

Научная статья

УДК 621.51+621.56

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31203>



С.С. Бусаров , В.Л. Юша

Омский государственный технический университет (ОмГТУ),
Омск, Россия

bssi1980@mail.ru

АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ КОМБИНИРОВАННЫХ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ НА БАЗЕ ВИНТОВЫХ МАСЛОЗАПОЛНЕННЫХ И ПОРШНЕВЫХ ТИХОХОДНЫХ ДЛИННОХОДОВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Аннотация. Рассмотрены температурные режимы комбинированных многоступенчатых компрессорных агрегатов на базе винтовых маслозаполненных и поршневых тихоходных длинноходовых компрессоров в составе воздушных и азотных мобильных компрессорных станций. По результатам проведенных расчетно-теоретических исследований установлена взаимосвязь конструкции поршневых дожимных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления на базе тихоходных длинноходовых ступеней с их температурным режимом и тепловой нагрузкой на теплообменные аппараты. Показано, что при фиксированном режиме работы винтового маслозаполненного компрессора низкого давления применение поршневых дожимных компрессоров на базе тихоходной длинноходовой ступени позволяет снизить тепловую нагрузку на теплообменные аппараты и обеспечить безопасный температурный режим при эксплуатации в широком диапазоне атмосферных температур. Полученные результаты позволяют прогнозировать улучшения удельных габаритных и весовых характеристик мобильных компрессорных станций.

Ключевые слова: комбинированные многоступенчатые компрессорные агрегаты, винтовой компрессор, поршневой компрессор, тихоходная длинноходовая ступень, рабочие процессы, температура газа, габаритные размеры, масса.

Для цитирования:

Бусаров С.С., Юша В.Л. Анализ температурных режимов комбинированных многоступенчатых компрессорных агрегатов на базе винтовых маслозаполненных и поршневых тихоходных длинноходовых компрессоров // Глобальная энергия. 2025. Т. 31, № 2. С. 29–41. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31203>



S.S. Busarov , V.L. Yusha

Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk, Russia

bssi1980@mail.ru

ANALYSIS OF TEMPERATURE CONDITIONS OF COMBINED MULTI-STAGE COMPRESSOR UNITS BASED ON SCREW OIL-FILLED AND PISTON LOW-SPEED LONG-STROKE COMPRESSORS

Abstract. The article considers the temperature conditions of combined multi-stage compressor units based on screw oil-filled and piston low-speed long-stroke compressors as part of air and nitrogen mobile compressor stations. Based on the results of the calculation and theoretical studies, the relationship between the design of low-flow medium- and high-pressure booster piston compressors based on long-stroke low-speed stages with their temperature conditions and the thermal load on heat exchangers has been established. It has been shown that at a fixed operating mode of a low-pressure screw oil-filled compressor, the use of booster piston compressors based on a low-speed long-stroke stage allows reducing the thermal load on heat exchangers and ensuring a safe temperature regime during operation in a wide range of atmospheric temperatures. The results obtained allow us to predict improvements in the specific overall dimensions and weight characteristics of mobile compressor stations.

Keywords: combined multi-stage compressor units, screw compressor, piston compressor, low-speed long-stroke stage, working processes, gas temperature, overall dimensions, weight.

Citation:

Busarov S.S., Yusha V.L., Analysis of temperature conditions of combined multi-stage compressor units based on screw oil-filled and piston low-speed long-stroke compressors, Global Energy, 31 (02) (2025) 29–41, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31203>

Введение. Мобильные и транспортные компрессорно-технологические комплексы, или мобильные компрессорные станции (МКС), в том числе на автомобильной базе, широко применяются при строительстве и эксплуатации различных индустриальных объектов, в том числе связанных с добычей, транспортированием и переработкой углеводородного сырья. Одним из вариантов конструктивного исполнения таких станций является применение комбинированных компрессорных агрегатов, в которых в качестве ступени низкого давления используется винтовой маслозаполненный компрессор (ВМК), а в качестве дожимного компрессора среднего или высокого давления – поршневой быстроходный компрессор¹. Известные недостатки поршневых быстроходных компрессоров, в том числе повышенные габаритные размеры, определяют ряд проблем при их применении в составе МКС, к которым предъявляются повышенные требования в части обеспечения минимальных размеров и веса². В связи с этим представляют интерес альтернативные варианты поршневых малорасходных компрессоров среднего и высокого давления, например на базе тихоходных длинноходовых ступеней (ДЛТПК), результаты исследования которых показали

¹ Компрессорные станции: производство и продажа. Купить компрессорные станции у производителя. Режим доступа: <https://nmz-group.ru/catalog/kompressornye-stantsii/> (дата обращения: 20.10.2024).

² Дизель-генераторные установки от ЧКЗ. Режим доступа: <https://www.chkz.ru/catalog/Diesel-generator-installations/> (дата обращения: 20.10.2024); Компрессоры продажа и производство, низкие цены | промышленные компрессоры – Уральский Компрессорный Завод. Режим доступа: <https://www.ukz.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).



перспективность применения в различных технических объектах³. При этом, применительно к МКС, ДЛТПК в составе комбинированной многоступенчатой установки среднего или высокого давления представляет особый интерес и теоретически позволяет не только обеспечить эффективное охлаждение рабочего газа, но и существенно упростить технологическую схему многоступенчатой компрессорной установки, снизить ее габаритные размеры и вес [1].

Как было отмечено выше, в настоящее время отечественной промышленностью производится широкая номенклатура МКС, рассмотреть которую в полном объеме не представляется возможным. Поэтому в качестве объекта сравнения рассмотрим МКС на автомобильной базе со следующими параметрами: производительность по воздуху – 10 м³/мин или по азоту – 8 м³/мин; давление нагнетания – 25,0 МПа; компрессор низкого давления – ВМК; дожимной компрессор высокого давления – поршневой высокооборотный многоступенчатый компрессор; габаритные размеры МКС.

В качестве альтернативных вариантов рассмотрим азотную и воздушную МКС с одинаковыми ВМК, в которой в качестве дожимного применяется поршневой малорасходный компрессор на базе одной или нескольких ступеней ДЛТПК.

