

К ВОПРОСУ О ПРИМЕНИМОСТИ ПОЛУЭМПИРИЧЕСКИХ МЕТОДИК РАСЧЕТА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ХОЛОДИЛЬНОГО ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ДЛИННОХОДОВОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА В ОБЛАСТИ ВЛАЖНОГО ПАРА

В. Л. Юша

ОАО «Сибнефтетранспроект»,
Россия, 644042, г. Омск, ул. Иртышская набережная, 11, корп. 1

Рассмотрены вопросы применимости известных полуэмпирических методик расчета рабочих процессов холодильных тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров для теоретического исследования этих процессов в области влажного пара. Показано наличие существенных факторов неопределенности при таких расчетах, позволяющих говорить о необходимости создания новых полуэмпирических методик расчета и неприменимости существующих. Последнее определяется отсутствием надежных экспериментальных результатов как в части применяемых эмпирических зависимостей для определения мгновенного коэффициента теплоотдачи в проточной части холодильного тихоходного поршневого компрессора, так и в части верификации полученных расчетно-теоретических результатов.

Показано, что применение таких упрощающих допущений, как отсутствие перетечек через неплотности в рабочей камере; постоянство величины коэффициента теплоотдачи в цилиндре в течение процесса сжатия; равенство температуры зеркала цилиндра и температуры кипения рабочего тела; расчет коэффициента теплоотдачи по неverified эмпирическим зависимостям, полученным для других технических объектов, и ряд других — недопустимы, так как приводят к неприемлемым результатам. Учитывая теоретическую привлекательность рассматриваемого вопроса, можно предположить необходимость проведения в дальнейшем широкого спектра экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров в области влажного пара, в том числе имеющих целью определение эмпирических зависимостей для расчета коэффициентов теплоотдачи в проточной части ступени тихоходных длинноходовых поршневых компрессоров.

Ключевые слова: поршневой холодильный компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, полуэмпирическая методика расчета, влажный пар, коэффициент теплоотдачи, холодильный коэффициент, температура нагнетания.

Для цитирования: Юша В. Л. К вопросу о применимости полуэмпирических методик расчета рабочих процессов холодильного одноступенчатого длинноходового поршневого компрессора в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 13–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-13-24. EDN: BGBRII.



© Юша В. Л., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

ON THE APPLICABILITY OF SEMI-EMPIRICAL METHODS FOR CALCULATING THE OPERATING PROCESSES OF A SINGLE-STAGE LONG-STROKE RECIPROCATING COMPRESSOR IN THE SPHERE OF WET STEAM

V. L. Yusha

OJSC "Sibneftetransproekt", Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment St., bld. 11/1, 644042

The issues of applicability of well-known semi-empirical methods for calculating the operating processes of low-speed reciprocating compressors for the theoretical study of these processes in the field of wet steam

are considered. It is shown that there are significant uncertainty factors in such calculations, suggesting the need to create new semi-empirical calculation methods and the inapplicability of existing ones. The latter is determined by the lack of reliable experimental results, both in terms of the empirical dependencies used to determine the instantaneous heat transfer coefficient in the flow part of a low-speed reciprocating compressor, and in terms of verification of the obtained computational and theoretical results. It is shown that the use of simplifying assumptions such as the absence of leakage through leaks in the working chamber; the constancy of the heat transfer coefficient in the cylinder during the compression process; the equality of the temperature of the cylinder mirror and the boiling point of the working fluid; the calculation of the heat transfer coefficient based on unverified empirical dependencies obtained for other technical facilities, and a number of others are unacceptable, since they lead to unacceptable results. At the same time, given the theoretical attractiveness of the issue under consideration, it can be assumed that in the future a wide range of experimental and theoretical studies of low-speed reciprocating compressors workflows in the field of wet steam, including those aimed at determining empirical dependencies for calculating heat transfer coefficients in the flow part of the low-speed reciprocating compressors stage.

Keywords: reciprocating refrigeration compressor, low-speed long-stroke stage, operating processes, semi-empirical calculation method, wet steam, heat transfer coefficient, refrigeration coefficient, discharge temperature.

For citation: Yusha V. L. On the applicability of semi-empirical methods for calculating the operating processes of a single-stage long-stroke reciprocating compressor in the sphere of wet steam. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 13–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-13-24. EDN: BGBRII.



© Yusha V. L., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Поршневые компрессоры широко применяются в составе малых холодильных машин [1–11]. Потенциальный интерес представляют малорасходные одноступенчатые поршневые тихоходные длинноходовые компрессоры (ДЛТПК) с внешним интенсивным охлаждением цилиндра, особенностью рабочих процессов которых является возможность реализации квазиизотермического процесса сжатия даже при высоких отношениях давления нагнетания к давлению всасывания [12–15]. Актуальна гипотеза о реализации охлаждения цилиндра холодильного ДЛТПК такой интенсивности, при которой процесс сжатия рабочего вещества мог бы сопровождаться его частичной конденсацией [16–18]. Первые теоретические результаты, носящие исключительно качественный характер, позволили предположить возможность конденсации части рабочего вещества в процессе его сжатия при определённых условиях, связанных с высокоинтенсивным теплообменом. Кроме того, были выявлены существенные факторы неопределённости, кардинально влияющие на результаты расчётов. Прежде всего это относится к эмпирическим зависимостям для определения коэффициента теплоотдачи в рабочей камере ДЛТПК [18]. Применительно к ДЛТПК такие эмпирические соотношения отсутствуют и экспериментальные исследования таких процессов не проводились, а использование известных инженерных методик для определения коэффициентов теплоотдачи, полученных применительно к теплообменникам-конденсаторам или другим техническим объектам, приводит к недопустимому разбросу результатов расчёта. Очевидным выводом упомянутых работ является необходимость проведения широкого спектра предварительных экспериментальных исследований.

Однако появились публикации, в которых сделана попытка на основе известных полуэмпирических моделей рабочих процессов поршневых компрессо-

ров с применением эмпирических зависимостей, рекомендуемых для расчёта теплообменников-конденсаторов, выполнить оценку энергоэффективности рабочих процессов ДЛТПК в области влажного пара [19]. Для оценки корректности таких исследований далее приводится анализ основных факторов, влияющих на рассматриваемые процессы интенсивно охлаждаемого ДЛТПК, а также анализ результатов, представленных в [19].

1. Оценка возможности реализации квазиизотермического процесса сжатия в несмазываемой поршневой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением

Поскольку реализация процессов сжатия в области влажного пара предполагает высокую интенсивность отвода теплоты от сжимаемого газа, выполним оценку принципиальной возможности реализации квазиизотермического процесса сжатия в ДЛТПК с однофазным рабочим телом. Известно, что для обеспечения изотермического процесса сжатия в идеальном одноступенчатом компрессоре необходимо всю механическую энергию, подведённую к газу, отвести к охлаждающей среде [20–22]:

$$Q_{ис} = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \varepsilon = P \cdot V \cdot \ln \varepsilon = \\ = \pi (4\tau)^{-1} \cdot P \cdot \psi \cdot D^3 \cdot \ln \varepsilon, \quad (1)$$

где P — давление всасывания, Па; $\psi = S/D$; S — ход поршня, м; D — диаметр цилиндра, м; T — температура всасывания, К; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); ε — отношение давления нагнетания ступени к давлению всасывания; m — массовая производительность идеальной компрессорной ступени, кг/с; τ — время процесса сжатия, с; $V = \pi (4\tau)^{-1} \cdot D^2 \cdot S$ — секундный описанный объём, м³/с.

При этом интенсивность процессов теплообмена на внешней поверхности рабочей камеры ком-

прессорной ступени и на внутренних поверхностях её рабочей камеры должна быть достаточной для обеспечения отвода требуемого количества теплоты сжатия.

Предположим, что реализуется наименее эффективная схема охлаждения ступени, при которой охлаждающая среда омывает лишь внешнюю поверхность стенки цилиндра (без охлаждения крышки цилиндра и днища поршня). В данном случае минимальная площадь поверхности теплообмена может быть описана следующим соотношением (при допущении о пренебрежимо малой толщине стенки):

$$F_{внеш} = \pi \cdot k_p \cdot S \cdot D = \pi \cdot k_p \cdot \psi \cdot D^2, \quad (2)$$

где k_p — коэффициент оребрения внешней поверхности стенки цилиндра.

При этом величина отводимой к охлаждающей среде тепловой мощности может быть определена следующим образом [23]:

$$Q_{внеш} = \alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot k_p \cdot \psi \cdot D^2, \quad (3)$$

где α — средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ΔT — средний температурный напор, К (на внешней поверхности цилиндра).

