

УДК 621.521

Особенности работы дожимающих газовых компрессоров при переменном начальном давлении

К. А. БЕЛЫШЕВА¹, А. С. МАКОВЕЕВА, М. А. МОЛОДОВ,
канд. техн. наук Ю. И. МОЛОДОВА², д-р техн. наук А. И. ПРИЛУЦКИЙ³,
д-р техн. наук И. К. ПРИЛУЦКИЙ⁴

¹bka_8@mail.ru, ²Julia_molodova@mail.ru, ³9232550@mail.ru, ⁴5592085@mail.ru

Университет ИТМО
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Аналитическим путем исследовано влияние переменного в условиях эксплуатации начального давления на текущие и интегральные параметры двухступенчатого дожимающего компрессора, работающего на водород содержащих смесях при постоянном конечном давлении. Результаты расчетного анализа представлены в цифровой и графической форме. Обоснованы закономерности снижения отношений давлений, удельной теплообменной поверхности и температур нагнетаемого газа по ступеням при повышении начального давления. Показано, что рост давления в сочетании с уменьшением температуры газа на выходе I ступени приводит к увеличению плотности и массы газовой смеси в мертвом объеме цилиндра и снижает объемную производительность компрессора, приведенную к условиям всасывания. Установлено, что при некоторой величине начального давления возможна трансформация процесса расширения II ступени по конечным параметрам, характеризуемая переходом от близкого к изэнтропному к процессу с отводом теплоты. Приведенные гистограммы дают наглядное представление о количестве теплоты передаваемой от газа к стенкам цилиндра на любом участке рабочего цикла ступеней компрессора.

Ключевые слова: дожимающий компрессор, водород содержащий газ, переменное начальное давление, ступень, клапаны, теплообмен, моделирование, численный анализ.

Информация о статье

Поступила в редакцию 25.08.2015, принята к печати 29.01.2016

doi: 10.21047/1606-4313-2016-16-1-47-54

Ссылка для цитирования

Бельшева К. А., Маковеева А. С., Молодов М. А., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К. Особенности работы дожимающих газовых компрессоров при переменном начальном давлении // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. С. 47–54.

Gas booster compressor operation at variable inlet pressure

К. А. BELUCHEVA, A. S. MAKOVEEVA, M. A. MOLODOV,
Ph. D. Ju. I. MOLODOVA, D. Sc. A. I. PRILUTSKIY, D. Sc. I. K. PRILUTSKIY

¹bka_8@mail.ru, ²Julia_molodova@mail.ru, ³9232550@mail.ru, ⁴5592085@mail.ru

ITMO University
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

The article analyses the influence of variable, under operating conditions, inlet pressure on actual and integral parameters of two-stage booster compressor which is used for compressing hydrogen-bearing gas and operating at constant output pressure. The data and graphs for design analysis calculations are shown. Laws of decreasing pressure ratio, specific heat-exchange surface and input gas temperatures for each stage when initial pressure is being increased are substantiated. Pressure increase combined with gas temperature drop at the 1st stage outlet is shown to result in gas mixture density and mass increase in cylinder clearance volume and to reduce compressor volumetric capacity at suction conditions. At some value of inlet pressure 2nd stage expansion process is proved to change its final parameters, with transition from nearly isentropic to heat removal process occurring. The histograms show the amount of heat transferred from gas to cylinder walls at any operating cycle part of compressor stages.

Keywords: Booster compressor, hydrogen-bearing gas, variable inlet pressure, stage, valves, heat exchange, simulation, numerical analysis.

Введение

Поршневые компрессоры (ПК) используются в составе стационарных, транспортных и передвижных технологических установок (ТУ) различного назначения [1, 2] и практически определяют эффективность и надежность работы установки в целом. За последнее время расширился спрос на дожимающие и вакуум-компрессоры с отличным от атмосферного и переменным в ходе эксплуатации (во времени) давлением всасывания $p_{вс.I}$. В ряде случаев отклонение $p_{вс.I}$ от номинального значения в ту или иную сторону весьма существенно и ведет к перераспределению отношений давлений по ступеням, к изменению динамики движения пластин клапанов и температурного режима ступеней, что отражается на эксплуатационных параметрах (производительность, потребляемая мощность, ...) компрессора.

Получение указанной информации в ходе заводских испытаний весьма проблематично из-за больших временных и финансовых затрат. Поэтому в данной работе, опираясь на существующие тенденции [3], авторы показывают возможность прогнозирования подобной информации расчетным путем на стадии проектирования и изготовления. В качестве «расчетного аппарата» была принята, разработанная на кафедре криогенной техники Университета ИТМО, прикладная программа КОМДЕТ, учитывающая реальные свойства газов, газовых и парожидкостных смесей и фазовые переходы из газового состояния в парожидкостное и обратно в течение рабочего цикла [4, 5–9, 15], прошедшая всестороннюю проверку на адекватность на отечественных фирмах и в вузах РФ [10, 11, 16]. Ниже приводятся сведения об объекте исследования и результатах проведенного численного эксперимента.

В качестве объекта исследования выбран дожимающий газовый компрессор 4ГМ2.5–40/ (0.1...0.24) — 1.0, созданный на оппозитной базе 4М2.5 и содержащий 2 ступени сжатия с поршнями двойного действия. При ходе поршня $S_{п} = 110$ мм и частоте вращения вала 1500 об/мин средняя скорость поршня $c_{п} = 5,5$ м/с, т. е. близка к максимальной у существующих мировых аналогов. Рабочие полости (А и Б) каждой из ступеней имеют рабочий объем V_h и содержат индивидуальные ленточные клапаны прямоугольной формы. Такое исполнение клапанов позволяет увеличивать длину клапанных пластин $L_{пл}$ и сечение щели клапанов $f_{щ} \sim L_{пл}$ при сохранении конструкции рубашки базового цилиндра и повышении эффективности работы компрессора.

Исследуемый компрессор работает на водород-содержащей газовой смеси «ГУНТ-4», состав которой соответствует приведенному ниже:

Состав смеси: H_2 — 82,84; CH_4 — 7,92; C_2H_6 — 4,24; C_3H_8 — 2,26; iC_4H_{10} — 0,6; nC_4H_{10} — 1,32; ΣC_4H_8 — 0,44 ↔ iC_5 — 0; nC_5H_{12} — 0,27; H_2S — 0,11.