Целью настоящей статьи является анализ температурных режимов комбинированных многоступенчатых компрессорных агрегатов в составе азотных и воздушных МКС на базе ВМК и ДЛТПК.

Методика расчета

Объектом исследования являются рабочие процессы ДЛТПК среднего и высокого давления в составе комбинированного многоступенчатого агрегата МКС; при этом параметры состояния газа в стандартной точке всасывания и производительность ДЛТПК определяются параметрами на выходе ступени ВМК низкого давления, а в случае работы в режиме нагнетания азотной смеси (содержание азота – около 99%) – еще и параметрами газоразделительного блока МКС (рис. 1).

Во всех технологических схемах, представленных на рис. 1, компрессорный агрегат низкого давления включает в себя ВМК (1), узел маслоотделения и очистки сжатого воздуха низкого давления (2), маслоохладитель (3). Количество ступеней сжатия дожимного компрессорного агрегата (5...8, 13...15) указано иллюстративно и в реальных конструкциях МКС может отличаться в зависимости от технических требований и условий эксплуатации. Принципиальным отличием альтернативных схем МКС является возможное отсутствие межступенчатых и концевых теплообменников (9...12) у дожимного ДЛТПК, а в случае воздушной МКС – и охладителя воздуха низкого давления (4), так как при этом не требуется обеспечение регламентного температурного режима блока газоразделения (18) в связи с его отсутствием. В случае жидкостного охлаждения цилиндров ступеней ДЛТПК необходим дополнительный теплообменник (16). Очевидно также, что в схеме а) давление нагнетания ВМК с учетом известных допущений можно приблизительно принять равным давлению всасывания в дожимной компрессорной агрегат $P_H' \approx P_{BC}'$, при этом температура нагнетания ВМК существенно выше температуры всасывания в дожимной компрессорной агрегат $T_H' > T_{BC}'$; в схеме б) также $P_H' \approx P_{BC}'$, при этом и $T_H' > T_{BC}'$; в схемах в) и г) вследствие наличия блока газоразделения (17) $P_H' \approx P_{BC}'$, при этом и $T_H' > T_{BC}'$.

Для определения термодинамических параметров состояния рабочего газа в стандартной точке всасывания дожимного ДЛТПК и его производительности производился расчет рабочего процесса ВМК с применением известной методики на базе математической модели винтового компрессора с газожидкостным рабочим телом в гетерогенной постановке [1].

³ Производство компрессорного оборудования: поршневые компрессоры, дожимные компрессоры, АГНКС, газовые компрессоры, компрессорные станции – Краснодарский Компрессорный Завод. Режим доступа: <https://kkzav.ru/> (дата обращения: 20.10.2024).

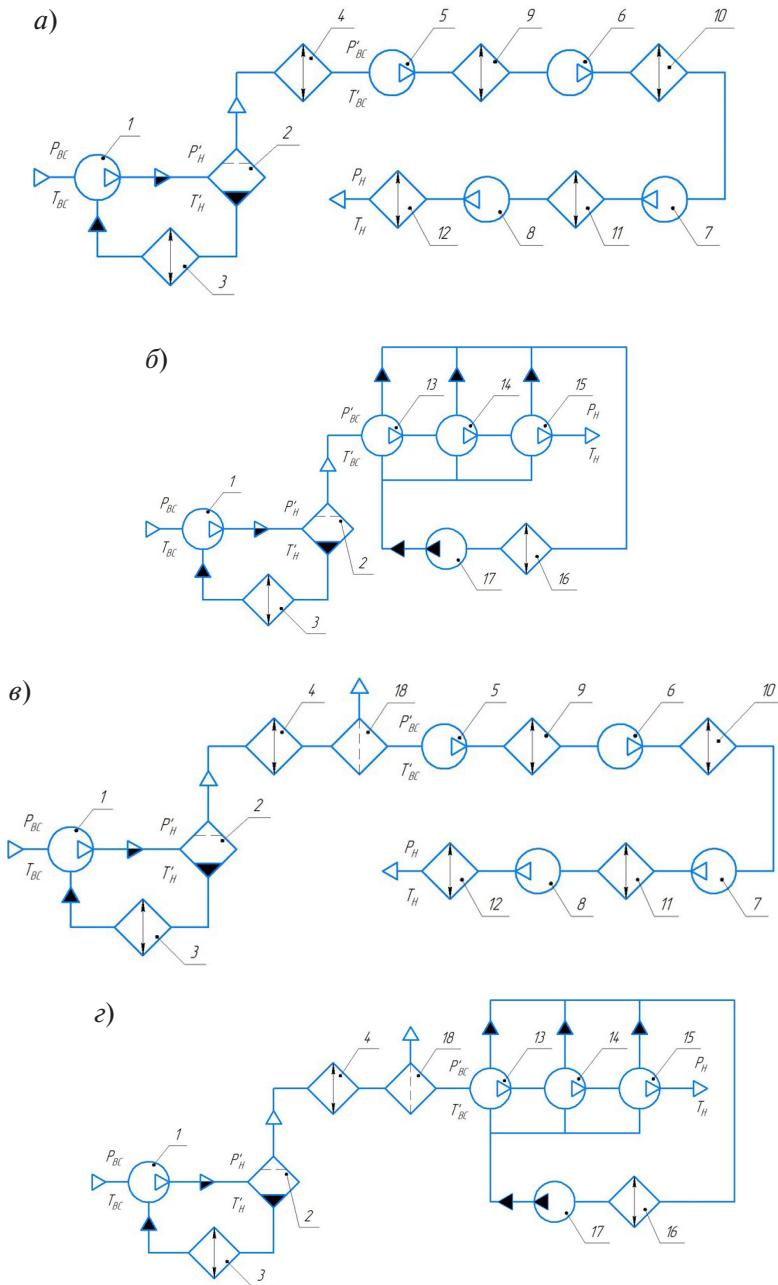


Рис. 1. Принципиальные технологические схемы существующих и альтернативных МКС: а) воздушная на базе поршневого дожимного быстроходного компрессора; б) воздушная на базе ДЛТПК; в) азотная на базе поршневого дожимного быстроходного компрессора; г) азотная на базе ДЛТПК: 1 – ступень низкого давления (ВМК), 2 – маслоотделитель, 3 – маслоохладитель, 4 – охладитель воздуха (азотной смеси) низкого давления, 5...8 – ступени поршневого дожимного компрессора, 9...10 – охладители воздуха (азотной смеси) среднего и высокого давления, 12 – концевой охладитель воздуха (азотной смеси) высокого давления, 13...15 – ступени дожимного ДЛТПК, 16 – теплообменник системы охлаждения цилиндров ступеней ДЛТПК, 17 – вспомогательный жидкостной насос, 18 – блок газоразделения

