

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ СНИЖЕНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ МАССОВЫХ ПОТОКОВ РАБОЧЕГО ТЕЛА ЧЕРЕЗ НЕПЛОТНОСТИ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ ПОРШНЕВОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ ТИХОХОДНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ

В. Л. Юша¹, С. С. Бусаров², А. В. Недовенчаный²

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

² Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Рассмотрены рабочие процессы и интегральные характеристики поршневых длинноходовых тихоходных компрессорных ступеней. В качестве объектов сравнения рассматривались известные технологии повышения коэффициента подачи: подбор основных размеров и параметров ступени; изменение размеров и конструкции клапанов, применение эластомерных конструкционных материалов; изменение конструкции цилиндропоршневого уплотнения; изменение компоновки клапана всасывания в рабочей камере. В качестве интегральных показателей рассмотрены индикаторный КПД, коэффициент подачи и коэффициент герметичности, а также температура нагнетания. В качестве независимых параметров рассмотрены: параметры состояния рабочего тела на всасывании, давление нагнетания, основные размеры и параметры ступени, расстояние от клапана всасывания до верхней мертвой точки, диаметры седла клапанов всасывания и нагнетания, а также физико-механические свойства конструкционных материалов.

Выполнен сравнительный анализ эффективности рабочего процесса рассматриваемой ступени при использовании различных технологий снижения интенсивности массообмена через неплотности рабочей камеры поршневой тихоходной длинноходовой ступени. Проведена оценка достижимой величины коэффициента подачи при комбинированном применении различных технологий. Исследованы особенности рабочих процессов рассматриваемого объекта и взаимосвязь интенсивности массовых потоков рабочего газа через неплотности рабочей камеры ступени с применяемыми технологиями. Представленные результаты теоретического анализа отражают характер изменения интегральных характеристик ступени в зависимости от применяемых технологий снижения интенсивности массообмена через неплотности рабочей камеры рассматриваемой ступени.

Ключевые слова: поршневой компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическое моделирование, утечки, коэффициент подачи, клапаны, уплотнения, основные размеры и параметры.

Введение

В качестве газовых технологических компрессоров среднего и высокого давления всё большее распространение получают агрегаты на базе поршневых ступеней с линейным приводом, преимущественно гидравлическим [1–3], которые в этом диапазоне рабочих параметров имеют конкурентные преимущества перед существующими поршневыми и мембранными аналогами по совокупности ресурсных, технологических, весовых и габаритных характеристик [4, 5]. Кроме этого, полученные результаты теоретических и экспериментальных исследований показали, что в ступени такого типа при определённых соотношениях её основных конструктивных размеров и времени рабочего цикла и при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра может быть реализовано повышение давления рабочего газа от 0,1 МПа на всасывании до 5,0... 12,0 МПа [4–11] при соблюдении требований без-

опасности, связанных с величиной температуры нагнетания [12, 13]. При проведении исследований таких ступеней было установлено, что её энергоэффективность и потери производительности определяются главным образом интенсивностью массовых потоков газа через неплотности в рабочей камере [5, 14–23]. При этом существует несколько технологий, обеспечивающих снижение потерь: подбор основных размеров и параметров ступени; изменение размеров и конструкции клапанов, применение эластомерных конструкционных материалов; изменение конструкции цилиндропоршневого уплотнения; изменение компоновки клапана всасывания в рабочей камере и др. [15–21]. Многообразие этих технологий предполагает необходимость сравнительной оценки их эффективности, а также выработки рекомендаций по применимости как отдельно взятых технологий, так и их сочетаний. Теоретически значимым является также вопрос определения максимально достижимых интегральных харак-

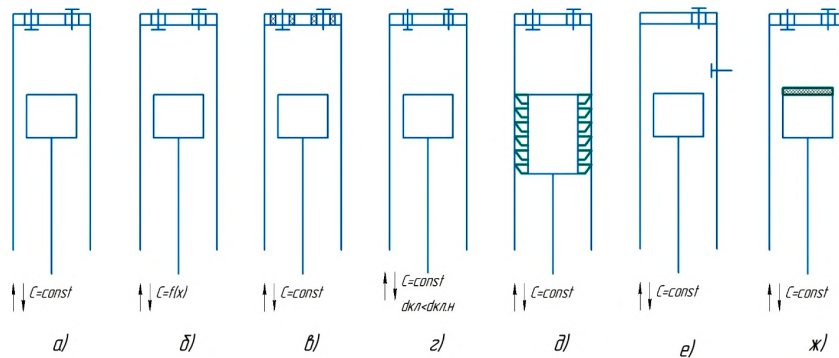


Рис. 1. Варианты тихоходной длинноходовой компрессорной ступени, реализующие различные технологии снижения утечек газа через неплотности в рабочей камере:

- а) базовая схема; б) схема с изменяющейся за время цикла скоростью поршня;
 в) схема с эластомерными конструктивными элементами в клапанах;
 г) схема с оптимизированной величиной диаметра седла клапана;
 д) схема с оптимизированным количеством манжет в уплотнении цилиндропоршневой группы;
 е) схема с изменённой компоновкой клапана всасывания;
 ж) схема с эластомерной накладкой на поршне

Fig. 1. Options for a low-speed, long-stroke compressor stage that implement various technologies for reducing gas leaks through leaks in the working chamber:

- а) diagram with the piston speed varying during the cycle;
 в) diagram with elastomeric structural elements in valves;
 г) diagram with an optimized valve seat diameter; д) scheme with an optimized number of cuffs in the seal of the cylinder-piston group; е) diagram with a modified suction valve layout; ж) diagram with an elastomer lining on the piston

теристик тихоходных длинноходовых поршневых ступеней с линейным приводом. Кроме этого, как показано в [22, 23], представляет потенциальный интерес применение тихоходных длинноходовых ступеней в режимах теплового насоса, использующих в качестве рабочего тела водяной пар. Эти вопросы и стали предметом рассмотрения в данной статье.

Методика расчёта

Объектом исследования являются рабочие процессы поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, сжимающей водяной пар. Методика расчёта представляет собой ранее верифицированную математическую модель рассматриваемой ступени [5], в которой учтены особенности реализации рассматриваемых технологий снижения потерь производительности. Расчётная схема объекта исследования (базовая схема) подробно рассмотрена в [5], а конструктивные варианты, являющиеся объектами сравнения, представлены на рис. 1.

В качестве основных допущений приняты следующие: газовая среда непрерывна и гомогенна; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объёму рабочей камеры; изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало; теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу; параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания постоянны; течение рабочего газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры принимается адиабатным; теплообмен между газом и стенками рабочих полостей конвективный; коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени одинаков на всех внутренних поверхностях рабочей камеры. Температура поверхности стенок рабочей камеры изменяется как во время рабочего цикла, так и в зависимости от координат этой поверхно-

сти; при этом температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра являются постоянными. Кроме этого, при реализации технологии на базе изменения компоновки клапана всасывания принято, что клапан всасывания сообщается с рабочей камерой лишь во время процесса всасывания и на начальном участке процесса сжатия; на последующем участке процесса сжатия вплоть до его окончания, а также во время процессов нагнетания и обратного расширения клапан всасывания перекрывается поршнем и массовые потоки газа через неплотности закрытого клапана всасывания полностью отсутствуют, при этом мёртвый объём клапана всасывания отсутствует. При реализации технологии с применением эластомерной накладки на поршень принято, что линейный мёртвый объём отсутствует. Температура поверхности стенок рабочей камеры изменяется как во время рабочего цикла, так и в зависимости от координат этой поверхности; при этом температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра являются постоянными.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [4, 5, 11] и включает в себя уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона – Рихмана, калорическое уравнение, уравнение массового баланса, уравнение механической энергии, а также уравнения динамики клапанов и течения газа через клапаны и зазоры. Основные из перечисленных уравнений представлены ниже:

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j}{d\tau} \times i_j, \quad (1)$$

$$P_j = \frac{\xi_j \cdot m_j \cdot R \cdot U_j}{V_j \cdot C_{vj}}, \quad (2)$$

$$dQ_j = \alpha_{np} \cdot (T_j - T_r) F \cdot d\tau, \quad (3)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{dt}, \quad (4)$$

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j, \quad (5)$$

$$\frac{dL_j}{dt} = p_j \cdot S_D \cdot \frac{dx}{dt^2}. \quad (6)$$

В уравнениях (1–6) U_0 — начальное значение внутренней энергии газа, Дж; dU_j — изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, К; dL_j — работа, совершённая над газом или самим газом, Дж; dm_j — изменение массы газа в рабочей камере, кг; i_j — энтальпия газа, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/К·кг; ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём газа, м³; Cv_j — объёмная теплоёмкость газа, Дж/м³·К; T_r — температура рабочего газа, К; T_j — температура поверхности, К; α_{np} — приведённый коэффициент теплоотдачи, принимаемый в каждый момент времени постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена и в общем случае зависящий от её геометрии, режима течения, свойств и параметров рабочего тела; m_0 — начальная масса газа в рабочей камере, кг; m_j — текущая масса газа в рабочей камере, кг.

Процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитывались с использованием эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода [4, 5, 11, 16–19] Методика расчёта нестационарного процесса теплопередачи между рабочим газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [24].

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — воздух, водяной пар, гелий; материал деталей компрессорной ступени — сталь; внешняя охлаждающая среда — вода. Геометрические: диаметр цилиндра — от 0,02 м, ход поршня — от 0,5 м; диаметр проходного сечения седла клапанов (базовая схема) — 0,0015 м. Граничные: давление в камере всасывания — 0,1 МПа, температура в камере всасывания — 293 К, давление в камере нагнетания — от 0,2 МПа до 10,0 МПа, температура внешней охлаждающей среды — 293 К, время рабочего цикла — от 0,1 с до 4,0 с.

Результаты расчёта и их анализ

В качестве базового объекта сравнения принята конструкция поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени, представленная на рис. 1а, в которой наилучшие интегральные характеристики обеспечиваются подбором основных размеров и параметров ступени без применения дополнительных технологий [8, 9, 11, 14]. В качестве вариантов, в которых применяются новые технологии, рассмотрены следующие: реализация закона движения поршня с переменной скоростью [13, 14] (рис. 1б); изменение конструкции клапана в части применения эластомерных компонентов [8, 9, 11, 14] (рис. 1в); изменение диаметров седла клапанов всасывания и нагнетания (рис. 1г); изменение конструкции цилиндропоршневого уплотнения [14, 16,

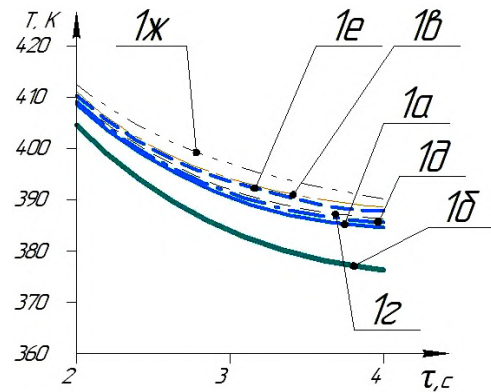


Рис. 2. Влияние конструктивного исполнения тихоходной длинноходовой компрессорной ступени на температуру нагнетания при различном времени рабочего цикла (обозначения кривых соответствуют рис. 1)
Fig. 2. Influence of the design of a low-speed, long-stroke compressor stage on the discharge temperature at different operating cycle times (curve designations correspond to Fig. 1)

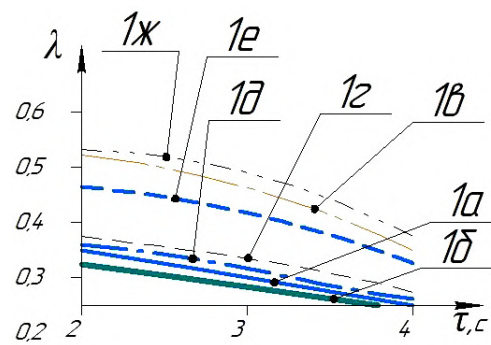


Рис. 3. Влияние конструктивного исполнения тихоходной длинноходовой компрессорной ступени на коэффициент подачи при различном времени рабочего цикла (обозначения кривых соответствуют рис. 1)
Fig. 3. Influence of the design of a low-speed, long-stroke compressor stage on the flow coefficient at different operating cycle times (curve designations correspond to Fig. 1)

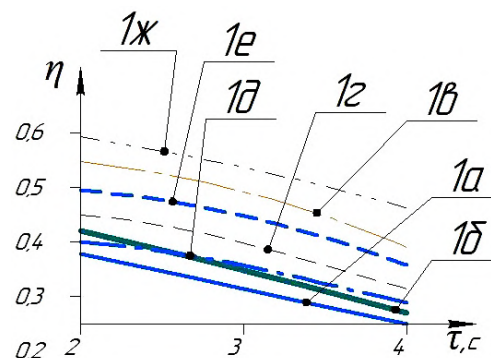


Рис. 4. Влияние конструктивного исполнения тихоходной длинноходовой компрессорной ступени на индикаторный КПД при различном времени рабочего цикла (обозначения кривых соответствуют рис. 1)
Fig. 4. Influence of the design of a low-speed, long-stroke compressor stage on the indicator efficiency at different operating cycle times (curve designations correspond to Fig. 1)

