

УДК 621.51; 621.56

Теоретический анализ температурных режимов длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра и повышенной температуре газа в стандартной точке всасывания

В.Л. Юша, С.С. Бусаров

Омский государственный технический университет

Theoretical analysis of the temperature conditions for a long-stroke low-speed piston compressor stage under the intensive external cylinder cooling and increased gas temperature at the standard suction point

V.L. Yusha, S.S. Busarov

Omsk State Technical University

Рассмотрена взаимосвязь температуры газа в конце процесса сжатия и средней температуры нагнетания с температурой газа в начале процесса сжатия и в стандартной точке всасывания при различных диаметрах цилиндра и времени рабочего цикла длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени. По результатам расчетно-теоретического анализа доказана принципиальная возможность реализации при малых диаметрах цилиндра субизотермического процесса сжатия, при котором температура рабочего газа в конце процесса сжатия ниже, чем в начале, а условный показатель политропы процесса сжатия меньше единицы. Процесс сжатия носит квазиизотермический характер с условным показателем политропы сжатия, незначительно превышающем единицу, что соответствует ранее полученным результатам. Средняя температура нагнетания в этом случае существенно ниже температуры газа в стандартной точке всасывания, что отражает особенности рассматриваемой ступени и позволяет предположить возможность ее применения в качестве дожимной без предварительного охлаждения всасываемого газа, в том числе в составе мобильных компрессорных станций.

EDN: VCHJVU, <https://elibrary/vchjvu>

Ключевые слова: поршневая компрессорная ступень, математическая модель, температура всасывания, средняя температура нагнетания, квазиизотермический процесс сжатия, субизотермический процесс сжатия

The paper considers relationship between the temperature at the end of the compression process and the gas average discharge temperature at the compression process start and at the standard suction point for the different cylinder diameters and working cycle periods for a long-stroke low-speed piston compressor stage. The theoretical analysis results prove a fundamental possibility of implementing the subisothermal compression process for small

cylinder diameters, where the working gas temperature at the end of the compression process is lower than at the beginning, and the conventional polytropic index of the compression process is less than one. The compression process is quasi-isothermal in nature with the compression conventional polytropic index slightly exceeding one, which corresponds to the previously obtained results. The average discharge temperature in this case is significantly lower than the temperature at the standard suction point, which reflects features of the stage under consideration and makes it possible to assume a possibility of its use as a booster without preliminary cooling the suction gas, including as part of the mobile compressor systems.

EDN: VCHJVV, <https://elibrary/vchjvv>

Keywords: piston compressor stage, mathematical model, suction temperature, average discharge temperature, quasi-isothermal compression process, subisothermal compression process

Мобильные и транспортные компрессорные станции среднего и высокого давления, широко применяемые при эксплуатации различных промышленных объектов, серийно производятся как в РФ [1–4], так и за рубежом. Конструкции таких станций построены либо на базе быстроходных поршневых компрессоров (ПК) низкого, среднего и высокого давления, либо на основе комбинированного применения винтового компрессора низкого давления и быстроходного ПК среднего или высокого давления.

Использование ПК среднего и высокого давления порождает проблемы при разработке и эксплуатации мобильных компрессорных станций (МКС), к которым предъявляют специфические требования, связанные с их автономной работой на удаленных строительных и промышленных объектах, а также с потребностью обеспечения минимально возможных размеров и массы [5, 6].

Одной из таких проблем является необходимость строгого соблюдения температурного режима компрессорного оборудования [7–13]. Применительно к МКС на базе быстроходных ПК возможен недопустимый уровень температуры нагнетания, обусловленный как неэффективным охлаждением цилиндров, так и недоохлаждением газа в промежуточных газоохладителях. Последнее может быть обусловлено как конструктивными факторами (например, недостаточной площадью теплообменной поверхности вследствие габаритных ограничений), так и эксплуатационными (нерасчетной (повышенной) атмосферной температурой, загрязнением проточной части теплообменного оборудования и др.) [6].

Анализ развития компрессорной техники показал, что наиболее предпочтительным направлением повышения ее технического уров-

ня является замена ПК центробежными и винтовыми [14], которые доминируют на рынке компрессорного оборудования. Однако в области малорасходных компрессоров среднего и высокого давления альтернативных вариантов для замены ПК на сегодняшний день не существует [10, 14–17].

Одно из направлений совершенствования малорасходных ПК — повышение эффективности охлаждения ступени путем применения внутреннего оребрения проточной части: рабочей полости цилиндра или полости нагнетания [12, 18–21]. И обоих случаях достигаемый эффект от использования таких конструктивных решений не является исчерпывающим решением указанной проблемы.

К альтернативным направлениям совершенствования малорасходных ПК среднего и высокого давления относится создание малорасходных ПК на базе длинноходовой тихоходной компрессорной ступени с линейным приводом (ДТКСЛП) [11, 22–33]. Анализ результатов экспериментальных и теоретических исследований показал, что по совокупности таких показателей, как энергоэффективность, технологичность, масса и габаритные размеры, ДТКСЛП среднего и высокого давления могут иметь неоспоримые преимущества перед серийно выпускаемыми ПК.

Однако реализовать квазиизотермический процесс сжатия можно лишь при малом диаметре цилиндра $D_{\text{ц}}$ (не более 0,05 м) [17, 26, 32]. Попытки обеспечить допустимый уровень температуры нагнетания при большом отношении давления нагнетания к давлению всасывания $p_{\text{н}}/p_{\text{вс}}$ в ДТКСЛП с диаметром цилиндра $D_{\text{ц}} \geq 0,09$ м и отношением $S/D_{\text{ц}} \leq 10$ (где S — ход поршня) не приводят к достижению удовлетворительного результата [12, 26, 32].

Следует отметить, что в МКС по указанным причинам возможны режимы эксплуатации, при которых на всасывание дожимного ПК будет поступать газ с повышенной температурой. В существующих быстроходных ПК это с большой вероятностью приведет к недопустимому увеличению температуры нагнетания [10].

В то же время предварительный теоретический анализ показал, что применение ДТКСЛП в составе комбинированной многоступенчатой установки среднего или высокого давления в качестве дожимной ступени даже при повышенной температуре газа в стандартной точке всасывания (СТВ) представляет интерес. Это могло бы не только обеспечить безопасные температурные режимы, но и упростить технологическую схему многоступенчатой компрессорной установки, снизить ее габаритные размеры и массу [34].

При этом существуют такие сочетания основных размеров и режимных параметров ДТКСЛП, которые теоретически позволяют реализовать субизотермический процесс сжатия, в конце которого температура газа становится ниже, чем в начале. Отметим, что такие расчетно-теоретические результаты получены с применением идеальной схематизации рабочих процессов, во многом носят качественный характер и не позволяют количественно оценить характеристики реального объекта исследования при реализации действительного рабочего цикла.

Тем не менее, они предполагают необходимость и целесообразность более глубокого исследования рабочих процессов ДТКСЛП при таких специфических режимах, как эксплуата-

ция в качестве дожимных ступеней, в том числе без предварительного охлаждения газа.

Цель работы — оценка возможности реализации субизотермического процесса сжатия в действительной ДТКСЛП и влияния повышенной температуры газа в СТВ на ее рабочие процессы и среднюю температуру нагнетания.

