

УДК 621.513

## Разработка и реализация рекомендаций по компоновке технологического оборудования передвижных компрессорных станций с учетом требований обеспечения расширения диапазона условий эффективной и безопасной эксплуатации

С.С. Бусаров

Омский государственный технический университет

## Development and implementation of recommendations for the mobile compressor stations process equipment layout taking into account requirements for ensuring expansion of the efficient and safe operation conditions range

S.S. Busarov

Omsk State Technical University

Создание перспективных мобильных систем с минимизацией массогабаритных показателей, сокращением числа ответственных узлов и обеспечением безопасности технологических процессов является актуальной задачей. Решена проблема, связанная с ограниченной мобильностью и автономностью компрессорных станций и установок на базе быстроходных поршневых компрессоров среднего и высокого давления (в том числе в полевых условиях), а также с ограничениями по их безопасной эксплуатации при повышенной температуре внешней среды. Разработаны схемные и конструктивные решения для комбинированных компрессорных агрегатов, передвижных компрессорных станций и установок на их базе, в том числе при использовании в качестве компрессора низкого давления поршневого быстроходного или винтового, а в качестве дожимного компрессора среднего и высокого давления — поршневого тихоходного длинноходового. При этом возможен переход с четырехосных автомобильных шасси на трехосные, повышение угла съезда с 8 до 18°, увеличение продолжительности автономной эксплуатации не менее чем в 2 раза, что значительно повышает мобильность и автономность станции.

EDN: AEBOPR, <https://elibrary/aebopr>

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, математическая модель, температура всасывания, температура нагнетания, передвижная компрессорная станция, компоновка оборудования

Improving efficiency of the process equipment attracts significant attention when conducting research in various technology areas. Urgent tasks include creation of the promising mobile systems minimizing the weight and size parameters, reduction of the critical units

number and ensuring the technological processes safety. The paper solves a problem associated with limited mobility and autonomy of the compressor stations and units based on the high-speed piston compressors of medium and high pressure (including in the field operating conditions), as well as with restrictions on their safe operation at the elevated ambient temperatures. It presents the developed circuit and design solutions for combined compressor units, mobile compressor stations and units based on them, including those using a high-speed piston or screw compressor as the low-pressure compressor, and a low-speed long-stroke piston compressor as the medium and high pressure booster compressor. It should be noted, that switching from the four-axle automobile chassis to the three-axle ones, raising the departure angle from 8 to 18°, and increasing the autonomous operation duration by at least 2 times, which significantly improves mobility and autonomy, are absolutely possible.

EDN: AEBOPR, <https://elibrary/aebopr>

**Keywords:** piston compressor, mathematical model, suction temperature, discharge temperature, mobile compressor station, equipment layout

Современное компрессорное оборудование, размещаемое на передвижных комплексах, применяют для обеспечения сжатыми газами технологических объектов отраслей энергетики и добывающей промышленности. Большая часть передвижных компрессорных станций предназначена для получения среднего (до 10 МПа) и высокого (более 10 МПа) давления воздуха или азота (получаемого из атмосферного воздуха). Сжатый воздух используют как энергоноситель для выполнения различных технологических операций, а азот — для проведения ремонтных работ в соответствии с существующими нормами безопасности.

Компрессорное оборудование, расположенное на различных тягачах, — передвижные компрессорные станции (ПКС) — предназначено для применения в полевых условиях. Зачастую районы использования ПКС удалены от асфальтированных дорог и населенных пунктов. Так как для работы в автономных условиях требуется объем газа до 50 м<sup>3</sup>/мин и более с давлением до 40 МПа, мощность ПКС составляет сотни киловатт и даже мегаватты [1].

Под передвижными компрессорными установками понимают не только ПКС с основным компрессорным оборудованием, но и станции, устанавливаемые на передвижные объекты надводного, подводного и сухопутного базирования. К последним относятся компрессорные холодильные установки, установки кондиционирования, компрессорные установки тормозных систем, например локомотивов, систем обеспечения жизнедеятельности подводных и надводных объектов. Однако для таких объектов компрессорные станции являются сопутствующим оборудованием, выполняющим

лишь малую долю задач, вследствие чего их совершенствование не может кардинально повлиять на характеристики передвижного объекта в целом [2].

Особое место занимают ПКС, устанавливаемые на автомобильные шасси, где компрессорный агрегат является основным оборудованием, полностью определяющим технический облик ПКС, так как именно к ним предъявляют полный комплект требований, причем в наиболее жесткой постановке [3].

По роду сжимаемого газа ПКС бывают воздушными, азотными и газовыми. По функциональному назначению ПКС подразделяют на ПКС общего назначения с давлением воздуха до 1,0 МПа (например, ПКС для дорожно-строительных работ), воздушные и азотные ПКС среднего и высокого давления, газо- и автогазонаполнительные ПКС, модульные ПКС [3–7].

Современные ПКС обеспечивают производительность 5...150 м<sup>3</sup>/мин и более с давлением до 40 МПа.

В отличие от наземных (стационарных) станций, к ПКС предъявляются особые требования [4, 5]:

- *мобильность* — высокая проходимость, сниженные массогабаритные параметры и быстрый переход из транспортного положения в рабочее;

- *высокая степень автономности* — возможность работы в автономных условиях (надежность, продолжительное время работы без ремонта и небольшая номенклатура запасных частей);

- *транспортабельность* — способность выдерживать транспортные нагрузки, перепады

температур, изменение положения в пространстве и работать в широком диапазоне температуры внешней среды;

- *экономичность* — низкая стоимость, простота эксплуатации и технологичность.

К основным зарубежным и российским производителям ПКС относятся Atlas Copco, Ariel Corporation, CompAirs, ОАО «Уральский компрессорный завод», ООО «НМЗ-Компрессорное оборудование», АО «Компрессор», ОАО «Челябинский компрессорный завод» и «Краснодарский компрессорный завод».

