

УДК 621.51

Влияние величины внутренней теплообменной поверхности цилиндров поршневых компрессоров с кривошипно-шатунным и линейным приводом на интенсивность теплообменных процессов в ступенях с повышенным отношением давлений

Д-р техн. наук **И. К. ПРИЛУЦКИЙ**, канд. техн. наук **И. В. НАУМЧИК**,
канд. техн. наук **А. В. КАЗИМИРОВ**, канд. техн. наук **Ю. И. МОЛОДОВА**,
канд. техн. наук **Ю. В. ТАТАРЕНКО**

Военно-космическая академия имени А. Ф. Можайского

E-mail: vka@mail.ru

Настоящая работа содержит материалы, полученные на предварительном этапе изучения и совершенствования конструкций малорасходных поршневых компрессоров среднего и высокого давления с традиционным кривошипно-шатунным механизмом движения и мало изученным линейным приводом. Рассматриваемые конструкции предназначены для использования в системах газоснабжения ракетно-космических комплексов, жизнеобеспечения объектов военно-морского флота и в военной авиации. Приведены результаты расчетного анализа рабочих процессов и интегральных параметров ступеней поршневых компрессоров с развитой внутренней теплообменной поверхностью цилиндров. Снижение негативного влияния роста температуры нагнетаемого газа в ступенях предполагается достичь за счет применения ступеней со встроенными в цилиндры охлаждаемыми теплообменными устройствами с развитой теплообменной поверхностью. Расчетный анализ выполнен на базе программы КОМДЕТ-ВКА.

Ключевые слова: поршневой компрессор, тип привода, коэффициент увеличения внутренней поверхности цилиндра, рабочие процессы, динамика пластин клапанов, теплообмен, численный анализ.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 31.12.2021, принята к печати 10.02.2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Прилуцкий И. К., Наумчик И. В., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Татаренко Ю. В. 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: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25

The effect of the internal heat-exchange surface of the cylinders in the reciprocating compressors with crank-and-rod and linear drive

D. Sc. **I. K. PRILUTSKIY**, Ph. D. **I. V. NAUMCHIK**,

Ph. D. **A. V. KAZIMIROV**, Ph. D. **Iu. I. MOLODOVA**, Ph. D. **Iu. V. TATARENKO**

A. F. Mozhaysky Military-Space Academy

E-mail: vka@mail.ru

This work contains materials obtained at the preliminary stage of studying and improving the designs of low-flow reciprocating compressors of medium and high pressure with a traditional crank-and-rod movement mechanism and an understudied linear drive. The structures under consideration are intended for use in gas supply systems for rocket and space complexes, life support for naval facilities, and in military aviation. The results of the computational analysis of working processes and integral parameters of the stages of reciprocating compressors with a developed internal heat-exchange surface of the cylinders are presented. Reducing the negative impact of the increase in the temperature of the injected gas in the stages is supposed to be achieved through the use of stages with cooled heat exchangers built into the cylinders with a developed heat-exchange surface. The computational analysis was performed on the basis of the KOMDET-VKA program.

Keywords: reciprocating compressor, type of drive, coefficient of increase in the internal surface of the cylinder, working processes, dynamics of valve plates, heat transfer, numerical analysis.

Article info:

Received 31/12/2021, accepted 10/02/2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25

Article in Russian

For citation:

Prilutskiy I. K., Naumchik I. V., Kazimirov A. V., Molodova Iu. I., Tatarenko Iu. V. The effect of the internal heat-exchange surface of the cylinders in the reciprocating compressors with crank-and-rod and linear drive. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 1. p. 11–25. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-11-25

Введение

Большое число и разнообразие технологических операций, выполняемых с помощью сжатых газов, их продолжительность и специфические особенности (род применяемого газа, необходимые давления и расходы, удаление от потребителей и т. д.) существенно влияют на выбор оборудования систем газоснабжения. Основными элементами подобных систем являются многоступенчатые поршневые компрессоры высокого давления (типа 502 ВП 4/400 и др.), входящие в состав существующих систем газоснабжения [1].

Характерными недостатками современных поршневых компрессоров традиционного исполнения являются несоответствие фактических вибро-шумовых характеристик существующим требованиям, низкий уровень герметичности поршневых и сальниковых уплотнительных элементов кольцевого типа, работающих, как правило, со смазкой и высокие температуры нагнетаемого газа на каждой ступени.

Зарубежные ученые подтверждают в своих исследованиях, что поршневые компрессоры с линейным приводом, по сравнению с традиционными поршневыми компрессорами, не имеют сложного кривошипно-шатунного механизма, что повышает их эффективность [2]–[4]. Данные исследования являются в основном теоретическими и сосредоточены на миниатюрных, предназначенных для систем охлаждения электроники, поршневых компрессоров с линейным приводом или двухступенчатых поршневых компрессоров.

Авторы в работе [5] спроектировали модель-прототип миниатюрного поршневого компрессора с линейным приводом, который имеет общий рабочий объем около 3 см³ и средний ход поршня 0,6 см. За счет наличия небольшого количества движущихся элементов удается добиться сокращения потерь на трение. Авторы работы [6] говорят о том, что данный тип компрессоров лучше поддается масштабированию, то есть уменьшению физических размеров по сравнению с традиционными поршневыми компрессорами, имеющими кривошипно-шатунный механизм с целью использования в миниатюрном варианте.

Исследователями в работе [7] экспериментально получено, что КПД поршневого компрессора с линейным приводом на 20–30% выше, чем у традиционной модели компрессора с асинхронным электродвигателем.

На основании вышеизложенного видно, что поршневые компрессоры с линейным приводом являются весьма актуальным направлением для исследования. В настоящей работе уделено внимание одному из перспективных направлений — совершенствованию поршневых компрессорных машин с линейным приводом

(ЛПР), а именно компрессоров среднего и высокого давления, предназначенных для использования в системах газоснабжения ракетно-космических комплексов и жизнеобеспечения объектов военно-морского флота.

Объект исследования

В настоящей работе рассматриваются поршневые компрессоры как общего, так и специального назначения, как с традиционным кривошипно-шатунным, так и с линейным приводом. Для поршневых компрессоров с линейным приводом характерны следующие специфические особенности.

1. Широкий диапазон хода поршня: $S_n = 50\text{--}500$ мм и более;

2. Низкая частота рабочих циклов: $15 \leq n_n \leq 240$ ц/мин.

В сочетании с предельно малой величиной средней скоростью поршня — $c_n = 2S_n n \leq 1,0$ м/с и принятыми режимными параметрами (p - T - n) компрессора это позволяет обеспечивать:

— соответствующие современным требованиям виброшумовые характеристики стационарных компрессоров, а также работающих в составе установок электрохимической регенерации воздуха на борту подводных лодок;

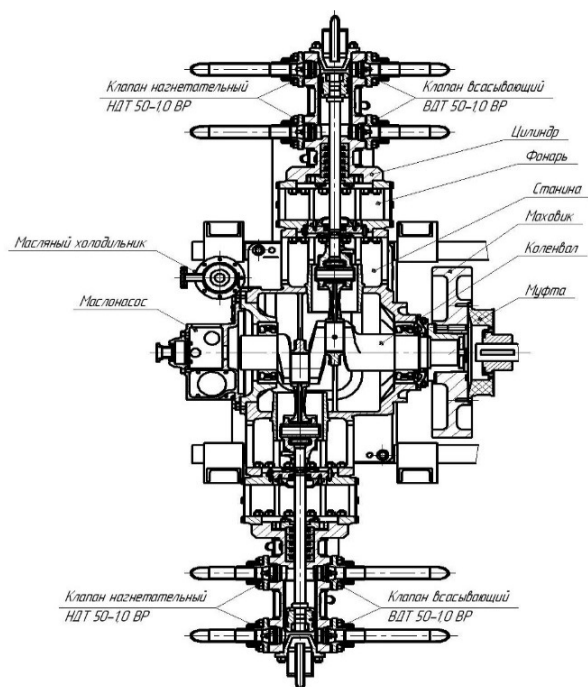
— высокий уровень герметичности уплотнительных узлов компрессоров среднего и высокого давления при предельно низком износе элементов манжетных уплотнений в ходе эксплуатации при выполнении указанных выше ограничений;

— повышенную внутреннюю теплообменную поверхность цилиндра $F_{\text{т-о. ц}}$, что предопределяет возможность увеличения отношения давлений в отдельно взятых ступенях компрессора, а следовательно, и снижения их числа при обеспечении допустимых температур нагнетаемого газа многоступенчатыми компрессорами с наперед заданным конечным давлением $p_k \leq 40$ МПа;

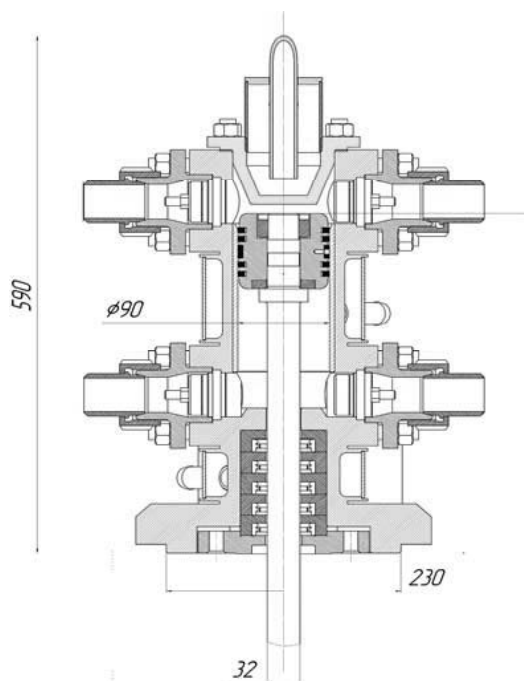
— минимизацию длины уплотнительных кромок в седлах закрытых нагнетательных клапанов, и как следствие, внутренних перетечек газа в ступенях с высоким отношением давлений $P_{\text{ст}}$, что обусловлено снижением средней скорости поршня на участке нагнетания;

— снижение величины a относительного мертвого пространства ступеней компрессора с ЛПР до уровня $a_{\text{min}} = f(S_n) = 1\text{--}3\%$ при $P_{\text{ст}} \leq 15$.