В нашем случае должно выполняться условие $Q_{внеш} \geq Q_{из}$, то есть

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot k_p \cdot \psi \cdot D^2 \geq \pi (4\tau)^{-1} \cdot P \cdot \psi \cdot D^3 \cdot \ln \varepsilon \quad (4)$$

или

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot k_p \geq (4\tau)^{-1} \cdot P \cdot D \cdot \ln \varepsilon. \quad (5)$$

При фиксированных давлениях всасывания и нагнетания конструкция ступени и её система охлаждения должна обеспечивать реализацию следующего условия:

$$4\alpha \cdot \Delta T \cdot k_p \cdot \tau / D \geq P \cdot \ln \varepsilon. \quad (6)$$

Применительно к рассматриваемому объекту при превышении величиной температуры нагнетания величины температуры охлаждающей среды на 5...10 К является пренебрежимо малым [14], поэтому в первом приближении можно принять величину температурного напора $\Delta T \approx 10$ К. В этом случае при времени процесса сжатия 1 с, $\varepsilon = 100$, $P = 10^5$ Па и воздушном охлаждении цилиндра ($\alpha \approx 10$ Вт/(м²·К) из соотношения (6) следует, что должно выполняться следующее условие:

$$400k_p/D \geq 5 \cdot 10^5 \text{ или } k_p/D \geq 1,25 \cdot 10^3. \quad (7)$$

Легко видеть, что при диаметрах цилиндра от 1 мм до 50 мм это условие может быть выполнено при коэффициенте оребрения $k_p \geq 1,25 \cdot 62,5$. Такие коэффициенты оребрения технологически реализуемы, эффективно применяются в технике и могут быть применены в конструкции компрессорной ступени [24, 25]. Соответственно, при водяном охлаждении цилиндра ($\alpha \approx 1000$ Вт/(м²·К) даже при диаметре цилиндра 0,1 м достаточно, чтобы $k_p \geq 1,25$. При малых диаметрах (до 0,04 м) цилиндр может быть выполнен без дополнительного внешнего оребрения. Очевидно, что при меньших величинах ε также обеспечивается требуемая интенсивность внешнего охлаждения ступени. Таким

образом, имеется принципиальная возможность за счёт доступных конструктивных решений обеспечить требуемую интенсивность внешнего охлаждения цилиндра.

Однако необходимо обеспечить и требуемую интенсивность отвода теплоты от рабочего газа в полости цилиндра. В данном случае отводимая от сжимаемого газа тепловая мощность может быть определена из выражения, аналогичного выражению (3):

$$Q_{внутр} = \alpha \cdot \Delta T \cdot F, \quad (8)$$

где применительно к внутренней поверхности рабочей камеры: α — средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ΔT — средний температурный напор, К; F — суммарная площадь теплообмена внутренних поверхностей рабочей камеры, м².

Известно, что в рассматриваемой ступени при $\varepsilon \approx 100$ величина коэффициента теплоотдачи за время процесса сжатия может изменяться примерно от 10 до 10000...20000 Вт/(м²·К) в зависимости от рабочего режима при $\varepsilon \approx 10$ — от 10 до 1000 Вт/(м²·К) [14, 26]. С учётом недостаточной изученности процессов теплообмена в рассматриваемых малоразмерных тихоходных компрессорных ступенях в первом приближении предположим, что средняя величина коэффициента теплоотдачи в рабочей камере ступени за время процесса сжатия составляет около 100 Вт/(м²·К). Величину среднего температурного напора ΔT примем равной 10 К, как и в предыдущем случае.

Суммарная площадь теплообмена внутренних поверхностей рабочей камеры включает в себя площади днища поршня, крышки цилиндра, зеркала цилиндра. Её максимальная величина может быть определена из следующего выражения:

$$F_{\max} = 2\pi \cdot D^2/4 + \pi \cdot D \cdot S = \pi \cdot D^2/2 + \pi \cdot \psi \cdot D^2 = \pi \cdot D^2(0,5 + \psi) \quad (9)$$

$$F_{\min} = 2\pi \cdot D^2/4 + \pi \cdot D \cdot S / \varepsilon = \pi \cdot D^2/2 + \pi \cdot \psi \cdot D^2/\varepsilon = \pi \cdot D^2(0,5 + \psi/\varepsilon). \quad (10)$$

Для приближённого анализа рассмотрим некоторую среднюю площадь поверхности теплообмена $F_{cp} = (F_{\max} + F_{\min})/2$:

$$F_{cp} = \pi \cdot D^2 \cdot 0,5[1 + \psi(1 + \varepsilon)/\varepsilon]. \quad (11)$$

С учётом $\varepsilon \gg 1$ выражение (11) можно представить в упрощённом виде:

$$F_{cp} \approx \pi \cdot D^2 \cdot 0,5(1 + \psi). \quad (12)$$

Соответственно, условие $Q_{внутр} \geq Q_{из}$ будет определяться следующим соотношением:

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot D^2 \cdot 0,5(1 + \psi) \geq \pi (4\tau)^{-1} \cdot P \cdot \psi \cdot D^3 \cdot \ln \varepsilon \quad (13)$$

или

$$4\tau \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot 0,5(1 + \psi) / (\psi \cdot D) \geq P \cdot \ln \varepsilon. \quad (14)$$

Таким образом, при времени процесса сжатия 1 с, $\varepsilon = 100$, $P = 10^5$ Па и $\alpha \approx 100$ Вт/(м²·К) из соотношения (14) следует, что должно выполняться следующее приближённое условие: $D \leq 4 \cdot 10^{-4}$ м.

Если предположить, что $\alpha \approx 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тогда должно выполняться условие $D \leq 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Соответственно, при $\alpha \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и времени процесса сжатия 3 с : $D \leq 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. То есть за счёт реализации сверхмалых диаметров цилиндра и/или увеличения времени процесса сжатия существует теоретическая возможность реализации квазиизотермического процесса сжатия. С учётом особенностей действительного рабочего процесса рассматриваемой ступени в части высокой интенсивности массовых потоков газа через неплотности рабочей камеры, а также ряда проблем, связанных с изготовлением цилиндропоршневого уплотнения и самодействующих клапанов для столь миниатюрного цилиндра, можно предположить, что «классическая» схема «сухой» поршневой ступени для достижения изотермического процесса сжатия трудно реализуема.

Выполним оценку достижимой величины показателя политропы процесса сжатия. Как было показано выше (см. выражения (8), (13)), отводимая от сжимаемого газа тепловая мощность определяется следующим соотношением:

$$Q_{\text{внутр}} \approx \alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot D^2 \cdot 0,5(1 + \psi). \quad (15)$$

Для оценки достижимой величины показателя политропы процесса сжатия воспользуемся известным соотношением для определения величины тепловой мощности, отводимой от газа при политропном процессе сжатия [20 – 22]:

$$Q_{\text{пол}} = (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \cdot n(n - 1)^{-1} \cdot P \cdot V(\epsilon^{(n-1)/n} - 1) \quad (16)$$

или

$$Q_{\text{пол}} = (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \cdot n(n - 1)^{-1} \cdot \times \\ \times P \cdot \pi(4\tau)^{-1} \cdot \psi \cdot D^3(\epsilon^{(n-1)/n} - 1). \quad (17)$$

Соответственно, условие $Q_{\text{внутр}} \geq Q_{\text{пол}}$ с учётом упрощений будет определяться следующим соотношением:

$$\alpha \cdot \Delta T \cdot 0,5(1 + \psi) \geq (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \times \\ \times n(n - 1)^{-1} \cdot P \cdot (4\tau)^{-1} \cdot \psi \cdot D(\epsilon^{(n-1)/n} - 1)$$

или

$$4\tau \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot 0,5(1 + \psi) / (\psi \cdot D) \geq (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \times \\ \times n(n - 1)^{-1} \cdot P(\epsilon^{(n-1)/n} - 1). \quad (18)$$

Поскольку в нашем случае рассматриваются варианты ступени при $\psi > 10$, в первом приближении соотношение (18) можно упростить:

$$4\tau \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot 0,5/D > (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \times \\ \times n(n - 1)^{-1} \cdot P(\epsilon^{(n-1)/n} - 1). \quad (19)$$

Тогда при времени процесса сжатия 1 с , $\epsilon = 100$, $\Delta T = 10 \text{ К}$, $P = 105 \text{ Па}$ и $\alpha \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ следует, что должно выполняться приближённое условие:

$$D \leq 2 \cdot 10^{-3} / X,$$

$$\text{где } X = (k - n) \cdot (k - 1)^{-1} \cdot n(n - 1)^{-1} (\epsilon^{(n-1)/n} - 1). \quad (20)$$

Простой анализ показывает, что при $n = 1,01$ диаметр цилиндра должен быть равным примерно $0,0004 \text{ м}$, при $n = 1,1$ — $D \approx 0,0005 \text{ м}$, при $n = 1,2$ — $D \approx 0,0006 \text{ м}$. Для $\alpha \approx 1000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ должны выполняться следующие условия: при $n = 1,01$ — $D \approx 0,004 \text{ м}$, при $n = 1,1$ — $D \approx 0,005 \text{ м}$, при $n = 1,2$ — $D \approx 0,006 \text{ м}$. А для $\alpha \approx 10000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, соответственно: при $n = 1,01$ — $D \approx 0,04 \text{ м}$, при $n = 1,1$ — $D \approx 0,05 \text{ м}$, при $n = 1,2$ — $D \approx 0,06 \text{ м}$. Последние из приведённых результатов ($D \approx 0,04... 0,06 \text{ м}$) соответствуют известным экспериментальным данным [14] и позволяют говорить о возможности обеспечения практически значимой интенсивности охлаждения сжимаемого газа в ступени ДЛТПК при значительном снижении показателя политропы процесса сжатия.

