуры потребителя и источника, а также возможные дополнительные источники

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

Обозначение	Наименование	Единица измерения
ТН	Тепловой насос	
K_T	Коэффициент преобразования	
$Q_{сж}, Q_{исп}, Q_{ис}$	Суммарная тепловая мощность ТН, источника и потребителя	Вт
$Q_{ф}$	Тепловая мощность процесса конденсации	Вт
$Q_{к}$	Тепловая мощность процесса охлаждения сжатого рабочего тела ТН	Вт
$Q_{\Delta T_0}$	Тепловая мощность, подводимая к рабочему телу ТН при его перегреве	Вт
Q_n	Тепловая мощность, подводимая к рабочему телу ТН или отводимая от него в процессе сжатия	Вт
k	Показатель адиабаты	
n	Показатель политропы процесса сжатия	
$T_0, T_{сж}, T_{к}, T_n$	Температуры кипения, конденсации и нагнетания	К
$T_{п1}, T_{п2}$	Начальная и конечная температура рабочего тела потребителя (воспринимающего теплоносителя)	К
$T_{и1}, T_{и2}$	Начальная и конечная температура рабочего тела источника	К
$T_{ст1}, T_{ст2}$	Начальная и конечная температура рабочего тела, охлаждающего стенки цилиндра	К
T_n	Температура рабочего тела потребителя (воспринимающего теплоносителя) на выходе из области конденсации рабочего тела ТН	К
T_n	Температура рабочего тела источника на входе в область кипения рабочего тела ТН	К
ΔT_0	Перегрев паров рабочего тела на всасывании в компрессор	К
m	Массовый расход рабочего тела ТН	кг/с
m_n	Массовый расход рабочего тела потребителя (воспринимающего теплоносителя)	кг/с
$N_{инд}$	Индикаторная мощность компрессора	Вт
R	Газовая постоянная	(Дж·г)/К
$P_n, P_{сж}$	Давление нагнетания и всасывания	Па
P_0, P_k	Давление кипения и конденсации	Па
r	Удельная теплота фазового перехода (конденсации)	Дж/кг
$C_p, C_{рп}$	Удельная изобарная теплоёмкость рабочего тела ТН и воспринимающего теплоносителя	Дж/(кг·К)

и потребители тепловой энергии, разработана методика расчёта коэффициента трансформации идеального ТН. Выполнен анализ теоретических циклов ТН при фиксированных температурных параметрах воспринимающего теплоносителя, реализующие различные способы регулирования температуры конденсации: путём изменения соотношения мас-

совых расходов рабочего тела теплового насоса и воспринимающего теплоносителя; путём изменения величины перегрева рабочего тела ТН на всасывании и путём изменения величины показателя политропы процесса сжатия рабочего тела ТН.

Показано, что в рассматриваемом диапазоне рабочих параметров при использовании в качестве рабочего тела ТН водяного пара уменьшение соотношения $m/m_{\text{н}}$ приводит к снижению $T_{\text{к}}$ и обеспечивает повышение коэффициента преобразования $K_{\text{т}}$ более чем на 10 %, а также увеличение суммарной тепловой мощности ТН Q_{Σ} более чем на 10 % по сравнению с режимом при максимальной $T_{\text{к}}$. Рост величины перегрева ΔT_0 приводит к снижению $T_{\text{к}}$ и сопровождается снижением давления нагнетания компрессорной ступени, однако при этом наблюдается снижение $K_{\text{т}}$; для реализации этого способа необходимо наличие дополнительного источника тепловой энергии. При подводе теплоты к сжимаемому рабочему телу ТН $T_{\text{к}}$ снижается с увеличением показателя политропы, однако величина $K_{\text{т}}$ при этом практически не изменяется; при охлаждении сжимаемого рабочего тела ТН $T_{\text{к}}$ повышается, а величина $K_{\text{т}}$ при уменьшении показателя политропы процесса сжатия растёт.

Конструкция поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени позволяет реализовать любой из рассмотренных способов регулирования $T_{\text{к}}$ как индивидуально, так и в комбинации друг с другом. Такая универсальность может иметь определяющее значение при наличии ограничений по применимости одного или двух из рассмотренных способов регулирования. Способ регулирования $T_{\text{к}}$ путём изменения соотношения массовых расходов рабочих веществ в контурах ТН и потребителя тепловой энергии является наиболее универсальным и экономичным среди рассмотренных в данной статье; он применим при использовании в составе ТН широкой номенклатуры компрессорных ступеней, в том числе без дополнительных источников тепловой энергии.

Список источников

1. Антипов Ю. А. Утилизация вторичных энергоресурсов газовых двигателей и газотурбинных установок с использованием тепловых насосов: автореф. ... дис. канд. техн. наук. Москва, 2005. 16 с.
2. Захаров М. К. Сравнение эффективности применения различных вариантов теплового насоса // Химическая промышленность. 2002. № 8. С. 1–7.
3. 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.
4. Амерханов Р. А. Тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 2005. 160 с.
5. Шомова Т. П. Повышение энергетической эффективности газоперерабатывающих предприятий на основе применения тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2014. 20 с.
6. 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.
7. Елистратов С. Е. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2011. 40 с.
8. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Москва: Энергоиздат, 1982. 224 с.

9. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
10. 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.
11. 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).
12. Pedersen S. Annex 47: Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems // Heat Pump Technologies Magazine. 2020. Vol. 38, № 1. P. 27–30.
13. Kitanovski A., Plaznik U., Tomc U. [et al.]. Present and future caloric refrigeration and heat-pump technologies // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 57. P. 288–298.
14. 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. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.05.233.
15. 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).
16. Володин В. И., Седляр К. В. Выбор эксплуатационных параметров и хладагента для пароконденсационных тепловых насосов // Труды БГТУ. 2016. № 3. С. 147–153.
17. 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. DOI: <http://dx.doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1201>.
18. Badran B. E., Ghanbarpourgeravi M., Khodabandeh R. The Future of Refrigerants for Heat Pump Applications // Heat Pump Technologies Magazine. 2022. Vol. 40, № 1. P. 22–25. DOI: 10.23697/z1mf-g484.
19. Андрищенко А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. Москва: Высшая школа, 1968. 288 с.
20. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s.
21. 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.
22. Юша В. Л., Бусаров С. С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых 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.
23. Юша В. Л., Бусаров С. С. Методика расчёта действительной производительности одноступенчатых длинноходовых 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.
24. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.
25. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Таблицы свойств холодильных агентов. Санкт-Петербург: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. 52 с.
26. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справ. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 80 с.
27. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. Москва—Ленинград: Машгиз, 1960. 655 с.

28. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В. 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3 изд. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия) Омского государственного технического университета, 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. 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: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35.

Статья поступила в редакцию 09.02.2023 г.

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

ADJUSTMENT OF CONDENSING TEMPERATURE OF THE VAPOR-COMPRESSION HEAT PUMP BASED ON A RECIPROCATING LONG-STROKE COMPRESSOR STAGE AT FIXED TEMPERATURES OF RECEIVING COOLANT

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

The theoretical cycle of a heat pump is considered, which is implemented, among other things, on the basis of a reciprocating long-stroke low-speed compressor stage at fixed temperatures of the receiving coolant. The energy components are the indicated power of the compressor, the heating capacity of the consumer, the additional heating capacity supplied to the working fluid of the heat pump before the compression process, as well as the additional heating capacity supplied to the working fluid of the heat pump or removed from it during the compression process. As independent control parameters, the following are considered: the ratio of the mass flow rates of the working fluid of the heat pump and the receiving coolant; overheating of the working fluid of the heat pump at suction and compression polytropic index.

The analysis of possible design and non-design modes of operation of the heat pump with fixed operating parameters of the consumer is carried out. A technique has been developed for determining the thermodynamic efficiency of an ideal heat pump with various methods of adjustment of the condensing temperature. The relationship between the conversion factor of a heat pump and various methods of adjustment of the condensation temperature when using water vapor as its working fluid has been studied. The presented results of the theoretical analysis reflect the nature of the dependence of the heating capacity and the conversion factor of the heat pump on the ratio of the mass flow rates of the receiving coolant and the working fluid of the heat pump, the polytropic index of the compression process, and superheating of the suction steam.

Keywords: heat pump, adjustable condensing temperature, conversion efficiency, theoretical cycle, reciprocating compressor, water vapor.

References

1. 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.).
2. 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.).
3. 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.).
4. Amerkhanov R. A. Teplovyeye nasosy [Heat pumps]. Moscow, 2005. 160 p. (In Russ.).
5. 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.).
6. 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.).
7. Elistratov S. E. Kompleksnoye issledovaniye effektivnosti teplovykh nasosov [Comprehensive study of heat pump efficiency]. Novosibirsk, 2011. 40 p. (In Russ.).
8. Rey D., Makmayl D. Teplovyeye nasosy [Heat pumps]. Moscow, 1982. 224 p. (In Russ.).
9. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p. (In Engl.).
10. 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.).
11. 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.).
12. 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.).
13. Kitanovski A., Plaznik U., Tomc U. [et al.]. Present and future caloric refrigeration and heat-pump technologies //

International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 57. P. 288–298. (In Engl.).

14. 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. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.05.233. (In Engl.).

15. 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.).

16. Volodin V. I., Sedlyar K. V. Vybor ekspluatatsionnykh parametrov i khladagenta dlya parokompressionnykh teplovykh nasosov [Selection of operational parameters and refrigerant for vapor compression air-source heat pumps] // *Trudy BGTU. Proceedings of BSTU*. 2016. No. 3. P. 147–153. (In Russ.).

17. 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. DOI: <http://dx.doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1201>. (In Engl.).

18. 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.).

19. Andryushchenko A. I. Osnovy termodinamiki tsiklov teploenergeticheskikh ustanovok [Fundamentals of thermodynamics of thermal power plant cycles]. Moscow, 1968. 288 p. (In Russ.).

20. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. [Technical Thermodynamics. Part I]. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s. (In Germ.).

21. Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. Analiz vliyaniya temperaturnykh rezhimov porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni na termodinamicheskuyu effektivnost' teplovogo nasosa [The analysis of influence of temperature conditions of piston long-stroke compressor stage on thermodynamic efficiency of a heat pump] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. 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. (In Russ.).

22. 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.).

23. 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.).

24. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow, 1981. 416 p. (In Russ.).

25. 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.).

26. Rivkin S. L., Aleksandrov A. A. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para: sprav. [Thermodynamic properties of water and water vapour: handbook]. Moscow, 1984. 80 p. (In Russ.).

27. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktzii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, constructions and basics of design]. Moscow – Leningrad, 1960. 655 p. (In Russ.).

28. 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.).

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. Adjustment of condensing temperature of the vapor-compression heat pump based on a reciprocating long-stroke compressor stage at fixed temperatures of receiving coolant // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 27–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35.

Received February 09, 2023

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