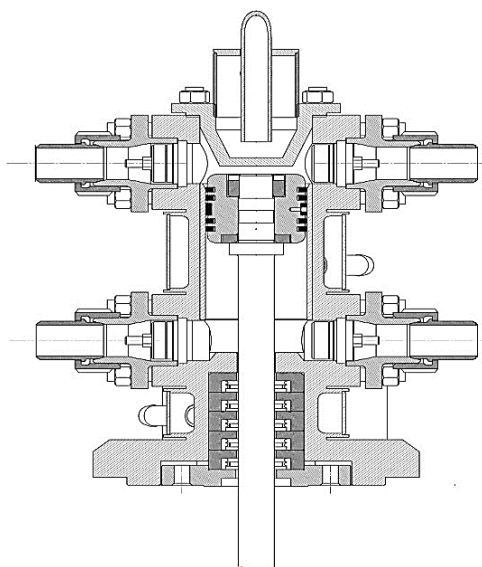
Помимо указанного выше, в качестве нового, но практически не изученного с позиций эффективности и уровня виброшумовых показателей направления, отметим возможность создания многоступенчатых многорядных компрессоров с ЛПР в блочном исполнении с различной по рядам частотой рабочих циклов.



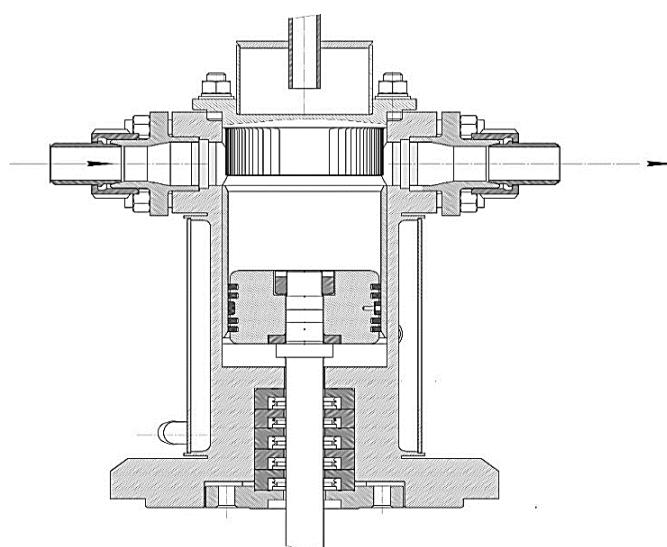
Базовый вариант 2-х рядного
одноступенчатого компрессора
2ГМ2.5-1,3/4,2-9С УХЛ4



Экспериментальная ступень
компрессора с линейным приводом



а – штатный вариант ступени базового
поршневого компрессора с кривошипно-
шатунным механизмом движения
при $\lambda_{ш} = 0,25$ и $K_{ФЦ} = 1,0$



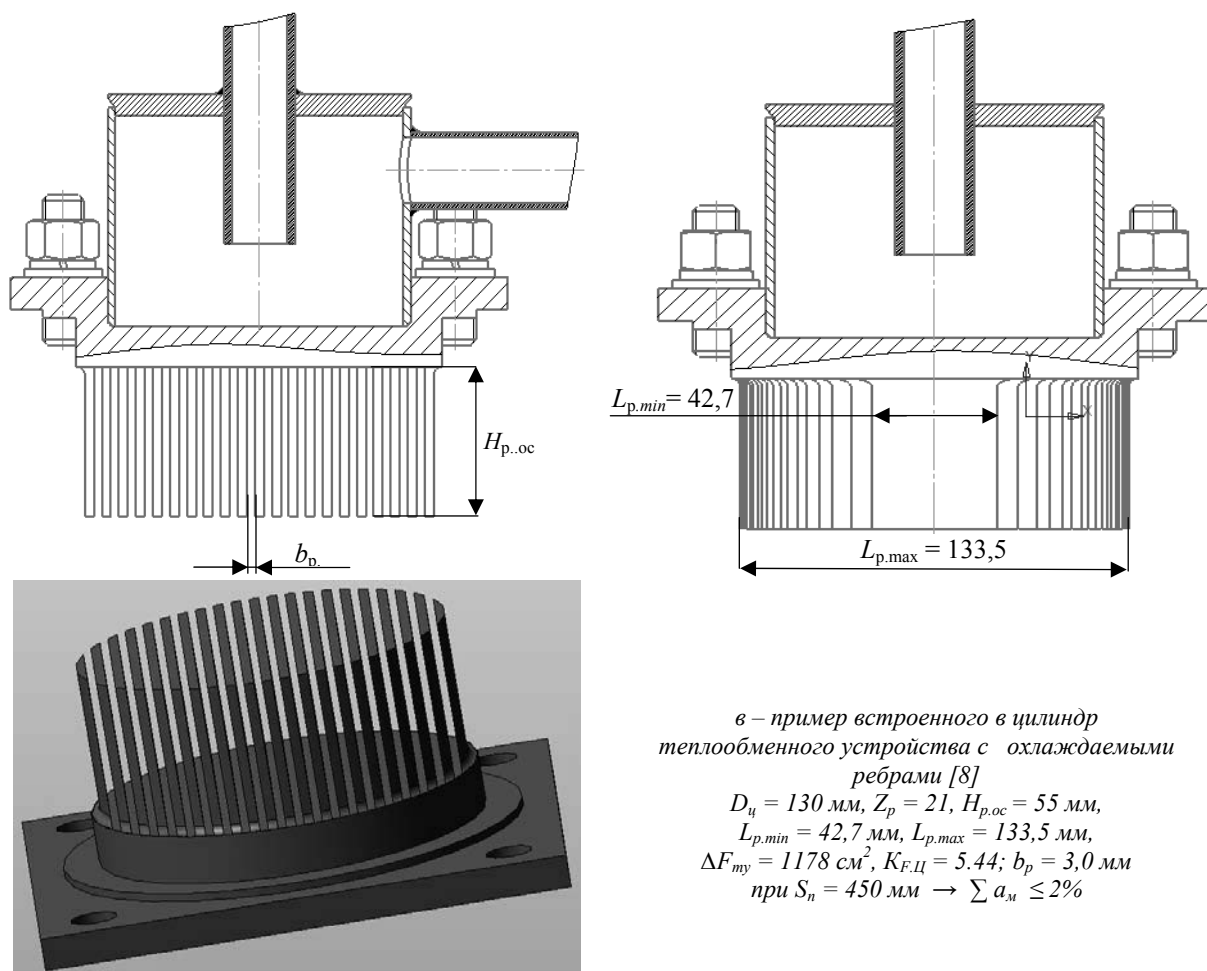
б – новое техническое решение при $\Pi_{ст} \leq 15$.
Вариант ступени с ЛПр и встроенным
в цилиндр теплообменником
при $\lambda_{ш} \rightarrow 0$, $\alpha \leq 0,03$ и $K_{ФЦ} \geq 1,0$

Суть нового технического решения проиллюстрирована на рис. 1 (см. стр 13, 14), в соответствии с которым переменная во времени внутренняя теплообменная поверхность штатного варианта цилиндра F'_{ϕ} , без учета встроенного в рабочую полость теплообменного устройства (ТУ), определяется с помощью уравнения:

$$F'_{\phi} = 2F_{\Pi} + \pi D (S_{\phi} + S_{мл}) + F_{кан. кл} = 2F_{\Pi} + \pi D S_{\Pi} \cdot (C_{\phi} + C_{мл} + C_{к. кл}), \quad (1)$$

где D — диаметр цилиндра i -й ступени компрессора; F_{Π} — площадь поршня i -й ступени компрессора; S_{ϕ} и $S_{мл} = 1 \dots 3$ мм — текущий ход и линейное мертвое пространство i -й ступени; $\Delta F_{кан. кл}$ — теплообменная поверхность каналов клапанов со стороны цилиндра; S_{Π} — полный ход поршня; $C_{кан. кл}$ — относительная теплообменная поверхность в каналах клапанов:

$$C_{кан. кл} = \Delta F_{кан. кл} / (\pi D S_{\Pi});$$



в – пример встроенного в цилиндр теплообменного устройства с охлаждаемыми ребрами [8]

$D_{\text{ц}} = 130 \text{ мм}$, $Z_p = 21$, $H_{p.\text{oc}} = 55 \text{ мм}$,
 $L_{p.\text{min}} = 42,7 \text{ мм}$, $L_{p.\text{max}} = 133,5 \text{ мм}$,
 $\Delta F_{\text{ту}} = 1178 \text{ см}^2$, $K_{\text{ф.ц}} = 5,44$; $b_p = 3,0 \text{ мм}$
 при $S_n = 450 \text{ мм} \rightarrow \sum a_m \leq 2\%$

Рис. 1. Конструкция базовой и модернизированной ступени компрессора линейным приводом и встроенным в цилиндр теплообменником

Fig. 1. Base and modernized compressor stages with linear drive and heat-exchanger built into the cylinder

C_ϕ — относительный ход поршня в диапазоне $0 \leq \phi \leq 360^\circ$:

$$C_\phi = S_\phi / S_n = 0,5 (1 - \cos \phi).$$

В ранее созданных моделях при определении величины F'_ϕ , как правило, не учитывалась реально существующая теплообменная поверхность в каналах всасывающих и нагнетательных клапанов $\Delta F_{\text{кан. кл}}$ обращенных в сторону цилиндра, а наличие встроенных в цилиндр охлаждаемых теплообменных устройств (ТУ) с дополнительной поверхностью $\Delta F_{\text{доп. ц}}$ даже не рассматривалось [8] по причине резкого увеличения мертвых пространств в ступенях с кривошипно-шатунным механизмом движения.