Fig. 1. Basic process flow diagrams of existing and alternative MCS: a) air based on a high-speed booster piston compressor; b) air based on a LSLS PC; c) nitrogen based on a high-speed booster piston compressor; d) nitrogen based on a LSLS PC: 1 – low pressure stage (PCOF), 2 – oil separator, 3 – oil cooler, 4 – low-pressure air (nitrogen mixture) cooler, 5...8 – booster piston compressor stages, 9...10 – medium and high pressure air (nitrogen mixture) coolers, 12 – high-pressure air aftercooler (nitrogen mixture), 13...15 – booster LSLSPC stages, 16 – heat exchanger of the LSLSPC stage cylinder cooling system, 17 – auxiliary liquid pump, 18 – gas separation unit



Расчет рабочих процессов ДЛТПК осуществлялся по известной, многократно апробированной и верифицированной методике [2–5], в которой в качестве основных допущений приняты следующие: газовая среда непрерывна и гомогенна; параметры состояния рабочего газа изменяются одновременно по всему объему 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. Кроме этого принято, что клапан всасывания сообщается с рабочей камерой лишь во время процесса всасывания и на начальном участке процесса сжатия; на последующем участке процесса сжатия вплоть до его окончания, а также во время процессов нагнетания и обратного расширения клапан всасывания перекрывается поршнем, и массовые потоки газа через неплотности закрытого клапана всасывания полностью отсутствуют. 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.

В данной методике система расчетных уравнений включает в себя уравнение первого закона термодинамики для тела переменной массы, уравнение состояния реального газа, уравнение Ньютона–Рихмана, калорическое уравнение, уравнение массового баланса, уравнение механической энергии, а также уравнения динамики клапанов и течения газа через клапаны и зазоры; процессы конвективного теплообмена и течения газа через зазоры рассчитывались с использованием эмпирических зависимостей для коэффициентов теплоотдачи и коэффициентов расхода [6–8]. Расчет нестационарного процесса теплопередачи между рабочими газом и внешней средой, рассматриваемого одновременно с основными рабочими процессами ступени, производился по известной методике, представленной в [6–8].

В соответствии с технологической схемой МКС тепловая нагрузка для различных вариантов ее реализации осуществлялась по следующему алгоритму.

Для базовой схемы МКС, включающей в себя ВМК низкого давления и поршневой дожимной быстроходный компрессор (рис. 1 a , 1 σ), суммарная тепловая нагрузка на все теплообменные аппараты компрессорного агрегата применительно к азотной и воздушной МКС составит:

$$Q_{\text{воздух}} = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{воздух}};$$

$$Q_{\text{азот}} = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{азот}},$$

где Q_1 – тепловая нагрузка на маслоохладитель ВМК; Q_2 – тепловая нагрузка на воздушный теплообменный аппарат ВМК; Q_3 – суммарная тепловая нагрузка на межступенчатые и концевой теплообменные аппараты поршневого дожимного быстроходного компрессора.

Для альтернативной схемы МКС, включающей в себя ВМК низкого давления и поршневой дожимной одно-, двух- или трехступенчатый компрессор на базе ДЛТПК (рис. 1 b , 1 τ), суммарная тепловая нагрузка на все теплообменные аппараты компрессорного агрегата применительно к азотной и воздушной МКС составит:

$$Q_{\text{воздух}} = Q_1 + Q_{\text{воздух}};$$

$$Q_{\text{азот}} = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{азот}},$$



где Q_4 – тепловая нагрузка на теплообменный аппарат ДЛТПК (при охлаждении цилиндра жидкостью); при этом дополнительное охлаждение воздуха и азота в межступенчатых и концевых теплообменных аппаратах отсутствует, а в случае воздушной МКС отсутствует и охлаждение воздуха после ВМК.

Расчеты проводились при следующих условиях однозначности.

Для ВМК. Физические: рабочее тело – воздух, охлаждающая жидкость – масло. Геометрические: диаметр ведущего ротора – 0,2 м, относительная длина роторов – 0,9. Границные: давление в камере всасывания – 0,1 МПа, температура в камере всасывания – 283...313 К, давление в камере нагнетания – 1,6 МПа, температура масла – 363 К, время рабочего цикла – 0,03 с.

Для ДЛТПК. Физические: рабочее тело – воздух или азот, материал деталей компрессорной ступени – сталь, внешняя охлаждающая среда – низкозамерзающая жидкость. Геометрические: диаметр цилиндра – 0,25 м, ход поршня – 0,5 м, диаметр седла клапанов всасывания и нагнетания $d_{c0} = 0,0015$ м. Границные: давление в камере всасывания – 1,6 МПа или 1,45 МПа, температура в камере всасывания равна температуре нагнетания после ВМК или после блока газоразделения, давление нагнетания в ступенях ДЛТПК – 8,0 МПа, 12,0 МПа, 16,0 МПа, 25,0 МПа, атмосферная температура – 273...323 К, время рабочего цикла – 3 с. Производительность воздушного ДЛТПК равна производительности ВМК, производительность азотной ДЛТПК при указанной выше эффективности блока газоразделения составляет около 80% от производительности ВМК. Количество ступеней ДЛТПК дожимного компрессорного блока – 1...3.

