

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ РЕЖИМОВ ДОЖИМНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ НА БАЗЕ ТИХОХОДНОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ В СОСТАВЕ МОБИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

В. Л. Юша¹, С. С. Бусаров²

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

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

Рассмотрена взаимосвязь повышения температуры в стандартной точке всасывания дожимной длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени с изменением параметров состояния в рабочей полости цилиндра и с её интегральными характеристиками. Параметрический анализ выполнен с применением апробированной и верифицированной математической модели действительных рабочих процессов рассматриваемой ступени. По результатам проведённого расчётно-теоретического анализа доказана принципиальная возможность реализации рабочих режимов, при которых средняя температура нагнетания данной ступени ниже температуры в её стандартной точке всасывания. При этом применительно к условиям всасывания в данную ступень имеет место повышение коэффициента подачи. Представленные результаты отражают особенности рабочих процессов рассматриваемой поршневой компрессорной ступени и позволяют прогнозировать возможность её эффективного применения в качестве дожимной в составе мобильных компрессорных станций.

Ключевые слова: дожимной поршневой компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, математическая модель, повышенная температура всасывания, средняя температура нагнетания, коэффициент подачи, индикаторный КПД, мобильная компрессорная станция.

Введение

Мобильные компрессорные станции среднего и высокого давления широко применяются при эксплуатации объектов добычи и транспортирования углеводородов и производятся серийно на нескольких предприятиях РФ в модульном исполнении и на базе автомобильного шасси [1–4]. Конструкции таких станций содержат в качестве одного из основных агрегатов быстроходные поршневые компрессоры среднего или высокого давления. Необходимость применения поршневых компрессоров среднего и высокого давления порождает ряд проблем при разработке и эксплуатации мобильных компрессорных станций (МКС), к которым предъявляются специфические требования, связанные с их автономной эксплуатацией на удалённых производственных объектах, а также с необходимостью обеспечения минимально возможных размеров и веса МКС [5].

Одной из таких проблем является необходимость обеспечения регламентированного температурного режима компрессорного оборудования [6, 7]. Применительно к МКС на базе быстроходных поршневых компрессоров в ряде случаев возможно повышение температуры нагнетания до недопустимого уровня, обусловленное, в том числе, недоохлаждением газа в межступенчатых газоохладителях. Последнее может быть обусловлено как недостаточной площадью теплообменной поверхности (вследствие габаритных ограничений), так и нерасчётны-

ми (повышенными) атмосферными температурами и/или загрязнением проточной части теплообменного оборудования [5].

Анализ основных тенденций развития компрессорной техники показывает, что наиболее предпочтительным направлением повышения технического уровня компрессоров является замена поршневых компрессоров на центробежные и винтовые [8–10]. Однако в области малорасходных компрессоров среднего и высокого давления поршневые компрессоры на сегодняшний день незаменимы [8, 10, 11].

Одним из возможных направлений совершенствования малорасходных поршневых компрессоров является повышение эффективности охлаждения ступени за счёт применения тихоходной длинноходовой ступени с линейным приводом (ТДСЛП) [12–15]. Полученные на сегодняшний день результаты экспериментальных и теоретических исследований показывают, что по совокупности ряда показателей (энергоэффективность, технологичность, вес, габаритные размеры и др.) ТДСЛП среднего и высокого давления могут иметь неоспоримые преимущества по сравнению с серийно выпускаемыми быстроходными поршневыми компрессорами [10, 14, 15]. Важно отметить, что применительно к МКС по ряду приведённых выше причин в процессе эксплуатации возможны режимы, при которых на всасывание дожимного поршневого компрессора будет поступать рабочий газ с повышенной температурой. Применительно к существующим быстроходным поршневым компрессорам это с большой ве-

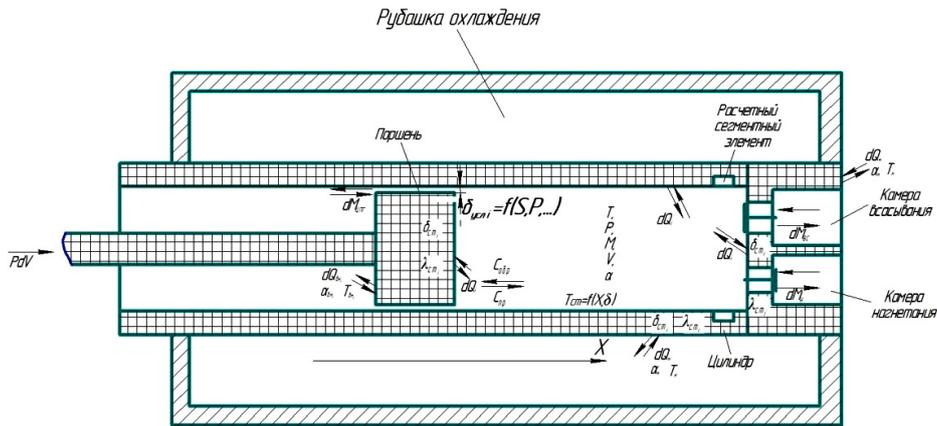


Рис. 1. Расчётная схема ступени [15]
Fig. 1. Calculation scheme of the stage [15]