Высокое давление нагнетания при атмосферном давлении всасывания требует применения многоступенчатых машин. Большое количество ступеней сжатия разного типоразмера приводит к трудностям в ремонте вследствие необходимости большего количества запасных частей, инструментов и принадлежностей. Межступенчатые коммуникации и ресиверы занимают дополнительное пространство в ПКС. Межступенчатые теплообменные аппараты (ТА) и без того с заниженными площадями теплообменной поверхности (для уменьшения габаритных размеров при размещении на существующих шасси) в полевых условиях часто забиваются грязью. Все это приводит к работе компрессорного оборудования в экстремально тяжелых температурных режимах, вследствие чего снижается его эффективность, надежность и ресурс.

В связи с этим уменьшение количества ступеней сжатия и повышение их эффективности является одним из приоритетных направлений совершенствования и развития компрессорного оборудования ПКС.

Первые ПКС среднего и высокого давления базировались на многоступенчатых поршневых компрессорах (ПК). С развитием компрессоров нового типа широкое распространение получили комбинированные установки с первыми винтовыми и дожимными поршневыми ступенями. И те, и другие установки составляют почти 100 % парка ПКС среднего и высокого давления.

Возможные конструктивные исполнения первых ступеней сжатия на базе других типов роторных машин, спиральных и центробежных компрессоров не нашли широкого распространения. Несмотря на совершенствование методов получения среднего и высокого давления газа, основные проблемы, связанные с массогабаритными параметрами, надежностью и эко-

номичностью ПКС многоступенчатого сжатия, остаются нерешенными.

Одним из возможных направлений совершенствования малорасходных ПК является повышение эффективности охлаждения ступени путем применения тихоходной длинноходовой ступени с линейным приводом [8, 9].

Тихоходные машины среднего и высокого давления могут иметь неоспоримые преимущества перед серийно выпускаемыми быстроходными ПК. Следует отметить, что в силу указанных причин в процессе эксплуатации ПКС возможны режимы, при которых на всасывание дожимного ПК будет поступать рабочий газ с повышенной температурой. Это с большой вероятностью приведет к недопустимому повышению температуры нагнетания быстроходных ПК [10, 11].

Таким образом, *повысить мобильность ПКС* можно сокращением количества ступеней сжатия, межступенчатых коммуникаций и исключением теплообменного оборудования, *достичь высокой степени автономности* — снижением количества и повышением ресурса ответственных узлов, уменьшением типоразмеров ступеней сжатия и увеличением количества топлива в баке, *соответствовать требованиям транспортабельности* — применением новейших материалов, конструкций и деталей, обеспечивающих продолжительную работу при циклических нагрузках и эксплуатацию в условиях с повышенной температурой внешней среды, *достичь экономичности* — использованием стандартизованных деталей (профилей), деталей вращения, получением высоких значений индикаторного коэффициента полезного действия (КПД) и коэффициента подачи.

Цель работы — на примере серийно производимых ПКС показать возможность и эффективность применения комбинированных компрессорных установок на базе тихоходных дожимных ступеней с поршневыми быстроходными или винтовыми компрессорами низкого давления.

**Методика и объект исследования.** Объектами исследования являлись две азотные станции ООО «НМЗ-Компрессорное оборудование» (г. Невьянск):

- МАКС-20/251-95, где в качестве компрессора низкого давления использован маслозаполненный винтовой компрессор производи-

тельностью  $20 \text{ нм}^3/\text{мин}$  с давлением всасывания  $p_{\text{вс}} = 0,1 \text{ МПа}$  и давлением нагнетания  $p_{\text{н}} = 1,6 \text{ МПа}$ ; а в качестве дожимного компрессора — четырехступенчатый оппозитный ПК с конечным давлением  $25 \text{ МПа}$ ;

• МАКС-10/250-95, оснащенная шестиступенчатым оппозитным ПК с конечным давлением  $25 \text{ МПа}$  и производительностью  $10 \text{ нм}^3/\text{мин}$ , где две первые ступени низкого давления сжимают воздух от  $0,1$  до  $1,6 \text{ МПа}$ , а четыре ступени после мембранного блока дожимают азот с  $1,6$  до  $25,0 \text{ МПа}$ .

Внешний вид станций азотных станций МАКС-20/251-95 и МАКС-10/250-95 в стандартном исполнении показан на рис. 1 и 2.

Модернизация азотных станций МАКС-20/251-95 и МАКС-10/250-95 заключалась в замене соответственно дожимного четырехступенчатого оппозитного компрессора и четырех последних ступеней быстроходного ПК одной или двумя тихоходными ступенями.

Расчет винтового компрессора для определения входных параметров дожимного тихоходного ПК выполнен согласно методике, опи-

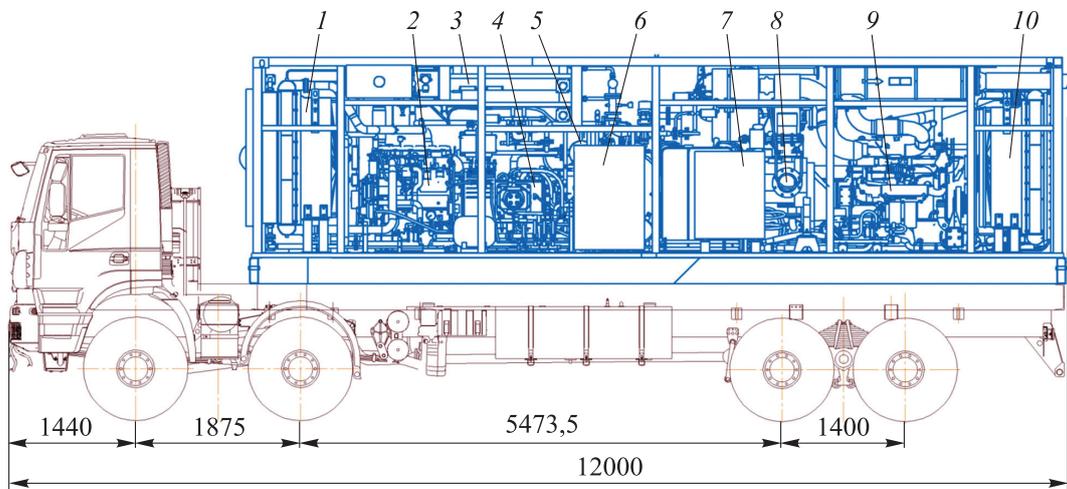


Рис. 1. Внешний вид азотной станции МАКС-20/251-95 в стандартном исполнении:

- 1 — ТА масла, охлаждающей жидкости (ОЖ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС) С9, первой ступени ПК; 2 — ДВС С9 для привода ПК; 3 — газоразделительный блок; 4 — ПК; 5 — ТА второй, третьей и четвертой ступеней ПК; 6 — силовой шкаф; 7 — шкаф управления; 8 и 9 — винтовой компрессор и ДВС С18 для его привода; 10 — ТА масла, ОЖ ДВС С18

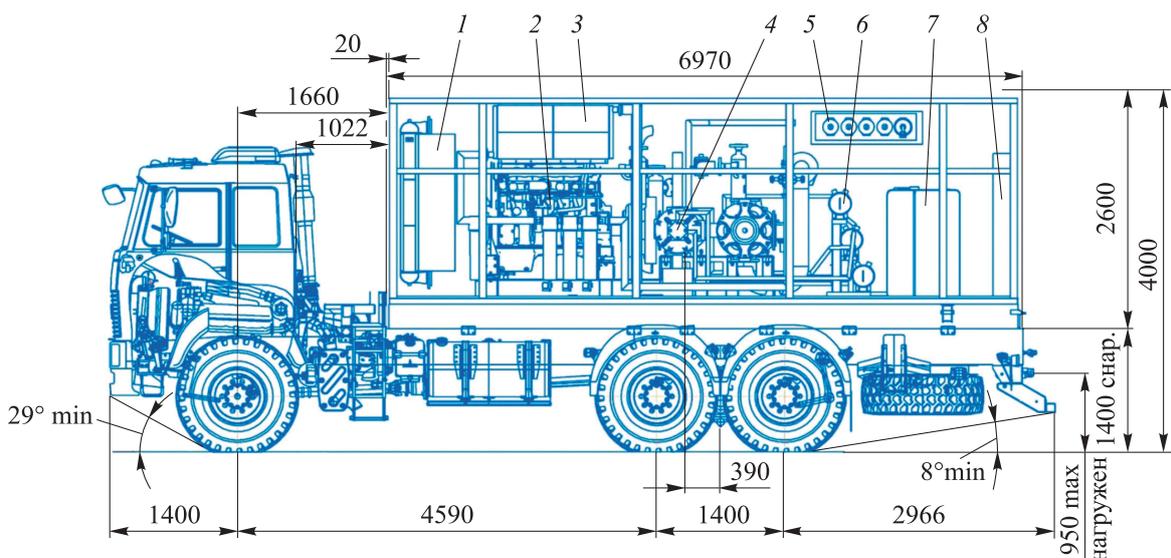


Рис. 2. Внешний вид азотной станции МАКС-10/250-95:

- 1 — ТА масла, ОЖ ДВС; 2 — ДВС; 3 — ТА первой ступени ПК; 4 — ПК; 5 — газоразделительный блок; 6 — ТА после второй, третьей и четвертой ступеней ПК; 7 — топливный бак; 8 — шкаф управления

санной в работах [12, 13], при следующих условиях. Физические: рабочее тело — воздух, ОЖ — масло. Геометрические: диаметр ведущего ротора — 0,2 м, относительная длина роторов — 0,9. Граничные: 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.

Расчет быстроходных компрессоров выполнен в соответствии с методикой, описанной в работах [8, 9]. Расчетная схема тихоходной длинноходовой ступени ПК изображена на рис. 3.

Далее приведена система уравнений, описывающая работу тихоходной ступени сжатия. Изменение внутренней энергии газа на  $i$ -м расчетном шаге определяется как [14, 15]

$$dU_i = dL_i - dQ_i \pm dU_{\text{кл}i} \pm dU_{\text{ут.кл}i} \pm dU_{\text{ут.ЦПУ}i}, \text{ Дж},$$

где  $dL_i$  — работа, совершенная над газом или самим газом на  $i$ -м расчетном шаге, Дж;  $dQ_i$  — теплота, подводимая или отводимая от газа на  $i$ -м расчетном шаге, Дж;  $dU_{\text{кл}i}$  — энергия, которой обладает поступающая или удаляемая через клапан порция газа на  $i$ -м расчетном шаге, Дж;  $dU_{\text{ут.кл}i}$  — внутренняя энергия газа, поступающего или выходящего через зазор в закрытом клапане, Дж;  $dU_{\text{ут.ЦПУ}i}$  — внутренняя энергия газа, поступающего или выходящего через зазор цилиндропоршневого уплотнения (ЦПУ), на  $i$ -м расчетном шаге, Дж.

Температура газа на  $i$ -м расчетном шаге [15]

$$T_{\text{г}i} = \frac{U_i}{m_i c_{Vi}},$$

где  $U_i$  — внутренняя энергии газа на  $i$ -м расчетном шаге, Дж;  $m_i$  и  $c_{Vi}$  — масса газа и его теплоемкость при изохорном процессе на  $i$ -м расчетном шаге, кг и Дж/К·кг.

Давление газа на  $i$ -м расчетном шаге [15, 17]

$$p_i = \frac{z m_i R T_i}{V_i}, \text{ Па},$$

где  $z$  — коэффициент сжимаемости газа;  $R$  — газовая постоянная, Дж/К·кг;  $T_i$  и  $V_i$  — температура и объем газа на  $i$ -м расчетном шаге, К и м<sup>3</sup>.

Энергия, которой обладает поступающая или удаляемая через клапан порция газа [16], определяется выражением

$$dU_{\text{кл}i} = dm_i i_i.$$

Здесь  $i_i$  — энтальпия газа, Дж/кг;  $dm_i$  — масса газа, проходящая через клапаны на  $i$ -м расчетном шаге,

$$dm_i = \alpha \varepsilon_i f_i \sqrt{2\rho_i \Delta p_i} d\tau, \text{ кг},$$

где  $\alpha$  — коэффициент расхода [16];  $\varepsilon_i$  — коэффициент расширения газа;  $f_i$  — площадь проходного сечения клапана на  $i$ -м расчетном шаге, м<sup>2</sup>;  $\rho_i$  — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p_i$  — разность между давлениями газа до клапана и за клапаном на  $i$ -м расчетном шаге, Па;  $d\tau$  — элементарный промежуток времени, с.