Результаты

Для определения величины давления и температуры рабочего тела на всасывании в поршневой дожимной компрессор был произведен расчет рабочих процессов ВМК по указанной выше методике при $P_{bc} = 0,1$ МПа, $P_h = 1,6$ МПа и $T_{bc} = 273...323$ К. При этом температура нагнетания ВМК составила 366...390 К. Соответственно для последующего расчетного анализа температурных режимов МКС принимаем для схемы а) $P_h' \approx P_{bc}' = 1,6$ МПа, $T_{bc}' = 293...343$ К; для схемы б) $P_h' \approx P_{bc}' = 1,6$ МПа, $T_{bc}' = 366...390$ К; для схем в) и г) $P_{bc}' = 1,45$ МПа, $T_{bc}' = 293...343$ К. При расчете ступеней ДЛТПК температура всасывания в каждую последующую ступень равна температуре нагнетания предыдущей ступени, при этом, согласно известным результатам и рекомендациям [9–12], перепад давления газа на каждой ступени составляет 25,0 МПа при одноступенчатой схеме, 12,0 МПа при двухступенчатой схеме и 8,0 МПа при трехступенчатой схеме.

Известные особенности рабочих процессов ДЛТПК [15 и др.] проявляются и при режимах работы в составе рассматриваемого комбинированного многоступенчатого компрессорного агрегата.

Из представленных индикаторных диаграмм следует, что повышенные температуры в стандартной точке всасывания рассматриваемых ступеней ДЛТПК приводят к снижению их производительности (рис. 2). Последнее графически характеризуется соответствующим уменьшением длительности процесса нагнетания и связано с уменьшением плотности рабочего тела в процессе всасывания. При этом высокие температуры в стандартной точке всасывания и интенсивное внешнее охлаждение цилиндра ДЛТПК приводят к снижению температуры рабочего тела в процессе всасывания (рис. 3), что является принципиальным отличием рабочих процессов ДЛТПК от рабочих процессов поршневых быстроходных ступеней. Кроме того, наблюдается интенсивное снижение температуры рабочего тела в процессе нагнетания, что также положительно отражается на температурном режиме ступени. Как показано на рис. 4, в зависимости от требований к допускаемой величине температуры нагнетания появляется перспектива применения дожимных ДЛТПК в составе рассматриваемого комбинированного многоступенчатого агрегата без использования межступенчатых теплообменных аппаратов (на рис. 4 линией А отмечен предельно допускаемый уровень температуры нагнетания в соответствии с федеральными нормами

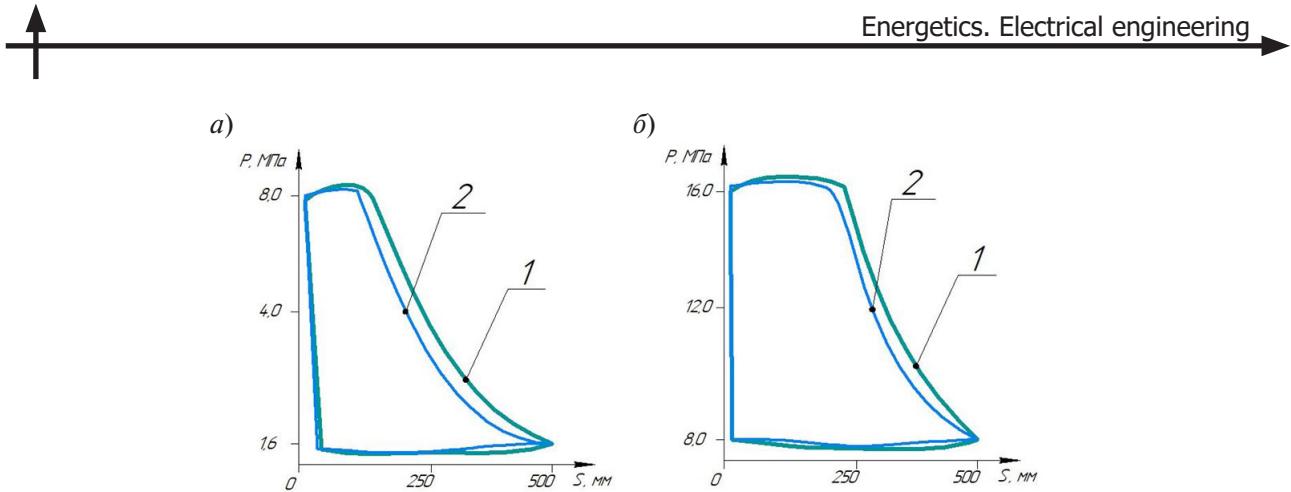


Рис. 2. Индикаторные диаграммы воздушной ступени ДЛТПК: а) при давлении всасывания 1,6 МПа, давлении нагнетания 8,0 МПа и температурах всасывания 313 К (диаграмма 1) и 390 К (диаграмма 2); б) при давлении всасывания 8,0 МПа, давлении нагнетания 16,0 МПа и температурах всасывания, равных средней температуре нагнетания первой ступени ДЛТПК при температурах всасывания в последней 313 К (диаграмма 1) и 390 К (диаграмма 2)

Fig. 2. Indicator diagrams of the air stage of the LSLSPC: a) at a suction pressure of 1.6 MPa, a discharge pressure of 8.0 MPa and suction temperatures of 313 K (diagram 1) and 390 K (diagram 2); b) at a suction pressure of 8.0 MPa, a discharge pressure of 16.0 MPa and suction temperatures equal to the average discharge temperature of the first stage of the LSLSPC at suction temperatures in the last 313 K (diagram 1) and 390 K (diagram 2)

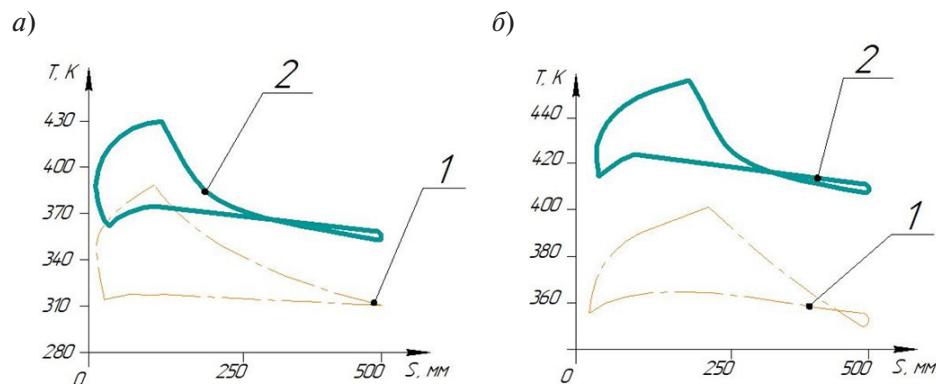


Рис. 3. Температурные диаграммы воздушной ступени ДЛТПК: а) при давлении всасывания 1,6 МПа, давлении нагнетания 8,0 МПа и температурах всасывания 313 К (диаграмма 1) и 390 К (диаграмма 2); б) при давлении всасывания 8,0 МПа, давлении нагнетания 16,0 МПа и температурах всасывания, равных средней температуре нагнетания первой ступени ДЛТПК при температурах всасывания в последней 313 К (диаграмма 1) и 390 К (диаграмма 2)