2. Оценка влияния неплотностей в рабочей камере несмазываемой поршневой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением на её рабочие процессы

Одним из распространённых упрощающих допущений является допущение об отсутствии неплотностей в рабочей камере. Остановимся на анализе влияния наличия зазоров в закрытых клапанах нагнетания на рабочие процессы ДЛТПК. Известно, что в действительной ступени поршневого компрессора в закрытых самодействующих клапанах в контакте между седлом и запорным органом существуют микрозазоры, обусловленные шероховатостью поверхностей сопрягаемых деталей, дефектами их поверхностей и отклонением от правильной геометрической формы. Величина условного зазора при этом обычно не должна превышать 10^{-6} м [14, 22, 27 – 29]. При этом имеют место процессы течения газа через эти микрозазоры, обуславливающие массовый обмен между рабочей камерой ступени и камерами газораспределения. Однако в быстроходных поршневых компрессорах суммарный массовый расход газа через все неплотности рабочей камеры обычно составляет не более 1 % от общей массы газа в цилиндре [22]. Последнее — с целью упрощения математического описания рабочих процессов и сокращения времени расчётов — позволяет принять упрощающее допущение об отсутствии массовых потоков через неплотности в рабочей камере поршневой ступени.

В ступенях ДЛТПК длительность рабочего цикла в 10...50 раз выше, чем в ступенях их быстроходных аналогов [14, 22, 27 – 29]. Поэтому применительно к ним необходимо оценить необходимость дополнения математической модели рабочих процессов ступени расчётом величины массовых потоков газа через неплотности клапанов.

Масса газа, перемещающаяся за время рабочего цикла через микрозазор в закрытом клапане, может быть в первом приближении определена по известному выражению [22]

$$m = \epsilon_p \cdot \Phi \cdot \tau (\Delta P \cdot \rho)^{0,5}, \quad (21)$$

где ΔP — перепад давления на клапане, Па; ϵ_p — коэффициент расширения газа; τ — время истечения газа, с; ρ — плотность газа перед клапаном, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\Phi = \mu \cdot F = \mu \cdot P \cdot \delta = P \cdot \delta_{\text{экв}}$ — эквивалентная площадь проходного сечения микрозазора, м^2 ; P — периметр микрозазора в закрытом клапане, м; δ — высота микрозазора в закрытом клапане, м; $\delta_{\text{экв}} = \mu \cdot \delta$ — эквивалентная высота микрозазора в закрытом клапане, м.

Легко оценить, например, что для клапана нагнетания при $\Delta P \approx 10$ МПа, $\varepsilon_p \approx 1$, $\tau \approx 2...4$ с; $\rho \approx 100$ кг/м³; $P = \pi \cdot D$ ($D = 0,002$ м) и $\delta_{жк} \approx 0,5 \times 10^{-6}$ м масса газа, перемещающаяся через микрозазор за время цикла, составит примерно $m \approx 10^{-3}$ кг.

Однако и масса газа в рабочей камере ступени при температуре всасывания 300 К; давлении всасывания 0,1 МПа, диаметре цилиндра 0,05 м, величине хода поршня 0,5 м составляет также примерно 10^{-3} кг. Даже с учётом достаточно грубых допущений и приближённого характера приведённых расчётов можно утверждать, что величина массы газа, перемещаемой через закрытый клапан нагнетания, может быть соизмерима с величиной массы газа в рабочей камере ступени.

Не будем забывать, что кроме клапана нагнетания в рабочей камере ДЛТПК имеют место зазоры в закрытом клапане всасывания и в уплотнении цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Следовательно, суммарные перетечки газа через эти неплотности могут оказывать существенное, а в некоторых случаях и определяющее влияние на эффективность рабочего процесса ДЛТПК. Известные исследования многократно подтвердили данное предположение [30–33]. Процессы течения газа и через зазоры в закрытых клапанах, и через зазоры в ЦПГ обязательно должны быть учтены в математической модели рабочих процессов ДЛТПК.

3. Оценка влияния плёнки жидкости на рабочий процесс несмазываемой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением

Поскольку предполагаемым объектом исследования являются рабочие процессы ДЛТПК в области влажного пара, есть вероятность, что на поверхностях рабочей камеры может образоваться плёнка жидкости. Наличие такой плёнки в принципе может отразиться на факторах, влияющих на рабочий процесс ступени.

Во-первых, по сравнению с «сухой» ступенью, может измениться величина коэффициента теплопередачи от рабочего газа через стенку к внешней охлаждающей среде (то есть её термическое сопротивление). Соответственно, это может отразиться на интенсивности охлаждения сжимаемого газа. Во-вторых, дополнительная жидкостная плёнка может привести к изменению суммарной теплоёмкости системы «стенка–жидкость», что может повлиять на процессы теплообмена в течение рабочего цикла.

Выполним оценку влияния жидкостной плёнки на термическое сопротивление стенки цилиндра. В случае «сухой» ступени при отсутствии жидкостной плёнки на поверхностях рабочей камеры термическое сопротивление стенки цилиндра может быть определено выражением [23]

$$R_1 = 1/(\alpha_1 \cdot D_1) + 0,5\lambda_{ct}^{-1} \cdot \ln(D_2/D_1) + 1/(\alpha_2 \cdot D_2), \quad (22)$$

где α_1 , α_2 — коэффициенты теплоотдачи на внутренней и внешней поверхностях стенки цилиндра, Вт/(м²·К); λ_{ct} — коэффициент теплопроводности материала стенки цилиндра, Вт/(м·К); D_1 — внутренний диаметр цилиндра, м; D_2 — внешний диаметр цилиндра, м.

Применительно к ДЛТПК за счёт регулирования величины внешнего оребрения и свойств охлаждающей среды можно реализовать условие $\alpha_1 \cdot D_1 \approx \alpha_2 \cdot D_2$. Тогда выражение (22) можно представить в упрощённом виде

$$R_1 = 2/(\alpha_1 \cdot D_1) + 0,5 \cdot \lambda_{ct}^{-1} \cdot \ln(D_2/D_1). \quad (23)$$

Применительно к «мокрой» рабочей камере компрессорной ступени при допущении об одинаковой толщине плёнки жидкости на всей поверхности зеркала цилиндра можно реализовать аналогичное условие $\alpha_0 \cdot D_0 \approx \alpha_2 \cdot D_2$, где α_0 и D_0 — соответственно коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности плёнки и внутренний диаметр рабочей камеры с учётом толщины плёнки δ ($D_0 = D_1 - 2\delta$). В этом случае термическое сопротивление системы «стенка–плёнка жидкости» может быть представлено следующим соотношением:

$$R_2 = 2/(\alpha_1 \cdot D_1) + 0,5\lambda_{ж}^{-1} \cdot \ln(D_1/D_0) + 0,5\lambda_{ct}^{-1} \cdot \ln(D_2/D_1), \quad (24)$$

где $\lambda_{ж}$ — коэффициент теплопроводности плёночной жидкости, Вт/(м·К).

В качестве примера рассмотрим следующие параметры стенки цилиндра и плёнки: жидкость — вода; материал стенки цилиндра — сталь; толщина стенки цилиндра 0,001 м. В диапазоне изменения величины диаметра D_1 от 0,001 м до 0,05 м — величина $R_1 = 10,01...10,0004$ м·К/Вт, а величина $R_2 = 10,2...10,003$ м·К/Вт. При этом $k_1/k_2 = R_2/R_1 = 1,02...1,0002$. Даже при сверхмалых диаметрах цилиндра 0,001 м и толщине плёнки около 100 мкм изменение коэффициента теплопередачи и термосопротивления в сравнении с «сухой» стенкой составляют около 2 %, а при больших диаметрах — существенно меньше 1 %. При увеличении толщины стенки, соответственно, влияние плёнки также снижается. Очевидно, что для конденсата с другими свойствами результаты аналогичного сравнения будут отличаться незначительно.

Поскольку рабочие процессы в рабочей камере ДЛТПК происходят циклически, соответствующим образом изменяется направление теплового потока между газом и стенкой цилиндра. При этом теплоёмкость последней может существенно влиять на циклическое изменение градиента температур. Выполним оценку влияния жидкостной плёнки на теплоёмкость стенки цилиндра ДЛТПК. При оценке возможного влияния дополнительного слоя вещества (жидкостной плёнки) на внутренней поверхности стенки цилиндра на изменение теплоёмкости системы «стенка–плёнка жидкости» воспользуемся известными справочными данными по величине удельной теплоёмкости и плотности конструктивных материалов и жидкостей [34]: для стали $c_{ст} \approx 0,4$ кДж/(кг·К) и $\rho_{ст} \approx 7800$ кг/м³, для алюминия $c_{ал} \approx 0,9$ кДж/(кг·К) и $\rho_{ал} \approx 2700$ кг/м³, для воды $c_{вода} \approx 4,2$ кДж/(кг·К) и $\rho_{вода} \approx 1000$ кг/м³, для масла $c_{м} \approx 2,0$ и $\rho_{м} \approx 900$ кг/м³. При этом теплоёмкость стенки или плёнки с конкретными геометрическими размерами будет составлять $C = m \cdot c_{ya}$ или $C = c_{ya} \cdot \rho \cdot V$; соответственно она составит: для стальной стенки $C_{ст} = C_{ст} \approx 0,4 \cdot 7800 V_{ст} \approx 3000 V_{ст}$ кДж/(кг·К), для стенки из алюминия $C_{ал} = C_{ал} \approx 0,9 \cdot 2700 V_{ал} \approx 2500 V_{ал}$ кДж/(кг·К), для водяной плёнки $C_{па} = C_{вода} \approx 4,2 \cdot 1000 V_{па} \approx 4200 V_{па}$ кДж/(кг·К), для масляной плёнки $C_{па} = C_{м} \approx 2,0 \cdot 900 V_{па} \approx 1800 V_{па}$ кДж/(кг·К). При толщине стенки более 0,001 м и толщине плёнки не более 0,0001 м соотношение объёмов жидкости и металла $V_{па}/V_{ст} \leq 0,1$, тогда даже при сверхмалой толщине стенки и при достаточно толстой плёнке $C_{па}/C_{ст} \leq 0,1$, а при толщине стенки около 0,005 м и толщине плён-

ки $0,00001 \text{ м } C_{\text{пл}}/C_{\text{ж}} < 0,01$. То есть применительно к практически значимой толщине стенки цилиндра и жидкостной плёнки (выберем в качестве примера воду как жидкость с наибольшей теплоёмкостью) изменение теплоёмкости системы «стенка – плёнка жидкости» по сравнению с теплоёмкостью «сухой» стенки пренебрежимо мало.