При $p_{вс} = 0,1$ МПа и $T_{вс.I} = 293$ К: $R = 1216,9$ Дж/(кг·К); $k = 1,2839$, $\rho_{вс} = 0,2804$ кг/м³.

Основные конструктивные и режимные параметры компрессора:

Массовый расход — $Z_{редов.ст.} \cdot (A + B)$, m	723 кг/ч
Номинальное давление на входе, $p_{вс.I(ном)}$	0,1 МПа
Номинальное давление на выходе, $p_{вс.II}$	1,0 МПа

Относительный мертвый объем I (II) ступеней, a_i	9 (15) %
Температура газа на входе I (II) ступеней, $T_{вс.I(II)}$	293 (313) К
Индикаторная мощность $Z_{редов.ст.} \cdot (A + B)$, $N_{инд.}$	240 кВт

При выполнении численного эксперимента приняты следующие допущения:

- ступени компрессора — герметичные, с водяным охлаждением — $K_{ст} = 0,4$;
- рабочие циклы полостей А и Б обеих ступеней идентичны;
- газодинамические потери в промежуточном холодильнике на всех режимах работы компрессора приняты постоянными: $\Delta p_x = 0,01$ МПа = const.

При подготовке численного эксперимента на базе инженерной методики расчета [1, 12–14] был выполнен предварительный т/д расчет компрессора, в ходе которого были обоснованы тип, число клапанов и способ их расположение в ступенях, а также определены минимальные относительные мертвые объемы полостей А и Б ступеней компрессора a_I и a_{II} .

На втором этапе, используя программу КОМДЕТ с учетом найденных величин a_I и a_{II} , был выполнен поверочный расчет компрессора при номинальном режиме работы: $p_{вс.I} = 0,1$ МПа, $T_{вс.I} = 293$ К и $T_{вс.II} = 313$ К. В ходе поверочного расчета были оптимизированы [14, 16, 17] основные параметры клапанов I и II ступеней (число, геометрия и материал пластин в отдельном клапане, перемещения концевых и средних точек пластин и др.), которые в дальнейшем оставались постоянными.

Основной задачей численного эксперимента являлось исследование работы дожимающих газовых компрессоров при переменном начальном давлении $p_{вс.I} \geq 0,1$ МПа. В существующих дожимающих компрессорах сверхвысокого (СВД), высокого (ВД) и низкого (НД) давления диапазон $p_{вс.I}$ весьма велик. В качестве примера в табл. 1 приведем данные из работ наиболее известных отечественных авторов [1, 12, 13].

Таблица 1

Марка компрессора	Рабочее вещество	Давление всасывания
4ВМ2.5–1.66/ (23–251)	Воздух	$p_{вс} = 2,3$ МПа
4ГМ16–45/ (35–55)	Кислород	$p_{вс} = 3,5$ МПа
2ГМ16–24/ (40–60)	Водород	$p_{вс} = 4,0$ МПа
2ГМ40–5/400–1500 (ПК СВД)	Этилен	$p_{вс} = 40,0$ МПа

Согласно теории поршневых компрессоров с увеличением плотности (давления) газа на входе в ступень компрессора газодинамические потери в клапанах, описываемые соотношением $\Delta p_{кл} \sim \rho_{вс}$, должны нарастать.

С другой стороны, увеличение плотности газа $\rho_{вс}$ отражается на удельной теплообменной поверхности рабочей камеры $F_{т.о.}$, величину которой авторы работы [11] рекомендуют определять на основе уравнения

$$F_{т.о.} = 2 (1 + S_{п}/D) / (\rho_{вс} \cdot S_{п}), \text{ м}^2/\text{кг} \quad (1)$$

Анализ структуры уравнения (1) показывает, что интенсивность процессов теплообмена в ступенях дожимающих компрессоров по мере роста плотности (давления) газа на входе в I ступень должна снижаться.

Исследуемый компрессор работает с давлением всасывания в диапазоне $0,1 \leq p_{вс.I} \leq 0,24$ МПа. При численном эксперименте указанный диапазон задавался рядом дискретных значений $p_{вс.I} = 0,1-0,12-0,15-0,18-0,21-0,24$ МПа. Совмещенные текущие параметры I и II ступеней компрессора при минимальном и максимальном начальном давлении $p_{вс.I}$ показаны на рис. 1, а соответствующие интегральные параметры приведены на рис. 2 и в табл. 2.

Для упрощения восприятия результатов численного эксперимента введем обозначения характерных точек рабочего цикла ступени компрессора:

3 и 3' — ВМТ и момент закрытия нагнетательного клапана;

4 и 4' — начало и момент полного открытия всасывающего клапана;

1 и 1' — НМТ и момент закрытия всасывающего клапана;

2 и 2' — начало и момент полного открытия нагнетательного клапана;

p, c — точки, соответствующие равенству температур газа и стенок в процессах расширения (p) и сжатия (c) соответственно.

Полученные текущие параметры дают первичное представление об уровне давлений и температур в характерных точках рабочего цикла обеих ступеней,

о качественной картине процессов тепло- и массообмена в цилиндре в каждом из участков цикла и своевременности закрытия клапанов. При необходимости объем информации может быть дополнен диаграммами движения пластин клапанов и рядом термодинамических зависимостей в координатах энтальпия — масса газа ($h-M$), температура — полная ($T-S$) или удельная ($T-S$) энтропия, а также данными о скоростях газа $W-\varphi$ (м/с—град), тепловых потоках $Q-\varphi$ (Дж—град) и коэффициентах теплоотдачи $\alpha-\varphi$ (Вт/(кг·К)—град) в рабочих полостях ступеней.

Текущие параметры целесообразно анализировать совместно с цифровой информацией об интегральных параметрах ступени, пример которой приведен в табл. 2. В первом столбце табл. 2 приведены результаты, соответствующие *номинальному режиму* работы компрессора, которые при сравнительном анализе итоговых результатов в заданном диапазоне $0,1 \leq p_{вс.I} \leq 0,24$ МПа принимаются за «эталонные». На остальных исследованных режимах ($p_{вс.I} > 0,1$ МПа) варьировалось только начальное давление $p_{вс.I}$, а прочие параметры сохранялись постоянными.