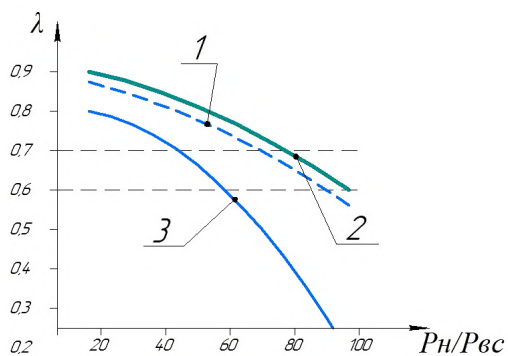


Рис. 5. Влияние величины давления нагнетания и свойств рабочего газа на коэффициент подачи ($P_{vc} = 0,1$ МПа): 1 — водяной пар; 2 — воздух; 3 — гелий

Fig. 5. Influence of the injection pressure and the properties of the working gas on the supply coefficient ($P_{vc} = 0,1$ MPa): 1 — water vapor; 2 — air; 3 — helium

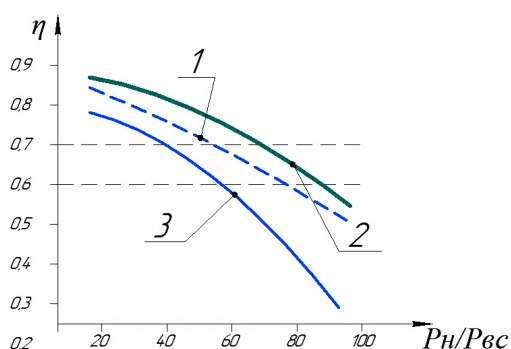


Рис. 6. Влияние величины давления нагнетания и свойств рабочего газа на индикаторный КПД ($P_{vc} = 0,1$ МПа): 1 — водяной пар; 2 — воздух; 3 — гелий

Fig. 6. Influence of the injection pressure and the properties of the working gas on the indicator efficiency ($P_{vc} = 0,1$ MPa): 1 — water vapor; 2 — air; 3 — helium

17] (рис. 1д); изменение компоновки клапана всасывания в рабочей камере (рис. 1е); применение эластомерного материала в конструкции поршня [20, 21] (рис. 1ж).

На рис. 2–4 представлены результаты, отражающие изменение коэффициента подачи, индикаторного КПД и температуры нагнетания воздушной тихоходной длинноходовой поршневой ступени при применении перечисленных технологий по отношению к характеристикам её базовой конструкции. Показано, что наибольший эффект, связанный со снижением интенсивности массообмена через зазоры в рабочей камере, обеспечивается при использовании эластомерных конструктивных элементов в действующих клапанах и при переносе клапана всасывания с клапанной плиты на зеркало цилиндра. В обоих случаях по сравнению с базовым вариантом увеличение коэффициента подачи составляет примерно 40...60 %, индикаторного КПД — примерно 20...50 %. Наибольший эффект, достигаемый при использовании деформируемой эластомерной накладки на поршне, обусловлен тем, что при этом варианте обеспечивается минимальная величина мертвого объема. При реализации любого из рассмотренных вариантов

обеспечивается приемлемый температурный режим ступени; наиболее эффективное охлаждение сжимаемого газа происходит при реализации переменной скорости поршня во время рабочего цикла (температура нагнетания на 5...15 К ниже по сравнению с другими вариантами). Однако в последнем случае коэффициент подачи ниже даже по сравнению с базовым вариантом.

На рис. 5–6 представлены результаты анализа теоретической достижимости максимально возможного давления нагнетания (при неизменном атмосферном давлении нагнетания) для различных газов с учётом следующих критериев применимости: коэффициент подачи и индикаторный КПД — не менее 0,6...0,7; температура нагнетания — не более 400...440 К.

Рассмотрен вариант конструктивного исполнения рассматриваемой компрессорной ступени, в котором одновременно реализованы технологии, которые на рис. 1 соответствуют вариантам в), г), д), е). Очевидно, что при идентичных основных размерах и параметрах ступени свойства рабочего газа оказывают существенное влияние как на эффективность рабочего процесса рассматриваемого варианта ступени, так и на температуру нагнетания. Если при сжатии воздуха и водяного пара приемлемая величина коэффициента подачи обеспечивается при давлении нагнетания, близком к 10,0 МПа, то при сжатии гелия — лишь при 6,0 МПа; при сжатии воздуха и водяного пара приемлемая величина коэффициента подачи обеспечивается при давлении нагнетания, близком к 8,0...9,0 МПа, при сжатии гелия — при 6,0 МПа. При этом величина температуры нагнетания для этих газов остаётся в пределах допустимой во всём рассмотренном диапазоне давлений нагнетания.