роятностью приведёт к недопустимому повышению температуры нагнетания [11].

Предварительный теоретический анализ рабочего процесса идеальной ступени ТДСЛП показал, что её применение в составе комбинированной многоступенчатой компрессорной установки среднего или высокого давления в качестве дожимной ступени даже при повышенных температурах в её стандартной точке всасывания представляет потенциальный интерес и в принципе могло бы обеспечить безопасные температурные режимы [16]. При этом возможна реализация не только квазиизотермического [12–15], но и субизотермического процесса сжатия, при котором температура газа в конце процесса сжатия становится ниже его температуры в начале процесса сжатия [16]. Однако применение при таком анализе идеальной схематизации рабочих процессов не позволяет обеспечить достоверную количественную оценку как самих рабочих процессов, так и таких интегральных характеристик действительной ступени ТДСЛП, как средняя температура нагнетания, коэффициент подачи и индикаторный КПД.

В соответствии с вышеизложенным целью данной статьи является анализ особенностей рабочих режимов и интегральных характеристик действительной тихоходной длинноходовой компрессорной ступени в составе дожимных поршневых компрессоров при повышенных температурах всасывания, характерных для МКС при их эксплуатации в полевых условиях.

Методика расчёта

Объектом исследования являются рабочие процессы воздушной поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, принципиальная схема которой представлена на рис. 1 [14, 15]. Методика расчёта такой ступени представляет собой обобщённую математическую модель рабочих процессов в полости цилиндра, соответствующую второму уровню (модель с сосредоточенными параметрами по известной классификации) [11]), в сочетании с методикой расчёта нестационарного процесса теплопередачи через стенку цилиндра (модель с распределёнными параметрами) рассматриваемой ступени [17, 18], в которой учтены специфические условия на всасывании ступени.

Основные допущения: 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 поверхности; при этом температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра являются постоянными.

Система расчётных уравнений подробно представлена в [14, 15] и включает в себя уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона–Рихмана, calorическое уравнение, уравнение массового баланса, уравнение механической энергии, а также уравнения динамики клапанов и течения газа через клапаны и зазоры:

$$\frac{dU_j}{dt} = \frac{dL_j}{dt} - \frac{dQ_j}{dt} \pm \frac{dm_j \cdot i_j}{dt}, \quad (1)$$

$$p_j = \frac{\xi_j \cdot m_j \cdot R \cdot U_j}{V_j \cdot C_{v,j}}, \quad (2)$$

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

$$U_j = U_{j-1} + \int_0^j \frac{dU_j}{dt}, \quad (4)$$

$$m_j = m_{j-1} + \sum_1^j dm_j, \quad (5)$$

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

$$m_{nl} \frac{d^2 \bar{h}_j}{dt^2} = \bar{F}_{r,j} + \bar{F}_{np,j} + \bar{F}_{mp,j} + \bar{G} + \bar{F}_{эл,j}, \quad (7)$$

$$dm_i = \alpha \cdot \varepsilon_{p,j} \cdot f_j \cdot \sqrt{2\rho_{r,j} \cdot \Delta P_j} \cdot dt, \quad (8)$$

$$\frac{dm_{ym,klj}}{dt} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j (\pi \cdot D(h_j) \cdot \delta_p) \cdot \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (9)$$

$$\frac{dm_{j, \text{um}, \text{un}_j}}{dt} = \alpha_j \cdot \varepsilon_j (D_u \cdot \delta_p(P_j, S_j, \tau_j)) \cdot \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j} \quad (10)$$

