

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА, СЖИМАЮЩЕГО РАЗЛИЧНЫЕ ГАЗЫ

А. А. Котлов<sup>1</sup>, А. В. Бураков<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Россия, 195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

<sup>2</sup>АО «Компрессор»,  
Россия, 194044, г. Санкт-Петербург, Большой Сампсониевский пр., д. 29

**Обеспечение эффективной и надежной работы поршневых компрессоров представляет собой важную проблему. Качество проектируемого оборудования определяется уровнем изученности объекта и совершенством методов расчета его состояния. В статье приведен опыт АО «Компрессор» (г. Санкт-Петербург) по созданию перспективного компрессорного оборудования. Рассматриваются вопросы математического моделирования, расчета, исследования поршневого компрессора с учетом реальных свойств газа и фактических условий эксплуатации на примере одноступенчатого поршневого компрессора. Приведено краткое описание математической модели и инженерной программы расчета и подбора рациональных параметров клапана. Приведены результаты сравнения результатов математического моделирования с результатами экспериментальных исследований.**

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, реальный газ, метан, математическая модель, клапан.

### Введение

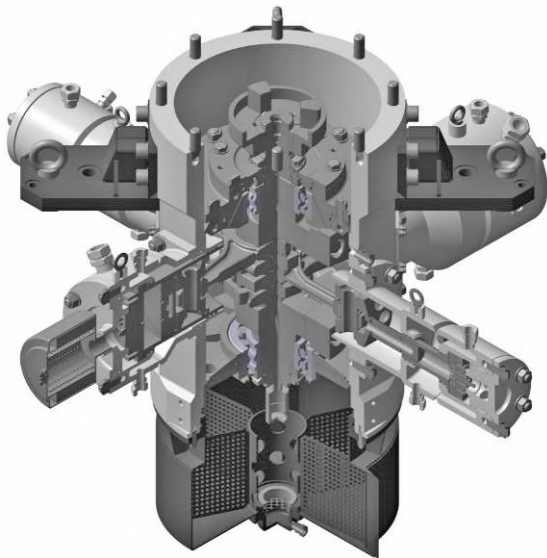
АО «Компрессор» — предприятие с более чем 140 летней историей, имеет широкий ассортимент серийно выпускаемых компрессорных станций и судовых компрессоров с конечным давлением от 0,7 до 40,0 МПа. Предприятие имеет высокий научно-технический потенциал, на заводе выполняются научно-исследовательские опытно-конструкторские работы по совершенствованию компрессоров и их элементов, создан комплекс уникальных испытательных и измерительных стендов.

Сотрудничество с эксплуатирующими организациями и специализированными научно-исследовательскими лабораториями Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), знание условий работы производимого оборудования, сочетание опыта и новых технологий позволяют создавать инновационную продукцию. Так, для нужд газоперекачивающих и газонаполнительных станций АО «Компрессор» разработало четырехрядный поршневой компрессор с вертикальным расположением коленчатого вала (рис. 1). Компрессор предназначен для сжатия метана или природного газа до конечного давления 24,5 МПа, осушенного и очищенного до требуемых параметров. Данная конструкция позволяет достичь высокой уравновешенности компрессора и существенно снизить динамические нагрузки на фундамент, что дает возможность размещения оборудования без дополнительных упрочнений основания. Как следствие, это обеспечивает низкий уровень вибраций и шума.