Можно предположить, что на выявленных режимах с приемлемыми для практического применения максимальными давлениями нагнетания подбор рационального соотношения времени цикла и диаметра цилиндра позволят повысить рассматриваемые интегральные характеристики ступени. На рис. 7–9 представлены результаты расчётов, отражающие влияние изменения времени цикла и диаметра цилиндра при неизменном секундном описанном объёме на эффективность рабочего процесса ступени.

Из представленных результатов следует, что при рациональном соотношении величины диаметра цилиндра и времени рабочего цикла (при некотором фиксированном секундном описанном объёме) для воздуха даже при давлении нагнетания 10,0 МПа коэффициент подачи и индикаторный КПД могут приблизиться к 0,7 (при температуре нагнетания около 400 К); для водяного пара, соответственно, — к 0,65 (при температуре нагнетания не более 400 К). Для гелия при давлении нагнетания 9,0 МПа коэффициент подачи и индикаторный КПД могут составлять — 0,42...0,45, что на 60...80 % выше, чем в предыдущем варианте, рассмотренном выше (при температуре нагнетания не более 390 К). Таким образом, оптимизация конструктивных и режимных параметров рассматриваемой ступени позволяет увеличить положительный эффект, достигаемый при использовании рассмотренных технологий.

Выводы и заключение

Таким образом, теоретический анализ влияния различных технологий на такие критерии эффек-

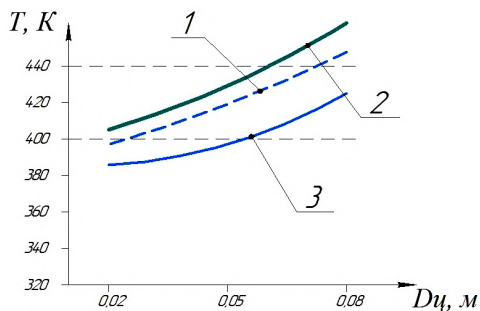


Рис. 7. Влияние величины диаметра цилиндра (при условии неизменной величины секундного описанного объёма) на температуру нагнетания ступени: 1 — водяной пар при $P_n = 10,0$ МПа; 2 — воздух при $P_n = 10,0$ МПа; 3 — гелий при $P_n = 9,0$ МПа

Fig. 7. Influence of the cylinder diameter (assuming a constant value of the second described volume) on the stage discharge temperature: 1 — water vapor at $P_n = 10,0$ MPa; 2 — air at $P_n = 10,0$ MPa; 3 — helium at $P_n = 9,0$ MPa

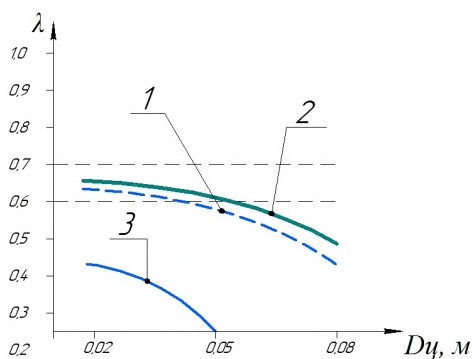


Рис. 8. Влияние величины диаметра цилиндра (при условии неизменной величины секундного описанного объёма) на коэффициент подачи ступени: 1 — водяной пар при $P_n = 10,0$ МПа; 2 — воздух при $P_n = 10,0$ МПа; 3 — гелий при $P_n = 9,0$ МПа

Fig. 8. Influence of the cylinder diameter (assuming a constant value of the second described volume) on the stage supply coefficient: 1 — water vapor at $P_n = 10,0$ MPa; 2 — air at $P_n = 10,0$ MPa; 3 — helium at $P_n = 9,0$ MPa

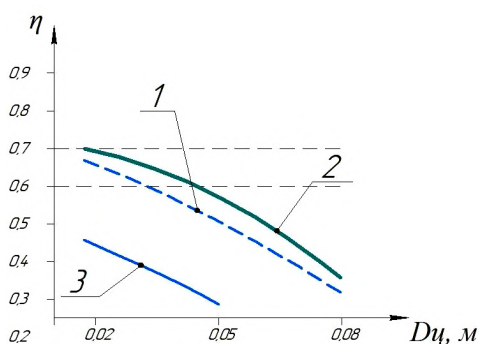


Рис. 9. Влияние величины диаметра цилиндра (при условии неизменной величины секундного описанного объёма) на индикаторный КПД ступени: 1 — водяной пар при $P_n = 10,0$ МПа; 2 — воздух при $P_n = 10,0$ МПа; 3 — гелий при $P_n = 9,0$ МПа

Fig. 9. Influence of the cylinder diameter (assuming a constant value of the second described volume) on the indicator efficiency of the stage: 1 — water vapor at $P_n = 10,0$ MPa; 2 — air at $P_n = 10,0$ MPa; 3 — helium at $P_n = 9,0$ MPa

тивности рабочего процесса поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени, как температура нагнетания, коэффициент подачи и индикаторный КПД, позволил определить основные направления снижения интенсивности массовых потоков рабочего тела через неплотности её рабочей камеры. Сочетание таких конструктивных решений, как применение эластомерных конструктивных элементов, усовершенствование конструкции клапанов и поршневых уплотнений, изменение компоновки элементов системы газораспределения с подбором рациональных конструктивных размеров элементов конструкции ступени, обеспечивают увеличение коэффициента подачи и индикаторного КПД до 60...80 % по сравнению с базовым вариантом такой ступени.