Методика расчета. Объектом исследования являлись рабочие процессы воздушной ДТКСЛП с интенсивным внешним охлаждением цилиндра. Расчетная схема ДТКСЛП приведена на рис. 1 [26, 32, 33]. Здесь введены следующие обозначения: dQ_j — количество теплоты, отведенное от газа или подведенное к нему; j — индекс расчетного шага; $dm_{вс j}$ и $dm_{н j}$ — величины изменения массы газа в процессе его течения через клапаны; $dm_{ут ЦПГ j}$ — масса газа, теряемого через цилиндропоршневую группу (ЦПГ); $dQ_{н j}$ и $dQ_{вн j}$ — количество теплоты, отводимое наружной поверхностью цилиндра и внутренней поверхностью РК; $\alpha_{н j}$ и $T_{н j}$ — коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности цилиндра и температура внешней среды; $\alpha_{вн j}$ и $T_{вн j}$ — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности РК и внутренняя температура; $\lambda_{ст j}$ и $\delta_{ст j}$ — коэффициент теплопроводности и толщина материала стенок деталей РК; $F_{тр j}$ — сила трения газа; T_j , p_j , m_j , V_j и α_j — температура, давление, масса, объем и коэффициент теплоотдачи газа в РК.

Применяемая методика расчета представляет собой многократно апробированную и ранее верифицированную обобщенную математическую модель ДТКСЛП [26, 32], где учтены специфические граничные условия в части температуры газа в СТВ.

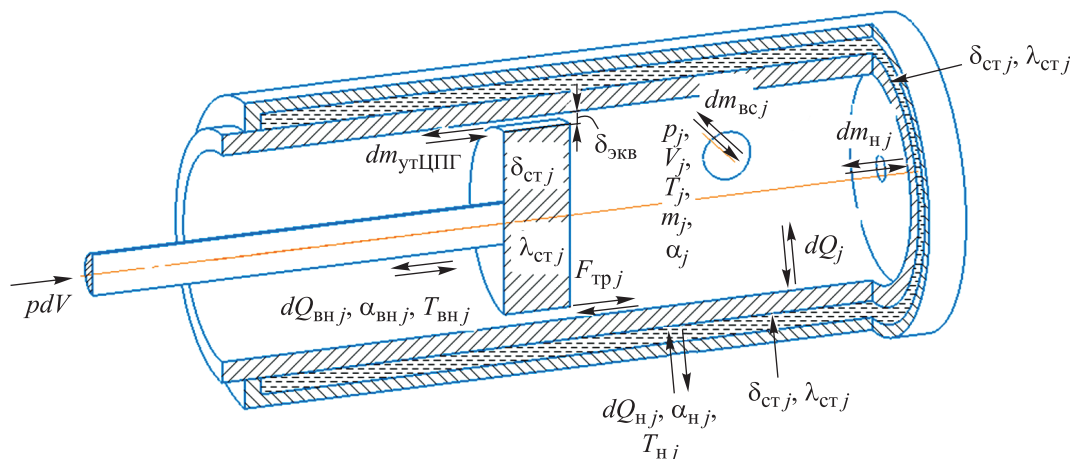


Рис. 1. Расчетная схема ДТКСЛП

Приняты следующие допущения:

- газовая среда — непрерывная и гомогенная;
- параметры состояния газа изменяются одновременно по всему объему рабочей камеры (РК);
- изменение потенциальной и кинетической энергии газа пренебрежимо мало;
- теплота трения поршневых уплотнений не подводится к газу;
- параметры состояния в полостях всасывания и нагнетания — постоянные;
- течение газа через газораспределительные органы и конструктивные зазоры — адиабатное (с учетом определенного экспериментально эквивалентного зазора $\delta_{\text{экв}}$);
- теплообмен между газом и стенками рабочих полостей — конвективный;
- коэффициент теплоотдачи — одинаковый на всех внутренних поверхностях РК в каждый момент времени;
- клапан всасывания сообщается с РК только 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 перекрыт поршнем, и массовые потоки газа через неплотности закрытого клапана всасывания полностью отсутствуют;
- температура поверхности стенок РК изменяется как во время рабочего цикла, так и в зависимости от координат этой поверхности;
- температура внешней охлаждающей среды и коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности цилиндра — постоянные.

Система уравнений, описывающих рабочий процесс ДТКСЛП, предложенная в работах [26, 32], включает в себя:

- уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} - \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j i_j}{d\tau};$$

- уравнение состояния реального газа

$$p_j = \frac{\xi_j m_j R U_j}{V_j C_{vj}};$$

- уравнение Ньютона — Рихмана

$$dQ_j = \alpha_{\text{пр}} (T_{\text{п}j} - T_r) F_j d\tau;$$

- калорическое уравнение

$$U_j = U_0 + \int_0^j \frac{dU_j}{d\tau};$$

- уравнение массового баланса

$$m_j = m_0 + \sum_1^j dm_j;$$

- уравнение механической энергии

$$\frac{dL_j}{d\tau} = p_j S_D \frac{dx}{d\tau^2};$$

- уравнение динамики клапанов

$$m_{\text{пл}} \frac{d^2 h_j}{d\tau^2} = F_{rj} + F_{\text{пр}j} + F_{\text{тр}j} + G + F_{\text{эл}j};$$

- уравнение для определения изменения массы газа в РК

$$dm_j = \alpha \varepsilon_j f_j \sqrt{2\rho_j \Delta p_j} d\tau;$$

- уравнение для расчета утечек массового потока через закрытые клапаны

$$\frac{dm_{\text{ут.кл}j}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j \pi D(h_j) \delta_p \sqrt{2\rho_j \Delta p_j};$$

- уравнение для определения утечек массового потока через ЦПП

$$\frac{dm_{\text{ут.ЦПП}j}}{d\tau} = \alpha_j \varepsilon_j D_{\text{ц}} \delta_p (p_j, S_j, \tau_j) \sqrt{2\rho_j \Delta p_j},$$

где dU_j — изменение внутренней энергии газа, Дж; $d\tau$ — элементарный промежуток времени, с; dL_j — работа, совершенная над газом или самим газом, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, К; dm_j — величина изменения массы газа в РК, кг; i_j — энтальпия газа, Дж/кг; ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; R — газовая постоянная, Дж/(К·кг); C_{vj} — объемная теплоемкость газа, Дж/(м³·К); $\alpha_{\text{пр}}$ — коэффициент теплоотдачи, принимаемый постоянным для всей поверхности рассматриваемого участка теплообмена и зависящий от ее геометрических характеристик, режима течения, свойств и параметров газа; $T_{\text{п}j}$ и T_r — температура поверхности и газа, К; F_j — площадь теплообмена, м²; U_0 — начальная внутренняя энергия газа, Дж; m_0 — начальная масса газа в РК, кг; S_D — площадь поршня ступени, м²; $m_{\text{пл}}$ — масса запорного элемента (пластины) клапана, кг; h_j — текущая координата подъема запорного элемента, м; F_{rj} — газовая сила, Н; $F_{\text{пр}j}$ — сила упругости пружины, Н; G — вес запорного элемента клапана, принятый равным нулю при его горизонтальном расположении, Н; $F_{\text{эл}j}$ — сила упругости эластомерного элемента, Н; α — коэффициент

расхода клапанов; ε_j — коэффициент расширения газа; f_j — площадь проходного сечения клапана, м^2 ; $\rho_{гj}$ — плотность газа перед клапаном или щелью, $\text{кг}/\text{м}^3$; Δp_j — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па ; α_j — коэффициент расхода; $D(h_j)$ — функция изменения периметра прилегания запорного органа к седлу клапана от высоты подъема запорного органа, м ; $D_{ц}$ — диаметр цилиндра, м ; $\delta_p(p_j, S_j, \tau_j)$ — условный зазор в цилиндропоршневом уплотнении, м .

Процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитаны с помощью эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и расхода газа [32, 35–38]. Методика расчета нестационарного процесса теплопередачи между газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, подробно изложенная в работах [39–41], отличается от традиционной методики [11, 13, 27, 31].

Расчеты проведены при следующих условиях однозначности. Физические: рабочее тело — воздух, материал деталей компрессорной ступени — сталь, внешняя охлаждающая среда — вода. Геометрические: диаметр цилиндра $D_{ц} = 0,005 \dots 0,100 \text{ м}$; ход поршня $S = 0,5 \text{ м}$, диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания $d_{с0} = 0,0015 \text{ м}$. Граничные: давление в камере всасывания — $0,4 \text{ МПа}$, температура в камере всасывания — $300 \dots 500 \text{ К}$, давление в камере нагнетания — $10,0 \text{ МПа}$, температура внешней охлаждающей среды — 293 К , время рабочего цикла $\tau = 2 \dots 3 \text{ с}$.

Результаты расчета и их анализ. По результатам расчета действительного процесса сжатия ДТКСЛП установлено, что при уменьшении диаметра цилиндра и повышении температуры газа в начале процесса сжатия можно реализовать процесс сжатия, сопровождаемый снижением температуры газа. Например, при температуре газа в начале процесса сжатия, равной 500 К , диаметре цилиндра $D_{ц} = 0,005 \text{ м}$ и времени рабочего цикла $\tau = 3 \text{ с}$ температура газа в процессе сжатия может уменьшиться примерно до 450 К (рис. 2).

Рассмотрим некоторый условный показатель политропы схематизированного процесса сжатия, отражающий соотношение температур газа в начале и конце с учетом основных физических процессов в РК реальной ступени.

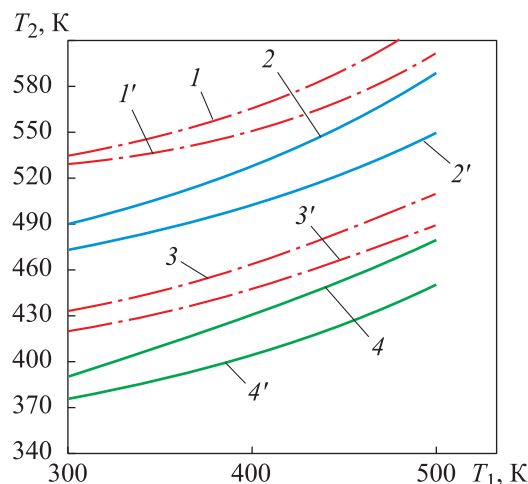


Рис. 2. Зависимости температуры в конце процесса сжатия T_2 от температуры в его начале T_1 при диаметре цилиндра $D_{ц} = 0,100$ (1, 1'), $0,050$ (2, 2'), $0,010$ (3, 3') и $0,005 \text{ м}$ (4, 4') и времени рабочего цикла $\tau = 2 \text{ с}$ (1–4) и $\tau = 3 \text{ с}$ (1'–4')

Воспользуемся известным термодинамическим отношением для идеального процесса сжатия [42, 43]

$$p_n / p_{вс} = (T_n / T_{вс})^{n/(n-1)},$$

где T_n и $T_{вс}$ — температуры нагнетания и всасывания.

Логарифмируя это отношение, получаем выражение для определения условного показателя политропы процесса сжатия по известным параметрам состояния газа в начале и конце процесса сжатия:

$$n = A / (A - 1),$$

где

$$A = \lg(p_n / p_{вс}) / \lg(T_n / T_{вс}).$$

Отметим, что здесь нет попытки разработать новую инженерную методику расчета ПК, аналогичную известным [10, 44–46], а условный показатель политропы сжатия, учитывающий основные факторы, которые сопровождают действительный процесс сжатия, рассмотрены лишь как наглядный инструмент, позволяющий расширить представления об особенностях рабочих процессов ДТКСЛП с интенсивным внешним охлаждением.

Пример изменения условного показателя политропы действительного процесса сжатия в РК ДТКСЛП, полученный по результатам обработки расчетов (см. рис. 2), приведен на рис. 3.

В интервале температуры газа в начале процесса сжатия $T_1 = 300 \dots 500 \text{ К}$ при рассмотрен-

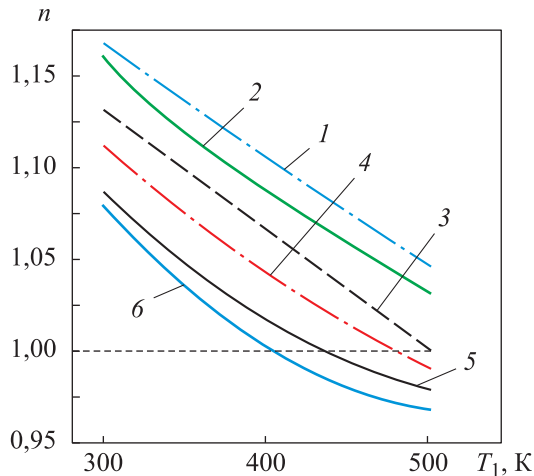


Рис. 3. Зависимости условного показателя политропы процесса сжатия n от температуры газа в начале процесса сжатия T_1 при различных значениях диаметра цилиндра и времени рабочего цикла:

- 1 — $D_{ц} = 0,10$ м, $\tau = 2$ с; 2 — $D_{ц} = 0,05$ м, $\tau = 2$ с;
3 — $D_{ц} = 0,01$ м, $\tau = 2$ с; 4 — $D_{ц} = 0,10$ м, $\tau = 3$ с;
5 — $D_{ц} = 0,05$ м, $\tau = 3$ с; 6 — $D_{ц} = 0,01$ м, $\tau = 3$ с

ных условиях однозначности условный показатель политропы процесса сжатия изменяется в широком диапазоне $n \approx 1,18 \dots 0,97$. Видно, что при малом диаметре цилиндра и высокой температуре в начале действительного процесса сжатия может быть реализован субизотермический процесс сжатия при $n < 1$, что подтверждает сделанные ранее теоретические предположения [33].