В компрессорах с линейным приводом, отличающихся повышенным ходом поршня, даже при наличии встроенного в цилиндр теплообменного устройства (см. рис. 1, б и 1, в) относительное мертвое пространство ступеней не превышает 2%. Поэтому, при анализе работы ступеней компрессоров с линейным приводом, оснащенных встроенным в цилиндр дополнительным теплообменным устройством, уравнение (1) следует записывать в виде:

$$F'_\phi = 2F_n + \pi D S_n \cdot (C_\phi + C_{\text{мл}} + C_{\text{кан. кл}}) + \Delta F_{\text{доп. ц}} \quad (2)$$

где $\Delta F_{\text{доп. ц}}$ — дополнительная теплообменная поверхность ТУ, температура которой соответствует температуре стенок цилиндра рассматриваемой ступени:

$$\Delta F_{\text{доп. ц}} = z_p \cdot H_{p.i} \cdot 2 \sum_{i=1}^z L_{p.i} \quad (3)$$

где z_p — число ребер ТУ; b_p — ширина межреберных каналов; $H_{p.i} = \text{const}$ — осевой размер ребер; $L_{p.i}$ — линейный размер ребер переменный в пределах заданного диаметра цилиндра.

Оценка величин, указанных в правой части уравнения (2), проводится на базе эскизной проработки конструкции ТУ (см. рис. 1, в) и выбранных органов газораспределения, в ходе которой определяется реальный диапазон величин $C_{\text{кан. кл}}$ и $\Delta F_{\text{доп. ц}} = f(D)$.

При этом следует помнить, что в рекомендуемой конструкции ТУ обязательно выполнение следующего условия — суммарное живое сечение межреберных каналов должно быть не менее принятого суммарного сечения в щелях всасывающих (нагнетательных) клапанов рассматриваемой ступени сжатия, то есть:

$$\sum F_{\text{меж.реб.кан}} = (z_p - 1) b_p H_p \geq \sum F_{\text{щ.вс/нг}} \quad (4)$$

Максимальные значения внутренней теплообменной поверхности цилиндра F_{max} соответствуют положению поршня в НМТ (при $\varphi = 180^\circ$ и $C_\varphi = S_\varphi/S_n = 1$). Используя исходные уравнения (1) и (2), запишем:

— штатные цилиндры без встроенных теплообменников (привод — кривошипно-шатунный механизм движения (КШМД)):

$$F_{\text{т.о. max}}^* = 2F_n + \pi D S_n \cdot (1 + C_{\text{мл}} + C_{\text{к.кл}}) \quad (5)$$

— цилиндры со встроенными теплообменниками (линейный привод):

$$F_{\text{т.о. max}} = 2F_n + \pi D S_n \cdot (1 + C_{\text{мл}} + C_{\text{к.кл}}) + \Delta F_{\text{доп.ц}} = F_{\text{т.о. max}}^* + \Delta F_{\text{доп.ц}} \quad (6)$$

Совместное решение уравнений (5) и (6) позволяет получить выражение для определения коэффициента $K_{F_{\text{ц}}}$, отражающего степень увеличения внутренней теплообменной поверхности цилиндра поршневых компрессоров с линейным приводом, работающих при повышенном отношении давлений в ступенях

$$K_{F_{\text{ц}}} = F_{\text{т.о}}/F_{\text{т.о}}^* = 1 + (\Delta F_{\text{доп.ц}}/F_{\text{т.о}}^*) \quad (7)$$

Для оценки целесообразности и эффективности применения ступеней компрессоров с линейным приводом и встроенными в цилиндр теплообменниками используется «критерий удельной теплообменной поверхности цилиндра» [9]:

$$F_{\text{уд.ц}} = F_{\text{т.о}}/m_{\text{т.1}} = F_{\text{т.о}}/V_{\text{т}} \rho_{\text{вс}} \quad (8)$$

Теоретический объем цилиндра, вычисляется как:

$$V_{\text{т}} = F_n S_n = 2F_n 0,5 S_n \quad (9)$$

Масса газа, поступающего в цилиндр за один рабочий цикл:

$$m_{\text{т.1}} = V_{\text{т}} \rho_{\text{вс}} = 2F_n \rho_{\text{вс}} 0,5 S_n \quad (10)$$

После несложных преобразований уравнений 5÷9 получим расчетное выражение для «критерия удельной теплообменной поверхности цилиндра»:

$$F_{\text{уд.ц}} = 2(K_{F_{\text{ц}}} + S/D)/(\rho_{\text{вс.и}} S) \quad (11)$$

Анализируя структуру выражения (11), не трудно спрогнозировать качественные изменения в процессах теплообмена в ступенях компрессоров с любым типом

привода как при наличии, так и отсутствии встроенных в цилиндр ТУ. В частности, очевидно, что при сжатии «легких» газов ($\rho_{\text{вс}}$) интенсивность процессов теплообмена должна возрастать, а в конструктивно одинаковых ступенях с диаметрами цилиндров $d \leq D$ (масштабный фактор) следует ожидать снижения температуры нагнетаемого газа в ступенях малорасходных компрессоров, что соответствует современным теоретическим положениям и реальным показателям существующих малорасходных компрессоров [5]. В дожимающих ($p_{\text{вс}} \uparrow$) и вакуум-компрессорах ($p_{\text{вс}} \downarrow$) плотность всасываемого газа существенно изменяется, что приводит не только к изменению теплового состояния компрессора, но и показателей эффективности его работы.

Указанные выше качественные трансформации процессов теплообмена дополняются количественными характеристиками реально существующих конструкций компрессоров с кривошипно-шатунным механизмом движения, приведенными в табл. 1 и на рис. 2.

Анализ графической информации, приведенной на рис. 2, показывает, что теплообмен газа со стенками цилиндров многоступенчатых компрессоров наиболее интенсивен в I ступени, существенно снижается во II ступени и слабо проявляется на последующих ступенях сжатия в диапазоне $0,1 \leq p_{\text{вс.и}} \leq 6,4$ МПа. На основании вышесказанного приходим к выводу, что для снижения температур газа на выходе ступеней многоступенчатых компрессоров с линейным приводом, работающих при отношении давлений $\Pi_{\text{ст.и}} \leq 15$ с соблюдением традиционного распределения отношения давлений по ступеням $\Pi_{\text{ст.I}} > \Pi_{\text{ст.II}} > \Pi_{\text{ст.III}}$ особое внимание следует уделять ступеням низкого давления.

С учетом данного обстоятельства в табл. 2 приводятся результаты численного анализа работы первой ступени воздушного компрессора с линейным приводом и встроенным теплообменным устройством с варьируемым коэффициентом $K_{F_{\text{ц}}}$. По результатам численного анализа устанавливается требуемая величина коэффициента $K_{F_{\text{ц}}}^*$ при которой средняя температура газа на выходе из цилиндра рассматриваемой ступени не превышает допустимых значений ($T_{\text{нг.ц-ра.ср}}^* \leq 453$ К) и требуется выполнение условия:

$$T_{\text{стн.и}}^* \leq T_{\text{нг.ц-ра.ср}}^* = 453 \text{ К.} \quad (12)$$

Расчетно-теоретический анализ выполнен с помощью последней версии программы КОМДЕТ-ВКА-2021,

Таблица 1

Удельная теплообменная поверхность ступеней компрессора АГШ1,6-5-1,1–250 с кривошипно-шатунным механизмом движения

Table 1

Specific heat-exchange surface of AGSH1,6-5-1,1–250 compressor stages with crank-and-rod movement mechanism

№ ступени	$p_{\text{вс}}, \text{ МПа}$	$T_{\text{вс}}, \text{ К}$	$\rho_{\text{вс}}, \text{ кг/м}^3$	$S_n, \text{ м}$	$D, \text{ м}$	$\psi = S_n/D$	$2(1 + \psi)$	$F_{\text{уд.ц}}, \text{ м}^2/\text{кг}$
1	0,1	313	1,11	0,08	0,210	0,381	2,762	31,10
2	0,284	323	3,06		0,130*	0,615	3,23	13,9
3	0,787		8,27		0,110	0,727	3,454	5,22
4	2,113		22,8		0,065	1,231	4,462	2,45
5	4,700		50,7		0,045	1,778	5,556	1,37
6	10,80		116,5		0,030	2,667	7,334	0,79

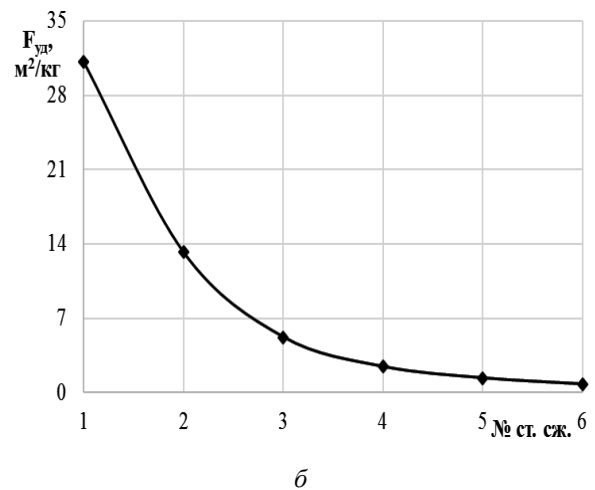
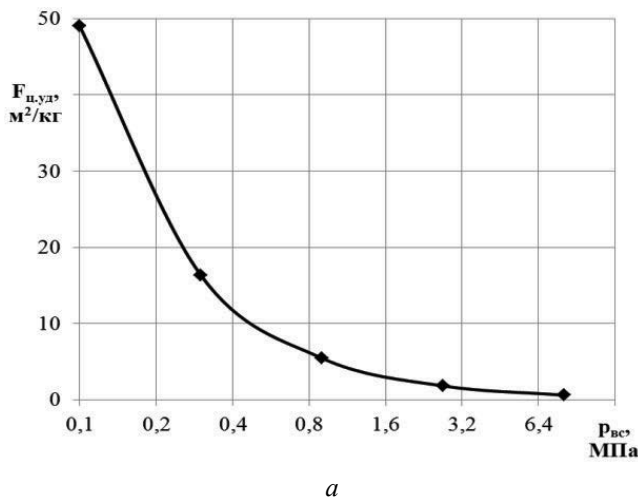