Уравнение динамики запорного элемента клапана (пластины) [16, 18] имеет вид

$$m_{\text{пл}} \frac{d^2 h_i}{d\tau^2} = F_{\text{г}i} + F_{\text{пр}i} + F_{\text{тр}i} + G + F_{\text{эл}i},$$

где  $m_{\text{пл}} d^2 h_i / d\tau^2$  — результирующая сила, Н;  $m_{\text{пл}}$  — масса пластины, кг;  $h_i$  — текущая координата подъема пластины, м;  $F_{\text{г}i}$  — газовая сила, Н;  $F_{\text{пр}i}$  и  $F_{\text{эл}j}$  — силы упругости пружины и эластомерного элемента, Н;  $G$  — вес пластины, принятый равным нулю при ее горизонтальном расположении;  $F_{\text{тр}i}$  — сила трения газа, Н.

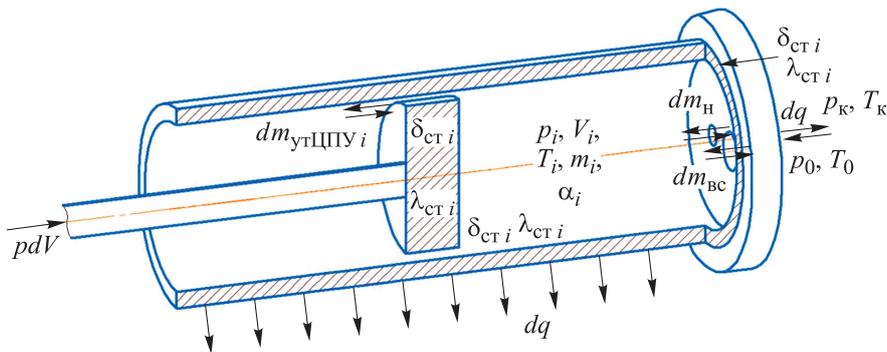


Рис. 3. Расчетная схема тихоходной длинноходовой ступени ПК

Также необходимо учесть влияние неплотностей рабочей камеры, через которые массы вносят энергию в систему или уменьшают ее:

$$dU_{\text{ут.кл } i} = dm_{\text{ут.кл } i} i_i;$$

$$dU_{\text{ут.ЦПУ } i} = dm_{\text{ут.ЦПУ } i} i_i,$$

где  $dm_{\text{ут.кл } i}$  и  $dm_{\text{ут.ЦПУ } i}$  — массовые расходы газа через зазор в закрытом клапане и ЦПУ, Дж.

Для оценки утечек газа через ЦПУ воспользуемся теоретическими и экспериментальными работами профессора С.Е. Захаренко [19]. Согласно его теории, массовый расход газа определяется из уравнения его течения в канале

$$dm_{\text{ут.ЦПУ } i} = L \delta_{\text{экв}} \sqrt{\frac{\rho_1 \rho_1^* \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^2 - 1 \right]}{2Ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right) + \xi + \lambda b / 2 \delta_{\text{экв}}}} d\tau,$$

где  $L$  — длина щели по фронту,  $L = 2\pi D_{\text{ц}} / 2$  ( $D_{\text{ц}}$  — диаметр цилиндра), м;  $\delta_{\text{экв}}$  — эквивалентный зазор в ЦПУ, м;  $p_1$  и  $p_2$  — давление газа на входе в щель и на выходе из нее, Па;  $\rho_1^*$  — условная плотность газа, определенная при давлении газа на выходе из щели и температуре на входе, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  — количество уплотнений;  $\xi$  — коэффициент сопротивления на входе и выходе из канала;  $\lambda$  — коэффициент трения;  $b$  — ширина уплотняющей кромки, м.

Массовый расход газа через зазор в закрытом клапане [18]

$$\frac{dm_{\text{ут.кл } i}}{d\tau} = \varepsilon_i \pi d(h_i) \delta_{\text{экв}} \sqrt{2\rho_i \Delta p_i},$$

где  $d(h_i)$  — переменный диаметр в седле клапана при посадке пластины на седло, м [18].

Изотермический индикаторный КПД [16]

$$\eta = \frac{p_{\text{вс}} V_h \ln \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}}}{L_{\text{инд}}} = \frac{L_{\text{из.инд}}}{L_{\text{инд}}},$$

где  $V_h$  — рабочий объем ступени, м<sup>3</sup>/с;  $L_{\text{инд}}$  и  $L_{\text{из.инд}}$  — индикаторная работа реальной и идеальной ступени, Дж.

Предложенная математическая модель расчета рабочего процесса тихоходного ПК является комбинированной, так как вычисление термодинамических процессов в рабочей камере описывается моделью с сосредоточенными параметрами, а процесс теплообмена — моделью третьего уровня с распределенными параметрами. Разработанная модель, в отличие от аналогов, позволяет получать поле температур

деталей, формирующих рабочую камеру. Также в ней сделаны уточнения, касающиеся определения коэффициента теплоотдачи на внутренней поверхности рабочей камеры и динамики клапанов с эластомерным элементом на седле.

**Результаты расчета и их анализ.** Примеры температурных диаграмм в ступенях воздушного дожимного тихоходного ПК при давлении всасывания  $p_{\text{вс}} = 1,6$  МПа, давлении нагнетания  $p_{\text{н}} = 5,0$  МПа и температуре всасывания  $T_{\text{вс}} = 390$  К приведены на рис. 4, где  $T$  — температура газа в рабочей камере;  $S$  — ход поршня.