4. Оценка вероятности фазовых переходов хладона в рабочей камере несмазываемой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением (процесс нагнетания)

Представленные выше результаты оценки рабочих процессов интенсивно охлаждаемого ДЛТПК доказывают принципиальную возможность реализации высокой интенсивности отвода тепла от рабочего тела в течение рабочего цикла. Становится правомерным рассмотрение вопроса о возможности фазовых переходов рабочего тела в рабочей камере ДЛТПК, в том числе в процессе нагнетания. При его рассмотрении будем исходить из того, что конденсация хладона может происходить в том случае, когда его параметры состояния (давление и температура) соответствуют его параметрам состояния в области влажного пара — давлению и температуре конденсации [2, 8, 20, 21, 35]. То есть при некоторой фиксированной температуре конденсации процессы фазовых превращений хладона в рабочей камере могут происходить только при достижении соответствующего давления. При условии равномерного распределения параметров состояния хладона в объёме рабочей камеры конденсация может начаться и после окончания процесса сжатия в процессе нагнетания, когда имеет место охлаждение хладона в рабочей камере при неизменяющихся параметрах состояния.

Оценка по геометрическим соотношениям рабочей камеры и компонентов рабочего тела

Выполним оценку возможности конденсации хладона в рабочей камере компрессорной ступени на участке процесса нагнетания с точки зрения соотношения геометрического объёма рабочей камеры и объёмов пара и жидкости. Пусть в рабочей камере с некоторым объёмом V находится хладон с массой m , находящийся в состоянии насыщения, объём и масса пара составляют $V_{\text{п}}$ и $m_{\text{п}}$, а объём и масса жидкости — $V_{\text{ж}}$ и $m_{\text{ж}}$:

$$m = m_{\text{п}} + m_{\text{ж}}. \quad (25)$$

Следовательно,

$$m = V_0 \cdot \rho_{\text{п0}}; \quad m_{\text{п}} = V_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{пк}}; \quad m_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{жк}}, \quad (26)$$

где V_0 — объём рабочей камеры в конце процесса всасывания; $\rho_{\text{п0}}$ — плотность пара при температуре кипения (в конце процесса всасывания); $\rho_{\text{пк}}$ — плотность пара при температуре конденсации; $\rho_{\text{жк}}$ — плотность жидкости при температуре конденсации. Тогда

$$V_0 \cdot \rho_{\text{п0}} = V_{\text{п}} \rho_{\text{пк}} + V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{жк}}. \quad (27)$$

При этом

$$V_{\text{п}} + V_{\text{ж}} = V = V_0/\varepsilon_r. \quad (28)$$

Здесь $\varepsilon_r = V_0/V$ — геометрическая степень изменения объёма рабочей камеры (суммарного объёма хладона в рабочей камере). Из (28) следует, что

$$V_0 = V_{\text{п}} \cdot \varepsilon_r + V_{\text{ж}} \cdot \varepsilon_r. \quad (29)$$

Подставляя (5) в (3), получаем

$$V_{\text{п}} \cdot \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}} + V_{\text{ж}} \cdot \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}} = V_{\text{п}} \rho_{\text{пк}} + V_{\text{ж}} \cdot \rho_{\text{жк}}$$

или

$$V_{\text{п}} (\rho_{\text{пк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}}) + V_{\text{ж}} (\rho_{\text{жк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}}) = 0. \quad (30)$$

Отсюда следует, что при некоторых параметрах состояния кипения и конденсации рассматриваемого хладона, а также при фиксированном изменении объёма рабочей камеры в состоянии насыщения отношение объёма жидкости к объёму пара можно оценить по следующему соотношению:

$$V_{\text{ж}}/V_{\text{п}} = (\varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}} - \rho_{\text{пк}})/(\rho_{\text{жк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}}). \quad (31)$$

Величина объёма жидкости будет стремиться к 0 при $\varepsilon_r = \rho_{\text{пк}}/\rho_{\text{п0}}$, а величина объёма пара — к 0 при $\varepsilon_r = \rho_{\text{жк}}/\rho_{\text{п0}}$. Условие же $V_{\text{ж}} = V_{\text{п}}$ будет выполняться при $(\rho_{\text{пк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}}) = (\rho_{\text{жк}} - \varepsilon_r \cdot \rho_{\text{п0}})$, то есть при $\varepsilon_r = 0,5 (\rho_{\text{жк}} + \rho_{\text{пк}})/\rho_{\text{п0}}$. Например, для аммиака при температуре кипения $-33 \text{ }^\circ\text{C}$ и температуре конденсации $33 \text{ }^\circ\text{C}$ величина объёма жидкости будет стремиться к 0 при $\varepsilon_r \approx 10$, величина объёма пара — к 0 при $\varepsilon_r \approx 600$, а $V_{\text{ж}} = V_{\text{п}}$ — при $\varepsilon_r \approx 300$. Очевидно, что величина $\varepsilon_r \approx 600$ не имеет практического смысла, а величина $\varepsilon_r \geq 10$ вполне может быть реализована в рассматриваемой ступени ДЛТПК, по меньшей мере частичный процесс конденсации возможен.

Понятно, что для других веществ и при других температурах кипения и конденсации величина ε_r для рассмотренных вариантов может быть другой. Однако даже из рассмотренного примера можно сделать вывод, что, исходя из оценки соотношения объёмов рабочей камеры и жидкой фазы рабочего тела, в общем случае в процессе нагнетания в рабочей камере компрессорной квазиизотермической ступени однокомпонентный хладон может находиться в двухфазном состоянии. Но неизвестно, возможно ли отвести от конденсирующегося хладагента требуемое количество теплоты с учётом ограниченных геометрических размеров рабочей камеры. Остановимся на этом вопросе подробнее.

Оценка с точки зрения обеспечения требуемой интенсивности отвода тепла от рабочего тела

Выполним оценку вероятности конденсации хладона в рабочей камере компрессорной ступени на участке процесса нагнетания с точки зрения возможности отвода тепла конденсации. В данном случае отводимая от сжимаемого газа тепловая мощность может быть определена из выражения, описывающего закон Ньютона – Рихмана [23]:

$$Q_{\text{внутр}} = \alpha \cdot \Delta T \cdot F \cdot \Delta t, \quad (32)$$

где применительно к внутренней поверхности рабочей камеры α — средний коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ΔT — средний температурный напор, К; Δt — время процесса нагнетания, с; F — средняя за время процесса нагнетания площадь теплообменных внутренних поверхностей рабочей камеры, м².

Для приближённого анализа по аналогии с разделом 1 рассмотрим некоторую среднюю площадь поверхности теплообмена $F_{\text{ср}} = (F_{\text{макс}} + F_{\text{мин}})/2$:

$$F_{\text{макс}} = \pi \cdot D^2(0,5 + \psi/\varepsilon), \quad (33)$$

$$F_{\text{мин}} = \pi \cdot D^2(0,5 + \psi \cdot \alpha_m), \quad (34)$$

$$F_{\text{ср}} = \pi \cdot D^2 \cdot 0,5[1 + \psi(\alpha_m + 1/\varepsilon)] \quad (35)$$

или, поскольку $\alpha_m \ll 1/\varepsilon$,

$$F_{\text{ср}} \approx \pi \cdot D^2 \cdot 0,5(1 + \psi/\varepsilon). \quad (36)$$

Тогда

$$Q_{\text{внутр}} \approx 0,5\alpha \cdot \pi \cdot D^2(1 + \psi/\varepsilon) \cdot \Delta T \cdot \Delta \tau. \quad (37)$$

Выделяемое в процессе конденсации хладагента максимальное количество теплоты может составить

$$Q_{\phi} \approx m \cdot r_0, \quad (38)$$

где $m = P_0 \cdot V_h / (R \cdot T_0) = 0,25P_0 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \psi / (R \cdot T_0)$.