Представленный комплекс цифровой и графической информации позволяет судить не только о качественной, но и о количественной стороне взаимосвязи текущих и интегральных параметров в ступенях компрессора и степе-

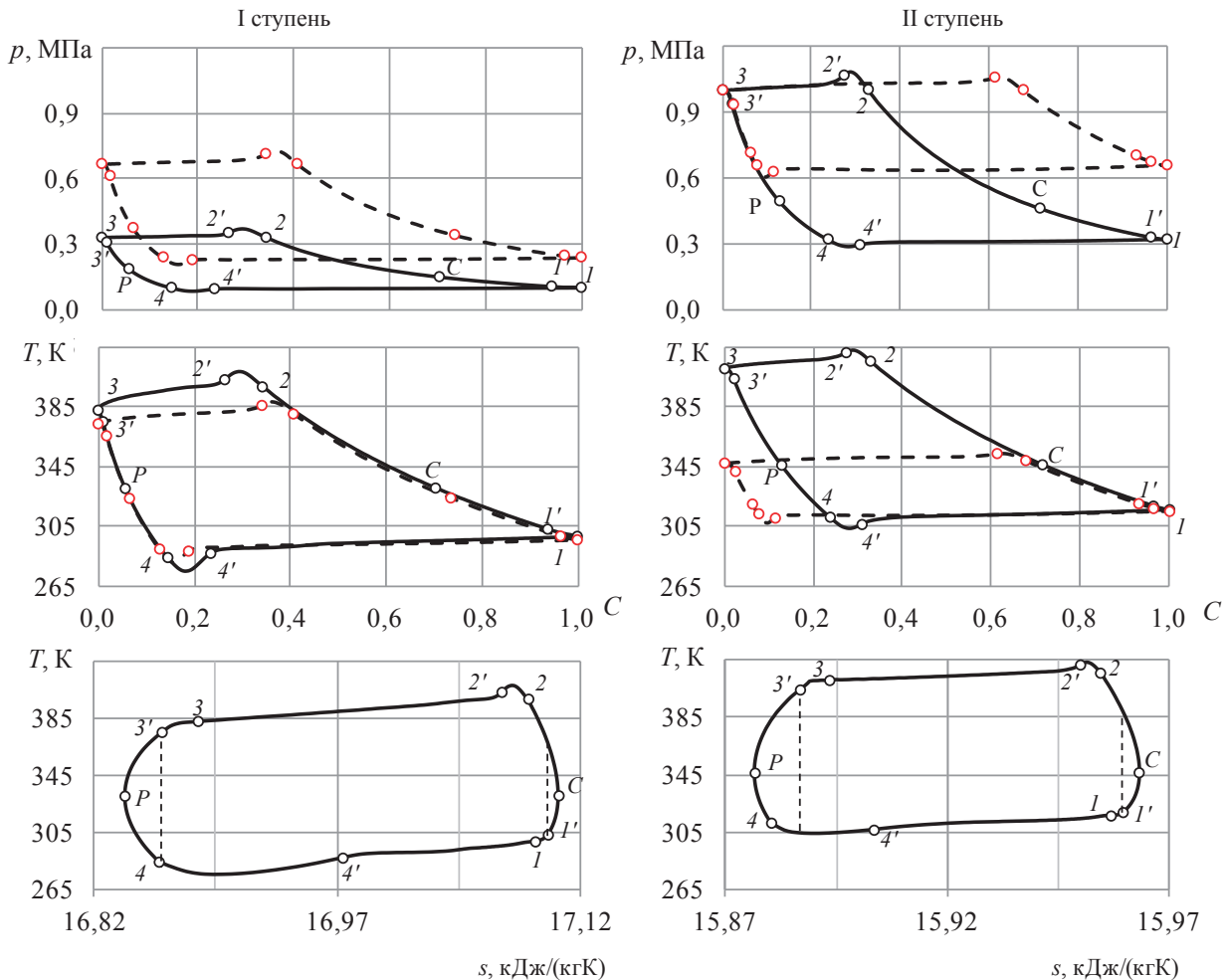


Рис. 1. Текущие параметры I и II ступеней компрессора 4ГМ2.5–40/ (0.1–0.24)–10.

Постоянные: $p_{нз.к} = 1,0$ МПа; $a_I = 0,09$; $T_{вс.I} = 293$ К; $a_{II} = 0,15$; $T_{вс.II} = 313$ К;