Рис. 2. Удельная теплообменная поверхность цилиндров АГШ1,6–5–1,1–250: а — $z_{см} = 5$; б — $z_{см} = 6$

Fig. 2. Specific heat-exchange surface of AGSH1,6–5–1,1–250 cylinders: а — $z_{см} = 5$; б — $z_{см} = 6$

учитывающей наличие в составе ступени встроенных теплообменных устройств (ТУ) [9]. Ее основой является математическое описание свойств реальных газов, различных смесей и физических процессов на базе уравнений термодинамики тела переменной массы, теплообмена и массопереноса, механики и газовой динамики в сочетании с комплексом эмпирических зависимостей, полученных при испытании различных устройств и компрессоров. Подробное описание возможностей работы с предыдущими версиями программы КОМДЕТ приведено в литературе [11, 12].

Приведенные результаты численного исследования первой ступени компрессора Я125-S-n-0,91K со встроенными теплообменными устройствами основывались на следующих геометрических и режимных параметрах компрессора:

- шаг расчета $= 0,005^\circ$, $Z_{итераций} = 10$, $K_{ст. ц} = 0,3$ (учитывалось водяное охлаждение);
- геометрия ступени: $D = 125$ мм, $S = 450$ мм, $V_{пол. вс} = V_{пол. нг} = 0,4V_{ц}$, $d_{тр} = 50$ мм;
- режим работы: $p_{вс} = 0,1$ МПа, $T_{вс} = 293$ К, $p_{нг} = 0,91$ МПа, $P_{ст} = 9,1$, $n = 40$ ц / мин;
- клапаны — ленточные: $\delta_{к. усл. кл} = \delta_{упл. колец} = 0,5$ мм.

При заданных геометрических размерах рабочий объем цилиндра исследуемой ступени в 6 раз и более превышает объемы цилиндров ранее испытанных ступеней с диаметрами $D \leq 50$ мм в составе экспериментальных стендов ряда отечественных фирм [13]–[16].

В табл. 2 приведена комплексная информация об интегральных параметрах одноступенчатого компрессора нового конструктивного исполнения, укомплектованного встроенными в цилиндр и примыкающие к нему полости дополнительными теплообменными устройствами ТУ [8]. Такое конструктивное решение при любом типе привода способствует росту внутренней теплообменной поверхности рабочей камеры. Однако при этом резко возрастает величина мертвого пространства ступени, вследствие чего их применение в ступенях компрессоров с кривошипно-шатунным механизмом движения не представляется целесообразным.

Спецификой компрессоров с линейным приводом является увеличенный примерно на порядок ход поршня $S_{п.}$. В этом случае при фиксированных величинах теоретической массовой производительности ступени $m_{т. 1}$, средней скорости поршня $c_{п}$ и диаметре цилиндра $D_{ц} = \text{const}$ выполняется условие $a \downarrow = f(S \uparrow)$, с учетом которого относительно мертвое пространство ступени лежит в диапазоне $0,01 \leq a \leq 0,03$. Это позволяет повышать отношение давлений в ступенях сжатия $P_{ст}$ при сохранении допустимых конечных температурах газа, а при наличии встроенных в элементы ступеней дополнительных ТУ сокращать число ступеней сжатия многоступенчатых компрессоров высокого давления.

Главной задачей, решаемой в ходе численного эксперимента, являлось установление на стадии поверочного расчета ступени требуемой величины коэффициента $K_{F. ц}^*$, при которой средняя температура газа на участке вытеснения газа из цилиндра рассматриваемой ступени не превышает допустимой величины $T_{нг. ц-ра. ср}^* \leq 453$ К. Согласно данным табл. 2 это условие выполняется при $K_{F. ц}^* = 2,2$, которое и принимается в качестве базового при разработке конструкции встроенного в цилиндр охлаждаемого теплообменного устройства (см. рис. 1, в). Нижнее значение величины $K_{F. ц} = 1,0$ соответствует варианту конструкции ступени, в которой отсутствуют встроенные в рабочие полости дополнительные ТУ.

По мере увеличения коэффициента $K_{F. ц}$ в ступени с заданными геометрическими и режимными параметрами добавочная внутренняя теплообменная поверхность цилиндра $\Delta F_{доп. ц} = f(K_{F. ц})$, в соответствии с уравнением (3), увеличивается. В принятом диапазоне $1,0 \leq K_{F. ц} \leq 2,2$ только часть интегральных параметров, отмеченных в первом столбце табл. 2 индексом (\downarrow), зависит от величины внутренней теплообменной поверхности цилиндра, а остальные — остаются постоянными. К последним относятся: $\Delta m_{в. у}$ — внешние утечки газа через уплотнительный узел поршня; $v_{пр}$ — относительные внутренние перетечки газа в рассматриваемой ступени; $\chi_{вс/нг}$ — относительные потери давления во всасывающих и нагнетательных клапанах; механические $\eta_{мех}$, а также газодинамические λ_d и тепловые λ_t потери при всасывании.

Таблица 2

Параметры I ступени компрессора Я125-S-n-0,91К (А-Б-В-Г-Д-Е-Ж)
с линейным приводом при $\Pi_{ст}=9,1$ и коэффициенте $1,0 \leq K_{F.ц} \leq 2,2$

Table 2

Parameters for the first stage of Ya125-S-n-0,91K compressor (А-Б-В-Г-Д-Е-Ж)
with linear drive at $\Pi_{st}=9.1$ and coefficient $1.0 \leq K_{F.ц} \leq 2.2$

Параметры	Размер- ность	ВОЗДУХ						
		Коэффициент увеличения внутренней поверхности цилиндра $K_{F.ц}$						
		1,0-А	1,2-Б	1,4-В	1,6-Г	1,8-Д	2,0-Е	2,2-Ж
S/D	мм	450/125						
n	ц/мин	40						
$c_{п}$	м/с	0,6						
a	%	3,0						
$F_{т-о. уд} \uparrow$	м ² /кг	16,97	17,70	18,44	19,18	19,92	20,65	21,39
$m_A \downarrow$	кг/ч	11,1471	11,1501	11,0345	10,9457	10,8825	10,8118	10,7583
$\Delta m_{в.у}$		0,123	0,122	0,121	0,120	0,120	0,120	0,119
$V_A \downarrow$	ст. м ³ /мин	0,1542	0,1542	0,1526	0,1514	0,1505	0,1495	0,1488
$N_{инд. А} \downarrow$	кВт	0,969	0,964	0,958	0,953	0,948	0,941	0,9350
$\chi_{вс/нг} \approx const$	%	2,1/0,5	2,1/0,5	2,1/0,5	2,1/0,5	2,2/0,5	2,2/0,5	2,2/0,5
$\eta_{из. инд}$		0,593	0,596	0,594	0,593	0,592	0,593	0,593
$T_3 \downarrow$	К	430,0	411,4	400,3	390,5	380,4	372,0	364,5
$T_4 \downarrow$		233,4	227,5	226,4	226,1	226,0	226,4	227,7
$T_1 \downarrow$		325,5	320,3	320,8	321,0	320,7	320,0	319,9
$T_2 \downarrow$		534,2	524,4	521,0	516,7	511,6	506,3	501,6
$\Delta T_{2-3} \uparrow$		104,2	113,0	121,0	126,2	131,2	134,3	137,1
ΔT_{4-1}		92,1	92,8	94,4	94,9	94,7	93,6	92,2
T_s		546,74						
$T_{ст. ц} (K_{ст. ц}=0,3)$		322,7	320,6	321,1	321,0	320,5	319,4	319,5
$T_{нг. ц-ра. ср.}$		501,8	488,6	481,9	474,9	467,7	458,8	452,3
$T_{стн}$		397,1	386,4	387,2	388,6	387,0	385,3	385,7
$\rho_3 \uparrow$	кг/м ³	7,357	7,676	7,903	8,105	8,316	8,519	8,688
ρ_1		1,077	1,087	1,085	1,085	1,086	1,088	1,088
$\rho_3/\rho_1 \uparrow$	—	6,831	7,062	7,284	7,470	7,657	7,830	7,985
$M_3 \uparrow$	грамм	1,219	1,272	1,3091	1,343	1,378	1,411	1,439
$\lambda \downarrow$	—	0,7071	0,7073	0,7000	0,6944	0,6904	0,6859	0,6825
$\lambda_{д}$		0,9998	1,0000	0,9992	0,9994	0,9999	0,9992	0,9994
$\lambda_{т}$		0,9058	0,9147	0,9133	0,9128	0,9136	0,9155	0,9158
$\lambda_0=f(\rho_3/\rho_1) \downarrow$		0,8251	0,8182	0,8115	0,8058	0,8003	0,7955	0,7905
$\Delta \lambda_{0 вс}$		-0,0002	-0,0003	-0,0001	-0,0003	-0,0004	-0,0002	-0,0003
$\Delta \lambda_{0 нг}$		-0,0000	-0,0000	-0,0000	0,0001	-0,0000	0,0001	0,0000
$v_{в.у}$		0,0078	0,0077	0,0077	0,0076	0,0076	0,0076	0,0075
$v_{пр}$		0,0325	0,0337	0,0329	0,0333	0,0334	0,0338	0,0338
$Q_{ср. цикл} \uparrow$	Дж	-1281,8	-1186,3	-1236,9	-1293,6	-1305,2	-1311,4	-1295,8
$Q_{пол. вс}$		27,751	28,103	27,959	27,952	28,056	28,103	28,102
$Q_{ц-ра} \uparrow$		-458,72	-512,52	-548,50	-585,48	-620,98	-654,81	-685,14
$Q_{пол. нг} \downarrow$		-850,86	-701,84	-716,31	-736,10	-712,28	-684,69	-638,75
$Q_{рш} \uparrow$		3,6225	2,1530	10,928	20,166	30,019	41,123	51,774
$Q_{вс} \uparrow$		183,90	178,53	186,44	190,47	191,52	190,40	189,75
$Q_{сж} \uparrow$		-334,07	-357,55	-380,43	-403,40	-426,40	-449,03	-471,58
$Q_{нг} \uparrow$		-304,92	-335,65	-365,44	-392,71	-416,12	-437,31	-455,09
$\sum N_{п.к}$	кВт	0,0420	0,0416	0,0413	0,0411	0,0409	0,0406	0,0404
$N_{тр. п-ц}$		0,0023	0,0023	0,0022	0,0022	0,0022	0,0022	0,0022
$N_{тр. S}$		0,0442	0,0439	0,0436	0,0434	0,0431	0,0429	0,0426
$N_{тр. \omega}$		0,0177	0,0175	0,0174	0,0173	0,0172	0,0171	0,0171
$\eta_{мех}$	—	0,940	0,940	0,940	0,940	0,940	0,940	0,940
$N_{уд. инд, кВт/(ст. м^3/мин)}$		6,284	6,252	6,278	6,295	6,299	6,294	6,284