Fig. 3. Temperature diagrams of the air stage of the LSLSPC: a) at a suction pressure of 1.6 MPa, a discharge pressure of 8.0 MPa and suction temperatures of 313 K (diagram 1) and 390 K (diagram 2); b) at a suction pressure of 8.0 MPa, a discharge pressure of 16.0 MPa and suction temperatures equal to the average discharge temperature of the first stage of the DLTPK at suction temperatures in the last 313 K (diagram 1) and 390 K (diagram 2)

и правилами в области промышленной безопасности и ГОСТом⁴, линией В – в соответствии с [13–15]). В связи с этим уместно отметить, что при рассматриваемых режимах работы ступени

⁴ 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); ГОСТ Р 54802-2011 (ИСО 13631:2002) Нефтяная и газовая промышленность. Компрессоры поршневые газовые агрегатированные. Технические требования (утв. приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 13 декабря 2011 г. № 1166-ст). Дата введения 01.06.2013.

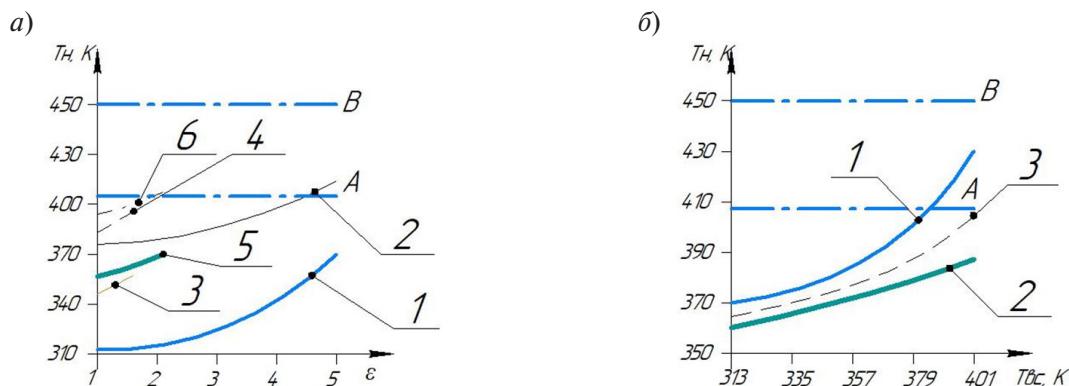


Рис. 4. Влияние режима работы воздушной ступени ДЛТПК на ее интегральные характеристики: а) влияние степени повышения давления газа в ступени ДЛТПК на ее среднюю температуру нагнетания: 1, 2 – давление всасывания 1,6 МПа при температурах всасывания 313 К (1) и 390 К (2); 3, 4 – давление всасывания 8,0 МПа при температурах всасывания 313 К (3) и 390 К (4); 5, 6 – давление всасывания 12,0 МПа при температурах всасывания 313 К (5) и 390 К (6); б) средняя температура нагнетания в зависимости от температуры всасывания: 1 – при давлении всасывания 1,6 МПа и давлении нагнетания 8,0 МПа; 2 – при давлении всасывания 8,0 МПа и давлении нагнетания 12,0 МПа; 3 – при давлении всасывания 12,0 МПа и давлении нагнетания 25,0 МПа

Fig. 4. Effect of the operating mode of the LSLSPC air stage on its integral characteristics: a) effect of the degree of gas pressure increase in the LSLSPC stage on its average discharge temperature: 1, 2 – suction pressure of 1.6 MPa at suction temperatures of 313 K (1) and 390 K (2); 3, 4 – suction pressure of 8.0 MPa at suction temperatures of 313 K (3) and 390 K (4); 5, 6 – suction pressure of 12.0 MPa at suction temperatures of 313 K (5) and 390 K (6); b) average discharge temperature depending on the suction temperature: 1 – at a suction pressure of 1.6 MPa and a discharge pressure of 8.0 MPa; 2 – at a suction pressure of 8.0 MPa and a discharge pressure of 12.0 MPa; 3 – at a suction pressure of 12.0 MPa and a discharge pressure of 25.0 MPa

(малая производительность, средние и высокие давления) снижение температуры воздуха или азота в трубопроводе сравнительно небольшой длины (около 1...2 м) даже без применения теплообменного аппарата может составить 10...60 К. Вследствие этого температуры всасывания в последующую ступень могут обеспечивать безопасный уровень температур нагнетания в еще более широком диапазоне рабочих режимов.

Таким образом, особенности рабочих процессов ДЛТПК, связанные с интенсивным охлаждением газа в проточной части рассматриваемой компрессорной ступени, позволяют предположить возможность существенного улучшения технических характеристик рассматриваемого комбинированного многоступенчатого компрессорного агрегата, в том числе за счет упрощения его системы охлаждения. Остановимся подробнее на этом вопросе.

На рис. 5 представлены результаты расчетов, отражающие влияние количества ступеней ДЛТПК на конечные средние температуры нагнетания рассматриваемых схем МКС в зависимости от конечного давления МКС при различных температурах атмосферного воздуха. Отметим, что в дожимной блоке ДЛТПК теплообменники отсутствуют (в соответствии с рис. 1).

Из этих результатов следует, что во многих случаях даже без применения межступенчатых и концевых теплообменников температура сжимаемого газа на выходе из МКС не превышает нормативных ограничений. То есть при рациональном подборе основных конструктивных размеров и режимных параметров ступеней ДЛТПК можно обеспечить существенное упрощение конструкции МКС в части теплообменного оборудования.