Полученные результаты позволяют предполагать, что оптимизация всех конструктивных и режимных параметров рассматриваемой ступени даже при заявленных уникальных соотношениях между давлением нагнетания и давлением всасывания обеспечит показатели эффективности её рабочего процесса, соответствующие современным требованиям к поршневым компрессорам.

Список источников

1. Гидроприводные компрессоры. URL: <https://eldeprocess.ru/oborudovanie/kompressory/dozhimnye-kompressory/gidroprivodnye-kompressory/> (дата обращения: 03.11.2023).
2. Газовые компрессоры высокого и низкого давления Hydro-Pac. URL: https://compressor.net.ru/production/compressor_visokogo_davlriya (дата обращения: 03.08.2022).
3. Оборудование на базе гидроприводных компрессоров. URL: <https://kenpo.ru/ajax/product.php?ID=4> (дата обращения: 03.08.2022).
4. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.
5. Бусаров С. С. Создание и совершенствование бесшумных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 2024. 32 с.
6. Бусаров С. С., Юша В. Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходовых ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. EDN: YRNOVN.
7. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. [и др.]. Анализ влияния закона регулирования линейного гидропривода на энергетические и динамические характеристики одноступенчатого компрессорного агрегата // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2019. № 11 (716). С. 26–35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35. EDN: GATVJB.
8. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L. [et al.]. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 52. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4.
9. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1.
10. Busarov S. S., Yusha V. L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages // Chemical and Petroleum Engineering. 2021. Vol. 57, no. 7–8. P. 576–582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x. EDN: DIMQXP.

11. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 213 с.

12. Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических и нефтехимических производств: приказ Ростехнадзора от 15.12.2020 г., № 533. Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

13. Правила промышленной безопасности при использовании оборудования, работающего под избыточным давлением: приказ Ростехнадзора от 15.12.2020 г., № 536. Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».

14. Busarov S. S., Yusha V. L., Filkin N. Yu. [et al.]. Implementing the principles of operating processes schematization and of performance losses distribution when designing long-stroke reciprocating compressor stages // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 1180. 012016. 2021. P. 1–11. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012016.

15. Юша В. Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB.

16. Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Синец Н. Г. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Авиационная и ракетно-космическая техника. 2022. № 2 (141). С. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO.

17. Бусаров С. С., Юша В. Л., Кобыльский Р. Э. Экспериментальная оценка эффективности манжетного уплотнения цилиндропоршневой группы длинноходовой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27. EDN: YGWQZY.

18. Бусаров И. С., Бусаров С. С., Юша В. Л. Влияние деформации проточной части эластомерных элементов самодействующих клапанов на характеристики тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 4. С. 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38. EDN: ZZBIUU.

19. Busarov I. S., Yusha V. L., Busarov S. S. [et al.]. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units // Chemical and Petroleum Engineering. 2020. Vol. 56. P. 644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6.

20. Пат. 2694104 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/04, F 04 В 53/14. Поршневой компрессор / Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. [и др.]. № 2018132179; заявл. 09.07.2018.; опубл. 09.07.2019. Бюл. № 19. 9 с.

21. Бусаров С. С., Бакулин К. А., Кобыльский Р. Э., Бусаров И. С. Перспективы создания современных поршневых компрессоров с повышенной производительностью // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энерге-

тическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 1. С. 25–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-1-25-31. EDN: TGSMVH.

22. 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. EDN: MZEQTQ.

23. 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. EDN: UHTRP.

24. Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2008. 16 с.

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

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

НЕДОВЕНЧАНЫЙ Алексей Васильевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Адрес для переписки: lonewolf_rus88@mail.ru

Для цитирования

Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В. Анализ основных направлений снижения интенсивности массовых потоков рабочего тела через неплотности рабочей камеры поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 13–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-13-21.

Статья поступила в редакцию 05.03.2024 г.