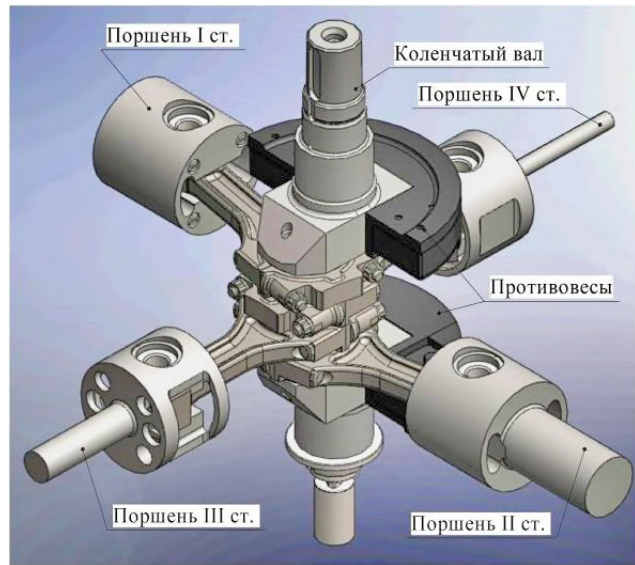
Компрессор спроектирован для различных давлений на входе. Диапазон изменения по абсолютному начальному давлению теоретически может составлять от 0,2 до 12 МПа. Для проектирования компрессора применялись специально разработанные математические модели [1]. При проектировании данного компрессора было решено несколько важных задач, а именно: разработана методика расчета реальных свойств сжимаемой среды; разработана методика расчета промежуточных давлений; разработаны методы осушки сжатого газа, заполняемого в передвижном автомобильном газовом заправщике (ПАГЗ) на выходе из компрессора и др.

Применение хорошо обоснованных математических моделей (ММ) дает возможность удешевить и сократить сроки на выполнение проектных и экспериментальных работ, повысить энергоэффективность выпускаемой продукции [2]. Зачастую математическое моделирование — это единственный источник информации для специалиста. Например, если речь идет об испытаниях компрессоров для сжатия агрессивных и горючих газов, когда по соображениям пожаробезопасности проведение комплексных исследований представляет сложную и дорогостоящую задачу. Как правило, испытания таких новых изделий проводятся на воздухе или модельных инертных газовых смесях. Поэтому в таких случаях требуется расчет параметров компрессора не только на натурном газе, но и на модельном.

Таким образом, по результатам проектирования данного компрессора возникло несколько задач, решение которых приводится в данной работе. Первая задача связана с разработкой



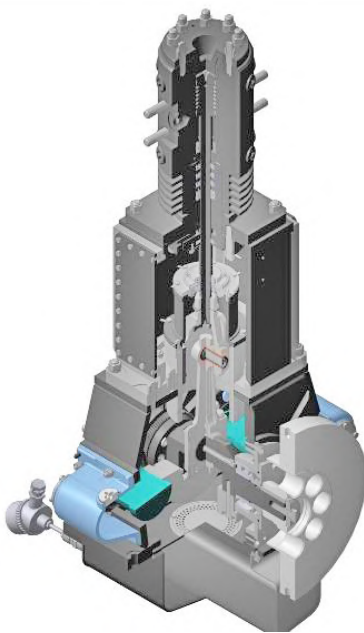
а)



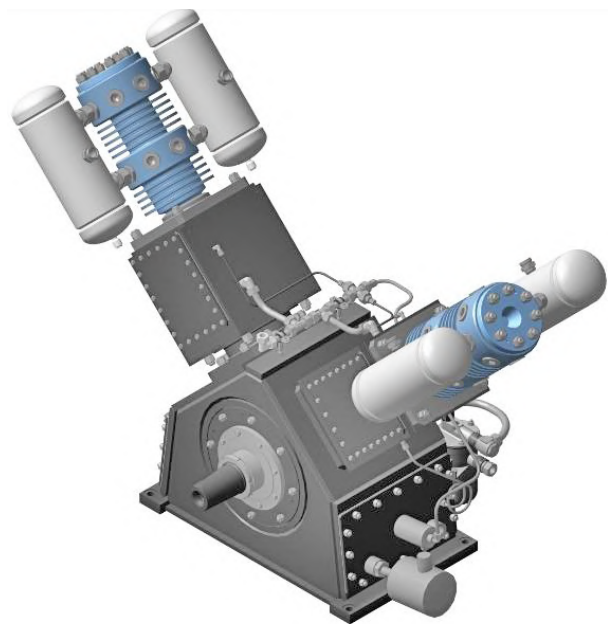
б)

Рис. 1. Четырехрядный компрессор с вертикальным коленчатым валом:  
а) общий вид; б) механизм движения

Fig. 1. Four-row compressor with a vertical crankshaft:  
a) general view; b) mechanism of movement



а)



б)

Рис. 2. Дожимной компрессор: а) однорядный; б) двухрядный  
Fig. 2. Booster compressor: a) single-row; b) two-row

инженерной программы расчета и подбора рациональных параметров клапана. Вторая задача направлена на моделирование рабочего процесса компрессора, сжимающего различные газы.