При этом, поскольку адиабатное сжатие в ступенях поршневых быстроходных компрессоров заменяется на квазизотермическое сжатие в интенсивно охлаждаемых тихоходных ступенях ДЛТПК, улучшаются и энергетические характеристики дожимного компрессорного блока (рис. 6). Здесь относительная удельная мощность определяется как отношение суммарной удельной мощности всех квазизотермических ступеней ДЛТПК к суммарной мощности всех

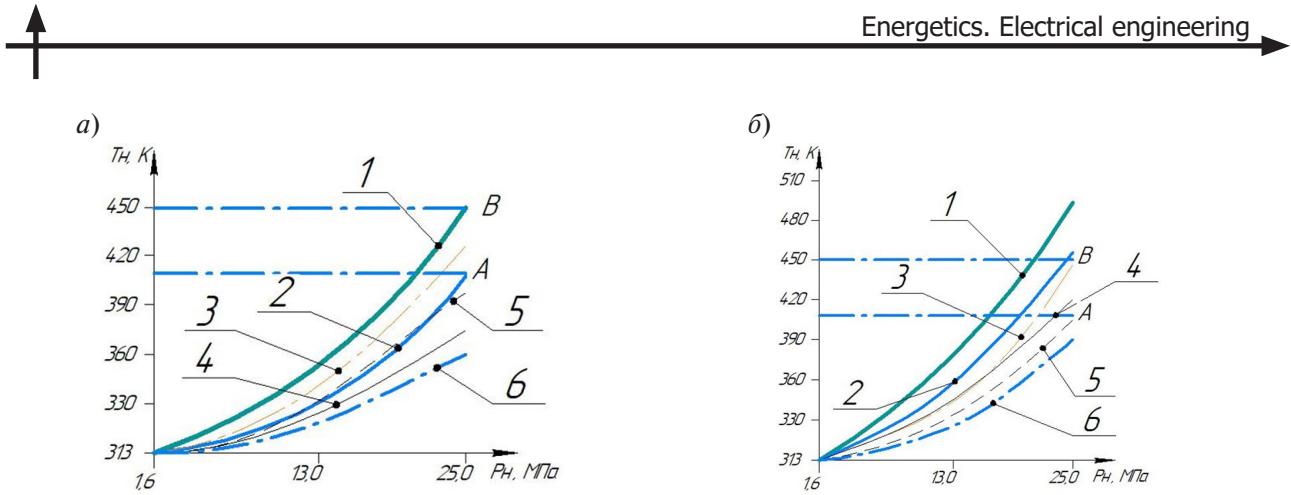


Рис. 5. Влияние количества ступеней ДЛТПК и конечного давления рассматриваемых МКС на их на конечные средние температуры нагнетания при атмосферной температуре 313 К (а) и 333 К (б): 1, 2 – одна ступень; 3, 4 – две ступени; 5, 6 – три ступени; 1, 3, 5 – $D = 50$ мм; 2, 4, 6 – $D = 25$ мм

Fig. 5. Effect of the number of stages of the LSLSPC and the final pressure of the considered MCS on their final average discharge temperatures at an atmospheric temperature of 313 K (a) and 333 K (b):

1, 2 – one stage; 3, 4 – two stages; 5, 6 – three stages; 1, 3, 5 – $D = 50$ mm; 2, 4, 6 – $D = 25$ mm

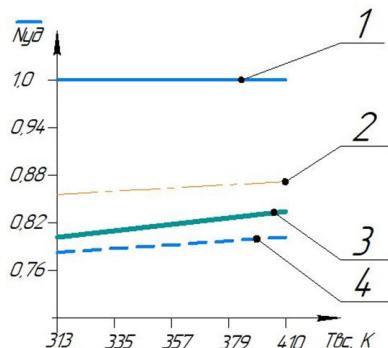


Рис. 6. Влияние количества ступеней ДЛТПК и атмосферной температуры на индикаторный КПД дожимного блока на базе ДЛТПК: 1 – поршневой дожимной быстроходный многоступенчатый компрессор; 2 – одноступенчатый ДЛТПК; 3 – двухступенчатый ДЛТПК; 4 – трехступенчатый ДЛТПК

Fig. 6. Effect of the number of stages of the LSLSPC and atmospheric temperature on the indicated efficiency of the booster unit based on the LSLSPC: 1 – high-speed multi-stage booster piston compressor; 2 – single-stage LSLSPC; 3 – two-stage LSLSPC; 4 – three-stage LSLSPC

ступеней поршневого дожимного быстроходного компрессора при адиабатном сжатии газа (рассмотрены одно-, двух- и трехступенчатые варианты):

$$\bar{N} y\delta = N_{I, II, III} y\delta / N_{ad} y\delta. \quad (1)$$

Как видно из представленных результатов, в рассматриваемом случае замена поршневого быстроходного многоступенчатого компрессора на ДЛТПК позволяет снизить энергопотребление дожимного компрессорного агрегата примерно на 10–20%.

На рис. 7 представлены результаты расчетов, отражающие величину тепловой мощности теплообменного оборудования при различных схемах МКС (в соответствии с рис. 1).

Из предварительного теоретического анализа с использованием идеальной модели компрессора известно, что в общем случае снижение политропы процесса сжатия за счет интенсивного

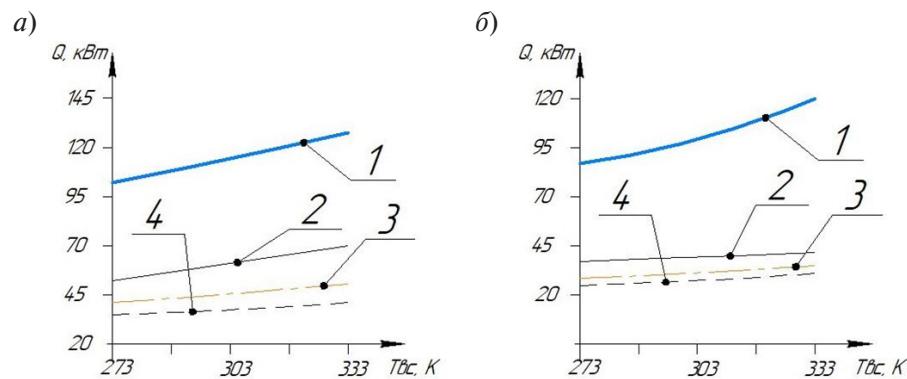


Рис. 7. Влияние количества ступеней ДЛТПК и величины атмосферной температуры на изменение тепловой нагрузки теплообменного оборудования дожимного компрессорного блока воздушной (а) и азотной (б) МКС: 1 – поршневой дожимной быстроходный многоступенчатый компрессор; 2 – одноступенчатый ДЛТПК; 3 – двухступенчатый ДЛТПК; 4 – трехступенчатый ДЛТПК