На рис. 3 и в табл. 3 приведена графическая и цифровая информация об изменении характерных температур газа и стенок цилиндра по мере роста величины $K_{F,ц}$. Из приведенных данных следует, что при заданных геометрических и режимных параметрах $1,0 \leq K_{F,ц} \leq 2,2$ ступени средняя температура стенок цилиндра $T_{ст.ц}$ снижается на 3,2 °С, что сопровождается понижением температуры газа в начале процесса сжатия T_1 на 5,6 °С. При отношении давлений в рассматриваемой ступени $\Pi_{ст}=9,1$ температура газа в конце процесса сжатия T_2 уменьшается уже на 32,6 °С, а наибольшее снижение температуры наблюдается в процессе нагнетания, в конце которого при положении поршня в ВМТ величина $\Delta T_3=f(K_{F,ц})=65,5$ °С достигает максимума.

На основе полученных данных оценим влияние величины внутренней поверхности цилиндра $F_{т-о}=f(K_{F,ц})$ на коэффициент подачи ступени компрессора. В трактовке авторов он записывается в следующем виде [17]:

$$\lambda = m/m_t = \lambda_d \lambda_t [(\lambda_o - (\Delta\lambda_{o,вс} + \Delta\lambda_{o,нг})) - (v_{пр} + v_{вы} + v_{вл})]. \quad (13)$$

Данные, приведенные в табл. 2, свидетельствуют о незначительном снижении коэффициента подачи λ (\approx на 4%) по мере увеличения внутренней теплообменной поверхности цилиндра $F_{т-о}=f(K_{F,ц})$, что обусловлено рядом факторов, характерных для компрессоров с линейным приводом:

1. существенное снижение температуры газа T_3 в момент окончания процесса нагнетания, что в отличие от компрессоров с КШМД ведет к росту плотности газа ρ_3 , а соответственно и его массы M_3 в мертвом пространстве ступени;

2. поскольку в рассмотренных вариантах величина плотности газа в начале процесса сжатия $\rho_1 = \text{const}$, то отношение $\rho_3/\rho_1 = f(K_{F,ц})$ по мере роста $K_{F,ц}$ должно увеличиваться, что приводит к снижению $\lambda_o = 1 - a[(\rho_3/\rho_1) - 1]$ и соответственно коэффициента подачи λ .

В публикации [17] отмечается, что по мере увеличения диаметра цилиндра его объем возрастает $V \sim D^3$, а теплообменная поверхность $F_{т-о,ц} \sim D^2$, вследствие чего величина критерия удельной теплообменной поверхности цилиндра $F_{уд,ц}$ (см. уравнение (11)) хотя и увеличивается, но не значительно:

$$F_{уд,ц} = 2(K_{F,ц} + S/D) / (\rho_{вс,i} S) = f(K_{F,ц}).$$

Поэтому в заданном диапазоне $1,0 \leq K_{F,ц} \leq 2,2$ приращение критерия удельной теплообменной поверхности цилиндра не превышает 18%.

Главными интегральными параметрами, характеризующими технико-экономический уровень исследуемого компрессора в целом являются: температуры газа на выходе отдельных ступеней (рассмотрено выше), массовый расход газа m , соответствующая ему индикаторная мощность $N_{инд}$, изотермный индикаторный $\eta_{из, инд}$ и механический КПД $\eta_{мех}$. Совокупность перечисленных параметров дает достаточно полное представление о соответствии итоговых расчетных параметров современному мировому уровню.

Первое, что хотелось бы отметить, это независимость изотермного индикаторного $\eta_{из, инд}$ и механического $\eta_{мех}$ КПД одноступенчатого компрессора от величины внутренней теплообменной поверхности цилиндра, которые остаются практически постоянными во всем диапазоне переменной величины $K_{F,ц}$ и определяются на основе уравнений:

$$\eta_{из, инд} = N_{из}/N_{инд} = mRT_{вс} \ln(p_{нг}/p_{вс})/N_{инд} \quad (14)$$

$$\eta_{мех, ст} = \{1 + [(\sum(N_{тр,с} + \sum N_{тр,о})/\sum N_{инд})]\}^{-1}, \quad (15)$$

где $N_{из} = p_{вс} \cdot V_{вс} \cdot \ln \Pi_{ст}$ — мощность, затраченная при изотермном процессе сжатия; $N_{инд}$ — индикаторная мощность ступени компрессора.

Для анализа закономерностей изменения прочих параметров преобразуем исходное уравнение (13) и представим массовый расход m рассматриваемой ступени в виде:

$$m = \lambda m_t, \quad (16)$$

где $m_t = f(D, S, n) = \text{const}$ — массовый расход газа ступени при теоретическом цикле.

Его структура говорит о том, что закономерности изменения величин m и λ количественно и качественно идентичны, поскольку отношение $m/\lambda = f(K_{F,ц}) = \text{const}$. Таким образом, в заданном диапазоне $1,0 \leq K_{F,ц} \leq 2,2$ внутренняя теплообменная поверхность цилиндра по мере роста величины $K_{F,ц}$ возрастает, а массовый расход m снижается на те же 4%, что и коэффициент подачи λ . Компенсация этих потерь достигается путем коррекции величины мертвого пространства ступени в ходе поверочного расчета. Выявленный негативный фактор [$\downarrow m = f(\uparrow K_{F,ц})$] позволяет утверждать, что при заданных режимных и геометрических параметрах рассматриваемой ступени влияние на тепловое состояние и эффективность её работы оказывает не только величина внутренней теплообменной поверхности цилиндра и заданное время рабочего цикла $\tau_{ц} = 60/n$,

Таблица 3

Влияние величины $K_{F,ц}$ на контрольные температуры газа в ступени компрессора Я125-S-n-0,91К при $\Pi_{ст} = 9,1$

Table 3

The influence of the value $K_{F,ц}$ on the control temperatures of gas in the stage of Ya125-S-n-0.91K compressor at $\Pi_{ст} = 9.1$

Параметр	Размерность	Индекс контрольных температур рабочего цикла					
		$T_{ст.ц}$	T_1	T_2	T_3 (ВМТ)	$T_{нг,ц\text{ ср}}$	$T_{стн}$
$K_{F,ц} = 1,0$	-	322,7	325,5	534,7	430,0	501,8	397,1
$K_{F,ц} = 2,2$	-	319,5	319,9	501,6	364,5	452,3	385,7
ΔT_i	К	3,2	5,6	32,6	65,5	49,5	11,4