#### Объект исследования

АО «Компрессор» изготавливает большую номенклатуру серийных дожимающих компрессоров для природного газа (ДКУ) однорядных

(рис. 2а), двухрядных (рис. 2б), трехрядных W-образных, четырехрядных 2V-образных, применяемых для подготовки буферного природного газа СГУ ГПА, а также в качестве компрессора для АГНК, компрессоров для закачки ПАГЗ.

В работе рассматривается дожимающий одноступенчатый двухрядный поршневой компрессор двойного действия. Компрессор предназначен для сжатия метана с давления 4,3 МПа до 10,2 МПа. Общий вид компрессора приведен на рис. 2б.

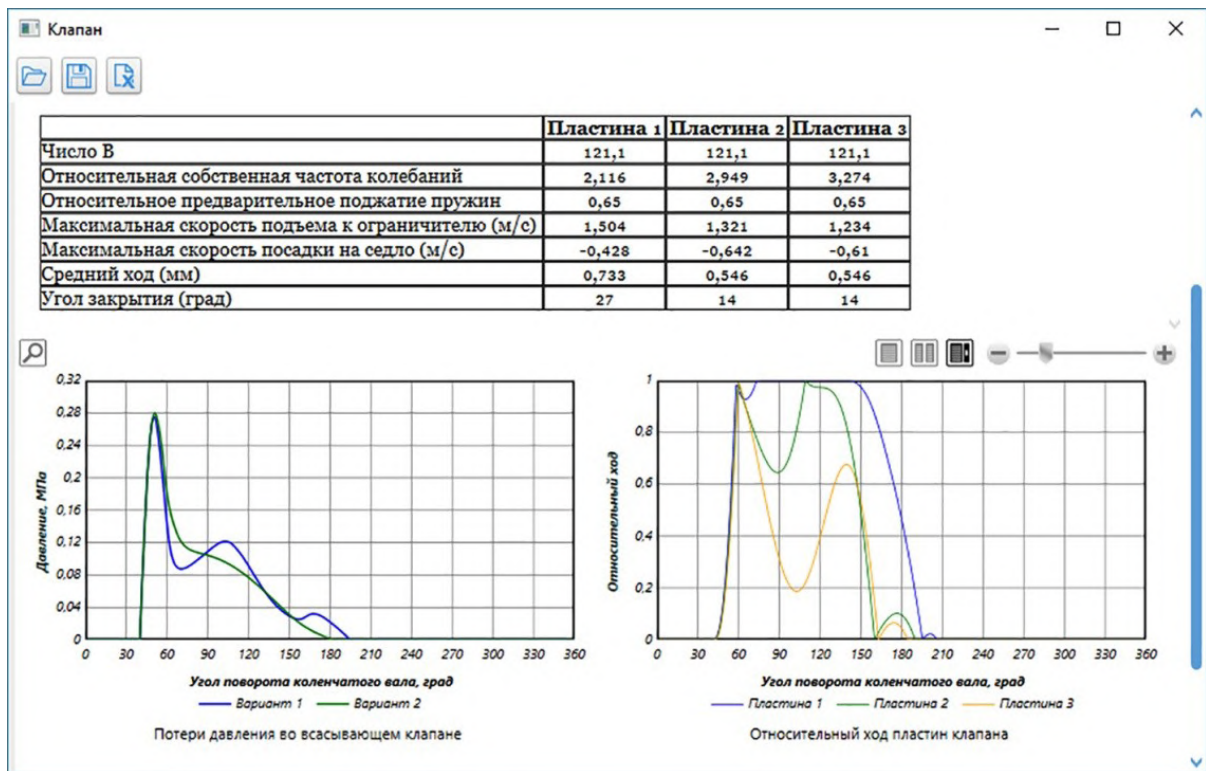


Рис. 3. Окно программы  
Fig. 3. Program window

### Методика расчета

Проектирование любого оборудования сопровождается решением задач, связанных с оптимизацией его рабочих параметров. Применительно к поршневым компрессорам известно несколько решенных задач оптимального проектирования: поиск оптимального отношения хода поршня к диаметру цилиндра, оптимальное распределение давлений по ступеням, поиск оптимальных параметров клапанов и другие [2].