Условие реализации конденсации хладагента в процессе нагнетания логично представить в виде $Q_{\text{внутр}} \geq Q_{\phi}$ или

$$\begin{aligned} 0,5\alpha \cdot \pi \cdot D^2(1 + \psi/\varepsilon) \cdot \Delta T \cdot \Delta \tau &\geq \\ &\geq 0,25P_0 \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \psi \cdot r_0 / (R \cdot T_0). \end{aligned} \quad (39)$$

Применительно к рассматриваемому объекту при $\psi \gg \varepsilon$ можно принять, что $(1 + \psi/\varepsilon) \approx \psi/\varepsilon$. Тогда соотношение (39) можно упростить:

$$2\alpha \cdot \Delta T \cdot \Delta \tau / (\varepsilon \cdot D) \geq P_0 \cdot r_0 / (R \cdot T_0).$$

Откуда можно получить следующее условие для возможной конденсации:

$$D/\Delta \tau \leq 2\alpha \cdot \Delta T \cdot R \cdot T_0 / (\varepsilon \cdot P_0 \cdot r_0). \quad (40)$$

Тогда, например, для аммиака при $\alpha \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\Delta T \approx 5 \text{ К}$, $R \approx 500 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $T_0 \approx 250 \text{ К}$, $\varepsilon \approx 8$, $P_0 \approx 200000 \text{ Па}$, $r_0 \approx 1300 \text{ кДж}/\text{кг}$, $\Delta \tau \approx 1 \text{ с}$ цилиндр компрессорной ступени должен быть выполнен при $D < 10^{-4} \text{ м}$, что в подавляющем большинстве случаев не может иметь практического значения.

Аналогичные результаты могут быть получены и для хладагента R12 при $\alpha \approx 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\Delta T \approx 5 \text{ К}$, $R \approx 70 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $T_0 \approx 250 \text{ К}$, $\varepsilon \approx 8$, $P_0 \approx 150000 \text{ Па}$, $r_0 \approx 200 \text{ кДж}/\text{кг}$, $\Delta \tau \approx 1$, а с цилиндром компрессорной ступени должен быть выполнен при $D < 10^{-5} \text{ м}$, что также не имеет практического значения.

В случае увеличения времени процесса нагнетания и, возможно, при более высоких величинах коэффициента теплоотдачи, по-видимому, возможна частичная конденсация и при $D > 10^{-3} \dots 10^{-2} \text{ м}$. Во всяком случае теплофизические предпосылки для этого существуют. Таким образом, применительно к некоторому диапазону конструктивных и режимных параметров, можно констатировать, что ввиду наличия очевидных теплофизических предпосылок, имеющих место в процессе нагнетания тихоходной длинноходовой ступени холодильного поршневого компрессора, по-видимому, возможна частичная конденсация хладагента на поверхностях проточной части рабочей камеры ступени. Корректно было бы говорить о некоторых «следах конденсации». С большой степенью вероятности можно говорить о возможности достижения в рабочей камере такого состояния хладагента, которое соответствует области влажного насыщенного пара. Последнее имеет существенное практическое значение как для рабочих процессов и энергоэф-

фективности компрессорной ступени, так и для рабочих процессов и конструктивных параметров теплообменников-конденсаторов.

5. Оценка вероятности фазовых переходов хладагента в рабочей камере несмазываемой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением (процесс сжатия)

Рабочие процессы, в том числе процесс сжатия, холодильной поршневой несмазываемой компрессорной ступени с интенсивным внешним охлаждением в области влажного пара и соответствующие выводы по их энергоэффективности рассмотрены в [19]. Авторы указанной статьи выполнили комплекс расчётно-теоретических исследований рассматриваемой ступени при следующих условиях однозначности: 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; диаметр поршня 0,045 м; толщина стенки цилиндра 0,008 м; относительный мертвый объём 0,05. Система основных расчётных дифференциальных уравнений применяемой авторами полуэмпирической модели включает в себя уравнение первого закона термодинамики для открытой системы; уравнение Ньютона — Рихмана; уравнение Клапейрона — Клаузиуса; уравнение состояния реального газа и другие, расчет которой проводился методом Рунге — Кутты 4-го порядка в пакете MathCAD. Авторами анализируемой работы [19] принят ряд упрощающих допущений, многие из которых общеприняты и корректны, однако обоснованность некоторых из них вызывает серьёзные сомнения.

Например, авторы предполагают, что теплообмен между влажным паром и поршнем, а также между влажным паром и крышкой клапанов отсутствует. Однако вполне очевидно, что в конце процесса сжатия и в процессе нагнетания теплообмен между рабочим телом и поверхностями днища поршня и крышки цилиндра имеет определяющее значение в силу того, что площадь зеркала цилиндра на этом участке хода поршня соизмерима и даже меньше площади поверхностей поршня и крышки цилиндра. Это подтверждается и результатами многочисленных исследований интенсивно охлаждаемой тихоходной поршневой ступени при сжатии других газов [14].

В качестве упрощающих допущений авторы принимают постоянными параметры рабочего тела в цилиндре на всем протяжении процессов всасывания и нагнетания, что не соответствует действительным процессам в рассматриваемой ступени [14]. На самом деле изменение параметров состояния в процессах всасывания и нагнетания не только имеет место, но и влияет на процессы сжатия и обратного расширения. То есть при принятии этого допущения авторы фактически исключают из анализа полный рабочий цикл, но при этом результаты его анализа рассматривают как основные, в том числе при оценке холодильного коэффициента.

Необоснованным и, возможно, недопустимым является допущение об отсутствии неплотности рабочей полости цилиндра. Как было показано выше и известно из результатов экспериментальных и теоретических исследований аналогичных ступеней [14], массовые потоки рабочего тела через зазоры оказывает определяющее влияние на ра-

бочие процессы в полости цилиндра тихоходной ступени.

Крайне некорректным применительно к математической модели, претендующей на описание действительного рабочего рассматриваемого объекта, представляется принятое авторами упрощающее допущение о том, что коэффициент теплоотдачи на внутренних и внешних поверхностях рабочей камеры не меняются со временем. Это неприемлемо применительно к поверхности зеркала цилиндра по нескольким причинам. Во-первых, при изменении давления рабочего тела коэффициент теплоотдачи не может не изменяться, что подтверждено многочисленными исследованиями рабочих процессов поршневых компрессоров [14, 22, 36, 37]. Во-вторых, это допущение предполагает, что коэффициент теплоотдачи в начале процесса сжатия при степени сухости $X = 1$ и давлении кипения равен коэффициенту теплоотдачи в конце процесса сжатия при степени сухости $X = 0,7$ [19] и давлении конденсации. Последнее противоречит не только физическому смыслу, но даже той расчётной зависимости, которую они приводят в статье и которую используют в своей методике расчёта (18) в [19].

Следует отдельно остановиться на выборе формулы для расчёта коэффициента теплоотдачи. Применяемая авторами без всяких обоснований эмпирическая зависимость (18) в [19] со ссылкой на [15–18] по списку, приведённому в этой же статье [19], получена для совершенно других объектов исследования с существенно отличающимися рабочими процессами; а именно — для теплообменных аппаратов (конденсаторов), в которых не происходит процесс сжатия рабочего тела и отсутствует регенеративная составляющая, как это имеет место в рассматриваемой компрессорной ступени.

В своё время даже для однофазного рабочего тела (сухие газы) потребовалось проведение дополнительных экспериментальных исследований для определения условного мгновенного коэффициента теплоотдачи в рабочей камере тихоходного ДЛТПК, так как известные эмпирические зависимости, полученные ранее для быстроходных поршневых компрессоров, не позволяли получить верифицируемые расчётные результаты [14]. Что уж говорить о необоснованности применения эмпирических зависимостей, полученных для теплообменных аппаратов, при расчёте рабочих процессов поршневого компрессора в области влажного пара. Как было показано выше, именно коэффициент теплоотдачи является существенным фактором неопределённости при расчёте рабочих процессов поршневого интенсивно охлаждаемого компрессора в области

влажного пара с широким разбросом конечных результатов в зависимости от выбора методики его расчёта.

На рис. 1 приведены наиболее характерные результаты, представленные в [19] и требующие дополнительного анализа.

Рассмотрим соответствие параметров состояния в конце процессов сжатия известным термодинамическим соотношениям при реализации диаграмм 1 и 5 (рис. 1а, 1б, 1в). Применительно к диаграмме 1 в точке 2 (конец процесса сжатия — начало процесса нагнетания) рабочее тело характеризуется следующими параметрами состояния и свойствами: $T_1 \approx 333$ К; $X_1 \approx 1,0$; $V_1 \approx 350$ см³; $P_1 \approx 1,1594$ МПа; $m_1 = m_0$. Здесь m_0 — масса газа в начале процесса сжатия. Применительно к диаграмме 5 в точке 2 (конец процесса сжатия — начало процесса нагнетания) рабочее тело характеризуется следующими параметрами состояния и свойствами: $T_5 \approx 318$ К; $X_5 \approx 0,7$; $V_5 \approx 100$ см³; $P_5 \approx 1,1594$ МПа; $m_5 = 0,7m_0$.