— $p_{вс.I} = 0,10$ МПа, $p_{нз.I} = 0,330$ МПа, $p_{вс.II} = 0,320$ МПа

----- $p_{вс.I} = 0,24$ МПа, $p_{нз.I} = 0,668$ МПа, $p_{вс.II} = 0,658$ МПа

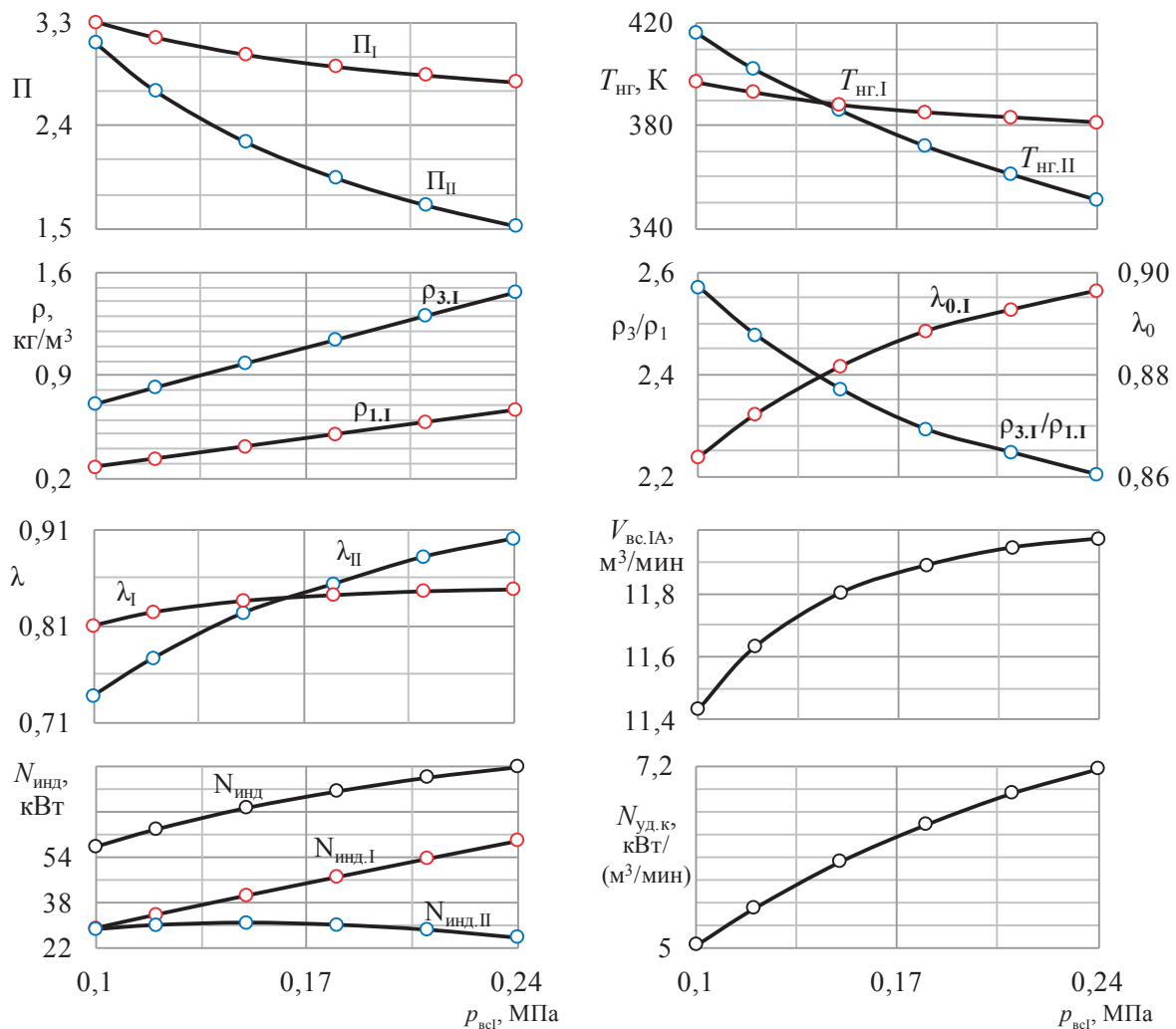


Рис. 2. Интегральные параметры компрессора 4ГМ2.5–40/(0.1–0.24)–1.0 при $p_{н.к} = 1,0 \text{ МПа} = \text{const}$ и переменном давлении всасывания $p_{в.г}$

ни их зависимости от переменной в ходе эксплуатации величины начального давления $p_{в.г}$

Анализ полученных результатов позволяет установить следующее.

1. Рост начального давления ($p_{в.г} > 0,1 \text{ МПа}$) при $p_{н.к} = 1,0 \text{ МПа} = \text{const}$ приводит к снижению отношения давлений в компрессоре $\Pi_k = p_{н.к} / p_{в.г}$, что влечет за собой изменение промежуточного давления между ступенями $p_{в.г}$, которое отклоняясь от исходной величины $p_{в.г} = 0,32 \text{ МПа}$ в большую сторону, является причиной снижения отношения давлений ($\Pi_{I \downarrow}$ и $\Pi_{II \downarrow}$) и температур нагнетаемого газа $T_{н.г.I(II)} \downarrow$ в обеих ступенях на фоне нарастающего давления нагнетания I ступени $p_{н.г.I} \uparrow$ (см. табл. 2, рис. 1, 2).

2. На режимах $p_{в.г} > 0,1 \text{ МПа}$ увеличение $p_{н.г}$ в сочетании со снижением температуры газа $T_{н.г.I}$ приводит к увеличению плотности ρ и массы M газовой смеси в цилиндре при положении поршня в нижней $\rho_1 = f(p_{в.г})$ и в верхней $\rho_3 = f(p_{в.г})$ мертвых точках.

Из приведенных на рис. 2 графиков следует, что интенсивность изменения величин ρ_3 и ρ_1 различна, вследствие чего их отношение $\rho_3/\rho_1 = f(p_{в.г})$ снижается по мере роста давления на входе в I ступень $p_{в.г}$.

В работе [11] установлено, что объемный коэффициент ступеней λ_0 , компрессора, работающего на реальных газах и газовых смесях, связан с величиной ρ_3/ρ_1 уравнением

$$\lambda_0 = 1 - a (\rho_3/\rho_1 - 1) \quad (2)$$

Из анализа структуры уравнения (2) следует, что величина λ_0 , помимо традиционно учитываемых факторов (отношение давлений в ступени Π , относительный мертвый объем a , показатель адиабаты K), существенно зависит и от интенсивности процессов теплообмена на участках всасывания 4–1 и нагнетания 2–3, влияющих на величину ρ_3/ρ_1 и массу газа в мертвом объеме $M_m = M_3 = a \rho_3 V_h$, где $M_3 = f(\rho_3)$.