Хотя методы математического моделирования динамики клапанов применяются уже давно, на многих предприятиях расчет параметров самодействующих клапанов ведут по методике проф. М. И. Френкеля [3]. Применение методов расчета динамики клапанов с использованием ММ рабочих процессов в ступени поршневого компрессора приводит к сложной многомерной системе дифференциальных уравнений, что сопровождается заданием большого числа исходных данных. Например, в случае одномассовой модели динамики клапана число величин, которые необходимо задать при расчете, достигает 78. Это обстоятельство затрудняет применение разработанных программ расчета.

Математические модели используются, как правило, для поверочных расчетов. Опыт проектирования клапанов показывает, что в действительности для каждого конкретного компрессора имеется небольшая зона изменения параметров клапанов. Для этого необходимо выполнить несколько вариантов расчета, сравнивая которые можно подобрать рациональные параметры клапанов. При наличии расчетной программы задача может быть решена в короткие сроки. По-

этому была разработана инженерная программа расчета, которая позволяет рассчитать рабочую область клапана, в которой его работа является удовлетворительной.

Методика расчета динамики самодействующих клапанов базируется на известной математической модели, в которой механическая система рассматривается, как система с одной или несколькими сосредоточенными массами. Основные положения по модели изложены в работах [2, 3]. Упрощенная математическая модель клапана представляет собой две системы нелинейных дифференциальных уравнений [2–4]:

— для всасывающего клапана:

$$\begin{cases} \frac{d\beta_{вс}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{вс}} f(\beta_{вс}) - k(1-\beta_{вс})f'(\varphi) \right]; \\ \frac{d^2\chi}{d\varphi^2} = B_{вс} \xi_p \beta_{вс} - Z_{вс}^2 (\chi + \chi_0) - \eta \frac{d\chi}{d\varphi}; \end{cases}$$

— для нагнетательного клапана:

$$\begin{cases} \frac{d\beta_{наг}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{наг}} f(\beta_{наг}) + k(1+\beta_{наг})f'(\varphi) \right]; \\ \frac{d^2\chi}{d\varphi^2} = B_{наг} \xi_p \beta_{наг} - Z_{наг}^2 (\chi + \chi_0) - \eta \frac{d\chi}{d\varphi}, \end{cases}$$

где  $\beta_{вс}$  ( $\beta_{наг}$ ) — относительные потери давления во всасывающем (нагнетательном) клапане;  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала;  $f(\varphi)$  — безразмерная функция перемещения поршня;  $k$  — показатель адиабаты;  $\chi$  — относительный ход

клапана;  $f(\beta_{bc(nar)})$  — напорная функция всасывающего (нагнетательного) клапана;  $M_{bc}$  ( $M_{nar}$ ) — безразмерный комплекс, характеризующий потери в процессе всасывания (нагнетания);  $B_{bc(nar)} = F_{nl} P_{bc(nar)} / \omega^2 x_{max} m$  — безразмерный комплекс, характеризующий газовые и инерционные силы, действующие на запорный орган;  $\xi_p$  — коэффициент давления;  $Z^2 = c / m \omega^2$  — относительная собственная частота колебаний;  $x_0$  — относительно предварительное поджатие упругих элементов;  $\eta_0$  — коэффициент демпфирования [2].

Удары запорного элемента о седло и ограничитель моделируются моделью частично упругого удара [2, 5]. После удара значение скорости вычисляется по формуле

$$V'' = -V' \cdot K_{omc},$$

где  $K_{omc}$  — коэффициент отскока;  $V'$  — скорость запорного элемента до удара.