При снижении температуры газа T_1 и увеличении диаметра цилиндра процесс сжатия приближается к квазиизотермическому [26, 32]. Что вполне логично, так как при увеличении разно-

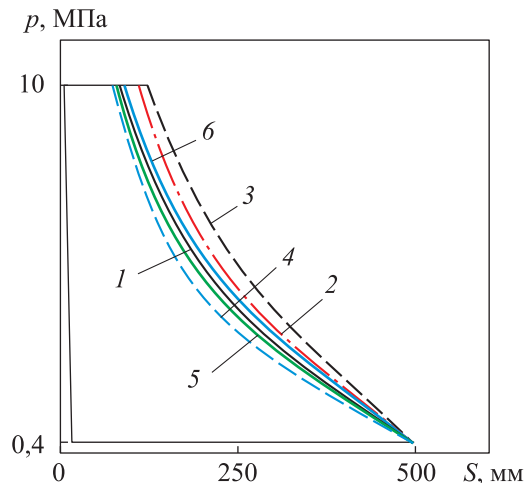


Рис. 4. Индикаторные диаграммы ДТКСЛП при различных значениях температуры всасывания и диаметра цилиндра:

- 1 — $T_{вс} = 300$ К, $D_{ц} = 0,050$ м; 2 — $T_{вс} = 400$ К, $D_{ц} = 0,050$ м;
3 — $T_{вс} = 500$ К, $D_{ц} = 0,050$ м; 4 — $T_{вс} = 300$ К, $D_{ц} = 0,005$ м;
5 — $T_{вс} = 400$ К, $D_{ц} = 0,005$ м; 6 — $T_{вс} = 500$ К, $D_{ц} = 0,005$ м

сти температур между рабочим газом и охлаждающей средой, а также при уменьшении диаметра цилиндра, количество теплоты, отводимое от единицы массы сжимаемого газа, возрастает.

Очевидно, что с практической точки зрения представляет интерес не отдельно взятый процесс сжатия, а полный рабочий цикл компрессорной ступени, включающий в себя процессы всасывания, сжатия, нагнетания и обратного расширения. Примеры индикаторных и температурных диаграмм таких рабочих циклов приведены на рис. 4 и 5.

Как видно из рис. 4, индикаторные диаграммы в целом соответствуют общепринятым

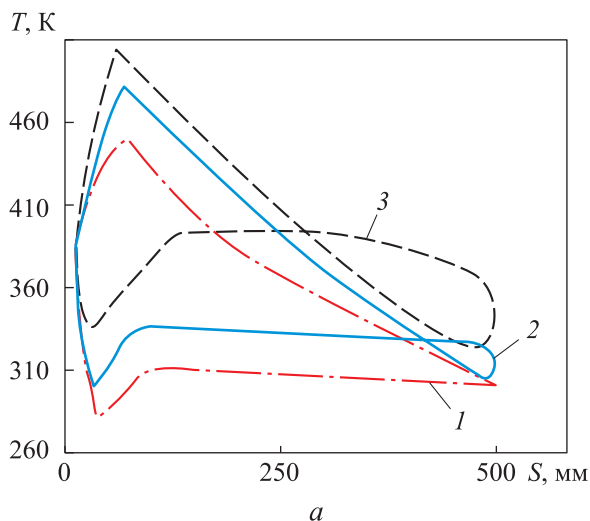


Рис. 5. Температурные диаграммы ДТКСЛП при диаметре цилиндра $D_{ц} = 0,050$ (а) и $0,005$ м (б) и температуре всасывания $T_{вс} = 300$ (1), 400 (2) и 500 К (3)

представлениям о рабочих процессах поршневой компрессорной ступени и известным результатам исследований ДТКСЛП [10, 32]: при уменьшении диаметра цилиндра и увеличении времени рабочего цикла, т. е. при повышении интенсивности отвода теплоты от сжимаемого газа, кривая процесса сжатия становится более пологой (показатель политропы процесса сжатия снижается).

Характер изменения температуры газа в полости цилиндра при повышенной температуре газа в СТВ существенно отличается от режимов, при которых температура всасывания близка к температуре охлаждающей среды. Особенностью таких рабочих процессов является интенсивное охлаждение газа в процессе всасывания, вследствие чего процесс сжатия начинается при существенно более низкой температуре, чем в начале процесса всасывания (см. рис. 5).

Причем температуры в начале и конце каждого из процессов, составляющих рабочий цикл ДТКСЛП, зависят от диаметра цилиндра, времени цикла и температуры газа в СТВ (при указанных условиях однозначности). Влияние температуры газа в СТВ $T_{\text{СТВ}}$ на температуру в конце процесса всасывания T_1 (начале процесса сжатия), на температуру в конце процесса сжатия T_2 и на температуру в конце процесса нагнетания T_3 при времени цикла $\tau = 2$ с и различных значениях диаметра цилиндра $D_{\text{ц}}$ показано на рис. 6, а–в.

Соответственно, и средняя температура нагнетания в значительной степени зависит от этих же факторов (рис. 7). Принципиально важно, что при некотором сочетании конструктивных размеров ДТКСЛП и ее режимных параметров средняя температура нагнетания становится ниже, чем температура газа в СТВ. Например, при диаметре цилиндра $D_{\text{ц}} = 0,005$ м, времени рабочего цикла $\tau = 3$ с и температуре газа в СТВ $T_{\text{СТВ}} = 500$ К средняя температура нагнетания составляет примерно 450 К, а при $D_{\text{ц}} = 0,025$ м, $\tau = 2$ с и $T_{\text{СТВ}} = 400$ К — около 390 К.

Полученный результат достигается путем интенсивного охлаждения газа в процессе всасывания (см. рис. 5 и 6, а) и последующей реализации квазиизотермического процесса сжатия (см. рис. 2 и 3).

Таким образом, особенности конструкции ДТКСЛП и ее режимных параметров в некоторых экстремальных условиях, при которых имеет место повышенная температура газа в