Как видно из рис. 4, при температуре в стандартной точке всасывания (ТСВ), превышающей температуру внешней среды, тихоходные ступени имеют отличительную особенность — снижение температуры газа в процессе всасывания. При продолжительном времени цикла и интенсивном охлаждении в дожимном тихоходном ПК, в том числе при длительном всасывании (1...2 с), теплообмен с внешней средой приводит к снижению температуры всасывания на 20...70 К.

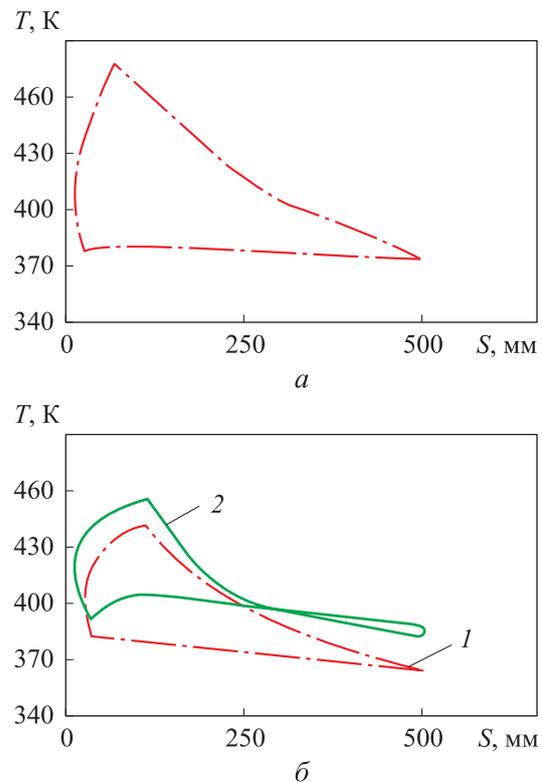


Рис. 4. Температурные диаграммы воздушного дожимного тихоходного ПК при давлении всасывания  $p_{\text{вс}} = 1,6$  МПа, давлении нагнетания  $p_{\text{н}} = 5,0$  МПа и температуре всасывания  $T_{\text{вс}} = 390$  К: а — при сжатии в одной ступени; б — при сжатии в двух ступенях (первой 1 и второй 2)

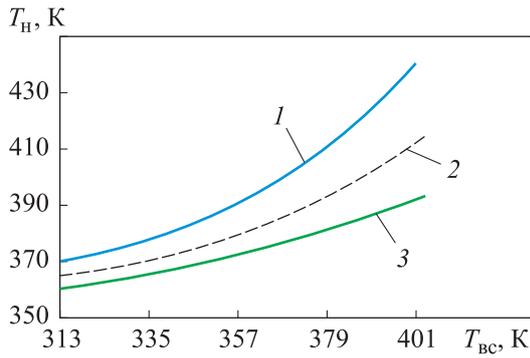


Рис. 5. Зависимости температуры нагнетания  $T_n$  от температуры всасывания  $T_{vc}$  дожимного тихоходного ПК при различных значениях давлений всасывания и нагнетания:  
 1 —  $p_{vc} = 1,6$  МПа,  $p_n = 8,0$  МПа; 2 —  $p_{vc} = 12,0$  МПа,  $p_n = 25,0$  МПа; 3 —  $p_{vc} = 8,0$  МПа,  $p_n = 12,0$  МПа

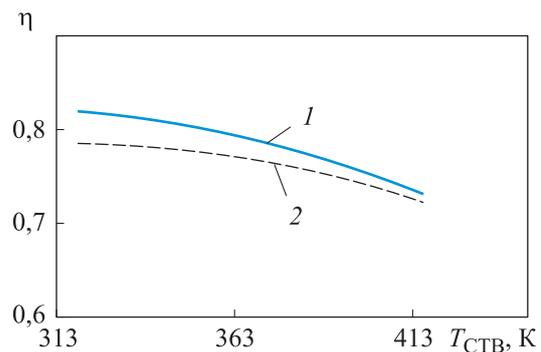


Рис. 7. Зависимости индикаторного изотермического КПД  $\eta$  дожимной тихоходной ступени от температуры в ТСВ  $T_{ctv}$  при различных значениях давления всасывания и диаметра цилиндра:  
 1 —  $p_{vc} = 2,0$  МПа,  $D_c = 0,080$  м;  
 2 —  $p_{vc} = 0,8$  МПа,  $D_c = 0,025$  м

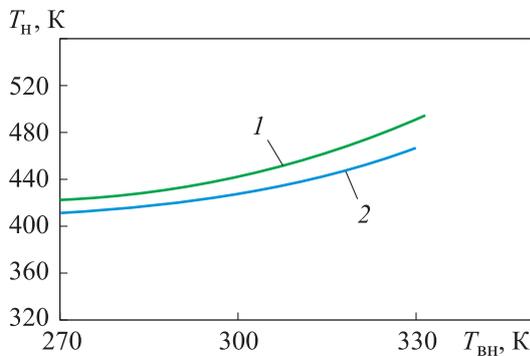


Рис. 6. Зависимости температуры нагнетания  $T_n$  дожимного тихоходного ПК от температуры внешней среды  $T_{vn}$  при давлении всасывания  $p_{vc} = 1,6$  МПа и давлении нагнетания  $p_n = 25,0$  МПа с использованием быстроходного ПК (1) и винтового компрессора (2) в качестве компрессора низкого давления

Приведенные на рис. 5 зависимости температуры нагнетания  $T_n$  от температуры всасывания  $T_{vc}$  служат для определения условий, при которых необходим переход на двухступенчатое сжатие в дожимном тихоходном ПК. Максимальная температура не должна превышать 450 К.

Зависимости температуры нагнетания  $T_n$  дожимного тихоходного ПК от температуры внешней среды  $T_{vn}$  при давлении всасывания  $p_{vc} = 1,6$  МПа и давлении нагнетания  $p_n = 25,0$  МПа приведены на рис. 6. Видно, что в качестве компрессора низкого давления предпочтительнее применять винтовой компрессор, так как после него температура газа, поступающего в дожимной тихоходный ПК ниже.