3. При принятых допущениях коэффициент подачи λ герметичной ступени компрессора согласно [11] описывается уравнением

$$\lambda = \lambda_d \lambda_t [\lambda_0 - (\Delta \lambda_{вс} + \Delta \lambda_{н.г})], \quad (3)$$

где $\lambda_d = p_1/p_{вс}$ — коэффициент давления, учитывающий влияние газодинамических потерь во всасывающем тракте;

$\lambda_t = T_{вс}/T_1$ — тепловой коэффициент, учитывающий подогрев свежего газа в рабочей камере в процессе всасывания;

Таблица 2

Интегральные параметры компрессора 4ГМ2.5–40/ (0.1–0.24)–1.0 (пол. А)
при работе на смеси ГУНТ-4 с переменным давлением всасывания $p_{вс.I}$

Параметры		Давление всасывания I ступени $p_{вс.I}$, МПа						
		0,1	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	
I ступень	$p_{нI}$, МПа	0,33	0,38	0,453	0,525	0,597	0,668	
	Π_I	3,3	3,167	3,020	2,917	2,843	2,783	
	a	0,09						
	$T_{вс.I}$, К	293						
	$\rho_{вс.I}$, кг/м ³	0,2804	0,3365	0,4206	0,5047	0,5888	0,6729	
	$m_{A.I}$, кг/ч	192,40	234,91	297,9	360,1	422,1	484,1	
	$V_{нч.I}$, м ³ /мин	11,286	13,779	17,475	21,122	24,761	28,369	
	$V_{вс.IA}$, м ³ /мин	11,436	11,635	11,805	11,892	11,948	11,976 ^{4.7%}	
	$N_{инд.I}$, кВт	29,003	33,773	40,569	47,132	53,629	59,967	
	$N_{ном.I}$, кВт	27,430	31,984	38,455	44,688	50,856	56,870	
	$\Delta N_{кп}$, кВт	1,573	1,789	2,114	2,444	2,773	3,097	
	$T_{нг.I}$, К	397,0	392,8	388,2	385,0	382,6	380,6	
	$M_{з}$, Г	0,5991	0,6934	0,8328	0,9688	1,106	1,244	
	$F_{т.о}$, м ² /кг	86,46	72,04	57,64	48,03	41,17	36,03	
	ρ_3 , кг/м ³	0,708	0,820	0,984	1,144	1,308	1,468	
	ρ_1 , кг/м ³	0,275	0,331	0,415	0,499	0,582	0,666	
	ρ_3 / ρ_1	2,571	2,477	2,371	2,293	2,247	2,204	
	λ	0,8103	0,8245	0,8365	0,8426	0,8467	0,8497	
	λ_d	0,9996	1,0003	0,9989	0,9995	0,9989	0,9999	
	λ_t	0,9818	0,9840	0,9867	0,9879	0,9891	0,9895	
	λ_o	0,8588	0,8672	0,8766	0,8835	0,8877	0,8915 ^{3.8%}	
	$\Delta \lambda_{вс}$	0,0182	0,0139	0,0102	0,0098	0,0090	0,0106	
	$\Delta \lambda_{нг}$	0,0145	0,0152	0,0182	0,0205	0,0219	0,0231	
	$Q_{ср.ц}$, Дж	-41,836	-42,096	-42,659	-43,262	-43,958	-44,124	
II ступень	$p_{вс.II}$, МПа	0,32	0,37	0,443	0,515	0,587	0,658	
	$p_{нг.II}$, МПа	1,0						
	Π_{II}	3,125	2,703	2,257	1,942	1,704	1,520	
	a_{II}	0,15						
	$T_{вс.II}$, К	313						
	$\rho_{вс.II}$, кг/м ³	0,8396	0,9707	1,1621	1,3508	1,5394	1,7253	
	$m_{A.II}$, кг/ч	192,60	234,40	297,7	358,6	422,3	483,5	
	$V_{нч.II}$, м ³ /мин	11,296	13,751	17,461	21,037	24,769	28,360	
	$N_{инд.II}$, кВт	28,740	30,108	30,892	30,183	28,577	25,979	
	$N_{ном.II}$, кВт	27,349	28,434	28,803	27,707	25,726	22,790	
	$\Delta N_{кп}$, кВт	1,391	1,674	2,089	2,476	2,851	3,189	
	$T_{нг.II}$, К	416,1	402,3	385,7	372,2	360,8	351,0	
	$M_{з}$, Г	1,035	1,070	1,116	1,155	1,190	1,223	
	$F_{т.о}$, м ² /кг	33,56	29,03	24,25	20,86	18,31	16,33	
	ρ_3 , кг/м ³	1,997	2,062	2,152	2,227	2,296	2,360	
	ρ_1 , кг/м ³	0,831	0,961	1,153	1,340	1,529	1,714	
	ρ_3 / ρ_1	2,402	2,146	1,866	1,662	1,502	1,377	
	λ	0,7374	0,7765	0,8236	0,8537	0,882	0,901	
	λ_d	1,0006	0,9989	1,0010	1,0001	0,9998	1,0007	
	λ_t	0,9898	0,9910	0,9914	0,9924	0,9930	0,9932	
	λ_o	0,7898	0,8282	0,8700	0,9006	0,9248	0,9434	
	$Q_{ср.ц}$, Дж	-24,946	-23,646	-22,498	-21,726	-21,469	-21,565	
	K	$\sum N_{инд}$, кВт	57,743	63,881	71,461	77,315	82,206	85,906
		$V_{вс.IA}$, м ³ /мин	11,436	11,635	11,805	11,892	11,948	11,976
$N_{уд.K}$, кВт/(м ³ /мин)		5,049	5,490	6,053	6,501	6,880	7,173	

$\Delta\lambda_{\text{вс(нг)}}$ — снижение объемного коэффициента в результате запаздывания закрытия всасывающих (вс) и нагнетательных (нг) клапанов.

Сравнение интенсивности изменения величины объемного коэффициента λ_0 и прочих ($\lambda_d, \lambda_r, \Delta\lambda_{\text{вс}}, \Delta\lambda_{\text{нг}}$) компонентов коэффициента подачи λ (см. табл. 2 и рис. 2) позволяет установить следующее.

— На номинальном режиме ($p_{\text{вс.1}} = 0,1$ МПа), с учетом возможной работы компрессора при повышенном давлении нагнетания, правомерным представляется выполнение условия $\Pi_I > \Pi_{II}$.

— Приведенная к условиям всасывания объемная производительность дожимающего компрессора $V_{\text{вс}} = \lambda V_{\text{н}} n = f(p_{\text{вс.1}}) \neq \text{const}$. Ее изменение практически пропорционально изменению величины объемного коэффициента, т. е. $V_{\text{вс}} \sim \lambda_0$. При стабильной работе клапанов в заданном диапазоне $p_{\text{вс.1}}$ прочие составляющие коэффициента подачи λ играют второстепенную роль.