В представленной системе уравнений 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/(кг·К); ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём, занимаемый аммиаком, м³; C_{vj} — изохорная теплоёмкость, Дж/(кг·К); T_r — температура аммиака, К; T_j — температура поверхности, К; α_{np} — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена между аммиаком и стенками рабочей камеры, Вт/(м²·К); m_j — текущая масса газа в рабочей камере, кг; α_j — коэффициент расхода; ε_j — коэффициент расширения газа; ΔP_j — перепад давления в клапане или в зазоре (щели), Па; f_j — площадь проходного сечения в клапане, м²; ρ_j — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³; D_u — диаметр цилиндра, м; α — коэффициент расхода для клапанов; f_j — площадь проходного сечения клапана на j -м промежутке dt , м²; F — площадь теплообмена, м²; m_{na} — масса запорного элемента клапана, кг; h_j — текущая координата подъёма запорного органа, м; F_{rj} — газовая сила, Н; F_{npj} — сила упругости пружины, Н; G — вес запорного элемента клапана, принимаем равным нулю при горизонтальном расположении клапана, Н; F_{mpj} — сила трения газа, Н; $F_{элj}$ — сила упругости эластомерного элемента, Н; $\delta_p = f(P_j, S_j, \tau_j)$ — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м.

Процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитывались с использованием эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода [14, 15, 19–22].

Методика расчёта нестационарного процесса теплопередачи между рабочим газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно представлена в [15, 18, 23–24].

Расчёты проводились при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — воздух; материал деталей компрессорной ступени — сталь; внешняя охлаждающая среда — вода. Геометрические: диаметр цилиндра — 0,01 ... 0,1 м; ход поршня — 0,5 м; диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания $d_{c0} = 0,0015$ м. Граничные: давление в камере всасывания — 1,0 МПа (соответствует одному из наиболее применимых режимов работы компрессора низкого давления в составе МКС); температура в стандартной точке всасывания (СТВ) — 313 К, 513 К; давление в камере нагнетания — 12,0 МПа; температура внешней охлаждающей среды — 293 К; время рабочего цикла — 2 с и 4 с.

Результаты расчёта и их анализ

Основные конструктивные и режимные параметры ступени ТДСЛП, а также температурные условия на всасывании, обусловленные специфическими условиями эксплуатации МКС прежде всего отражаются на рабочих процессах ступени ТДСЛП. На рис. 2, 3 представлены индикаторные и температурные диаграммы, отражающие некоторые особенности рассматриваемых рабочих процессов.

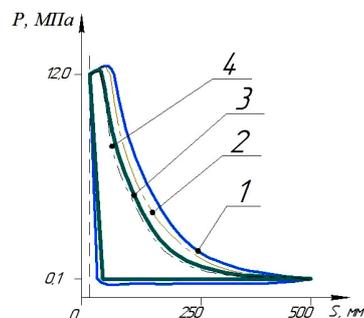


Рис. 2. Индикаторные диаграммы ступени ТДСЛП при давлении всасывания 1,0 МПа, давлении нагнетания 12,0 МПа, времени рабочего цикла 2 с: 1 — диаметр цилиндра 0,1 м, температура в СТВ 313 К; 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, температура в СТВ 513 К; 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, температура в СТВ 313 К; 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, температура в СТВ 513 К

Fig. 2. Indicator diagrams of the LLA stage at a suction pressure of 1,0 MPa, a discharge pressure of 12,0 MPa, and a working cycle time of 2 s: 1 — cylinder diameter 0,1 m, temperature in SPS 313 K; 2 — cylinder diameter 0,1 m, temperature in SPS 513 K; 3 — cylinder diameter 0,01 m, temperature in SPS 313 K; 4 — cylinder diameter 0,01 m, temperature in SPS 513 K

Индикаторные диаграммы в целом соответствуют известным представлениям о рабочих процессах поршневой компрессорной ступени [11] и отражают влияние повышения интенсивности охлаждения цилиндра на характер процесса сжатия, который при уменьшении диаметра цилиндра стремится к изотермическому (рис. 2). При этом изменение температуры рабочего газа в полости цилиндра существенно изменяется как при изменении его диаметра, так и при повышении температуры всасывания (рис. 3). Последнее представляет особый интерес, так как вследствие интенсивного охлаждения всасываемого газа в полости цилиндра в процессе всасывания процесс сжатия начинается при существенно более низких температурах, чем температура в СТВ. При этом величина температуры в начале процесса сжатия зависит также и от диаметра цилиндра. Важно отметить, что при определённых сочетаниях величины диаметра цилиндра и времени рабочего цикла возможна реализация таких режимов работы ступени ТДСЛП, при которых и температура в конце процесса сжатия будет ниже температуры газа в стандартной точке всасывания (рис. 3, диаграмма 2), причём температура в начале процесса сжатия может быть близка к температуре всасывания в первую очередь МКС даже при повышенной температуре газа в СТВ этой ступени по причинам, указанным выше (рис. 4), то есть может соответствовать номинальной с учётом регламентированной величины недоохлаждения между ступенями [11].