Пусть величина коэффициента сжимаемости и величина газовой постоянной в обоих случаях одинаковы. Тогда, записывая уравнения состояния для этих двух случаев и поделив левую часть этого уравнения, записанную для кривой 1, на левую часть этого уравнения, записанную для кривой 5, а также соответственно поделив правую часть уравнения для кривой 1 на правую часть уравнения для кривой 5, получим следующее соотношение: $V_1/V_5 = T_1/(0,7T_5)$

Или, подставляя численные значения объёмов, получаем, что $7/2 = T_1/(0,7T_5)$ или $T_5 = 2T_1/4,9$. То есть при $T_1 \approx 333$ К температура в конце процесса сжатия при реализации диаграммы 5 должна быть равна примерно 136 К. Очевидно, что это противоречит физическому смыслу и результатам, полученным самими авторами (согласно [19] $T_5 \approx 318$ К).

Вызывает сомнение и оценка энергоэффективности рассматриваемого объекта исследования. В частности, авторы утверждают, что конденсация 30 % количества пара, поступившего в рабочую камеру в процессе всасывания, даже с учётом потерь холодопроизводительности на внешнее охлаждение цилиндра обеспечивает повышение коэффициента холодопроизводительности примерно в два раза. Остановимся на анализе этого вопроса подробнее.

Проведём сравнение двух рассмотренных авторами режимов работы (рис. 1): адиабатное сжатие (цикл 1) и сжатие со снижением степени сухости до 0,7 (цикл 5). Теоретические холодильные коэффициенты для этих вариантов определяются со-

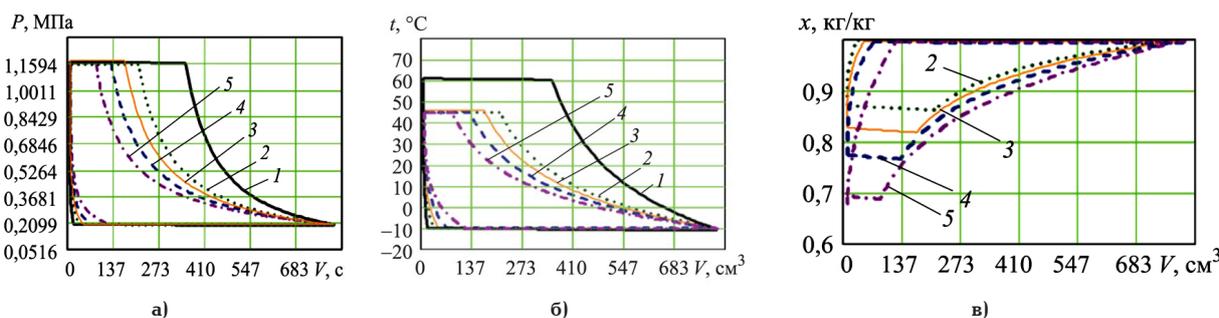


Рис. 1. Результаты расчётов рабочих процессов тихоходного интенсивно охлаждаемого поршневого компрессора в области влажного пара [23]

Fig. 1. Results of calculations of the operating processes of a low-speed intensively cooled reciprocating compressor in the sphere of wet steam [23]

ответствующими отношениями холодопроизводительностей и индикаторных мощностей. При этом отношение коэффициента холодопроизводительности цикла 5 к коэффициенту холодопроизводительности цикла 1 можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon_5/\varepsilon_1 = Q_5 \cdot N_1 / (Q_1 \cdot N_5). \quad (41)$$

Проведём оценку взаимосвязи между Q_1 и Q_5 , а также между N_1 и N_5 . Очевидно, что

$$Q_5 = Q_1 - Q_{\text{вс}} - Q_{\text{ф}} - Q_{\text{дисс}} - Q_{\text{сж}},$$

где $Q_{\text{вс}}$ — потери холодопроизводительности за счёт процесса обратного расширения; $Q_{\text{ф}}$ — потери холодопроизводительности, затрачиваемые на конденсацию рабочего тела в цилиндре, за счёт отбора части полезной холодопроизводительности для внешнего охлаждения цилиндра; $Q_{\text{дисс}}$ — диссипативные потери холодопроизводительности в проточной части компрессорного агрегата; $Q_{\text{сж}}$ — потери холодопроизводительности, затрачиваемые на отвод части теплоты сжатия рабочего тела в цилиндре, за счёт отбора части полезной холодопроизводительности для внешнего охлаждения цилиндра.

Из анализа представленных выше диаграмм следует, что $Q_{\text{вс}} \approx 0,12Q_1$. При этом $Q_{\text{ф}} \approx 0,3Q_1$, так как, согласно представленным авторами результатам, при реализации цикла 5 в рабочей камере во время процесса сжатия конденсируется около 30 % от массы рабочего тела, находящегося в начале процесса сжатия в парообразном состоянии. Величинами $Q_{\text{дисс}}$ и $Q_{\text{сж}}$ пренебрежём «в пользу авторов», так как величину диссипативных потерь оценить в данном случае затруднительно, а величина $Q_{\text{сж}}$ мала в силу небольшого отличия показателя политропы в цикле 5 от показателя адиабаты в цикле 1, величины которых в первом приближении можно оценить по параметрам состояния в начале и в конце процессов сжатия этих циклов. Данные показатели составляют примерно 1,113 и 1,116, что даёт пренебрежимо малое отличие в величинах индикаторной работы (в случае постоянной массы) и, как следствие, пренебрежимо малую величину $Q_{\text{сж}}$. В итоге, учитывая лишь $Q_{\text{вс}}$ и $Q_{\text{ф}}$, получаем

$$Q_5 \leq 0,58Q_1. \quad (42)$$

Поскольку отличием показателей политропы сжатия в циклах 1 и 5 в первом приближении можно пренебречь, будем считать, что снижение индикаторной мощности в цикле 5 по сравнению с циклом 1 определяется исключительно уменьшением массы паровой фазы рабочего тела в процессе сжатия за счёт конденсации части этого рабочего тела. При реализации цикла 5 масса пара в процессе сжатия изменяется от 100 до 70 % в соответствии с представленными авторами результатами по изменению степени сухости. Примем, опять же «в пользу авторов», что в цикле 5 сжимается постоянная масса пара, составляющая 0,7 от массы пара, сжимаемого в цикле 1. Тогда

$$N_5 \geq 0,7N_1. \quad (43)$$

Подставляя (42) и (43) в (41), получаем $\varepsilon_5/\varepsilon_1 \leq 0,58/0,7$.

То есть холодопроизводительность в цикле 5 снижается по отношению к холодопроизводительности в цикле 1, что вполне объяснимо, но суще-

ственно противоречит результатам и выводам авторов анализируемой статьи [19].

Нельзя согласиться и с результатами, касающимися оценки изменения нагрузки на конденсатор (представлены авторами в [19]), согласно которым при времени рабочего цикла около 3 с и при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра, тепловая нагрузка на конденсатор примерно в 2 раза ниже, чем при адиабатном сжатии. Ведь в указанной статье авторы показали, что на рассматриваемом режиме работы компрессора степень сухости при нагнетании составляет около 70 %, т.е. в цилиндре сконденсировано около 30 % рабочего тела. Основную нагрузку на конденсатор, как известно, составляет как раз тепловая мощность, необходимая для конденсации оставшегося в паровой фазе хладагента, т.е. в конденсаторе необходимо сконденсировать около 70 % от начальной массы рабочего тела, а это не 50 %, как утверждают авторы.

Из наиболее очевидных несоответствий можно отметить ещё одно. Исходя из представленных авторами результатов, следует, что степень сухости начинает уменьшаться с самого начала процесса сжатия. Согласно [19], с самого начала процесса сжатия от рабочего тела через стенку цилиндра отводится такое количество тепла, которое позволяет отвести и часть теплоты сжатия, и теплоту фазового перехода. Для этого необходимо, чтобы с самого начала процесса сжатия температура стенки была ниже температуры рабочего тела. Очевидно, что температура рабочего тела в рассматриваемом случае равна ≈ -10 °С. Это означает, что, по мнению авторов, температура стенки цилиндра должна быть не выше -10 °С. Это физически невозможно, так как температура рабочего тела за время цикла изменяется от -10 °С до $+45$ °С; температура стенки вследствие тепловой инерционности будет изменяться относительно некоторой средней величины (приблизительно около $+20$ °С... $+25$ °С) с существенно меньшей амплитудой. Возможно, авторы принимают величину температуры стенки равной -10 °С в качестве допущения, которое в данном случае совершенно некорректно, так как в итоге оказывает принципиальное влияние на результаты расчётов.

Отмеченные несоответствия работы [19] ни в коей мере не исключают в дальнейшем возможности применения полуэмпирических моделей для расчёта рабочих процессов интенсивно охлаждаемых поршневых компрессорных ступеней в области влажного пара. Но лишь доказывают, что без проведения широкого спектра предварительных экспериментальных исследований, без вновь полученных достоверных экспериментальных данных к любым теоретическим результатам, связанным с расчётами процессов сжатия холодильного тихоходного поршневого компрессора в области влажного пара, к последним следует относиться крайне осторожно. Пока они имеют исключительно качественный характер и не пригодны для выработки практических рекомендаций по проектированию холодильных компрессоров.