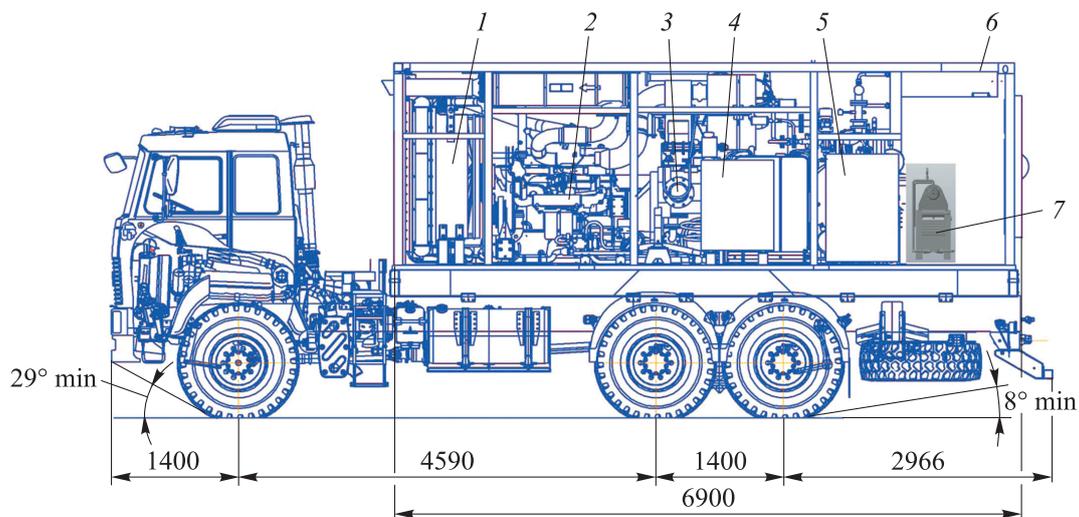


Рис. 8. Вид модернизированной азотной станции МАКС-20/251-95:  
 1 — ТА масла, ОЖ ДВС С18; 2 — ДВС С18; 3 — винтовой компрессор; 4 — шкаф управления;  
 5 — силовой шкаф; 6 — газоразделительный блок; 7 — тихоходный ПК

Таблица 1

**Результаты сравнения параметров  
серийно выпускаемой и модернизированной  
азотной станции МАКС-20/251-95**

Параметр	Изменение параметра
Угол съезда	–
Масса	Снижение на 3 т
Габаритные размеры	Уменьшение длины до 3 м
Продолжительность автономной работы	–

Зависимости индикаторного изотермического КПД дожимной тихоходной ступени  $\eta$  от температуры в ТСВ  $T_{\text{ТСВ}}$  при различных значе-

ниях давления всасывания и диаметра цилиндра в тихоходной ступени приведены на рис. 7. Видно, что КПД дожимной тихоходной ступени достаточно высок.

Внешний вид модернизированной азотной станции МАКС-20/251-95 показан на рис. 8.

Принципиальным отличием альтернативных схем ПКС является возможное отсутствие межступенчатых и концевых ТА у дожимного тихоходного ПК, а в случае воздушной ПКС — и охладителя воздуха низкого давления, что расширяет диапазон температуры внешней среды до 60 °С, так как не требует обеспечения регламентного температурного режима газоразделительного блока (ввиду его отсутствия).