© В. Л. Юша, С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный

THE ANALYSIS OF THE MAIN DIRECTIONS FOR REDUCING THE INTENSITY OF MASS FLOWS OF THE WORKING FLUID THROUGH LEAKS IN THE WORKING CHAMBER OF A PISTON LONG-STROKE LOW-SPEED COMPRESSOR STAGE

V. L. Yusha¹, S. S. Busarov², A. V. Nedovenchany²

¹ OJSC «Sibneftetransproekt»,
Russia, Omsk, Irtyshskaya Embankment Str., bld. 11/1, 644042

² Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The working processes and integral characteristics of piston long-stroke low-speed compressor stages are considered. Well-known technologies for increasing the feed rate are considered as objects of comparison: selection of the main dimensions and parameters of the stage; changing the size and design of valves, using elastomeric structural materials; change in the design of the cylinder-piston seal; changing the layout of the suction valve in the working chamber. Indicator efficiency, supply coefficient and tightness coefficient, as well as discharge temperature are considered as integral indicators. The following independent parameters are considered: parameters of the state of the working fluid at suction, discharge pressure, main dimensions and parameters of the stage, distance from the suction valve to the top dead center, seat diameters of the suction and discharge valves, as well as physical and mechanical properties of structural materials.

A comparative analysis of the efficiency of the working process of the stage under consideration is carried out using various technologies for reducing the intensity of mass transfer through leaks in the working chamber of a low-speed, long-stroke piston stage. An assessment is made of the achievable value of the feed coefficient with the combined use of various technologies. The features of the working processes of the object under consideration and the relationship between the intensity of mass flows of working gas through leaks in the working chamber of the stage and the technologies used have been studied. The presented results of the theoretical analysis reflect the nature of the change in the integral characteristics of the stage depending on the technologies used to reduce the intensity of mass transfer through leaks in the working chamber of the stage under consideration.

Keywords: piston compressor, low-speed long-stroke stage, work processes, mathematical modeling, leaks, flow rate, valves, seals, main dimensions and parameters.

References

1. Gidroprivodnyye kompressory [Hydraulic compressors]. URL: <https://eldeprocess.ru/oborudovanie/kompressory/dozhimnye-kompressory/gidroprivodnye-kompressory/> (accessed: 03.11.2023). (In Russ.).
2. Gazovyye kompressory vysokogo i nizkogo davleniya Hydro-Pac [Hydro-Pac high and low pressure gas compressors]. URL: https://compressor.net.ru/production/compressor_visokogo_davlniya/ (accessed: 03.08.2022). (In Russ.).
3. Oborudovaniye na baze gidroprivodnykh kompressorov [Equipment based on hydraulic compressors]. URL: <https://kenpo.ru/ajax/product.php?ID=4> (accessed: 03.08.2022). (In Russ.).
4. Nedovenchany A. V. Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym gidroprivodom [Increasing the energy and dynamic efficiency of a low-flow single-stage compressor unit with linear hydraulic drive]. Omsk, 2020. 232 p. (In Russ.).
5. Busarov S. S. Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazochnykh porshnevykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Creation and improvement of lubrication-free piston compressors of medium and high pressure

based on low-flow, low-speed, long-stroke stages]. Omsk, 2024. 32 p. (In Russ.).

6. Busarov S. S., Yusha V. L. Perspektivy sozdaniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages] // Nauchno-tekhnicheskkiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnical University. Journal of Engineering Sciences and Technology. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. EDN: YRNOVN. (In Russ.).
7. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. [et al.]. Analiz vliyaniya zakona regulirovaniya lineynogo gidroprivoda na energeticheskiye i dinamicheskiye kharakteristiki odnostupenchatogo kompressornogo agregata [An analysis of the influence of the linear hydraulic drive regulation law on the energy and dynamic characteristics of a single-stage compressor unit] // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering. 2019. No. 11. P. 26–35. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-11-26-35. EDN: GATVJB. (In Russ.).
8. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Yusha V. L. [et al.]. Analysis of thermal state of intensely cooled long-stroke low-speed piston compressor stage // Chemical and Petroleum Engineering.

2017. Vol. 52. P. 597–601. DOI: 10.1007/s10556-017-0239-4. (In Engl.).

9. Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1. (In Engl.).

10. Busarov S. S., Yusha V. L. Implementation features of multistage compression in air compressor units based on low-speed long-stroke stages // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57, no. 7–8. P. 576–582. DOI: 10.1007/s10556-021-00978-x. EDN: DIMQXP. (In Engl.).

11. Gromov A. Yu. Razrabotka porshnevykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovaniye ikh rabochikh protsessov [Development of piston stages with linear drive for low-flow compressor units and study of their working processes]. Omsk, 2017. 213 p. (In Russ.).