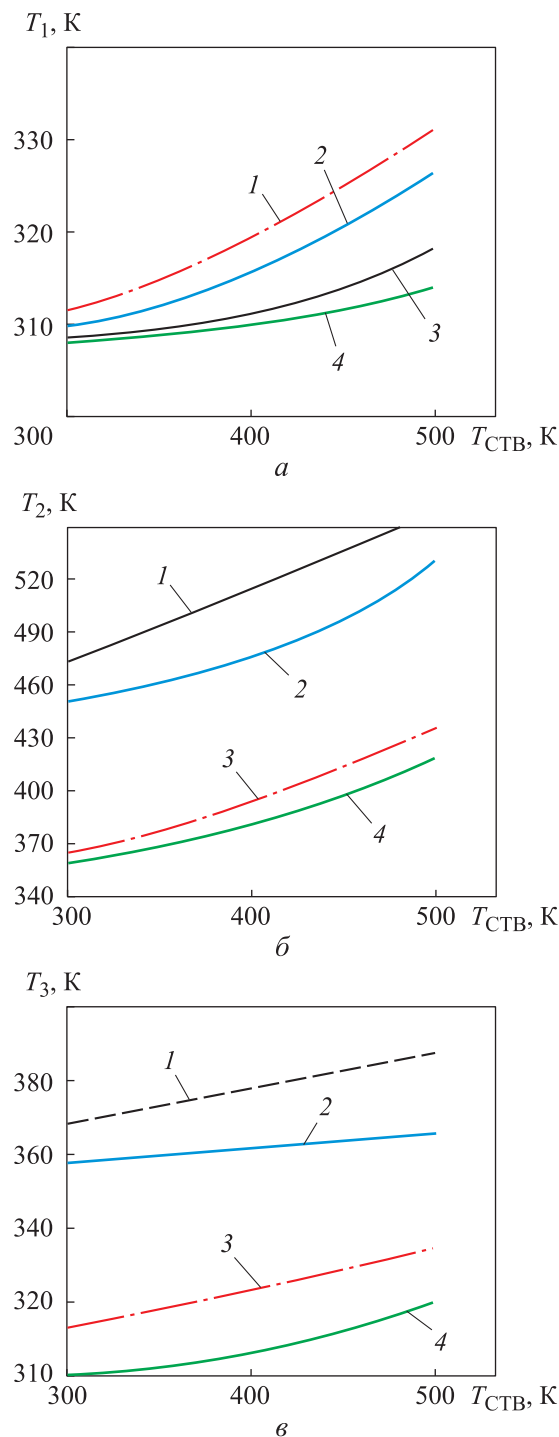


Рис. 6. Зависимости температур в начале T_1 (а) и конце T_2 (б) процесса сжатия и температуры в конце процесса нагнетания T_3 (в) от температуры газа в СТВ $T_{\text{СТВ}}$ при времени цикла $\tau = 2$ с и диаметре цилиндра $D_{\text{ц}} = 0,100$ (1), 0,050 (2), 0,010 (3) и 0,005 м (4)

СТВ, обеспечивают среднюю температуру нагнетания, соответствующую требованиям безопасности [7, 8]. То есть ступень ДТКСЛП может выполнять дополнительную функцию —

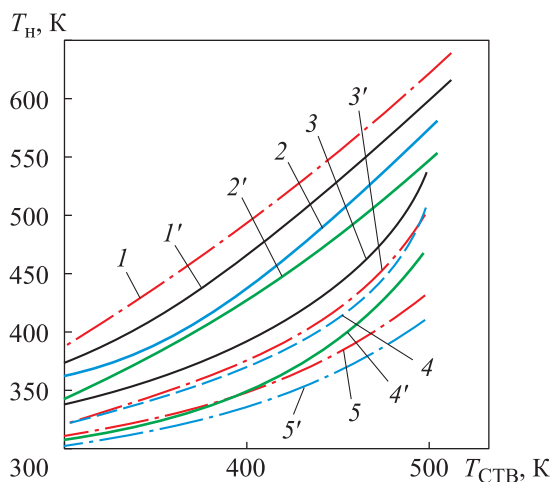


Рис. 7. Зависимости средней температуры нагнетания T_n от температуры газа в СТВ при времени цикла $\tau = 2$ с (1–5) и $\tau = 3$ с (1'–5') и различных значениях диаметра цилиндра:
 1 и 1' — $D_{ц} = 0,100$ м; 2 и 2' — $D_{ц} = 0,050$ м;
 3 и 3' — $D_{ц} = 0,025$ м; 4 и 4' — $D_{ц} = 0,010$ м;
 5 и 5' — $D_{ц} = 0,005$ м

охлаждение всасываемого газа, которую в быстроходных ступенях реализует соответствующее теплообменное оборудование.

Выводы

1. Выполнен расчетно-теоретический анализ температурных режимов ДТКСЛП при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра и повышенной температуре газа в СТВ.

2. Рассмотрены процессы сжатия действительной ступени ДТКСЛП с учетом потоков газа через неплотности РК и процессов нестационарной теплопередачи при повышенной температуре газа в начале процесса сжатия.

3. Показано, что при малом диаметре цилиндра (не более 0,010 м) можно реализовать субизотермический процесс сжатия ($n < 1$), что подтверждает ранее сделанные предположения [34].

4. По результатам анализа полного цикла ступени ДТКСЛП установлено, что особенность ее рабочих режимов заключается в интенсивном охлаждении газа при всасывании, вследствие чего температура газа в начале процесса сжатия может быть существенно ниже, чем в СТВ. При этом температуры газа в начале и конце каждого из процессов, составляющих рабочий цикл ступени, а также средняя температура нагнетания, зависят от диаметра цилиндра, времени цикла и температуры газа в СТВ.

5. Принципиально важно, что в ДТКСЛП возможна реализация таких режимов, при которых средняя температура нагнетания становится ниже, чем температура газа в СТВ. В рассмотренных примерах при малых диаметрах цилиндра, времени рабочего цикла 2...3 с и температуре газа в СТВ 400...500 К средняя температура нагнетания составила примерно 330...410 К ($D_{ц} = 0,005$ м), 340...360 К ($D_{ц} = 0,010$ м) и 380...390 К ($D_{ц} = 0,025$ м).

6. Полученные результаты представляют интерес не только с теоретической точки зрения, но и с практической, так как рассмотренная ДТКСЛП может выполнять такую дополнительную функцию, как охлаждение всасываемого газа, которую в быстроходных ступенях реализует дополнительное теплообменное оборудование.

Литература

- [1] Каталог продукции Невьянского машиностроительного завода. nmz-group.ru: веб-сайт. URL: <https://nmz-group.ru/catalog/kompressornye-stantsii/> (дата обращения: 20.10.2024).
- [2] Каталог продукции Челябинского компрессорного завода. chkh.ru: веб-сайт. URL: <https://www.chkh.ru/catalog/Diesel-generator-installations/> (дата обращения: 20.10.2024).
- [3] Каталог продукции УКЗ. ukz.ru: веб-сайт. URL: <https://www.ukz.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).
- [4] Каталог продукции Краснодарского компрессорного завода. kkzav.ru: веб-сайт. URL: <https://kkzav.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).
- [5] Юша В.Л. Тенденции совершенствования воздушных и специализированных технологических компрессорных установок на базе автомобильных шасси, предназначенных для эксплуатации в условиях Сибири и Крайнего Севера. Автомобили. Специальные и технологические машины для Сибири и Крайнего Севера. Мат. 59-й Межд. науч.-тех. конф. ААИ. Омск, 2007, с. 296–303.