Fig. 7. Effect of the number of stages of the LSLSPC and the atmospheric temperature on the change in the thermal load of the heat exchange equipment of the booster compressor unit of the air (a) and nitrogen (b) MCS: 1 – high-speed multi-stage booster piston compressor; 2 – single-stage LSLSPC; 3 – two-stage LSLSPC

охлаждения компрессорной ступени позволяет снизить тепловую нагрузку на теплообменное оборудование, вес и габаритные размеры последнего [16, 17]. Представленные в данной статье результаты расчетов действительных ступеней ДЛТПК с учетом уникальных особенностей их рабочих процессов показывают, что тепловая нагрузка на теплообменное оборудование дожимного компрессорного блока применительно к рассматриваемым МКС может быть снижена в 2–3 раза. При этом важно отметить, что при замене газоохладителей высокого и среднего давления на водяные радиаторы существенно снижается и удельная металлоемкость теплообменного оборудования⁵. В совокупности со снижением соответствующих коммуникаций полученные результаты отражают возможность существенного упрощения конструкции МКС и снижения стоимости ее комплектующих.

Выводы

На примере комбинированных многоступенчатых компрессорных агрегатов на базе винтовых маслозаполненных и поршневых тихоходных длинноходовых компрессоров в составе воздушных и азотных мобильных компрессорных станций показано, что замена поршневого быстроходного многоступенчатого компрессора на ДЛТПК позволяет обеспечить безопасный температурный уровень в широком диапазоне атмосферных температур, снизить энергопотребление дожимного компрессорного агрегата примерно на 10–20% и тепловую нагрузку на теплообменное оборудование дожимного компрессорного блока применительно к рассматриваемым МКС примерно в 2–3 раза. При этом существенно снижается удельная металлоемкость теплообменного оборудования, упростится система трубопроводной обвязки и т.п., что в совокупности позволяет прогнозировать не только упрощение конструкции МКС в целом, но и снижение стоимости ее комплектующих.

⁵ Пластинчатый теплообменник Е8-S-32 (Ду 32) купить на сайте компании E8 | E8company.ru. Режим доступа: https://e8company.ru/catalog/teploobmenniki/e8_teploobmenniki/e8_s_32/ (дата обращения: 05.04.2025); Теплообменники газоводяные ГПМ-ТГ-80/10,0 | Газпроммаш, Саратов. Режим доступа: <https://www.gazprommash.ru/production/catalog/tg/teploobmenniki-gazovodyanye-gpm-tg-80100/> (дата обращения: 05.04.2025); Пластинчатый теплообменник Е8-GR-50 (Ду 50) купить на сайте компании E8 | E8company.ru. https://e8company.ru/catalog/teploobmenniki/e8_teploobmenniki/e8_gr_50/#props (дата обращения: 05.04.2025).



СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- [1] **Юша В.Л.** Создание и совершенствование ступеней компрессоров объемного действия для автономных мобильных установок: дисс. ... доктора техн. наук: 05.04.06: защищена 19 ноября 2008 г. Москва, 2008. 426 с.
- [2] **Юша В.Л.** Научно-технологические предпосылки совершенствования и промышленного освоения малорасходных компрессорных агрегатов на базе длинноходовых поршневых ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2022. Т. 6, № 3. С. 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39
- [3] **Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Y.** Assessment of the prospects of development of medium-pressure single-stage piston compressor units, Chemical and Petroleum Engineering, 53 (2017) 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2
- [4] **Бусаров С.С.** Создание и совершенствование бессмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней: дисс. ... доктора техн. наук: 2.5.10: защищена 17 мая 2024 г. Омск, 2024. 325 с.
- [5] **Юша В.Л.** Анализ термодинамической эффективности теоретического многоступенчатого компрессора с комбинированным применением адиабатного, изотермического и субизотермического процессов сжатия // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38
- [6] **Бусаров С.С., Юша В.Л., Кобыльский Р.Э.** Экспериментальная оценка эффективности манжетного уплотнения цилиндрапоршневой группы длинноходовой компрессорной ступени // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 3. С. 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27
- [7] **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
- [8] **Busarov I.S., Yusha V.L., Busarov S.S., Kobyl'skii R.E.** Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units, Chemical and Petroleum Engineering, 56 (2020) 644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6
- [9] **Пластиинин П.И., Юша В.Л., Бусаров С.С.** Анализ нестационарных температурных полей в стенках цилиндра компрессорной ступени // Омский научный вестник Сер. Энергетика. 2006. Т. 39, № 5. С. 96–101.
- [10] **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. Т. 141, № 2. С. 101–111. DOI: 10.18698/0236-3941-2022-2-101-111
- [11] **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.
- [12] **Бусаров С.С.** Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.04: защищена 17 декабря 2008 г. Омск, 2008. 123 с.
- [13] **Юша В.Л.** Системы охлаждения и газораспределения объемных компрессоров. Новосибирск: Наука, 2006. 236 с.
- [14] **Васильев Ю.С., Петреня Ю.К., Солдатова К.В., Рекстин А.Ф., Дроздов А.А.** Труды политехнической научной школы турбокомпрессоростроения 21 века. СПб.: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2023. 384 с.
- [15] **Хисамеев И.Г., Максимов В.А.** Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет и проектирование. Казань: Фэн, 2000. 638 с.