При этом температуры в конце процессов нагнетания и сжатия также зависят от указанных выше факторов (рис. 5). Причём возможна реализация достаточно широкого диапазона размеров и режимов работы ступени ТДСЛП, при которых температура

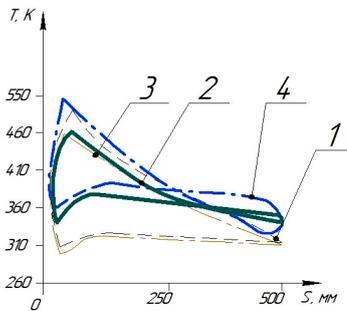


Рис. 3. Температурные диаграммы ступени ТДСЛП (при давлении всасывания 1,0 МПа, давлении нагнетания 12,0 МПа: 1 — диаметр цилиндра 0,1 м, температура в СТВ 313 К (время цикла 2 с); 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, температура в СТВ 513 К (время цикла 4 с); 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, температура в СТВ 313 К (время цикла 2 с); 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, температура в СТВ 513 К (время цикла 2 с))

Fig. 3. Temperature diagrams of the LLA a suction pressure of 1,0 MPa, a discharge pressure of 12,0 MPa: 1 — cylinder diameter 0,1 m, temperature in SPS 313 K (cycle time 2 s); 2 — cylinder diameter 0,1 m, temperature in SPS 513 K (cycle time 4 s); 3 — cylinder diameter 0,01 m, temperature in SPS 313 K (cycle time 2 s); 4 — cylinder diameter 0,01 m, temperature in SPS 513 K (cycle time 2 s)

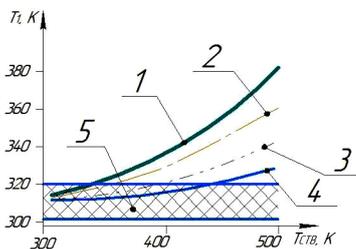


Рис. 4. Температура газа в конце процесса всасывания (в начале процесса сжатия) в зависимости от температуры в СТВ: 1 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с; 5 — диапазон допустимых (номинальных) межступенчатых температур всасывания с учётом недоохлаждения при температуре всасывания в МКС 293 К

Fig. 4. Gas temperature at the end of the suction process (at the beginning of the compression process) depending on the temperature in the SPS: 1 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 3 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s; 5 — range of permissible (nominal) interstage suction temperatures taking into account undercooling at a suction temperature in the MCS of 293 K

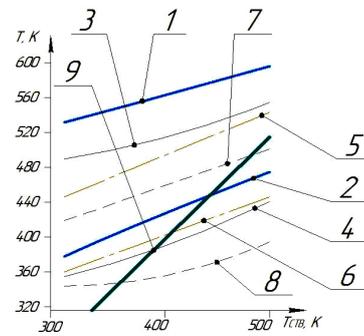


Рис. 5. Температура в конце процесса сжатия (1 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 3 с; 3 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 5 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 7 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с) и температура в конце процесса нагнетания (2 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 6 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 8 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с) ступени ТДСЛП в зависимости от температуры в СТВ при давлении всасывания 1,0 МПа и давлении нагнетания 12,0 МПа; 9 — линия условно изотермического процесса сжатия

Fig. 5. Temperature at the end of the compression process (1 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 3 s; 3 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 5 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 7 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s) and temperature at the end of the pumping process (2 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 6 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 8 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s) of the LLA stage depending on the temperature in the SPS at a suction pressure of 1,0 MPa and a discharge pressure of 12,0 MPa; 9 — line of conditionally isothermal compression process

в конце процесса сжатия оказывается ниже, чем температура в её СТВ (как было показано и на рис. 3). Это относится ко всем рассмотренным режимам, у которых эти температуры лежат ниже линии 9 на рис. 5 (здесь линия 9 соответствует таким условно изотермическим процессам сжатия, у которых конечная температура равна температуре в СТВ).