- [6] Юша В.Л. *Создание и совершенствование ступеней компрессоров объемного действия для автономных мобильных установок*. Дисс. ... док. тех. наук. Москва, 2008. 434 с.
- [7] *Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических и нефтеперерабатывающих производств»*. Приказ от 15.12.2020 г. № 533 Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору.
- [8] ГОСТ Р 54802–2011 (ИСО 13631:2002). *Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые газовые агрегатированные*. Москва, Стандартинформ, 2014. 83 с.
- [9] Видякин Ю.А., Добровольский Е.Б., Кондратьева Т.Ф. *Оппозитные компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1979. 279 с.
- [10] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Теория и расчет. Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [11] Прилуцкий И.К., Молодова Ю.И., Галяев П.О. и др. Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объемного действия с различными механизмами движения. *Вестник Международной академии холода*, 2017, № 4, с. 30–40, doi: <https://doi.org/10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40>
- [12] Прилуцкий И.К., Казимиров А.В., Молодова Ю.И. и др. Передвижные компрессорные станции. Перспективы развития. *Компрессорная техника и пневматика*, 2019, № 1, с. 24–30.
- [13] Прилуцкий И.К., Наумчик И.В., Казимиров А.В. и др. Влияние величины внутренней 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: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25>
- [14] 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.
- [15] Юша В.Л., Сутягинский М.А., Громов А.Ю. и др. О взаимосвязи цифровых платформ крупных химических и нефтеперерабатывающих производств с техническим обликом парка компрессорного оборудования. *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2023, т. 7, № 4, с. 25–32, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-4-25-32>
- [16] Бусаров С.С., Беликов А.В., Капелюховский А.А. и др. Анализ конкурентоспособности водородосодержащих циркуляционных компрессоров на базе тихоходных длинноходовых ступеней. *Известия ТулГУ. Технические науки*, 2023, № 1, с. 499–503.
- [17] 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: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39>
- [18] Юша В.Л., Новиков Д.Г. Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере бессмазочных компрессоров. *Вестник Международной академии холода*, 2004, № 4, с. 8–11.
- [19] Юша В.Л., Бусаров С.С., Новиков Д.Г. Влияние микрооребрения на мгновенный коэффициент теплоотдачи в рабочей камере бессмазочного поршневого компрессора. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2007, № 11, с. 19–21.
- [20] Бусаров С.С. *Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, СибАДИ, 2008. 212 с.
- [21] Новиков Д.Г. *Разработка конструкций и метода расчета поршневых компрессорных машин с оребренной несмазываемой рабочей камерой*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, 2009. 194 с.
- [22] Бусаров С.С., Юша В.Л., Карагусов В.И. Теоретический анализ существующих методик моделирования рабочих процессов применительно к тихоходным длинноходовым ступеням поршневых компрессоров. *Тр. XVI Межд. науч.-тех. конф. по компрессоростроению*. Т. 1. Санкт-Петербург, 2014, с. 70–81.

- [23] Yusha V.L., Den'gin V.G., Busarov S.S. et al. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 113, pp. 264–269, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.07.333>
- [24] Yusha V.L., Karagusov V.I., Busarov S.S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors. *Chem. Petrol. Eng.*, 2015, vol. 51, no. 3, pp. 177–182, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0020-5>
- [25] Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Y. Assessment of the prospects of development of medium-pressure single-stage piston compressor units. *Chem. Petrol. Eng.*, 2017, vol. 53, no. 7-8, pp. 453–458, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>
- [26] Громов А.Ю. *Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, 2017. 213 с.
- [27] Прилуцкий И.К., Казимиров А.В., Молодова Ю.И. и др. 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: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29>
- [28] Капелюховская А.А., Чернов Г.И., Громов А.Ю. и др. Теоретический анализ процесса расширения влажного водяного пара в рабочей камере поршневого длинноходового линейного привода компрессорного агрегата. *Омский научный вестник. Сер. Авиацонно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2022, т. 6, № 1, с. 35–43.
- [29] Недовенчаный А.В. *Повышение энергетической и динамической эффективности поршневого малорасходного одноступенчатого компрессорного агрегата с линейным приводом*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2020. 232 с.
- [30] Юша В.Л. Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней. *Омский научный вестник. Сер. Авиацонно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2022, т. 6, № 3, с. 24–39, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39>
- [31] Прилуцкий И.К., Наумчик И.В. Помощник М.В. и др. Прогноз текущих и интегральных параметров ступени компрессора с линейным приводом при переменном ходе поршня и постоянной теоретической производительности. *Компрессорная техника и пневматика*, 2023, № 3, с. 6–12.
- [32] Бусаров С.С. *Создание и совершенствование бесшмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней*. Дисс. ... док. тех. наук. Омск, 2024. 325 с.
- [33] Калекин В.С., Калекин В.В., Калекин Д.В. *Поршневой пневмодвигатель*. Патент РФ 154841. Заявл. 30.05.2014, опубл. 10.09.2015.
- [34] Юша В.Л. Анализ термодинамической эффективности теоретического многоступенчатого компрессора с комбинированным применением адиабатного, изотермического и субизотермического процессов сжатия. *Омский научный вестник. Сер. Авиацонно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2024, т. 8, № 4, с. 29–38, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38>
- [35] Бусаров С.С., Кобыльский Р.Э., Синицын Н.Г. Теоретическая оценка возможности уменьшения массовых утечек рабочей среды из камеры поршневого компрессора. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 2, с. 101–111, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-101-111>
- [36] Бусаров С.С., Юша В.Л., Кобыльский Р.Э. Экспериментальная оценка эффективности манжетного уплотнения цилиндропоршневой группы длинноходовой компрессорной ступени. *Омский научный вестник. Сер. Авиацонно-ракетное и энергетическое машиностроение*, 2020, т. 4, № 3, с. 20–27, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27>
- [37] 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. Авиацонно-*

- ракетное и энергетическое машиностроение, 2021, т. 5, № 4, с. 33–38, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38>
- [38] Busarov S.S., Yusha V.L., Kobilsskiy R. ed. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units. *Chem. Petrol. Eng.*, 2020, vol. 56, no. 7–8, pp. 644–652, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-020-00824-6>
- [39] Пластинин П.И., Юша В.Л., Бусаров С.С. Анализ нестационарных температурных полей в стенках цилиндра компрессорной ступени. *Омский научный вестник*, 2006, № 5, с. 96–101.
- [40] Юша В.Л., Бусаров С.С., Криницкий В.И. Исследование процессов теплопередачи в ступени поршневого компрессора при несимметричном температурном поле. *Известия Вузов. Горный журнал*, 2007, № 6, с. 59–66.
- [41] Бусаров С.С. *Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин*. Дисс. ... канд. тех. наук. Омск, СибАДИ, 2008. 213 с.
- [42] Bosnjakovic F., Knoche K.F. *Technische Thermodynamik*. Teil I. Darmstadt, Steinkopff, 1998. 531 p.
- [43] Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. *Техническая термодинамика*. Москва, Энергоатомиздат, 1983. 416 с.
- [44] Захребетков Ю.А. Термодинамический процесс при переменном количестве рабочего тела. *Теплоэнергетика*, 1970, № 8, с. 70–72.
- [45] Ковляченко Н.Н. Термодинамические соотношения с учетом влияния перетечек газа на индикаторные диаграммы компрессора. *Изв. вузов. Горный журнал*, 1969, № 11, с. 109–112.
- [46] Соложенцев Е.Д., Сидоренко А.Ф. Идентификация схематизированного цикла поршневого компрессора. В: *Конструирование, исследование, технология и организация производства компрессорных машин*. Сумы, Труды ВНИИкомпрессормаш, 1978, с. 3–7.