— Зависимости λ_0 и $V_{\text{вс}}$ в функции от $p_{\text{вс.1}}$ качественно одинаковы и характеризуются постепенным снижением интенсивности их приращения по мере увеличения $p_{\text{вс.1}}$.

— Максимальное приращение объемной производительности по мере роста давления $p_{\text{вс.1}}$ в заданном диапазоне применительно к рассмотренному варианту компрессора незначительно и не превышает 4,7%.

4. Полная индикаторная мощность компрессора $N_{\text{инд}}$ представляет собой сумму индикаторных мощностей $N_{\text{инд.1}}$ и $N_{\text{инд.2}}$, характер изменения которых при переменном давлении всасывания $p_{\text{вс.1}}$ имеет свои особенности, обусловленные различным диапазоном изменения отношений давлений по ступеням $\Pi_i = f(p_{\text{вс.1}})$.

Данные, приведенные в табл. 2 и на рис. 2, показывают, что в заданном диапазоне $p_{\text{вс.1}}$ снижение отношения давлений в I ступени Π_I не превышает 18% при практически линейной зависимости $N_{\text{инд.1}} = f(\uparrow p_{\text{вс.1}}, \downarrow \Pi_I)$.

Изменение индикаторной мощности II ступени $N_{\text{инд.2}} = f(\uparrow p_{\text{вс.1}}, \downarrow \Pi_{II})$ носит более сложный характер и соответствует описанному в литературе [1, 12, 13] закономерностям, присущим замкнутому циклу ступени компрессора при работе с переменным давлением всасывания. В рассмотренном случае при $0,32 \leq p_{\text{вс.1}} \leq 0,658$ МПа и $p_{\text{нг.2}} = 1,0$ МПа = const отношение давлений во второй ступени Π_{II} снижается более, чем в 2 раза! Вследствие этого, функция $N_{\text{инд.2}} = f(p_{\text{вс.1}})$ имеет максимум при $p_{\text{вс.1}} \approx 0,15$ МПа, после которого наблюдается ее снижение и соответствующее уменьшение интенсивности прироста суммарной индикаторной мощности $N_{\text{инд}}$.

Затраты мощности на проталкивание газа через клапаны в обеих ступенях, определяемые как разность индикаторной $N_{\text{инд}}$ и номинальной $N_{\text{ном}}$ мощностей для каждой из рабочих полостей $\Delta N_{\text{кл}} = N_{\text{инд}} - N_{\text{ном}}$, возрастают пропорционально $p_{\text{вс.1}}$.

5. Приведенные в табл. 2 интегральные параметры, позволяют утверждать, что среднее за цикл количество теплоты $Q_{\text{ср.2}}$, отводимой от газа во II ступени с повышенной плотностью, примерно в 2 раза ниже аналогичной величины $Q_{\text{ср.1}}$ на I ступени. Это хорошо согласуется с результатами предварительного прогноза, выполненного на основе уравнения (1), связывающего величину удельной теплообменной поверхности рабочей камеры $F_{\text{т.о}}$ с ее геометрическими размерами и с плотностью газа $p_{\text{вс}}$.

Подтвердить сделанный вывод можно путем сравнения разности энтропии газа $\Delta S_{\text{с-р}} = S_{\text{с}} - S_{\text{р}}$ в характерных точках цикла с и р, в которых текущая температура газа равна температуре стенок рабочей камеры. Проведенный анализ рабочих циклов ступеней компрессора в координатах $T-s$ (см. рис. 1) показал следующее:

$$\text{I ступень: } \Delta S_{\text{с-р}} = S_{\text{с}} - S_{\text{р}} = 17,11 - 16,84 = 0,27 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$$

$$\text{при } T_{\text{ст}} = T_{\text{г.ф}} = 330 \text{ K;}$$

$$\text{II ступень: } \Delta S_{\text{с-р}} < 0,10 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$$

$$\text{при } T_{\text{ст}} = T_{\text{г.ф}} = 345 \text{ K,}$$

что указывает на существование большей интенсивности процессов теплообмена в ступенях с низкой начальной плотностью рабочего вещества.

6. Форма представления результатов анализа процессов теплообмена в координатах $T-s$ и $Q=f(\varphi)$, по мнению авторов, перспективна и нацелена на получение новой, научно значимой информации. Отметим некоторые из полученных результатов.

— На номинальном режиме ($p_{\text{вс.1}} = 0,1$ МПа = const) равенство массовых расходов газа $m_{\text{I-II}}$ в ступенях компрессора с заданными диаметрами цилиндров (см. рис. 1) и относительными мертвыми пространствами $a_1 = 0,09$ и $a_{II} = 0,015$ наступает при примерном равенстве отношений давлений по ступеням $\Pi_I \approx \Pi_{II}$. Выполненные расчеты показывают, что на этом режиме при положении поршня в ВМТ соотношение масс газа в мертвых объемах I и II ступеней соответствует величине $M_{3,II} / M_{3,I} = 1,73$, т. е. $M_{3,II} \gg M_{3,I}$ (см. табл. 2), а удельная теплообменная поверхность II ступени $F_{\text{т.о.2}}$, согласно уравнению (1), снижается, что должно приводить к трансформации реального процесса расширения $3'-p-4$ на II ступени.

Действительно, если рассматривать процесс расширения в I ступени по конечным параметрам $3'-4$, то можно установить его соответствие изоэнтропному процессу, показанному на рис. 2 пунктирной вертикальной линией исходящей из точки $3'$. На II ступени процесс $3'-4$ не соответствует изоэнтропному и классифицируется как процесс с отводом теплоты, поскольку величина энтропии s_4 в момент окончания процесса расширения (точка 4) меньше, чем в точке пересечения изоэнтропы с линией реального процесса $3'-p-4-4'$.

— На режимах с повышенным начальным ($p_{\text{вс.1}} > 0,1$ МПа) и промежуточным ($p_{\text{вс.1}}$) давлением наблюдается (см. табл. 2) постепенное выравнивание масс газа в мертвом пространстве первой ($M_{3,1}$) и второй ($M_{3,II}$) ступеней. Их соотношение при $p_{\text{вс.1}} \approx 0,24^{+0,01}$ МПа в результате более прогрессивного роста плотности газа на всасывании I ступени становится равным единице.