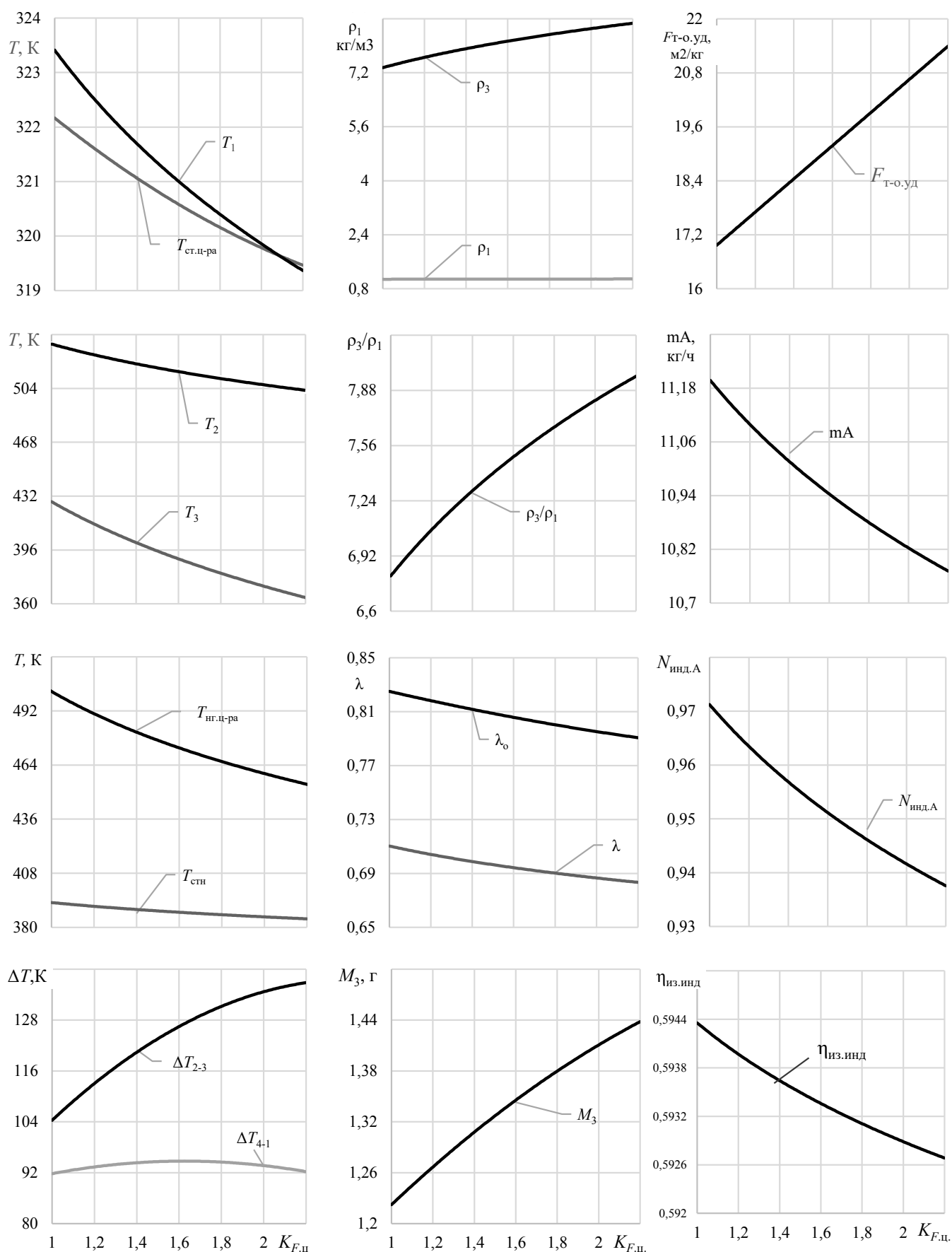


Рис. 3. Интегральные параметры ступени компрессора Я125-S-n-0.91K с линейным приводом при переменной величине коэффициента $K_{F.ц}$

Fig. 3. Integral parameters of the stage of Ya125-S-n-0.91K compressor with linear drive at variable value of the coefficient $K_{F.ц}$

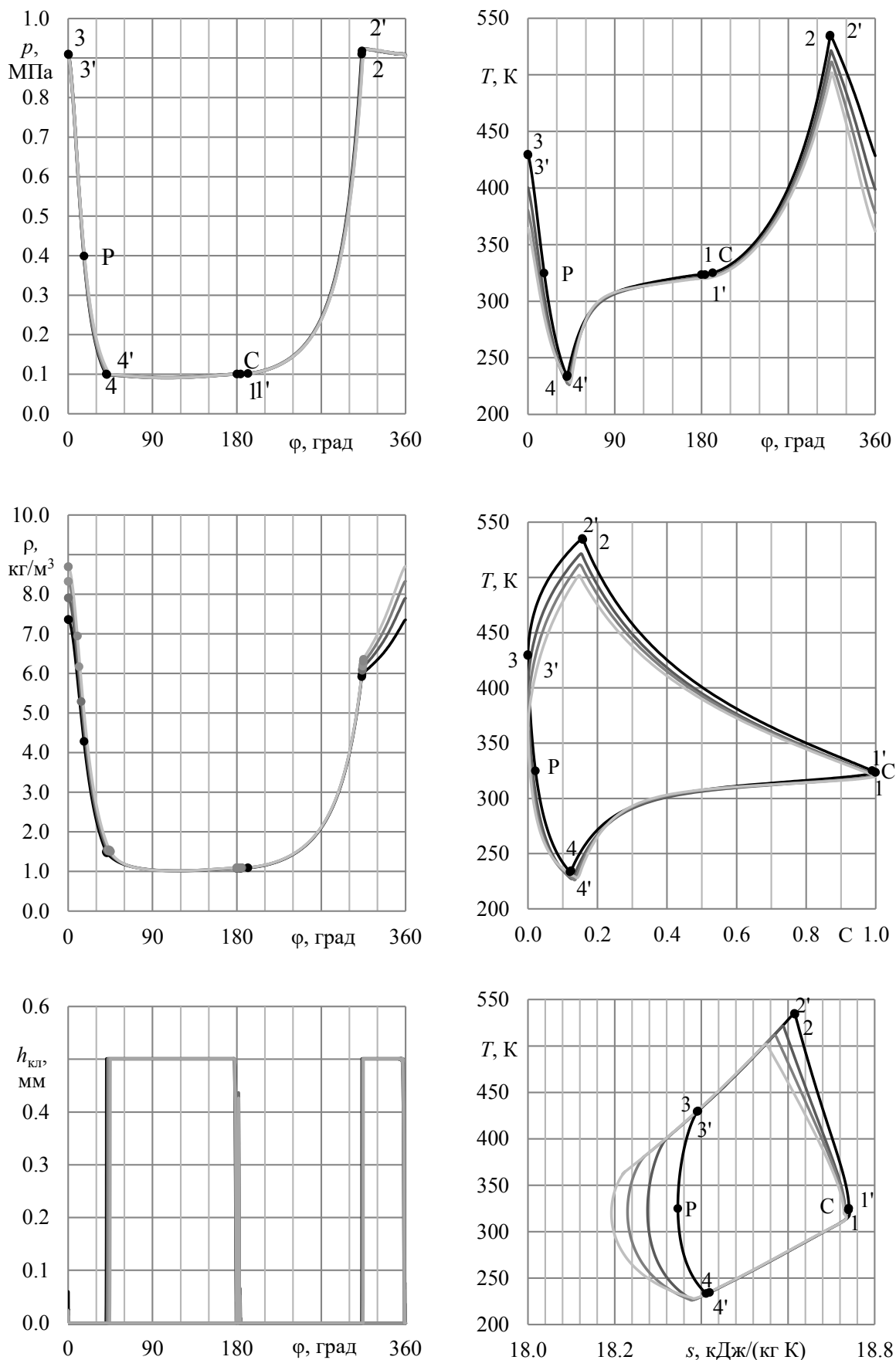


Рис. 4. Текущие параметры ступени компрессора Я125-S-n-0.91K при переменной внутренней теплообменной поверхности цилиндра:

Fig. 4. Current parameters of the stage of Ya125-S-n-0.91K compressor at variable heat-exchange surface of the cylinder:

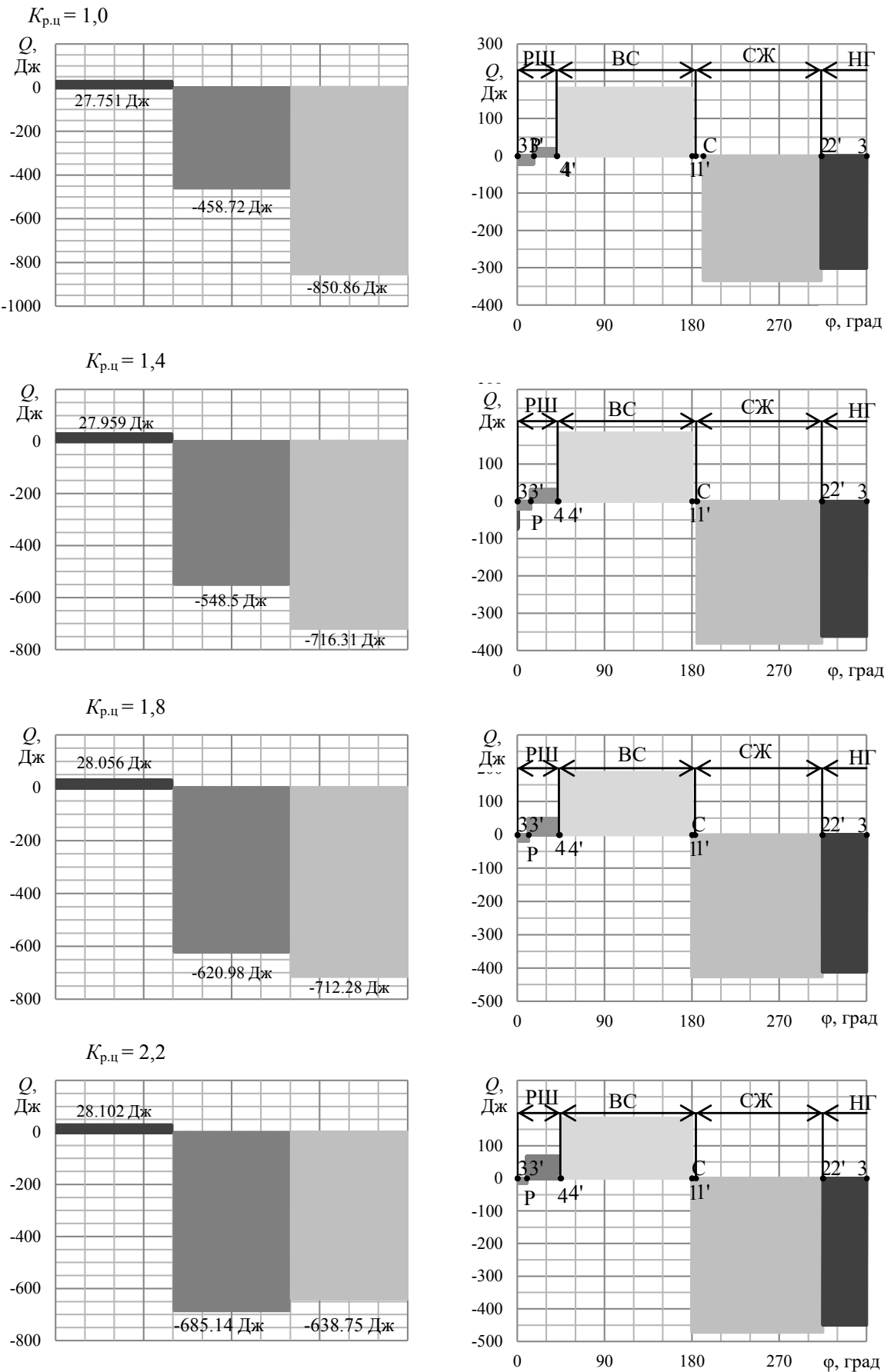


Рис. 5. Интенсивность процессов теплообмена в элементах ступени компрессора Я125-S-n-0.91K с ЛПр при переменной величине $K_{p,ц}$