Выявленные особенности рабочих процессов, протекающих в рабочей полости ТДСЛП, не могут не отразиться на её интегральных характеристиках (рис. 6–8). С учётом приведённых выше данных (рис. 5), вполне предсказуемыми являются результаты, представленные на рис. 6. Из них следует, что при повышенных температурах всасывания средняя температура нагнетания рассматриваемой ступени ТДСЛП может оказаться ниже температуры в СТВ

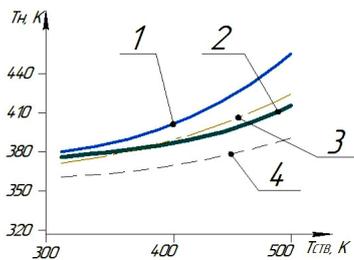


Рис. 6. Средняя температура нагнетания ступени ТДСАП в зависимости от температуры в СТВ: 1 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 3 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с

Fig. 6. Average discharge temperature of the LLA stage depending on the temperature in the SPS: 1 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 3 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s

данной ступени. Это не противоречит высказанным ранее предположениям [16].

На рис. 7, 8 представлены результаты, отражающие влияние конструктивных и режимных особенностей ступени ТДСАП на её коэффициент подачи и индикаторный КПД при повышенных температурах в стандартной точке всасывания.

Результаты, представленные на рис. 7, на первый взгляд могут показаться парадоксальными, так как величина коэффициента подачи в ряде случаев превышает 1,0. Однако, в соответствии с известной методикой расчёта этого коэффициента [11] и в соответствии с результатами, представленными выше (рис. 4), коэффициент подогрева в ряде случаев может быть существенно выше 1,0 (на рис. 7 этому соответствует значительная часть полученных результатов — кривые 5...8). Соответственно, и коэффициент подачи в целом применительно к рассматриваемому случаю может оказаться выше 1,0 (на рис. 7 — температурные кривые 1, 3, 4 при температуре в СТВ, превышающей приблизительно 450 К).

При оценке влияния температуры всасывания на энергетическую эффективность рабочего процесса рассматриваемой ступени ТДСАП было выявлено незначительное (для большинства случаев — в пределах 4 %...6 %) снижение её индикаторного КПД при значительном (на 150 К...200 К) повышении температуры в СТВ (рис. 8). Последнее в целом соответствует известным представлениям о влиянии температуры всасывания на рабочий процесс ступени поршневого компрессора [11].

Однако, возвращаясь к анализу результатов, представленных на рис. 7, нельзя не отметить следующее. С одной стороны, очевидно, что при повышенных температурах в СТВ ступени ТДСАП при её интенсивном внешнем охлаждении имеет место высокая эффективность рабочих процессов, позволяющая при эксплуатации ТДСАП обеспечивать не только безопасные температурные режимы, но и совмещать в ТДСАП функции компрессорной ступени и охлаждающего устройства. С другой сто-

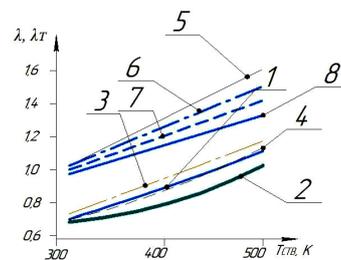


Рис. 7. Коэффициент подачи (1 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с; 3 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с) и коэффициент подогрева (5 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с; 6 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с; 7 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 8 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с) ступени ТДСАП в зависимости от температуры в СТВ

Fig. 7. The feed coefficient (1 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s; 3 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s) and the heating coefficient (5 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s; 6 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s; 7 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 8 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s) of the LLA stage depending on the temperature in the SPS

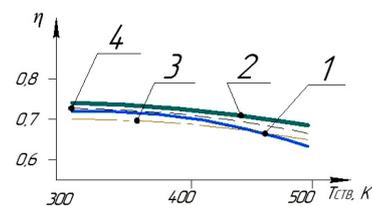


Рис. 8. Индикаторный КПД ступени ТДСАП в зависимости от температуры в СТВ:

1 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 2 с; 2 — диаметр цилиндра 0,01 м, время рабочего цикла 4 с; 3 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 2 с; 4 — диаметр цилиндра 0,1 м, время рабочего цикла 4 с

Fig. 8. Indicator efficiency of the LLA stage depending on the temperature in the SPS: 1 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 2 s; 2 — cylinder diameter 0,01 m, working cycle time 4 s; 3 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 2 s; 4 — cylinder diameter 0,1 m, working cycle time 4 s

роны, налицо неоднозначность известных методик расчёта коэффициента подачи индикаторного КПД, а также определения этих терминов.

Действительно, в [11], например, указывается (стр. 43): «Уменьшение производительности действительного компрессора по сравнению с производительностью идеального компрессора принято называть коэффициентом подачи». То есть «классическое» определение и смысловое наполнение коэффициента подачи, как характеризующее «потери производительности», может не во всех случаях соответствовать реальным обстоятельствам. Как, например, в рассматриваемом в данной статье случае.