Безразмерная функция перемещения поршня  $f(\varphi)$  характеризует переменный объем рабочей камеры, отнесенный к произведению радиуса кривошипа на площадь поршня. Для кривошипно-шатунного механизма

$$f(\varphi) = V(\varphi) / F_n r = 1 + 2a + \lambda / 4 - \cos\varphi - \lambda / 4 \cos 2\varphi,$$

$$f'(\varphi) = \sin\varphi + \lambda / 2 \sin 2\varphi,$$

где  $V(\varphi)$  — текущий объем рабочей камеры;  $F_n$  — площадь поршня;  $r$  — радиус кривошипа;  $a$  — относительное мертвое пространство;  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Критерий скорости потока  $M$  характеризует динамику и экономичность клапана и определяется как отношение

$$M = \frac{c_{ка}}{c_{зв}} = \frac{2F_n r \omega}{\pi \mu_{щ} f_{max} \sqrt{kRT}},$$

где  $c_{ка}$  — условная скорость газа в полностью открытом клапане;  $c_{зв} = \sqrt{kRT}$  — скорость звука в газе;  $\omega$  — угловая скорость;  $\mu_{щ}$  — коэффициент расхода [2, 6], отнесенный к щели клапана;  $f_{max}$  — максимальная площадь проходного сечения в щели клапана;  $R$  — газовая постоянная;  $T$  — температура газа (для всасывающего клапана — температура всасывания, для нагнетательного клапана — температура нагнетания).

В качестве целевой используется функция, определяющая безразмерную потерю давления [2],

$$\beta_{cp} = \frac{\int_{\varphi_0}^{\varphi_2} [\beta] f'(\varphi) d\varphi}{f(\varphi_2) - f(\varphi_1)},$$

где  $f(\varphi)$  — функция хода поршня;  $\varphi_0$  и  $\varphi_2$  — углы открытия и закрытия клапана соответственно.

В ходе расчета применяется несколько ограничений, которые характеризуют надежность клапанов. В первую очередь, это удары о седло и ограничитель. Согласно работе [2], на динамические напряжения, возникающие в клапане, решающую роль оказывают удары о седло. Рекомендованные значения для максимальной ско-

рости запорного элемента при посадке на седло составляют 2–2,5 м/с. Кроме этого, надежность клапанов характеризуется вибрацией запорного элемента. Появление вибрации определяется значением среднего хода клапана, которое, согласно рекомендациям [2, 4, 7, 8], равняется 0,6.

На рис. 3 приведено окно программы в режиме вывода расчетной информации.

Результаты расчетов представляются в численном и графическом виде и содержат: диаграмму рабочей области; диаграммы движения рабочих пластин клапана для выбранного варианта; потери давления в клапанах; углы открытия и закрытия клапанов; скорости посадки рабочей пластины на седло и ограничитель и пр.

Для моделирования рабочего процесса компрессора используется ММ ступени [2, 7–10]. Система уравнений выглядит следующим образом:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_j i_j \dot{m}_j - \sum_k i_k \dot{m}_k;$$

$$\frac{dM}{dt} = \sum_j \dot{m}_j - \sum_k \dot{m}_k;$$

$$\rho = M / V;$$

$$u = U / M;$$

$$T = f(u, \rho);$$

$$p = p(\rho, T);$$

$$i = i(p, T),$$

где  $p$  — давление;  $V$  — объем емкости;  $i$  — удельная энтальпия;  $\dot{m}_j, \dot{m}_k$  — массовый расход газа, притекающего через  $j$ -е отверстие и утекающего через  $k$ -е отверстие;  $t$  — время;  $M$  — масса газа в рассматриваемой емкости;  $\rho$  — плотность газа;  $u$  — удельная внутренняя энергия;  $T$  — температура газа;  $k$  — показатель адиабаты;  $R$  — газовая постоянная.

Для определения расхода через различные неплотности применяется уравнение С. Е. Захаренко, в основе которого лежит представление течения через узкие щели как одномерного стационарного изотермического течения сжимаемого газа [11]

$$\dot{m} = L \delta \sqrt{\frac{p_2 \rho_2 \left( \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^2 - 1 \right)}{2 \ln \left( \frac{p_1}{p_2} \right) + \xi + \lambda \Sigma}},$$

где  $L$  — длина щели;  $\delta$  — зазор в щели;  $\rho_2 = p_2 / RT_1$  — приведенная плотность газа;  $\xi$  — сумма местных сопротивлений на входе в щель и на выходе из нее;  $\lambda$  — коэффициент трения;  $\Sigma$  — коэффициент формы.