— полость всасывания; — цилиндр; — полость нагнетания

Fig. 5. Intensity of heat -processes in the elements of the stages of Ya125-S-n-0.91K compressor with linear drive at variable value $K_{p,ц}$

— increasing space; — cylinder; — decreasing space

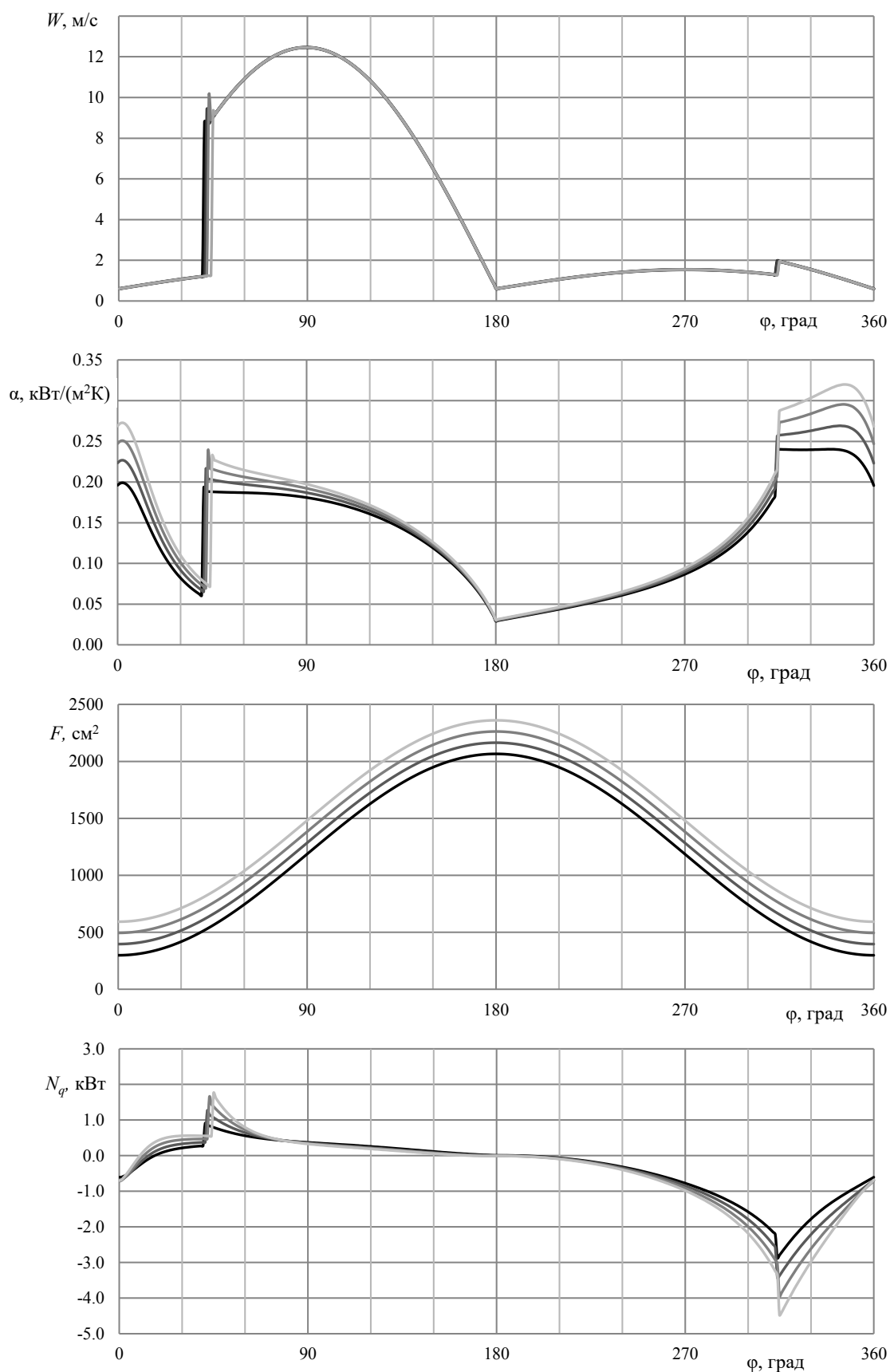


Рис. 6. Характеристики конвективного теплообмена в ступени компрессора Я125-S-n-0.91K с ЛПр при переменной величине коэффициента $K_{F,u}$

— $K_{F,u}=1$; — $K_{F,u}=1,4$; — $K_{F,u}=1,8$; — $K_{F,u}=2,2$

Fig. 6. Characteristics of convection heat-exchange in the stage of Ya125-S-n-0.91K compressor with linear drive at variable values of the coefficient $K_{F,u}$

— $K_{F,u}=1$; — $K_{F,u}=1,4$; — $K_{F,u}=1,8$; — $K_{F,u}=2,2$

но и возникающее при изменении величины $1,0 \leq K_{F, \text{ц}} \leq 2,2$ перераспределение тепловых потоков внутри цилиндра $Q_{\text{ц-ра}}$ и примыкающей к нему полости нагнетания $Q_{\text{пол. нг}}$.

Сущность выявленной в ходе численного эксперимента особенности протекающих теплообменных процессов в цифровой форме раскрыта в табл. 2, где прослеживается следующая закономерность: по мере увеличения величины $K_{F, \text{ц}}$ отбор теплоты от газа в цилиндре $Q_{\text{ц-ра}}$ возрастает, а в полости нагнетания $Q_{\text{пол. нг}}$ снижается при среднем количестве теплоты отводимой в ступени за цикл $Q_{\text{ср. цикл}} \approx \text{const}$.

Дополнительно данная закономерность поясняется на рис. 5 и 6 в графической форме, что позволяет более глубоко изучить, вникнуть и понять взаимосвязь протекающих рабочих процессов.

Заключение

По результатам настоящей статьи можно сделать следующие выводы.

1. Главной задачей выполненного расчетно-теоретического анализа является оценка перспектив создания многорядных компрессоров среднего и высокого давления ($p \leq 60$ МПа) с линейным приводом при минимальном числе ступеней сжатия;

2. В отличие от традиционных конструкций ступеней, рассматриваемые в настоящей работе, содержат встроенные в цилиндр дополнительные ТУ, что позволяет рекомендовать оптимальное отношение давлений в ступенях в диапазоне $7 \leq P_{\text{ст}} \leq 13$ при сохранении температур нагнетаемого газа на допустимом уровне;

3. Предложен алгоритм, а на стадии поверочного расчета ступени показано решение задачи определения требуемой дополнительной поверхности встроенного в цилиндр ступени с повышенным отношением давлений

$P_{\text{ст}}$ теплообменного устройства, при наличии которого средняя температура газа на выходе из цилиндра в процессе нагнетания не превышает допустимой величины $T_{\text{нг. ц-ра. ср}}^* \leq 453$ К (180 °С);

4. Выявлены специфические закономерности, отражающие взаимозависимость интенсивности тепловых потоков в цилиндре и примыкающей полости нагнетания, возникающие в ступени при изменении величины нулевой теплообменной поверхности.

С учетом сделанных выводов разработка, рассмотренной в статье конструкции модернизированной ступени поршневых компрессоров с линейным приводом, имеет хорошие перспективы.

Расшифровка характерных точек цикла ступени компрессора:

3 — положение поршня в ВМТ ($\varphi=0^\circ$), нагнетательный клапан открыт;

3' — момент закрытия нагнетательного клапана;

3'–4 — процесс расширения;

4 — момент начала открытия всасывающих клапанов;

4' — полное открытие всасывающего клапана;

1– $\varphi=180^\circ$ (положение поршня в НМТ), окончание процесса всасывания;

1' — закрытие всасывающего клапана, начало процесса сжатия;

2 — окончание процесса сжатия, начало открытия нагнетательного клапана;

2' — полное открытие нагнетательного клапана;

2–2'–3 — процесс нагнетания;

3 — положение поршня в ВМТ ($\varphi=360^\circ$);

p — момент равенства температур газа и стенок цилиндра на участке расширения;

c — момент равенства температур газа и стенок цилиндра на участке сжатия ($T_{\text{ст. ц}} = T_p = T_c$).