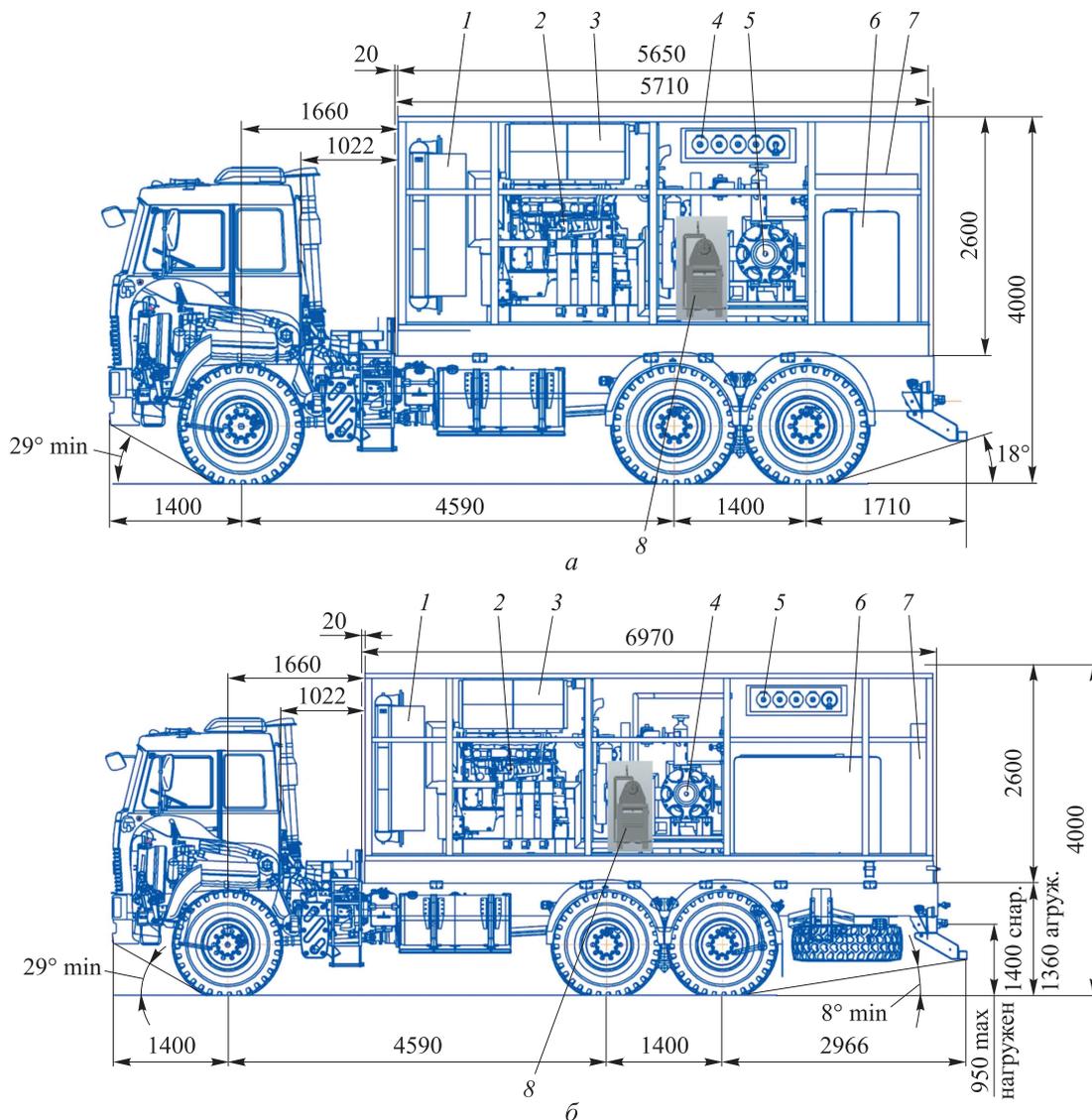


Рис. 9. Внешний вид первого (а) и второго (б) вариантов модернизированной азотной станции МАКС-10/250-95:

1 — ТА масла, ОЖ ДВС; 2 — ДВС; 3 — ТА первой ступени ПК; 4 — газоразделительный блок; 5 — ПК; 6 — топливный бак; 7 — шкаф управления; 8 — тихоходный ПК

Таблица 2

**Результаты сравнения параметров серийно выпускаемой и двух вариантов модернизированной азотной станции МАКС-20/250-95**

Параметр	Изменение параметра	
	для первого варианта	для второго варианта
Угол съезда	Увеличение с 8 до 18°	–
Масса	Снижение на 1,8 т	–
Габаритные размеры	Уменьшение длины на 1,4 м	–
Продолжительность автономной работы	–	Увеличение не менее чем в 2 раза

Для жидкостного охлаждения цилиндров ступеней дожимного тихоходного ПК необходим дополнительный ТА [13–15].

Результаты сравнения параметров серийно выпускаемой и модернизированной азотной станции МАКС-20/251-95 приведены в табл. 1, где знак «–» указывает на отсутствие изменения параметра.

При замене четырехступенчатого двухрядного ПК дожимным тихоходным ПК остается общий жидкостной ТА и исключаются ТА после третьей и четвертой ступеней. Длину автомобиля можно уменьшить до 3 м, а массу на 3 т, что позволит перейти с четырехосной базы на трехосную, т. е. повысить проходимость.

Внешний вид первого и второго вариантов модернизированной азотной станции МАКС-10/250-95 показан на рис. 9, а и б. Результаты сравнения параметров серийно выпускаемой и двух вариантов модернизированной азотной станции МАКС-20/250-95 приведены в табл. 2, где знак «–» указывает на отсутствие изменения параметра.

При замене шестиступенчатого четырехрядного ПК двухступенчатым двухрядным и дожимным тихоходным ПК остается общий жидкостный ТА и исключаются ТА после второй, третьей, четвертой, пятой и шестой ступеней. Габаритную длину автомобиля можно уменьшить на 1,4 м, а массу — на 1,8 т, что позволит увеличить угол съезда и проходимость (в первом варианте исполнения), либо повысить объем топлива в баке не менее чем в 2 раза, что пропорционально увеличит время автономной работы ПКС (во втором варианте).

## Выводы

1. Рассмотрены варианты модернизации ПКС на примере азотных станций МАКС-

10/251-95 и МАКС-10/250-95 для решения основных проблем ПКС. При исследовании использованы методики расчета винтовых и поршневых компрессоров, а также комбинированная модель расчета рабочих процессов тихоходных ступеней сжатия.

2. Впервые предложена концепция создания технологических комбинированных многоступенчатых компрессоров среднего и высокого давления с применением бесшумных тихоходных длинноходных поршневых ступеней, обеспечивающих повышение эффективности и безопасности ПКС и установок среднего и высокого давления при эксплуатации в полевых условиях.

3. Разработаны схемные и конструктивные решения для комбинированных компрессорных агрегатов, ПКС и установок на их базе, в том числе при использовании в качестве компрессора низкого давления поршневого быстроходного, винтового или центробежного, а в качестве дожимного компрессора среднего и высокого давления — тихоходного длинноходного ПК. Показаны возможность перехода с четырехосных автомобильных шасси на трехосные, повышение угла съезда с 8 до 18°, увеличение продолжительности автономной эксплуатации не менее чем в 2 раза.

4. Повышение надежности и безопасности ПКС обеспечено заменой двух–четырёх дожимных быстроходных ступеней сжатия одной–двумя тихоходными без промежуточных ТА с допускаемой температурой всасывания 400 К и давлением на входе 1,0...1,6 МПа при давлении на выходе 20,0...35,0 МПа.

5. Учтены потери давления в межступенчатых коммуникациях и теплообменном оборудовании в реальных конструкциях многоступенчатых быстроходных машин. Такие потери могут достигать 10 % [16].