[16] **Бураков А.В., Котлов А.А., Левихин А.А.** Компрессорное оборудование для повышения эффективности комплексов переработки твердых органических отходов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 54–62. DOI: 10.25206/2588-0373 2021-5-3-54-62

[17] **Котлов А.А., Кузнецов Ю.Л., Бураков А.В.** Анализ работы поршневого компрессора, работающего в составе автомобильной газонаполнительной компрессорной станции // Компрессорная техника и пневматика. 2019. № 2. С. 27–32.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

БУСАРОВ Сергей Сергеевич – доцент, Омский государственный технический университет, канд. техн. наук.
E-mail: bssi1980@mail.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8894-0547>

ЮША Владимир Леонидович – заведующий кафедрой, Омский государственный технический университет, д-р техн. наук.
E-mail: yusha@omgtu.ru

REFERENCES

[1] **V.L. Yusha**, Sozdanie i sovershenstvovanie stupenei kompressorov ob"emnogo deistviia dlja avtonomnykh mobil'nykh ustanonovok. Diss. doktora tekhn. nauk [Creation and improvement of stages of positive displacement compressors for autonomous mobile units. Doctor of Technical Sciences diss.], Moscow, 2008.

[2] **V.L. Yusha**, Scientific and technological prerequisites for improvement and industrial development of low-flow compressor units based on long-stroke piston stages, Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering, 6 (3) (2022) 24–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-3-24-39

[3] **V.L. Yusha, S.S. Busarov, A.Y. Gromov**, Assessment of the prospects of development of medium-pressure single-stage piston compressor units, Chemical and Petroleum Engineering, 53 (2017) 453–458. DOI: 10.1007/s10556-017-0362-2.

[4] **S.S. Busarov**, Sozdanie i sovershenstvovanie bessmazochnykh porshnevykh kompressorov srednego i vysokogo davleniya na baze maloraskhodnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupenei. Diss. doktora tekhn. nauk [Creation and improvement of lubrication-free piston compressors of medium and high pressure based on low-flow, low-speed, long-stroke stages. Doctor of Technical Sciences diss.], Omsk, 2024.

[5] **V.L. Yusha**, Analysis of the thermodynamic efficiency of a theoretical multi-stage compressor with the combined use of adiabatic, isothermal and subisothermal compression processes, Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering, 8 (4) (2024) 29–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-29-38

[6] **S.S. Busarov, V.L. Yusha, R.E. Kobyl'skiy**, Experimental evaluation of effectiveness of lip seal of cylinder-piston group of long-stroke compressor stage, Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering, 4 (3) (2020) 20–27. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-3-20-27

[7] **I.S. Busarov, S.S. Busarov, V.L. Yusha**, The effect of deformation of flow part of elastomeric elements of self-acting valves on characteristics of low-speed long-stroke compressor stages, Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering, 5 (4) (2021) 33–38. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-33-38

[8] **I.S. Busarov, V.L. Yusha, S.S. Busarov, R.E. Kobyl'skii**, Comparative evaluation of methods for calculating the dynamics of self-acting valves in reciprocating compressor units, Chemical and Petroleum Engineering, 56 (2020) 644–652. DOI: 10.1007/s10556-020-00824-6



- [9] **P.I. Plastinin, V.L. Yusha, S.S. Busarov**, Analiz nestatsionarnykh temperaturnykh polei v stenkakh tsilindra kompressornoi stupeni [Analysis of non-stationary temperature fields in the walls of the compressor stage cylinder], Omsk Scientific Bulletin. Series Energy, 5 (39) (2006) 96–101.
- [10] **S.S. Busarov, R.E. Kobylskiy, N.G. Sinitzin**, Theoretical assessment of possible reduction in mass leaks of working medium from a reciprocating compressor chamber, Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering, 2 (141) (2022) 101–111. DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-2-101-111>
- [11] **V.L. Yusha, S.S. Busarov, V.I. Krinitzkii**, Issledovanie protsessov teploperedachi v stupeni porshnevogo kompressora pri nesimmetrichnom temperaturnom pole [Study of heat transfer processes in a piston compressor stage with an asymmetric temperature field], Izvestiya Vuzov. Gornyi Zhurnal [News of Universities. Mining Journal], 6 (2007) 59–66.
- [12] **S.S. Busarov**, Povyshenie effektivnosti kompressorного оборудования дорожного строительства mashin. Diss. kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of compressor equipment for road construction machines: Cand. of Technical Sciences diss.], Omsk, 2008.
- [13] **V.L. Yusha**, Sistemy okhlazhdennia i gazoraspredelenii ob'emnykh kompressorov [Cooling and gas distribution systems for positive displacement compressors]. Novosibirsk: Nauka, 2006.
- [14] **Yu.S. Vasil'ev, Yu.K. Petrenia, K.V. Soldatova, A.F. Rekstin, A.A. Drozdov**, Trudy politekhnicheskoi nauchnoi shkoly turbokompressorostroenii 21 veka [Proceedings of the Polytechnic Scientific School of Turbocompressor Engineering of the 21st Century]. St. Petersburg: POLITEKH-PRESS, 2023.
- [15] **I.G. Khisameev, V.A. Maksimov**, Dvukhrotornye vintovye i priamozubye kompressory: teoriia, raschet i proektirovanie [Twin-rotor screw and spur compressors: theory, calculation and design]. Kazan: Fen, 2000.
- [16] **A.V. Burakov, A.A. Kotlov, A.A. Levikhin**, Compressor equipment for enhancing efficiency of solid organic waste processing plants, Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering, 5 (3) (2021) 54–62. DOI: [10.25206/2588-0373-2021-5-3-54-62](https://doi.org/10.25206/2588-0373-2021-5-3-54-62).
- [17] **A.A. Kotlov, Yu. Kuznetsov, A. Byrakov**, The analysis of the operation of a piston compressor working as a part of automobile gas-filling compressor stations, Kompressornaia tekhnika i pnevmatika [Compressor technology and pneumatics], 2 (2019) 27–32.

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Sergey S. BUSAROV – Omsk State Technical University.

E-mail: bssi1980@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8894-0547>

Vladimir L. YUSHA – Omsk State Technical University.

E-mail: yusha@omgtu.ru

Поступила: 11.04.2025; Одобрена: 07.05.2025; Принята: 08.05.2025.

Submitted: 11.04.2025; Approved: 07.05.2025; Accepted: 08.05.2025.