По-видимому, в более обобщённом толковании эти термины следует понимать как характеризующие «изменение» действительной производительности по сравнению с их идеальной величиной, а не «потери». Насколько целесообразно такое уточнение, в рамках данной статьи ответить затруднительно. Во всяком случае, этот вопрос требует, по мнению авторов, дополнительного рассмотрения и обсуждения профильным профессиональным сообществом.

Выводы и заключение

Таким образом, в результате выполнения расчётно-теоретического анализа температурных режимов поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра и повышенной температуре газа в стандартной точке всасывания выявлен ряд особенностей рабочих процессов таких ступеней. Установлена взаимосвязь повышения температуры в стандартной точке всасывания ТДСЛП с изменением параметров состояния в рабочей полости цилиндра и с её интегральными характеристиками. По результатам проведённого расчётно-теоретического анализа выявлено, что в рассматриваемых компрессорных ступенях может иметь место интенсивное охлаждение всасываемого газа в рабочей камере, а средняя температура нагнетания данной ступени может быть ниже температуры в её стандартной точке всасывания. Это обеспечивается рациональным сочетанием основных размеров и режимных параметров (в рассмотренных примерах — диаметра цилиндра и времени рабочего цикла). При этом применительно к условиям всасывания в данную ступень возможно существенное увеличение коэффициента подогрева (в отдельных случаях превышающего единицу) и, соответственно, повышение коэффициента подачи. Последнее предполагает необходимость проведения экспериментальных исследований ТДСЛП на указанных режимах и также дополнительного анализа общепринятых понятий и определений. Представленные результаты предполагают возможность эффективного применения рассматриваемой компрессорной ступени в качестве дожимной даже при эксплуатации при повышенных температурах рабочего газа в стандартной точке всасывания.

Список источников

1. Каталог продукции Невьянского машиностроительного завода. URL: <https://nmz-group.ru/catalog/kompressornye-stantsii/> (дата обращения: 20.10.2024).
2. Каталог продукции Челябинского компрессорного завода. URL: <https://www.chkz.ru/catalog/Diesel-generator-installations/> (дата обращения: 20.10.2024).
3. Каталог продукции Уральского компрессорного завода. URL: <https://www.ukz.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).

4. Каталог продукции Краснодарского компрессорного завода. URL: <https://kkzav.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).

5. Прилуцкий И. К., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Галаев П. О. Передвижные компрессорные станции. Перспективы развития // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 1. С. 24–30. EDN: UCTWPV.

6. Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств: приказ от 15 декабря 2020 года № 553 об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности. URL: <https://normativ.kontur.ru/document?moduleId=1&documentId=390702> (дата обращения: 20.10.2024).

7. ГОСТ Р 54802–2011 (ИСО 13631:2002). Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые газовые агрегатированные. Технические требования. Введ. 01–06–2013. Москва: Стандартинформ, 2014. 92 с.

8. Васильев Ю. С., Петреня Ю. К., Солдатова К. В. [и др.]. Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века. Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2023. 384 с.

9. Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямоточные компрессоры: теория, расчет и проектирование. Казань: Фэн, 2000. 638 с.

10. Прилуцкий И. К., Наумчик И. В., Казимиров А. В. [и др.]. Влияние величины внутренней поверхности теплообменной поверхности цилиндров поршневых компрессоров с кривошипно-шатунным и линейным приводом на интенсивность теплообменных процессов в ступенях с повышенным отношением давлений // Вестник Международной академии холода. 2022. № 1. С. 11–25. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25. EDN: BGFIEV.

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

12. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchanyi A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333.

13. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53. P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.

14. 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.

15. Недовенчаный А. В. Повышение энергетической и динамической эффективности малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным гидроприводом: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2020. 232 с.

16. Прилуцкий И. К., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Татаренко Ю. В. Прогноз параметров экспериментальной ступени компрессора с линейным приводом и переменным диаметром цилиндра при работе в составе систем электрохимической регенерации воздуха // Вестник Международной академии холода. 2021. № 4. С. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29. EDN: PGFAFQ.

17. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.

18. Пластинин П. И., Юша В. Л., Бусаров С. С. Анализ нестационарных температурных полей в стенках цилиндра компрессорной ступени // Омский научный вестник. 2006. № 5, вып. 39. С. 96–101. EDN: HVOVND.

19. Калекин В. С., Калекин Д. В., Нефедченко А. Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами // Омский научный вестник. 2013. № 3 (123). С. 72–76. EDN: RSSIZX.

20. Кобыльский Р. Э. Применение комбинированного уплотнения для снижения нагрузки, действующей на цилин-

дропоршневое уплотнение // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова. 2022. № 7. С. 117–125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125. EDN: SXWLFO.