Для определения положения запирающего органа клапана используется второй закон Ньютона [2, 7–9, 12–14]

$$m_{np} \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum P_i,$$

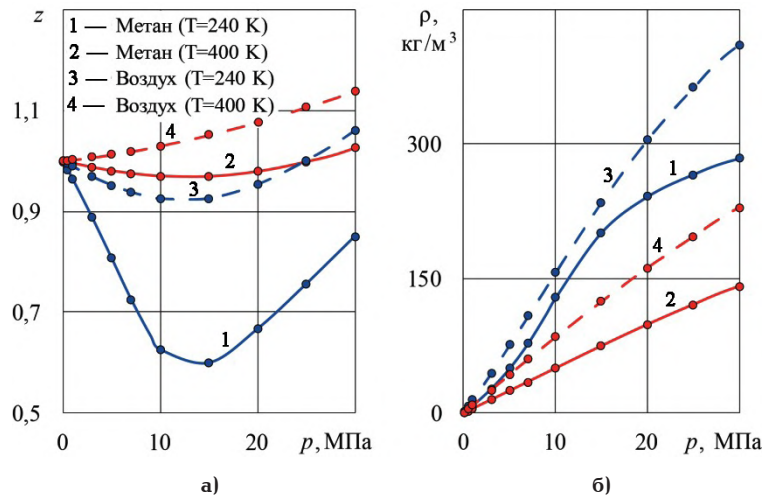


Рис. 4. Термодинамические свойства метана и воздуха:  
 а) плотность; б) коэффициент сжимаемости  
 Fig. 4. Thermodynamic properties of methane and air:  
 а) density; б) compressibility factor

где  $m_{np}$  — приведенная масса движущихся частей клапана;  $x$  — ход клапана;  $\frac{d^2x}{dt^2}$  — ускорение движения запирающего органа;  $\Sigma P_i$  — сумма сил, действующих на запирающий орган.

Термодинамические свойства реального газа рассчитываются по усредненному уравнению состояния [15, 16]

$$\pi = \frac{\bar{\omega}\tau}{z_{кр}} \left( 1 + \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^{S_i} \bar{b}_{ij} \frac{\bar{\omega}^i}{\tau^j} \right),$$

где  $\pi = p/p_{кр}$  — приведенное давление;  $\bar{\omega}$  — среднее значение плотности;  $\tau = T/T_{кр}$  — приведенная температура;  $\bar{b}_{ij}$  — коэффициенты уравнения (значения коэффициентов приведены в [15, 16];  $кр$  — параметры газа в критической точке.

На рис. 4 приведены графики плотности и коэффициента сжимаемости в зависимости от давления и температуры для двух сжимаемых сред: метан и воздух. Для сравнения на графиках приводятся данные по свойствам метана и воздуха, взятые из [15, 16]. Сравнение приведенных данных показывает корректность рассчитанных зависимостей.

### Результаты расчетов и их обсуждение

Рассмотрим расчет параметров всасывающего клапана с применением разработанной инженерной программы. В ходе расчета были построены диаграммы работы всасывающего клапана при сжатии метана и воздуха (рис. 5). Диаграммы характеризуют работу клапанов в зависимости от двух параметров: максимальный ход клапана  $x_{max}$  и жесткость упругих элементов  $s$ .

На приведенной диаграмме обозначение  $V_o$  соответствует тому, что выполняется ограничение по максимальной скорости подъема к ограничителю;  $V_c$  — ограничение по максимальной скорости посадки на седло;  $X_{cp}$  — ограничение,

связанное с вибрацией запорного элемента. Согласно приведенной диаграмме, для рассматриваемого клапана имеется небольшая зона изменения параметров, которая соответствует его нормальной работе. При этом при работе на воздухе эта зона несколько больше. Также обращает внимание тот факт, что при работе на метане срабатывает только ограничение по вибрации запорного органа. Относительные потери давления, при одних и тех же параметрах клапанов, при сжатии метана, как более легкого газа, ниже.

Согласно диаграмме, выбраны тарельчатые клапаны со значением максимальной высоты подъема запорного органа равным 1,5 мм и значением жесткости 900 Н/м. Выбранные значения не соответствуют оптимальным параметрам клапана, однако на предприятии имеются элементы клапана, которые соответствуют выбранным значениям. Таким образом, хотя эффективность клапанов, для выбранных значений, будет несколько ниже, то, с точки зрения унификации узлов, это весьма оправданно.