Литература

1. Дзитолев А. М., Дзитолев М. С., Казимиров А. В., Загорный С. В., Прилуцкий И. К. Системы газоснабжения и вакуумная техника ракетно-космических комплексов. СПб.: ВКА им. А. Ф. Можайского, 2021. 371 с.
2. Li C., Li J., Tang L., Sun J., Zou H., Cai J. Effects of the driving voltage waveform on the performance of vapor compression cycle system driven by the moving coil oil-free linear compressor // *International Journal of Refrigeration*. 2019. No 108. P. 200–208.
3. Sun J., Li J., Liu Y., Huang Z., Cai J. A Novel Oil-Free Dual Piston Compressor Driven by a Moving Coil Linear Motor with Capacity Regulation Using R134a // *Sustainability*. 2021. No 13. 5029. P. 1–21.
4. Bradshaw C. R., Groll E. A., Garimella S. V. A Comprehensive Model of a Miniature-Scale Linear Compressor for Electronics Cooling // *Publications of the Ray W. Herrick Laboratories*. 2011. Paper 1. P. 40.
5. Bradshaw C. R., Groll E. A., Garimella S. V. Linear compressors for electronics cooling: Energy recovery and its benefits // *International Journal of Refrigeration*. 2013. No 36. P. 2007–2013.
6. Wei Y., Zuo Z., Jia B., Feng H., Liang K. Influence of piston displacement profiles on the performance of a novel dual piston

References

1. Dzitoev A. M., Dzitoev M. S., Kazimirov A. V., Zagorny S. V., Prilutsky I. K. Gas supply systems and vacuum technology of rocket and space complexes. St. Petersburg: A. F. Mozhaisky VKA, 2021. 371 p. (in Russian)
2. Li C., Li J., Tang L., Sun J., Zou H., Cai J. Effects of the driving voltage waveform on the performance of vapor compression cycle system driven by the moving coil oil-free linear compressor. *International Journal of Refrigeration*. 2019. No 108. P. 200–208.
3. Sun J., Li J., Liu Y., Huang Z., Cai J. A Novel Oil-Free Dual Piston Compressor Driven by a Moving Coil Linear Motor with Capacity Regulation Using R134a. *Sustainability*. 2021. No 13. 5029. P. 1–21.
4. Bradshaw C. R., Groll E. A., Garimella S. V. A Comprehensive Model of a Miniature-Scale Linear Compressor for Electronics Cooling. *Publications of the Ray W. Herrick Laboratories*. 2011. Paper 1. P. 40.
5. Bradshaw C. R., Groll E. A., Garimella S. V. Linear compressors for electronics cooling: Energy recovery and its benefits. *International Journal of Refrigeration*. 2013. No 36. P. 2007–2013.

- linear compressor // *International Journal of Refrigeration*. 2020. No 117. P. 71–80.
7. Liang K. A review of linear compressors for refrigeration // *International Journal of Refrigeration*. 2017. No 84. P. 253–273.
8. Патент 2734088 Российская Федерация. Ступень поршневого компрессора с жидкостным охлаждением / Пеньков М. М. и др.; заявитель и патентообладатель ВКА им. А. Ф. Можайского; заявл. 09.12.2019, опубл. 12.10.2020, Бюл. № 29.
9. Пеньков М. М., Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И. Основы расчета и оптимального проектирования поршневых компрессоров и детандеров на унифицированных базах. СПб.: ВКА им. А. Ф. Можайского, 2020. 304 с.
10. Компрессор К2–150. Техническое описание и инструкция по обслуживанию. М.: Техмашэкспорт, 1990. 42 с.
11. Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И., Маковеева А. С., Молодов М. А. Алгоритм создания в программе КОМДЕТ-М рабочих веществ произвольного состава. СПб: Университет ИТМО, 2018. 79 с.
12. Программа «КОМДЕТ» (Инструкция пользователю): методические указания к практическим занятиям по дисциплинам «Машины низкотемпературной техники», «Компрессорные машины», «Расширительные машины» / А. И. Прилуцкий, И. К. Прилуцкий, Д. Н. Иванов и др. СПб.: СПбГУНИПТ, 2009. 16 с.
13. Патент 2593314 Российская Федерация, МПК F 04 B 25/00. Многоступенчатый поршневой компрессор с улучшенными тактико-техническими характеристиками / Деньгин В. Г., Громов А. Ю., Ермаков А. В.; № 2014144755/06; заявл. 05.11.2014; опубл. 10.08.2016, Бюл. № 22.
14. Деньгин В. Г., Громов А. Ю., Ермаков А. В. Поршневой компрессорный агрегат с улучшенными виброшумовыми характеристиками для систем жизнеобеспечения объектов Военно-Морского флота // *Компрессорная Техника и Пневматика*. 2017. № 4. С. 15–21.
15. Громов А. Ю. Разработка поршневых ступеней с линейным приводом для малорасходных компрессорных агрегатов и исследование их рабочих процессов: дис... канд. техн. наук. Казань: 2017. 217 с.
16. Прилуцкий И. К., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Татаренко Ю. В. Прогноз параметров экспериментальной ступени компрессора с линейным приводом и переменным диаметром цилиндра при работе в составе систем электрохимической регенерации воздуха // *Вестник Международной академии холода*. 2021. № 4. С. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29
17. Прилуцкий И. К., Наумчик И. В., Молостов А. В., Казимиров А. В., Молодова Ю. И., Татаренко Ю. В., Прилуцкий А. И., Зверев П. О. Влияние масштабного фактора на текущие и интегральные параметры ступени поршневого компрессора с линейным приводом // *Компрессорная техника и пневматика*. 2020. № 4. С. 34–42.
6. Wei Y., Zuo Z., Jia B., Feng H., Liang K. Influence of piston displacement profiles on the performance of a novel dual piston linear compressor. *International Journal of Refrigeration*. 2020. No 117. P. 71–80.
7. Liang K. A review of linear compressors for refrigeration. *International Journal of Refrigeration*. 2017. No 84. P. 253–273.
8. Patent 2734088 Russian Federation. Liquid-cooled piston compressor stage / Penkov M. M. et al.; applicant and patent holder of the A. F. Mozhaitsky VKA; application. 09.12.2019, publ. 12.10.2020, Bul. No. 29. (in Russian)
9. Penkov M. M., Prilutsky I. K., Prilutsky A. I. Fundamentals of calculation and optimal design of reciprocating compressors and expanders on unified bases. St. Petersburg: A. F. Mozhaitsky VKA, 2020. 304 p. (in Russian)
10. Compressor K2–150. Technical description and maintenance instructions. Moscow: Techmasheexport, 1990. 42 p.
11. Prilutsky I. K., Prilutsky A. I., Makoveeva A. S., Molodov M. A. Algorithm for creating working substances of arbitrary composition in the COMET-M program. St. Petersburg: ITMO University, 2018. 79 p. (in Russian)
12. KOMDET program (User Manual): methodical instructions for practical classes in the disciplines «Machines of low-temperature equipment», «Compressor machines», «Expansion machines» / A. I. Prilutsky, I. K. Prilutsky, D. N. Ivanov, etc. St. Petersburg: SPbGUNiPT, 2009. 16 p. (in Russian)
13. Patent 2593314 Russian Federation, IPC F 04 B 25/00. Multistage piston compressor with improved tactical and technical characteristics / Dengin V. G., Gromov A. Yu., Ermakov A. V.; No. 2014144755/06; application 05.11.2014; publ. 10.08.2016, Bul. No. 22. (in Russian)
14. Dengin V. G., Gromov A. Yu., Ermakov A. V. Piston compressor unit with improved vibration-noise characteristics for life support systems of Navy facilities. *Compressor Equipment and Pneumatics*. 2017. No. 4. pp. 15–21.
15. Gromov A. Yu. Development of piston stages with linear drive for low-flow compressor units and the study of their working processes: dis... Candidate of Technical Sciences. Kazan: 2017. 217 p. (in Russian)
16. Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Molodova Iu. I., Tatarenko Iu. V. 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. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 4. p. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29 (in Russian)
17. Prilutsky I. K., Naumchik I. V., Molostov A. V., Kazimirov A. V., Molodova Yu. I., Tatarenko Yu. V., Prilutsky A. I., Zverev P. O. The influence of the scale factor on the current and integral parameters of the piston compressor stage with linear drive. *Compressor technology and pneumatics*. 2020. No. 4. pp. 34–42. (in Russian)

Сведения об авторах

Прилуцкий Игорь Кирович

Д. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13,
5592085@mail.ru

Наумчик Игорь Васильевич

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13,
igornaumchik@yandex.ru

Казимиров Артем Витальевич

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13

Молодова Юлия Игоревна

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13,
julia_molodova@mail.ru

Татаренко Юлия Валентиновна

К. т. н., ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13,
lavrtat@mail.ru

Information about authors

Prilutskiy Igor K.

D. Sc., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13,
5592085@mail.ru

Naumchik Igor V.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13,
igornaumchik@yandex.ru

Kazimirov Artem V.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13

Molodova Iulia I.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13,
julia_molodova@mail.ru

Tatarenko Iulia V.

Ph. D., A. F. Mozhaysky Military-Space Academy, 197198,
Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13,
lavrtat@mail.ru

**XIII Международная
специализированная выставка****4 – 7 октября 2022 г.**

Уникальный отраслевой проект, способствующий комплексному решению проблем энергетики в промышленности и ЖКХ, инфраструктурного развития территорий, энерго- и экологической безопасности.

Тематики выставки:

- Энергоэффективность и энергосбережение при транспортировке энергетических ресурсов и выработке тепловой и электрической энергии.
- Энергосберегающие технологии в инженерных системах промышленных предприятий, зданий и сооружений.
- Энергоэффективное оборудование, устройства, изделия и материалы.
- Ресурсосберегающее ведение строительно-монтажных работ.
- Обеспечение безопасности при транспортировке, хранении и использовании топливно-энергетических ресурсов. Промышленная безопасность и экология.
- Учет и мониторинг энергосбережения и потребления топливно-энергетических ресурсов.
- Автоматизированные системы управления технологическими процессами в промышленности, энергетике и в сфере потребления ТЭР.
- Диагностика. Неразрушающий контроль.
- Возобновляемые источники энергии (ВИЭ).
- Альтернативные источники энергии (АИЭ).
- Переработка и утилизация промышленных и бытовых отходов.
- Светотехника.

Место проведения:

Санкт-Петербург, Петербургское шоссе, 64/1, КВЦ "Экспофорум"
Бесплатный трансферный автобус от станции метро "Московская"

Организатор выставки:

ООО "ФАРЭКСПО"

<https://energysaving-expo.ru/>