— Оформление результатов численного анализа процессов теплообмена в виде гистограмм, показанных на рис. 3, представляется авторам существенным методическим шагом вперед, поскольку позволяет иметь наглядное представление о направлении и количестве теплоты подводимой к газу на любом участке рабочего цикла, что до настоящего времени не предусмотрено в существующих математических моделях и созданных на их основе прикладных программах расчета, а следовательно, не используется в практике комплексного расчетного анализа рабочих процессов компрессоров и детандеров на стадии проектирования.

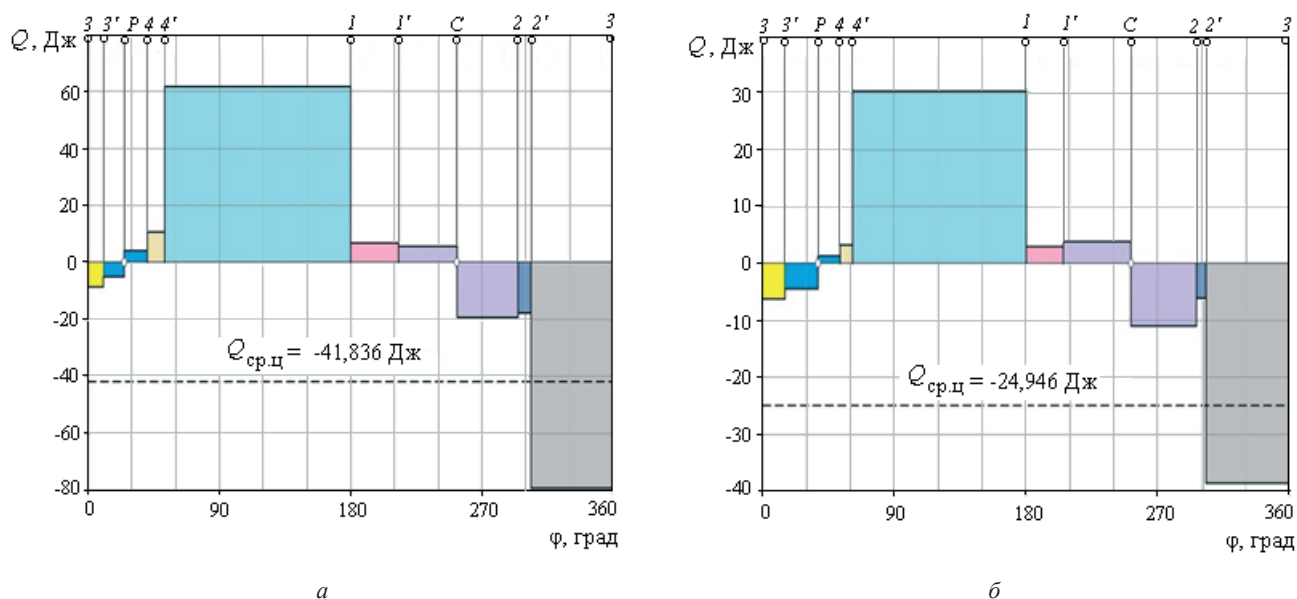


Рис. 3. Гистограммы процессов теплообмена в цилиндрах I и II ступеней компрессора 4ГМ2.5–40/ (0.1–0.24)–10 при работе на номинальном режиме: а — I ступень ($p_{вс} = 0,10$ МПа, $T_{вс} = 293$ К, $p_{из} = 0,33$ МПа, $\Pi = 3,300$); б — II ступень ($p_{вс} = 0,32$ МПа, $T_{вс} = 313$ К, $p_{из} = 1,00$ МПа, $\Pi = 3,125$)

Заключение

1. В результате проведенной работы, обоснована перспективность практического применения апробированных методик расчета базирующихся на математическом моделировании рабочих процессов компрессорных и расширительных машин объемного действия на стадиях разработки, модернизации, изучения и получения новой научной информации о рабочих процессах, анализ которых затруднен или полностью невозможен в условиях натурального эксперимента.

2. Показаны широкие возможности программы КОМДЕТ, при разработке которой использован нетрадиционный метод описания протекающих рабочих процессов, базирующийся на учете изменения энтропии и энтальпии рабочего вещества и учитывающий свойства реальных газов, газовых и парожидкостных смесей при фазовых превращениях рабочего вещества из газового состояния в парожидкостное и обратно в течение рабочего цикла.

3. Комплекс выходной информации программы КОМДЕТ, представленный в статье в цифровой и графической форме, позволяет формулировать научно обоснованные выводы о степени совершенства объекта исследования и рекомендовать на стадии проектирования оптимальные конструктивные решения, обеспечивающие требования технического задания на разработку (модернизацию) поршневых компрессоров любого типа и назначения.

Список литературы

1. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. — М.: Машиностроение, 1969. 742 с.
2. Архаров А. М., Архаров И. А. Беляков В. П. и др. Криогенные системы. Т. 2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем. Учебник. — М.: Машиностроение, 1999. 719 с.
3. Уайлд Д. Оптимальное проектирование / Пер. с англ. В. С. Данилина, В. А. Петушкова, П. П. Усова. Под ред. В. Г. Арчегова. — М.: Мир, 1981.
4. Прилуцкий И. К. Метод определения мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи в элементах ступеней машин объемного действия. // Технические Газы. 2013. № 4. с. 19–26.
5. Soave G. S. Rigorous and simplified procedures for determining the pure component parameters in the Redlich-Kwong-Soave equation of State. // Chem. Eng. Science, 1980, v. 35, p. 1725–1729.
6. Peng D. Y., Robinson D. B. Two and three-phase equilibrium calculations for coal gasification and related processes. Thermodynamics of aqueous systems with industrial applications ACS Symposium Series, 1980, v. 133, p. 393–414.
7. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие. / Пер. с англ. Под ред. Б. И. Соколова. 3-е изд., перераб. и доп. — Л.: Химия, 1982. 592 с.
8. Уэйлес С. Фазовые равновесия в химической технологии. Часть 1. — М.: МИР, 1989. 304 с.
9. Акулов Л. А., Борзенко Е. И., Зайцев А. В. Теплофизические свойства и фазовое равновесие криопродуктов. Справочник, — СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. 566 с.
10. Прилуцкий А. И. Расчетная T-s диаграмма реального цикла ступени поршневого детандера. // Компрессорная техника и пневматика. 2008. № 1. с. 22–25.
11. Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К. Объемная производительность поршневого компрессора $V_{вс} = f(p_{вс}, T_{вс}, R) = \text{const!}?$ // Компрессорная техника и пневматика. 2013. № 3. с. 35–41.
12. Прилуцкий И. К., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И., Сназин А. А., Ворошилов И. В. Анализ эффективности работы поршневого детандера при переменной продолжительности процесса наполнения // Вестник Международной академии холода. 2014. № 1. С. 68–73.
13. Пластицин П. И. Поршневые компрессоры: В 2 т. — М.: КолосС, 2006. Т. 1: Теория и расчет. 400 с.

14. Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П. Клапаны поршневых компрессоров. — Л.: Машиностроение, 1983. 158 с.
15. Юша В. Л., Новиков Д. Г. Интенсификация процессов теплообмена в рабочей камере бесшмазочных компрессоров // Вестник Международной академии холода. 2004. № 4. С. 8–11.
16. Прилуцкий И. К., Ворошилов И. В. Опыт практического применения прикладной программы КОМДЕТ при оптимизации рабочих процессов и конструкций ступеней ПК и ПД на стадии проектирования. Сборник докладов научн. — практ. конф. Краснодар, 16–18 мая 2013. с. 34–48.
17. Прилуцкий И. К., Иванов Д. Н., Замолоцкая Е. И., Бессонный А. Н., Прилуцкий А. И. Применение методов моделирования при доводке уплотнительных узлов поршневых компрессоров на стадии проектирования. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2004. № 9, с. 27–30.

References

1. Frenkel' M. I. Piston compressors. M.: Mashinostroenie, 1969. 742 p. (in Russian)
2. Arkharov A. M., Arkharov I. A. Belyakov V. P. ets. Cryogenic systems. Vol. 2. Bases of design of devices, installations and systems. Textbook. M.: Mashinostroenie, 1999. 719 p. (in Russian)
3. Uaild D. Optimum design / Translation with English V. S. Danilina, V. A. Petushkova, P. P. Usova. Under edition V. G. Arhegova. — M.: Mir. 1981. (in Russian)
4. Prilutskii I. K. Method of determination of instant local coefficients of a thermolysis in elements of steps of cars of volume action. *Tekhnicheskie Gazy*. 2013. No 4. p. 19–26. (in Russian)
5. Soave G. S. Rigorous and simplified procedures for determining the pure component parameters in the Redlich-Kwong-Soave equation of State. *Chem. Eng. Science*, 1980, v. 35, p. 1725–1729.
6. Peng D. Y., Robinson D. B. Two and three-phase equilibrium calculations for coal gasification and related processes. Thermodynamics of aqueous systems with industrial applications ACS Symposium Series, 1980, v. 133, p. 393–414.
7. Rid R., Prausnitz Dzh., Shervud T. Properties of gases and liquids: Handbook. / Translation with English under edition B. I. Sokolova. L.: Khimiya, 1982. 592 p. (in Russian)
8. Ueiles S. Phase balance in chemical technology. Part 1. M.: MIR, 1989. 304 p. (in Russian)
9. Akulov L. A., Borzenko E. I., Zaitsev A. V. Heatphysical properties and phase balance of cryoproducts. Reference book. — SPb.: SPbGUNIPT, 2009. 566 p. (in Russian)
10. Prilutskii A. I. Settlement T-s chart of a real cycle of a step of a piston detander. *Kompressorная техника и пневматика*. 2008. No 1. p. 22–25. (in Russian)
11. Prilutskii A. I., Prilutskii I. K. Volume productivity of the piston compressor $V_{bc} = f(p_{bc}, T_{bc}, R) = \text{const!}$? *Kompressorная техника и пневматика*. 2013. No 3. p. 35–41. (in Russian)
12. Prilutskii I. K., Molodova Yu. I., Prilutskii A. I., Snazin A. A., Voroshilov I. V. The analysis of overall performance of a piston detander at the variable duration of process of filling. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2014. No 1. p. 68–73. (in Russian)
13. Plastinin P. I. Piston compressors: In 2 volumes. M.: KolosS, 2006. Vol. 1: Theory and calculation. 400 p. (in Russian)
14. Kondrat'eva T. F., Isakov V. P. Valves of piston compressors. L.: Mashinostroenie, 1983. 158 p. (in Russian)
15. Yusha V. L., Novikov D. G. Intensification of processes of heat exchange in the working camera the bessmazochnykh of compressors. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2004. No 4. p. 8–11. (in Russian)
16. Prilutskii I. K., Voroshilov I. V. Experience of practical application of the KOMDET applied program by optimization of working processes and designs of steps of the personal computer and PD at a design stage. Collection of reports, Krasnodar, 16–18 May 2013. p. 34–48. (in Russian)
17. Prilutskii I. K., Ivanov D. N., Zamolotskaya E. I., Bessonnyi A. N., Prilutskii A. I. Application of methods of modeling at operational development of sealing knots of piston compressors at a design stage. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2004. No 9, p. 27–30. (in Russian)



1st IIR International Conference
**Cryogenics and Refrigeration
 Technology**
22-25 June 2016
Bucharest, Romania

<http://icrt2016.criofrig.ro>

Under the auspice of the IIR, the 1st International Conference on Cryogenics and Refrigeration Technology represents the convergence of innovative ideas within a challenging field that is continually developing.

This new conference offers a unique opportunity to discuss research ideas and exchange knowledge and practices based on first-hand experience in cryogenic and refrigeration technologies and the applicability of these sciences in several industrial sectors such as air separation units, helium recovery and liquefaction plants, and industrial heat transfer processes.

Contact Us

Tel.: 0040 236 312437; Fax: 0040 236 463059
 E-mail: icrt2016@criofrig.ro