12. Obshchiye pravila vzryvobezopasnosti dlya vzryvopozharoopasnykh khimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv: prikaz Rostekhnadzora ot 15.12.2020 g., no. 533 [General explosion safety rules for fire and explosion hazardous chemical and oil refining industries: order of Rostekhnadzor of 15 December 2020, no. 533]. Available at «Consultant Plus» System. (In Russ.).

13. Pravila promyshlennoy bezopasnosti pri ispol'zovanii oborudovaniya, rabotayushchego pod izbytochnym davleniyem: prikaz Rostekhnadzora ot 15.12.2020 g., no. 536 [Industrial safety rules when using equipment operating under excess pressure: order of Rostekhnadzor of 15 December 2020, no. 536]. Available at «Consultant Plus» System. (In Russ.).

14. Busarov S. S., Yusha V. L., Filkin N. Yu. [et al.]. Implementing the principles of operating processes schematization and of performance losses distribution when designing long-stroke reciprocating compressor stages // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 1180. 012016. 2021. P. 1–11. DOI: 10.1088/1757-899X/1180/1/012016. (In Engl.).

15. Yusha V. L. Nauchno-tehnologicheskkiye predposylki sovershenstvovaniya i promyshlennogo osvoyeniya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov na baze dlinnokhodovykh porshnevykh stupeney [Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, no. 3. P. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39. EDN: YVEINB. (In Russ.).

16. Busarov S. S., Kobylsky R. E., Sinitsyn N. G. Teoreticheskaya otsenka vozmozhnosti umen'sheniya massovykh utechek rabochey srede iz kamery porshnevoy kompressora [Theoretical assessment of the possibility of reducing mass leaks of the working medium from the chamber of a piston compressor] // *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. Aviatsonnaya i raketno-kosmicheskaya tekhnika. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Aviation and Rocket-Space Engineering*. 2022. No. 2 (141). P. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111. EDN: NJTXRO. (In Russ.).

17. Busarov S. S., Yusha V. L., Kobylsky R. E. Eksperimental'naya otsenka effektivnosti manzhetnogo uplotneniya tsilindroporshnevoy gruppy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni [Experimental assessment of the effectiveness of the lip seal of the cylinder-piston group of a long-stroke compressor stage] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 3. P. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27. EDN: YGWQZY. (In Russ.).

18. Busarov I. S., Busarov S. S., Yusha V. L. Vliyaniye deformatsii protochnoy chasti elastomernykh elementov

samodeystvuyushchikh klapanov na kharakteristiki tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [The influence of deformation of the flow part of the elastomeric elements of self-acting valves on the characteristics of low-speed, long-stroke compressor stages] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 4. P. 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38. EDN: ZZBIUU. (In Russ.).

19. Busarov I. S., Yusha V. L., Busarov S. S. [et al.]. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2020. Vol. 56. P. 644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6. (In Engl.).

20. Patent 2694104 Russian Federation, IPC F04B 39/04, F04B 53/14. Porshnevoy kompressor [Piston-type compressor] / Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V. [et al.]. No. 2018132179. (In Russ.).

21. Busarov S. S., Bakulin K. A., Kobylsky R. E. [et al.]. Perspektivy sozdaniya sovremennykh porshnevykh kompressorov s povyshennoy proizvoditel'nost'yu [Prospects for the creation of modern piston compressors with increased productivity] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 1, no. 1. P. 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35. EDN: UIHTRP. (In Russ.).

22. 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. EDN: MZEQTQ. (In Russ.).

23. Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. Regulirovaniye temperatury kondensatsii parokompressionnogo teplovogo nasosa na baze porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni pri fiksirovannykh temperaturakh vosprinimayushchego teplonositelya [Adjustment of condensing temperature of the vapor-compression heat pump based on a reciprocating long-stroke compressor stage at fixed temperatures of receiving coolant] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. 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. EDN: UIHTRP. (In Russ.).

24. Busarov S. S. Povysheniye effektivnosti kompressornogo oborudovaniya dorozhno-stroitel'nykh mashin [Increasing the efficiency of compressor equipment for road construction machines]. Omsk, 2008. 16 p. (In Russ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Specialist of 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

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and

Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

NEDOVENCHANY Aleksey Vasilievich, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

AuthorID (RSCI): 762474

AuthorID (SCOPUS): 57191035621

Correspondence address: lonewolf_rus88@mail.ru

For citations

Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V. The analysis of the main directions for reducing the intensity of mass flows of the working fluid through leaks in the working chamber of a piston long-stroke low-speed compressor stage // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 13–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-13-21.

Received March 05, 2024.

© **V. L. Yusha, S. S. Busarov, A. V. Nedovenchany**