21. 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.

22. Busarov I., Yusha V., Busarov S., Kobilsskiy R. 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.

23. Прилуцкий И. К., Молодова Ю. И., Галяев П. О. [и др.]. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объёмного действия с различными механизмами движения // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 30–40. DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40. EDN: YOOIAP.

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

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), главный специалист тех-

нического 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 (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

Для цитирования

Юша В. Л., Бусаров С. С. Особенности рабочих режимов дожимных поршневых компрессоров на базе тихоходной длинноходовой компрессорной ступени в составе мобильных компрессорных станций // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 5–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-5-13. EDN: ХКТМЖН.

Статья поступила в редакцию 17.01.2025 г.

© В. Л. Юша, С. С. Бусаров

PECULIARITIES OF OPERATING MODES OF BOOSTER PISTON COMPRESSORS BASED ON A LOW-SPEED LONG-STROKE COMPRESSOR STAGE IN MOBILE COMPRESSOR STATIONS

V. L. Yusha¹, S. S. Busarov²

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

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

The article considers the relationship between the increase in temperature at the standard suction point of a booster long-stroke low-speed piston compressor stage and the change in the state parameters in the working cavity of the cylinder and its integral characteristics. The parametric analysis is performed using a proven and verified mathematical model of the actual working processes of the stage in question. Based on the results of the conducted calculation and theoretical analysis, the fundamental possibility of implementing operating modes in which the average discharge temperature of a given stage is lower than the temperature at its standard suction point is proven. At the same time, with regard to the suction conditions in a given stage, there is an increase in the delivery coefficient. The presented results reflect the features of the operating processes of the piston compressor stage under consideration and allow predicting the possibility of its effective use as a booster stage in mobile compressor stations.

Keywords: booster piston compressor, low-speed long-stroke stage, operating processes, mathematical model, increased suction temperature, average discharge temperature, delivery coefficient, indicated efficiency, mobile compressor station.

References

1. Katalog produktssii Nev'yanskogo mashinostroitel'nogo zavoda [Product catalogue of Nevyansk Machine Building Plant]. URL: <https://nmz-group.ru/catalog/kompressornye-stantsii/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
2. Katalog produktssii Chelyabinskogo kompressornogo zavoda [Product catalogue of Chelyabinsk Compressor Plant]. URL: <https://www.chkz.ru/catalog/Diesel-generator-installations/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
3. Katalog produktssii Ural'skogo kompressornogo zavoda [Product catalogue of Ural Compressor Plant]. URL: <https://www.ukz.ru/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
4. Katalog produktssii Krasnodarskogo kompressornogo zavoda [Product catalogue of Krasnodar Compressor Plant]. URL: <https://kkzav.ru/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
5. Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Molodova Yu. I., Galyayev P. O. Peredvizhnyye kompressornyye stantsii. Perspektivy razvitiya [Mobile compressor stations. prospect development]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors & Pneumatics*. 2019. No. 1. P. 24–30. EDN: UCTWPV. (In Russ.).
6. Obshchiye pravila vzryvobezopasnosti dlya vzryvopozharoopasnykh khimicheskikh, neftekhimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv: prikaz ot 15 dekabrya 2020 goda № 553 ob utverzhdenii Federal'nykh norm i pravil v oblasti promyshlennoy bezopasnosti [General safety rules for explosion and fire hazardous chemical, petrochemical and oil refining production facilities: Order No. 553 of December 15, 2020 on approval of Federal norms and rules in the industrial safety sphere]. URL: <https://normativ.kontur.ru/document?moduleId=1&documentId=390702> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
7. GOST R 54802-2011 (ISO 13631:2002). Neftyanaya i gazovaya promyshlennost'. Kompressory porshnevyye gazovyye agregatirovannyye. Tekhnicheskiye trebovaniya [Petroleum and natural gas industries. Packaged reciprocating gas compressors. Technical requirements]. Moscow, 2014. 92 p. (In Russ.).
8. Vasil'yev Yu. S., Petrenya Yu. K., Soldatova K. V. [et al.]. Trudy politekhnicheskoy nauchnoy shkoly turbokompressorostroyeniya 21 veka [Proceedings of the Polytechnic Scientific School of Turbocompressor Engineering of the 21st Century.]. Saint Petersburg, 2023. 384 p. (In Russ.).
9. Khisameyev I. G., Maksimov V. A. Dvukhrotornyye vintovyye i pryamozubyye kompressory: teoriya, raschet i proyektirovaniye [Dual rotor screw and spur screw compressors: theory, calculation and design]. Kazan, 2000. 638 p. (In Russ.).
10. Prilutskiy I. K., Naumchik I. V., Kazimirov A. V. [et al.]. Vliyaniye velichiny vnutrenney poverkhnosti teploobmennoy poverkhnosti tsilindrov porshnevnykh kompressorov s krivoshipno-shatunnym i lineynym privodom na intensivnost' teploobmennyykh protsessov v stupenyakh s povyshennym otnosheniyem davleniy [The effect of the internal heat-exchange surface of the cylinders in the reciprocating compressors with crank-and-rod and linear drive]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No. 1. P. 11–25. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25. EDN: BGFIEV. (In Russ.).
11. 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.).
12. Yusha V. L., Den'gin V. G., Busarov S. S., Nedovenchaniy A. V., Gromov A. Yu. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors. *Procedia Engineering*. 2015. Vol. 113. P. 264–269. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.07.333. (In Engl.).
13. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units. *Chemical and Petroleum Engineering*.