Выводы и заключение

Представлен анализ известных полуэмпирических методик расчёта рабочих процессов холодильных тихоходных поршневых компрессоров с точки зрения их применимости для теоретического исследования таких процессов в области влажного пара. Показано, что таким фактором, как те-

чение рабочего тела через неплотности в рабочей камере компрессорной ступени (применительно к рассматриваемой ступени), пренебрегать недопустимо. Эффективная интенсификация внешнего охлаждения при низких и средних давлениях возможна лишь в малоразмерных ступенях с диаметром цилиндра не более 10 мм, а интенсификация внешнего охлаждения путём частичного использования полезной холодопроизводительности ступени приводит к снижению величины холодильного коэффициента.

Применение таких упрощающих допущений, как постоянство величины коэффициента теплоотдачи в цилиндре в течение процесса сжатия; равенство температуры зеркала цилиндра и температуры кипения рабочего тела; расчёт коэффициента теплоотдачи по неверифицированным эмпирическим зависимостям, полученным для других технических объектов; постоянство параметров состояния рабочего тела в процессах всасывания и нагнетания и ряд других, — недопустимы, так как приводят к существенным, а в ряде случаев — недопустимым, неточностям в результатах расчётов.

Соответственно, последние на сегодняшний день носят исключительно качественный характер, обозначающий потенциальный интерес к рассматриваемому вопросу, но не пригодны для разработки практических рекомендаций по выбору конструктивных и режимных параметров холодильных поршневых компрессоров, позволяющих реализовать рабочие процессы в области влажного пара. Учитывая теоретическую привлекательность рассматриваемого вопроса, необходимо проведение широкого спектра экспериментальных и теоретических исследований рабочих процессов в области влажного пара, в том числе имеющих целью определение эмпирических зависимостей для расчёта коэффициентов теплоотдачи в проточной части тихоходной интенсивно охлаждаемой поршневой ступени.

Представленные в данной статье результаты анализа могут быть полезны специалистам, занимающимся исследованиями рабочих процессов компрессоров в области влажного пара.

Список источников / References

1. Зеликовский И. Х., Каплан Л. Г. Малые холодильные машины и установки: справ. Москва: Агропромиздат, 1989. 672 с.
Zelikovskiy I. Kh., Kaplan L. G. Malye kholodil'nyye mashiny i ustanovki: sprav [Small refrigeration machines and units]. Moscow, 1989. 672 p. (In Russ.).
2. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and air-conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
3. Поршневые компрессоры // BITZER. URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/porshnevyye-kompressory/> (дата обращения: 16.02.2025).
Porshnevyye kompressory [Piston compressors]. BITZER. URL: <https://www.bitzer.de/ru/ru/porshnevyye-kompressory/> (accessed: 16.02.2025). (In Russ.).
4. Copeland — спиральные и поршневые компрессоры для климатической и холодильной техники // Copeland. URL: <https://copelandcompressor.ru/> (дата обращения: 26.01.2025).
Copeland — spiral'nyye i porshnevyye kompressory dlya klimaticheskoy i kholodil'noy tekhniki [Copeland — scroll and piston compressors for climate control and refrigeration technology]. Copeland. URL: <https://copelandcompressor.ru/> (accessed: 26.01.2025). (In Russ.).
5. Полугерметичные поршневые компрессоры RDL // Radoil. URL: <https://radoil.ru/doc/rdl-catalog-06-2024.pdf> (дата обращения: 05.02.2025).

Polugermetichnyye porshnevyye kompressory RDL [RDL semi-hermetic piston compressors]. Radoil. URL: <https://radoil.ru/doc/rdl-catalog-06-2024.pdf> (accessed: 05.02.2025). (In Russ.).

6. Компрессоры Belief. Каталог 2023. URL: belief.ru/images/stories/virtuemart/product/Каталог%20компрессоры%20Belief%202023.pdf (дата обращения: 05.02.2025).

Kompressory Belief. Katalog 2023 [Belief Compressors. Catalog 2023]. URL: https://cpsholod.ru/doc/our-suppliers/blf_fin.pdf (accessed: 05.02.2025). (In Russ.).

7. Кошкин Н. Н., Ткачев А. Г., Бадилькес И. С. [и др.]. Холодильные машины / под ред. Н. Н. Кошкина. Москва: Пищевая промышленность, 1973. 512 с.

Koshkin N. N., Tkachev A. G., Badyl'kes I. S. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigeration machines] / Ed. by N. N. Koshkin. Moscow, 1973. 512 p. (In Russ.).

8. Богданов С. Н., Бучко Н. А., Гуйго Э. И. Теоретические основы хладотехники. Теплообмен. Москва: Агропромиздат, 1986. 320 с.

Bogdanov S. N., Buchko N. A., Guygo E. I. Teoreticheskiye osnovy khladotekhniki. Teplomassoobmen [Theoretical foundations of refrigeration engineering. Heat and mass transfer]. Moscow, 1986. 320 p. (In Russ.).

9. Архаров А. М., Шишов В. В., Талызин М. С. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных транскрипционных циклов диоксида углерода // Инженерный журнал: наука и инновации. 2017. Вып. 3 (63). DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. EDN: YHEUPJ.

Arkharov A. M., Shishov V. V., Talyzin M. S. Entropiynostatisticheskyy analiz nizkotemperaturnykh transkriticheskikh tsiklov dioksida ugleroda [Statistical entropy analysis of carbon dioxide low-temperature transcritical cycles]. Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2017. Issue 3. DOI: 10.18698/2308-6033-2017-3-1601. (In Russ.).

10. Хрёкин А. С., Баранов И. В. Сравнительный анализ эффективности циклов холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2021. № 1. С. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY.

Khrekin A. S., Baranov I. V. Sravnitel'nyy analiz effektivnosti tsiklov kholodil'nykh mashin [Comparative analysis of the efficiency of refrigeration machine cycles]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 1. P. 12–21. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-1-12-21. EDN: LNYFMY. (In Russ.).

11. Хрёкин А. С., Баранов И. В., Никитин А. А. Анализ эффективности циклов каскадных холодильных машин с применением диоксида углерода // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 55–64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64. EDN: OCCHZZ.

Khrekin A. S., Baranov I. V., Nikitin A. A. Analiz effektivnosti tsiklov kaskadnykh kholodil'nykh mashin s primeneniyyem dioksida ugleroda [The analysis of cascade refrigeration machine cycles efficiency using carbon dioxide]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 55–64. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-55-64. EDN: OCCHZZ. (In Russ.).

12. Прилуцкий И. К., Кузнецов Л. Г., Татаренко Ю. В., Молодова Ю. И. Двухступенчатые газовые поршневые компрессоры среднего давления с линейным приводом // Компрессорная техника и пневматика. 2022. № 4. С. 27–35. EDN: SGBARK.

Prilutskiy I. K., Kuznetsov L. G., Tatarenko Yu. V., Molodova Yu. I. Dvukhstupenchatyye gazovyye porshnevyye kompressory srednego davleniya s lineynym privodom [Two-stage gas reciprocating compressors of medium pressure with linear drive]. Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressor Technology and Pneumatics*. 2022. No. 4. P. 27–35. EDN: SGBARK. (In Russ.).

13. Юша В. Л. Теоретическая оценка эффективности применения одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров в холодильной технике и системах сжижения углеводородов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 17–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. EDN: SWSUHV.

Yusha V. L. Teoreticheskaya otsenka effektivnosti primeneniya odnostupenchatykh dlinnokhodovykh porshnevykh kompressorov v kholodil'noy tekhnike i sistemakh szhizheniya uglevodorodov [Theoretical assessment of the effectiveness of application single-stage long-stroke piston compressors in refrigeration and hydrocarbon gas liquefaction systems]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 1. P. 17–24. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-17-24. EDN: SWSUHV. (In Russ.).

14. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2023. 325 с. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (дата обращения: 15.01.2025).

Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-speed long-stroke stages]. *Omsk*, 2023. 325 p. URL: https://rusneb.ru/catalog/000199_000009_012860386/ (accessed: 15.01.2025). (In Russ.).

15. Маковеева А. С. Совершенствование рабочих процессов и методики расчёта поршневых компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2019. 207 с. URL: <https://www.disserscat.com/content/sovershenstvovanie-rabochikh-protsesov-i-metodiki-rascheta-porshnevykh-kompressorov/read> (дата обращения 18.01.2025).

Makoveeva A. S. Sovershenstvovaniye rabochikh protsesov i metodiki rascheta porshnevykh kompressorov [Improvement of working processes and methods of calculation of reciprocating compressors]. *Saint Petersburg*, 2019. 207 p. URL: <https://www.disserscat.com/content/sovershenstvovanie-rabochikh-protsesov-i-metodiki-rascheta-porshnevykh-kompressorov/read> (accessed 18.01.2025). (In Russ.).

16. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The efficiency theoretical analysis of the ammonia refrigeration cycle based on the compression in the Wet Vapor Region. *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. 030078. DOI: 10.1063/5.0029565.

17. Yusha V. L., Chernov G. I., Sadvakasov D. H. The analysis of the uncertainty factors influence on the mathematical modeling of ammonia compression in the wet vapor region. *AIP Conference Proceedings*. 2021. Vol. 2412. 030043. DOI: 10.1063/5.0076077.

18. Садвакасов Д. Х., Чернов Г. И., Юша В. Л. Анализ влияния факторов неопределенности на математическое моделирование процесса сжатия аммиака в области влажного пара // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38. EDN: ILJMKS.