## Литература

- [1] 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.*
- [2] Юша В.Л. *Создание и совершенствование ступеней компрессоров объемного действия для автономных мобильных установок.* Дисс. ... док. тех. наук. Москва, 2008. 434 с.
- [3] Поляков И.В. Передвижные азотные станции в энергетике и нефтегазовом секторе. *Вестник газовой промышленности, 2021, № 4, с. 33–39.*
- [4] Петров Л.А., Антонов О.В. Опыт эксплуатации компрессорной азотной станции при освоении нефтяных скважин. *Компрессорная техника и пневматика, 2004, № 4, с. 8.*
- [5] Пластинин П.И. *Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение. Т. 1. Передвижные компрессорные станции.* Москва, 1977. 103 с.
- [6] 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.*
- [7] 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.*
- [8] 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>*
- [9] Бусаров С.С. *Создание и совершенствование бесшумных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней.* Дисс. ... док. тех. наук. Омск, 2024. 325 с.
- [10] Юша В.Л., Сутягинский М.А., Громов А.Ю. и др. О взаимосвязи цифровых технологических 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>*
- [11] Байков И.Р., Китаев С.В., Файрушин Ш.З. Диагностирование технического состояния поршневых компрессоров. *Журнал энергобезопасность и энергосбережение, 2015, № 3, с. 28–30.*
- [12] Хисамеев И.Г., Максимов В.А. *Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры.* Казань, Фэн, 2000. 638 с.
- [13] Якупов Р.Р., Мустафин Т.Н., Хамидуллин М.С. и др. Анализ подходов к расчету тепловых деформаций роторов винтовых компрессоров. *Компрессорная техника и пневматика, 2022, № 4, с. 23–26.*
- [14] Елагин М.Ю. *Термодинамика открытых систем. Практическое применение.* Тула, Изд-во ТулГУ, 2020. 482 с.
- [15] Котлов А.А. *Математическая модель воздушного поршневого компрессора среднего давления для решения задач энергоаудита.* Дисс. ... канд. тех. наук. Санкт-Петербург, СПбПУ, 2011. 138 с.
- [16] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет.* Москва, КолосС, 2006. 456 с.
- [17] Хрусталева Б.С. *Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования.* Автореф. дисс. ... док. тех. наук. Санкт-Петербург, 1999. 58 с.
- [18] Busarov S.S., Yusha V.L., Busarov I.S. et al. 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. 664–672, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-020-00824-6>*
- [19] Захаренко С.Е. К вопросу о протечках газа через щели. *Труды ЛПИ, 1953, № 2, с. 26–27.*

## References

- [1] 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.-tekh. 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.).
- [2] 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. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, 2008. 434 p. (In Russ.).
- [3] Polyakov I.V. Mobile nitrogen stations in the power generation and oil and gas sectors. *Vestnik gazovoy promyshlennosti*, 2021, no. 4, pp. 33–39. (In Russ.).
- [4] Petrov L.A., Antonov O.V. Experience of operation of the compressor nitrogen station during development of oil wells. *Kompressorная техника и пневматика* [Compressors & Pneumatics], 2004, no. 4, pp. 8. (In Russ.).
- [5] Plastinin P.I. *Nasosostroenie i kompressorostroenie. Kholodilnoe mashinostroenie*. T. 1. *Peredvizhnye kompressornye stantsii* [Nasosostroenie i kompressorostroenie. Kholodicheskoe mashinostroenie. T. 1. Mobile compressor stations]. Moscow, 1977. 103 p. (In Russ.).
- [6] Kotlov A.A., Kuznetsov Yu.L., Burakov A.V. Analysis of the operation of a piston compressor working as a part of automobile gas-filling compressor stations. *Kompressorная техника и пневматика* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 2, pp. 27–32. (In Russ.).
- [7] Prilutskiy I.K., Kazimirov A.V., Molodova Yu.I. et al. Mobile compressor stations. Prospect development. *Kompressorная техника и пневматика* [Compressors & Pneumatics], 2019, no. 1, pp. 24–30. (In Russ.).
- [8] 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 mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Series 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.).
- [9] Busarov S.S. *Sozdanie i sovershenstvovanie bessmazochnykh porshnevnykh 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.).
- [10] 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. Aviatsionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie* [Omsk Scientific Bulletin. Series 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.).
- [11] Baykov I.R., Kitaev C.B., Fayrushin Sh.Z. Diagnostics of technical condition of reciprocating compressors. *Zhurnal energobezopasnost i energosberezhenie* [Energy Safety and Energy Economy], 2015, no. 3, pp. 28–30. (In Russ.).
- [12] Khisameev I.G., Maksimov V.A. *Dvukhrortornye vintovye i pryamozubye kompressory* [Two-rotor screw and spur screw compressors: theory, calculation and design]. Kazan, Fen Publ., 2000. 638 p. (In Russ.).
- [13] Yakupov R.R., Mustafin T.N., Khamidullin M.S. et al. A screw compressor rotor thermal deformation calculation approaches' analyses. *Kompressorная техника и пневматика* [Compressors & Pneumatics], 2022, no. 4, pp. 23–26. (In Russ.).
- [14] Elagin M.Yu. *Termodinamika otkrytykh sistem. Prakticheskoe primeneniye* [Thermodynamics of open systems. Practical application]. Tula, Izd-vo TulGU Publ., 2020. 482 p. (In Russ.).
- [15] Kotlov A.A. *Matematicheskaya model vozdušnogo porshnevoogo kompressora srednego davleniya dlya resheniya zadach energoaudita*. Diss. kand. tekhn. nauk [Mathematical model

- of an air piston compressor of medium pressure for solving the problems of energy audit. Kand. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, SPbPU Publ., 2011. 138 p. (In Russ.).
- [16] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory*. Т. 1. *Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, KolosS Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [17] Khrustalev B.S. *Matematicheskoe modelirovanie rabochikh protsessov v obemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proektirovaniya*. Avtoref. diss. dok. tekhn. nauk [Mathematical modeling of working processes in volumetric compressors for solving problems of computer-aided design. Abs. doc. tech. sci. diss.]. Sankt-Peterburg, 1999. 58 p. (In Russ.).
- [18] Busarov S.S., Yusha V.L., Busarov I.S. et al. 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. 664–672, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-020-00824-6>
- [19] Zakharenko S.E. To the question of gas leaks through slots. *Trudy LPI*, 1953, no. 2, pp. 26–27. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 04.05.2025

## Информация об авторе

**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](mailto:bssi1980@mail.ru)).

## Information about the author

**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](mailto:bssi1980@mail.ru)).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Бусаров С.С. Разработка и реализация рекомендаций по компоновке технологического оборудования передвижных компрессорных станций с учетом требований обеспечения расширения диапазона условий эффективной и безопасной эксплуатации. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 8, с. 67–78.

### Please cite this article in English as:

Busarov S.S. Development and implementation of recommendations for the mobile compressor stations process equipment layout taking into account requirements for ensuring expansion of the efficient and safe operation conditions range. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 8, pp. 67–78.