2017. Vol. 53. P. 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2. (In Engl.)

14. 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 sets and research of their working processes]. Omsk, 2017. 213 p. (In Russ.).

15. Nedovenchanyy A. V. Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym gidroprivodom [Increasing the Energy and Dynamic Efficiency of a Piston Low-Flow Single-Stage Compressor Unit with a Linear Hydraulic Drive]. Omsk, 2020. 232 p. (In Russ.).

16. Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Molodova Yu. I., Tatarenko Yu. V. Prognoz parametrov eksperimental'noy stupeni kompressora s lineynym privodom i peremennym diametrom tsilindra pri rabote v sostave sistem elektrokhimicheskoy regeneratsii vozdukh [Prediction of the parameters for the experimental stage of the compressor with a linear drive and a variable cylinder diameter when operating as a part of electrochemical air regeneration systems]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No. 4. P. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29. EDN: PGFAFQ. (In Russ.).

17. Kavtaradze R. Z. Lokal'nyy teploobmen v porshnevykh dvigatelyakh [Local heat exchange in reciprocating engines]. Moscow, 2001. 592 p. (In Russ.).

18. Plastinin P. I., Yusha V. L., Busarov S. S. Analiz nestatsionarnykh temperaturnykh poley v stenkakh tsilindra kompressornoy stupeni [Analysis of changing temperature fields in walls of compressor's stage cylinder]. Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2006. No. 5, Issue 39. P. 96–101. EDN: HVOVND. (In Russ.).

19. Kalekin V. S., Kalekin D. V., Nefedchenko A. N. Matematicheskaya model' porshnevoogo pnevmodvigatelya s samodeystvuyushchimi klapunami [Mathematical model of piston pneumatic engine with self-acting valves]. Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2013. No. 3 (123). P. 72–76. EDN: RSSIZX. (In Russ.).

20. Kobylskiy R. E. Primeneniye kombinirovannogo uplotneniya dlya snizheniya nagruzki, deystvuyushchey na tsilindroporshnevoye uplotneniye [The use of a combined seal to reduce the load acting on the cylinder piston seal]. Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta im. V. G. Shukhova. *Bulletin of Belgorod State Technological University Named after V. G. Shukhov*. 2022. No. 7. P. 117–125. DOI: 10.34031/2071-7318-2022-7-7-117-125. (In Russ.).

21. Busarov I. S., Busarov S. S., Yusha V. L. Vliyaniye deformatsii protochnoy chasti elastomernykh elementov samodeystvuyushchikh klapenov na kharakteristiki tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [The effect of deformation of flow part of elastomeric elements

of self-acting valves on 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.).

22. Busarov I., Yusha V., Busarov S., Kobilskiy R. 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.).

23. Prilutskiy I. K., Molodova Yu. I., Galyayev P. O. [et al.]. Osobennosti protsessov teploobmena v stupenyakh maloraskhodnykh mashin ob'yemnogo deystviya s razlichnymi mekhanizmami dvizheniya [Peculiarities of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement]. Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2017. No. 4. P. 30–40. DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40. EDN: YOOIAP. (In Russ.).

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

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

BUSAROV Sergey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University, Omsk.

AuthorID (RSCI): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Correspondence address: bssi1980@mail.ru

For citations

Yusha V. L., Busarov S. S. Peculiarities of operating modes of booster piston compressors based on a low-speed long-stroke compressor stage in mobile compressor stations. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 5–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-5-13. EDN: XKTMJH.

Received January 17, 2025.

© V. L. Yusha, S. S. Busarov