Sadvakasov D. Kh., Chernov G. I., Yusha V. L. Analiz vliyaniya faktorov neopredelenosti na matematicheskoye modelirovaniye protsesta szhatiya ammiaka v oblasti vlazhnogo para [The analysis of uncertainty factors influence on mathematical modeling of ammonia compression in wet vapor area]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 3. P. 30–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-30-38. EDN: ILJMKS. (In Russ.).

19. Садвакасов Д. Х., Райковский Н. А., Чернов Г. И., Евдокимов В. С. Разработка упрощенной математической моде-

ли рабочих процессов тихоходного поршневого компрессора в области влажного пара для холодильных установок // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2024. № 3 (150). С. 118–135. EDN: ALNETV.

Sadvakasov D. Kh., Raykovskiy N. A., Chernov G. I., Evdokimov V. S. Razrabotka uproshchennoy matematicheskoy modeli rabochikh protsesov tikhokhodnogo porshneвого kompressora v oblasti vlazhnogo para dlya kholodil'nykh ustanovok [Development of the working process simplified mathematical model of the wet steam low-speed piston compressor for the refrigeration units]. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N. E. Baumana. Seriya Mashinostroyeniye. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2024. No. 3 (150). P. 118–135. EDN: ALNETV. (In Russ.).

20. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 p.

21. Кирилин В. А., Сычёв В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 407 с. Kirillin V. A., Sychev V. V., Sheyndlin A. E. Tekhnicheskaya termodinamika [Technical thermodynamics]. *Moscow*, 1983. 407 p. (In Russ.).

22. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с.

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., revision and supplement. *Moscow*, 2006. 456 p. (In Russ.).

23. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. 4-е изд., перераб. и доп. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.

Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. 4th ed., revision and supplement. *Moscow*, 1981. 416 p. (In Russ.).

24. Юша В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объёмных компрессоров. Новосибирск: Наука, 2006. 236 с. ISBN 5-02-023169-X.

Yusha V. L. Sistemy okhlazhdeniya i gazoraspredeleniya ob'yemnykh kompressorov [Refrigeration and gas distribution systems of the compressors displacement]. *Novosibirsk*, 2006. 236 p. ISBN 5-02-023169-X. (In Russ.).

25. Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2008. 123 с.

Busarov S. S. Povysheniye effektivnosti kompressornogo oborudovaniya dorozhno-stroitel'nykh mashin [Increasing the efficiency of compressor equipment of road construction machines]. *Omsk*, 2008. 123 p. (In Russ.).

26. Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С., Винникова Т. А., Галкова А. А. Перспективы разработки малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 4. С. 14–17. EDN: CAZEMY.

Busarov S. S., Kobyl'skiy R. E., Busarov I. S., Vinnikova T. A., Galkova A. A. Perspektivy razrabotki maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya [Prospects for the development of low-cost medium-and high-pressure compressor units]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2020. No. 4. P. 14–17. EDN: CAZEMY. (In Russ.).

27. Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П. Клапаны поршневых компрессоров. Ленинград: Машиностроение, 1983. 158 с.

Kondratyeva T. F., Isakov V. P. Klapany porshnevykh kompressorov [Piston compressor valves]. *Leningrad*, 1983. 158 p. (In Russ.).

28. Захаренко С. Е., Анисимов С. А., Дмитревский В. А. [и др.]. Поршневые компрессоры / под ред. С. Е. Захаренко. Москва—Ленинград: Машгиз, 1961. 455 с.

Zakharenko S. E., Anisimov S. A., Dmitrevskiy V. A. [et al.]. Porshnevyye kompressory [Piston compressors] / Ed. by S. E. Zakharenko. Moscow-Leningrad, 1961. 455 p. (In Russ.).

29. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и допол. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.

Frenkel M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, structures and design fundamentals]. 3rd ed., revised and supplemented. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).

30. Бусаров И. С., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Аистов И. П. Рабочие характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней при использовании самодействующих клапанов с эластомерными элементами // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 3. С. 29–32. EDN: IJMUIV.

Busarov I. S., Busarov S. S., Nedovenchanyu A. V., Aistov I. P. Rabochiye kharakteristiki tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney pri ispol'zovanii samodeystvuyushchikh klapanov s elastomernymi elementami [Performance of low-speed, long-stroke compressor stages when using self-acting valves with elastomeric elements]. *Kompressorная техника и пневматика. Compressor Technology and Pneumatics*. 2021. No. 3. P. 29–32. EDN: IJMUIV. (In Russ.).

31. Титов Д. С. Разработка и исследование длинноходовой поршневой компрессорной ступени с упруго-деформируемым тонкостенным цилиндром: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2022. 186 с. URL: <https://www.disserscat.com/content/razrabotka-i-issledovanie-dlinnokhodovoi-porshnevoi-kompressornoi-stupeni-s-uprugodeformiru> (дата обращения 19.01.2025).

Titov D. S. Razrabotka i issledovaniye dlinnokhodovoy porshnevoy kompressorной stupeni s uprugodeformiruyemym tonkostennym tsilindrom [Design and research of long stroke piston compressor stage with elastically deformable thin-walled cylinder]. Saint Petersburg, 2022. 186 p. URL: <https://www.disserscat.com/content/razrabotka-i-issledovanie-dlinnokhodovoi-porshnevoi-kompressornoi-stupeni-s-uprugodeformiru> (accessed: 19.01.2025). (In Russ.).

32. Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Синицын Н. Г. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора // Вестник Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. № 2 (141). С. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO.

Busarov S. S., Kobyl'skiy R. E., Sinitsyn N. G. Teoreticheskaya otsenka vozmozhnosti umen'sheniya massovykh utechek rabochey sredy iz kamery porshneвого komпрессора [Theoretical assessment of possible reduction in mass leaks of working medium from a reciprocating compressor chamber] // *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N. E. Baumana. Seriya Mashinostroyeniye. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2022. No. 2 (141). P. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO. (In Russ.).

33. Кобыльский Р. Э., Бусаров С. С. Экспериментальная методика определения эквивалентного зазора для цилиндрикопоршневого уплотнения тихоходной длинноходовой ступени в динамической постановке // Глобальная энергия. 2023. Т. 29, № 4. С. 37–49. DOI: 10.18721/JEST.29402. EDN: QYZEMR.

Kobyl'skiy R. E., Busarov S. S. Eksperimental'naya metodika opredeleniya ekvivalentnogo zazora dlya tsilindroporshneвого uplotneniya tikhokhodnoy dlinnokhodovoy stupeni v dinamicheskoy postanovke [Experimental technique for determining the equivalent gap for a cylinder piston seal of a slow-moving long-stroke stage in a dynamic formulation]. *Global'naya energiya. Global Energy*. 2023. Vol. 29, no. 4. P. 37–49. DOI: 10.18721/JEST.29402. EDN: QYZEMR. (In Russ.).

34. Чиркин В. С. Теплофизические свойства материалов: справ. рук. Москва: ГИФМЛ, 1959. 356 с.

Chirkin V. S. Teplofizicheskiye svoystva materialov: sprav. ruk. [Thermophysical materials properties]. Moscow, 1959. 356 p. (In Russ.).

35. Бучко Н. А., Гоголин А. А., Данилова Г. Н. [и др.]. Теплофизические основы получения искусственного холода: справ. Москва: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.

Buchko N. A., Gogolin A. A., Danilova G. N. [et al.]. Teplofizicheskiye osnovy polucheniya iskusstvennogo kholoda: sprav [Thermophysical bases for obtaining artificial cold]. Moscow, 1980. 232 p. (In Russ.).

36. Науменко А. И. Исследование теплообмена в поршневых компрессорах: дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1974. 229 с. URL: <https://search.rsl.ru/ru/record/01009679284> (дата обращения: 19.01.2025).

Naumenko A. I. Issledovaniye teploobmena v porshnevnykh kompressorakh [Research of heat transfer in reciprocating compressors]. Leningrad, 1974. 229 p. URL: <https://search.rsl.ru/ru/record/01009679284> (accessed: 19.01.2025). (In Russ.).

37. Прилуцкий А. И. Развитие теории, методов расчета и оптимального проектирования поршневых компрессорных и расширительных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2015. 450 с. URL: <https://cat.gpntb.ru/index.php?id=EC/ShowFull&bid=f14d43c5623d958cc0ac175c3fd992a3&irbDb=ESVODT> (дата обращения: 15.01.2025).

Prilutskiy A. I. Razvitiye teorii, metodov rascheta i optimal'nogo proyektirovaniya porshnevnykh kompressornykh i rasshiritel'nykh mashin [Development of theory, calculation methods and optimal design of reciprocating compressor and expansion machines]. Saint Petersburg, 2015. 450 p. URL: <https://cat.gpntb.ru/index.php?id=EC/ShowFull&bid=f14d43c5623d958cc0ac175c3fd992a3&irbDb=ESVODT> (accessed: 15.01.2025). (In Russ.).

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист технического отдела ОАО «Сибнефтетранспроект», г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

Прозрачность финансовой деятельности: автор не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 04.03.2025; одобрена после рецензирования 30.04.2025; принята к публикации 23.05.2025.

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of the Technical Department, OJSC "Sibneftetransproekt", Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

Financial transparency: the author has no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 04.03.2025; approved after reviewing 30.04.2025; accepted for publication 23.05.2025.