References

- [1] *Katalog produktii Nev'yanskogo mashinostroitel'nogo zavoda* [Catalog of products of Nev'yansky machine-building plant]. nmz-group.ru: website. URL: <https://nmz-group.ru/catalog/kompessornye-stantsii/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
- [2] *Katalog produktii Chelyabinskogo kompressor'nogo zavoda* [Product catalog of Chelyabinsk compressor plant]. chkez.ru: website. URL: <https://www.chkez.ru/catalog/Diesel-generator-installations/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
- [3] *Katalog produktii UKZ*. ukz.ru: website. URL: <https://www.ukz.ru/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
- [4] *Katalog produktii Krasnodarskogo kompressor'nogo zavoda* [Product catalog of the Chelyabinsk compressor plant]. kkezav.ru: website. URL: <https://kkezav.ru/> (accessed: 20.10.2024). (In Russ.).
- [5] Yusha V.L. [Tendencies of perfection of air and specialized technological compressor units on the basis of automobile chassis intended for operation in conditions of Siberia and Far North]. *Avtomobili. Spetsialnye i tekhnologicheskie mashiny dlya Sibiri i Kraynego Severa. Mat. 59-y Mezhd. nauch.-tekhn. konf. AAI* [Automobiles. Special and Technological Machines for Siberia and the Far North. Proc. 59th Int. Sci. Tech. AAI Conf.]. Omsk, 2007, pp. 296–303. (In Russ.).
- [6] Yusha V.L. *Sozdanie i sovershenstvovanie stupeney kompressorov obemnogo deystviya dlya avtonomnykh mobilnykh ustanovok*. Diss. dok. tekhn. nauk [Creation and perfection of the stages of the compressors of the volumetric action for the autonomous mobile installations. Doc. tech. sci. diss.]. Moscow, 2008. 434 p. (In Russ.).
- [7] *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti «Obshchie pravila vzryvobezopasnosti dlya vzryvopozharoопасnykh khimicheskikh i neftepererabatyvayushchikh proizvodstv»* [Federal norms and rules in the field of industrial safety “General rules of explosion safety for explosion and fire hazardous chemical and oil refining industries”]. Prikaz ot 15.12.2020 g. no. 533 Federalnoy sluzhby po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i

- atomnomu nadzoru [Order of 15.12.2020 № 533 of the Federal Service for Environmental, Technological and Nuclear Supervision.]. (In Russ.).
- [8] GOST R 54802–2011 (ISO 13631:2002). *Neftyanaya i gazovaya promyshlennost. Kompresory porshnevye gazovye agregatirovannye* [State standard R 54802–2011 (ISO 13631:2002). Petroleum and natural gas industries. Packaged reciprocating gas compressors. Technical requirements]. Moscow, Standartinform Publ., 2014. 83 p. (In Russ.).
- [9] Vidyakin Yu.A., Dobrovolskiy E.B., Kondratyeva T.F. *Oppozitnye kompressory* [Opposite compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1979. 279 p. (In Russ.).
- [10] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory*. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. T.1. Theory and calculation.]. Moscow, KolosS Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [11] Prilutskiy I.K., Molodova Yu.I., Galyaev P.O. et al. 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, pp. 30–40, doi: <https://doi.org/10.21047/1606-4313-2017-16-4-30-40> (in Russ.).
- [12] Prilutskiy I.K., Kazimirov A.V., Molodova Yu.I. et al. Mobile compressor stations. Prospect development. *Kompresornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 1, pp. 24–30. (In Russ.).
- [13] Prilutskiy I.K., Naumchik I.V., Kazimirov A.V. et al. 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, pp. 11–25, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25> (in Russ.).
- [14] Vasilyev Yu.S., Petrenya Yu.K., Soldatova K.V. et al. *Trudy politekhnicheskoy nauchnoy shkoly turbokompressorostroeniya 21 veka* [Proceedings of the Polytechnic Scientific School of Turbocompressor Engineering of the 21st Century]. Sankt-Petersburg, Politekh-Press Publ., 2023. 384 p. (In Russ.).
- [15] Yusha V.L., Sutyaginskiy M.A., Gromov A.Yu. et al. On the relationship of digital technological platforms of large chemical and oil refining industries with the technical appearance of the compressor equipment fleet. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2023, vol. 7, no. 4, pp. 25–32, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2023-7-4-25-32> (in Russ.).
- [16] Busarov S.S., Belikov A.V., Kapelyukhovskiy A.A. et al. Analysis of the competitiveness of hydrogen-containing circulation compressors based on low-speed long-stroke stages. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki* [News of the Tula State University. Technical Sciences], 2023, no. 1, pp. 499–503. (In Russ.).
- [17] Yusha V.L. 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-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2022, vol. 6, no. 3, pp. 24–39, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39> (in Russ.).
- [18] Yusha V.L., Novikov D.G. Intensification of heat exchange processes in the working chamber of oil-free compressors. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda* [Journal of International Academy of Refrigeration], 2004, no. 4, pp. 8–11. (In Russ.).
- [19] Yusha V.L., Busarov S.S., Novikov D.G. Influence of microfmning to heat dissipation flash co-efficient in work chamber of oilfree piston compressor. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroyeniye* [Chemical and Petroleum Engineering], 2007, no. 11, pp. 19–21. (In Russ.).
- [20] Busarov S.S. *Povysheniye effektivnosti kompressornogo oborudovaniya dorozhno-stroitelnykh mashin*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of efficiency of compressor equipment of road-building machines. Kand. Tech. sci. diss.]. Omsk, SibADI Publ., 2008. 212 p. (In Russ.).
- [21] Novikov D.G. *Razrabotka konstruktsiy i metoda rascheta porshnevnykh kompressornykh mashin s orebrennoy nesmazivaemoy rabochey kameroy*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of constructions and calculation method of the piston compressor machines with the

- finned non-lubricated working chamber. *Kand. Tech. sci. diss.*. Omsk, 2009. 194 p. (In Russ.).
- [22] Busarov S.S., Yusha V.L., Karagusov V.I. [Theoretical analysis of the existing methods of modeling of working processes in relation to low-speed long-stroke stages of reciprocating compressors]. *Tr. XVI Mezhd. nauch.-tekhn. konf. po kompressorostroeniyu*. T. 1 [Proc. XVI Int. Sci. Tech. Conf. on Compressor Engineering. Vol. 1]. Sankt-Petersburg, 2014, pp. 70–81. (In Russ.).
- [23] Yusha V.L., Den'gin V.G., Busarov S.S. et al. The estimation of thermal conditions of highly-cooled long-stroke stages in reciprocating compressors. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 113, pp. 264–269, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.07.333>
- [24] Yusha V.L., Karagusov V.I., Busarov S.S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors. *Chem. Petrol. Eng.*, 2015, vol. 51, no. 3, pp. 177–182, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0020-5>
- [25] Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Y. Assessment of the prospects of development of medium-pressure single-stage piston compressor units. *Chem. Petrol. Eng.*, 2017, vol. 53, no. 7-8, pp. 453–458, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>
- [26] Gromov A.Yu. *Razrabotka porshnevykh stupeney s lineynym privodom dlya maloraskhodnykh kompressornykh agregatov i issledovanie ikh rabochikh protsessov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of piston stages with linear drive for low-flow compressor units and study of their operating processes. *Kand. tech. sci. diss.*]. Omsk, 2017. 213 p. (In Russ.).
- [27] Prilutskiy I.K., Kazimirov A.V., Molodova Yu.I. et al. 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, pp. 18–29, doi: <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29> (in Russ.).
- [28] Kapelyukhovskaya A.A., Chernov G.I., Gromov A.Yu. et al. Theoretical analysis of expansion process of wet water vapor in working chamber of piston long-stroke linear drive of compressor unit. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2022, vol. 6, no. 1, pp. 35–43. (In Russ.).
- [29] Nedovenchanyy A.V. *Povysheniye energeticheskoy i dinamicheskoy effektivnosti porshneвого maloraskhodnogo odnostupenchatogo kompressornogo agregata s lineynym privodom*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of energy and dynamic efficiency of piston low-flow single-stage compressor unit with linear drive. *Kand. Tech. sci. diss.*]. Omsk, OmGTU Publ., 2020. 232 p. (In Russ.).
- [30] Yusha V.L. Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering.], 2022, vol. 6, no. 3, pp. 24–39, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39> (in Russ.).
- [31] Prilutskiy I.K., Naumchik I.V., Pomoshchnik M.V. et al. Forecast of the current and integral parameters of a compressor stage with linear drive with variable piston stroke and constant theoretical capacity. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2023, no. 3, pp. 6–12. (In Russ.).
- [32] Busarov S.S. *Sozdaniye i sovershenstvovaniye bessmazozhnykh porshnevykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney*. Diss. dok. tekhn. nauk [Creation and improvement of grease-free reciprocating compressors of medium and high pressure on the basis of low-flow low-speed long stroke stages. *Doc. Tech. sci. diss.*]. Omsk, 2024. 325 p. (In Russ.).
- [33] Kalekin V.S., Kalekin V.V., Kalekin D.V. *Porshnevoy pnevmodvigatel* [Piston pneumatic motor]. Patent RU 154841. Appl. 30.05.2014, publ. 10.09.2015. (In Russ.).
- [34] Yusha V.L. Analysis of the thermodynamic efficiency of a theoretical multi-stage compressor with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal compression processes. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroyeniye*

- nostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Ser. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2024, vol. 8, no. 4, pp. 29–38, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38> (in Russ.).
- [35] Busarov S.S., Kobylskiy R.E., Sinitsyn N.G. Theoretical assessment of possible reduction in mass leaks of working medium from a reciprocating compressor chamber. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinost.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2022, no. 2, pp. 101–111, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-101-111> (in Russ.).
- [36] Busarov S.S., Yusha V.L., Kobylskiy R.E. Experimental evaluation of effectiveness of lip seal of cylinder-piston group of long-stroke compressor stage. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Se. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2020, vol. 4, no. 3, pp. 20–27, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27> (in Russ.).
- [37] Busarov I.S., Busarov S.S., Yusha V.L. 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-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Se. Aviation-Rocket and Power Engineering], 2021, vol. 5, no. 4, pp. 33–38, doi: <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38> (in Russ.).
- [38] Busarov S.S., Yusha V.L., Kobilsskiy R. ed. Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units. *Chem. Petrol. Eng.*, 2020, vol. 56, no. 7–8, pp. 644–652, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-020-00824-6>
- [39] Plastinin P.I., Yusha V.L., Busarov S.S. Analysis of changing temperature fields in walls of compressor's stage cylinder. *Omskiy nauchnyy vestnik*, 2006, no. 5, pp. 96–101. (In Russ.).
- [40] Yusha V.L., Busarov S.S., Krinitskiy V.I. Investigation of heat transfer processes in the piston compressor stage at asymmetric temperature field. *Izvestiya Vuzov. Gornyy zhurnal* [Minerals and Mining Engineering], 2007, no. 6, pp. 59–66. (In Russ.).
- [41] Busarov S.S. *Povyshenie effektivnosti kompressornogo oborudovaniya dorozhno-stroitelnykh mashin*. Diss. kand. tekhn. nauk [Increase of efficiency of compressor equipment of road-building machines. Kand. Tech. sci. diss.]. Omsk, SibADI Publ., 2008. 213 p. (In Russ.).
- [42] Bosnjakovic F., Knoche K.F. *Technische Thermodynamik*. Teil I. Darmstadt, Steinkopff, 1998. 531 p.
- [43] Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheyndlin A.E. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical thermodynamics]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1983. 416 p. (In Russ.).
- [44] Zakhrebetkov Yu.A. Thermodynamic process at variable amount of working body. *Teploenergetika*, 1970, no. 8, pp. 70–72. (In Russ.).
- [45] Kovlyachenko N.N. Thermodynamic relations taking into account the influence of gas leaks on the compressor indicator diagrams. *Izvestiya Vuzov. Gornyy zhurnal* [Minerals and Mining Engineering], 1969, no. 11, pp. 109–112. (In Russ.).
- [46] Solozhentsev E.D., Sidorenko A.F. Identifikatsiya skhematizirovannogo tsikla porshnevoogo kompressora [Identification of the schematized cycle of a reciprocating compressor]. V: *Konstruirovaniye, issledovaniye, tekhnologiya i organizatsiya proizvodstva kompressornykh mashin* [In: Design, research, technology and production organization of compressor machines]. Sumy, Trudy VNIImkompressormash Publ., 1978, pp. 3–7. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 20.01.2025

Информация об авторах

ЮША Владимир Леонидович — доктор технических наук, профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр-т Мира, д. 11, e-mail: 1978yusha@mail.ru).

БУСАРОВ Сергей Сергеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

Information about the authors

YUSHA Vladimir Leonidovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Refrigeration and Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: yusha@omgtu.ru).

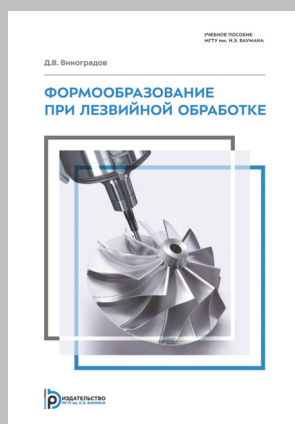
BUSAROV Sergei Sergeevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Refrigerating and Compressor Engineering and Technology. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: bssi1980@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Юша В.Л., Бусаров С.С. Теоретический анализ температурных режимов длинноходовой тихоходной поршневой компрессорной ступени при интенсивном внешнем охлаждении цилиндра и повышенной температуре газа в стандартной точке всасывания. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 4, с. 76–90.

Please cite this article in English as:

Yusha V.L., Busarov S.S. Theoretical analysis of the temperature conditions for a long-stroke low-speed piston compressor stage under the intensive external cylinder cooling and increased gas temperature at the standard suction point. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 4, pp. 76–90.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие Д.В. Виноградова «Формообразование при лезвийной обработке»

Показано место обработки резанием в общей структуре технологических процессов, раскрыты основные понятия теории резания, кратко описаны основные виды лезвийной обработки, раскрыты их особенности, показаны способы формообразования, применяемые при резании, преимущества и недостатки каждого из них. Изложен алгоритм построения геометрических параметров лезвий режущих инструментов, приведены примеры определения углов лезвий некоторых инструментов. Дано введение в кинематику резания: описаны системы координат, используемые при проектировании и изготовлении режущих инструментов, а также погрешности, возникающие при замене одной системы координат на другую.

Для студентов, изучающих дисциплину «Основы компьютерного проектирования», входящую в программу подготовки по специальности 15.05.01 «Проектирование технологических машин и комплексов». Может быть полезно при изучении курсов «Основы теории резания», «Основы проектирования режущих инструментов».

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>