Для установления адекватности разработанной программы были выполнены расчеты клапанов по полной ММ ступени. Результаты сравнения приведены в табл. 1.

Сравнение приведенных данных показывает удовлетворительное совпадение параметров, что подтверждает адекватность разработанной программы.

В ходе испытаний компрессора на воздухе было выявлено, что конечная температура выше расчетной. При этом расчетная температура определялась по формуле для адиабатического сжатия

$$T_k = T_n \left( \frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

При начальной температуре  $t_n = 3^\circ\text{C}$  конечная температура составит: для метана —  $64^\circ\text{C}$ ,

h\с	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
0,1	50,6	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7	50,7
0,3	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23
0,5	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6	10,6
0,7	5,71	5,71	5,71	5,72	5,72	5,72	5,72	5,72	5,73	5,73	5,73	5,74	5,74	5,74	5,75
0,9	3,55	3,55	3,55	3,56	3,56	3,56	3,56	3,57	3,57	3,58	3,58	3,59	3,6	3,61	3,61
1,1	2,43	2,43	2,43	2,44	2,44	2,45	2,45	2,46	2,47	2,47	2,48	2,49	2,49	2,5	2,51
1,3	1,78	1,78	1,78	1,79	1,8	1,8	1,81	1,82	1,82	1,83	1,84	1,85	1,87	1,88	Хср
1,5	1,37	1,37	1,38	1,39	1,4	1,4	1,41	1,42	1,44	1,45	1,47	Хср	Хср	Хср	Хср
1,7	1,1	1,11	1,11	1,13	1,14	1,15	Хср	1,19	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
1,9	0,92	0,92	0,94	0,95	0,97	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,1	0,79	0,8	Хср	0,84	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,3	0,69	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,5	0,62	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,7	0,56	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,9	0,52	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср

а)

h\с	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
0,1	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5	57,5
0,3	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7
0,5	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,4	17,5	17,5
0,7	9,92	9,92	9,92	9,92	9,92	9,93	9,93	9,93	9,93	9,93	9,94	9,94	9,94	9,94	9,95
0,9	6,24	6,24	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,26	6,26	6,26	6,27	6,27	6,27	6,27	6,28
1,1	4,27	4,27	4,28	4,28	4,28	4,28	4,29	4,29	4,29	4,3	4,3	4,31	4,31	4,32	4,33
1,3	3,11	3,12	3,12	3,12	3,12	3,13	3,13	3,14	3,15	3,15	3,16	3,17	3,17	3,18	3,19
1,5	2,38	2,38	2,39	2,39	2,39	2,4	2,41	2,42	2,42	2,43	2,44	2,44	2,45	2,46	2,47
1,7	1,89	1,89	1,89	1,9	1,91	1,92	1,92	1,93	1,94	1,95	1,96	Vo	Vo	Vc	Vo
1,9	1,55	1,55	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Хср	Хср	Хср
2,1	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Хср	Vo	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,3	Vo	Vo	Vo	Vo	Vo	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,5	Vo	Vo	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,7	Vo	Vo	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср
2,9	Vo	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср	Хср

б)

Рис. 5. Диаграммы работы всасывающего клапана для метана (а) и воздуха (б)

Fig. 5. Diagrams of suction valve operation for methane (a) and air (b)

Таблица 1. Параметры клапана  
Table 1. Valve parameters

Параметр	Модель ступени		Модель клапана	
	Метан	Воздух	Метан	Воздух
$X_{\max}$ , мм	1,5	1,5	1,5	1,5
$c$ , Н/м	900	900	900	900
$\beta$ , %	1,40	2,10	1,44	2,42
$\Phi_{\text{зак}}$ , град	194	188	189	185
$V_c$ , м/с	0,83	0,94	1,15	1,4

для воздуха — 77°C. По результатам экспериментальных исследований конечная температура при сжатии воздуха составила 103°C. В связи с этим возникла необходимость провести анализ работы компрессора при сжатии натурального газа

(метан) и модельного (воздух). На рис. 6 приведены графики изменения давления и температуры в цилиндре ступени. Теоретическая конечная температура при сжатии воздуха выше, чем при сжатии метана. При этом результаты математи-

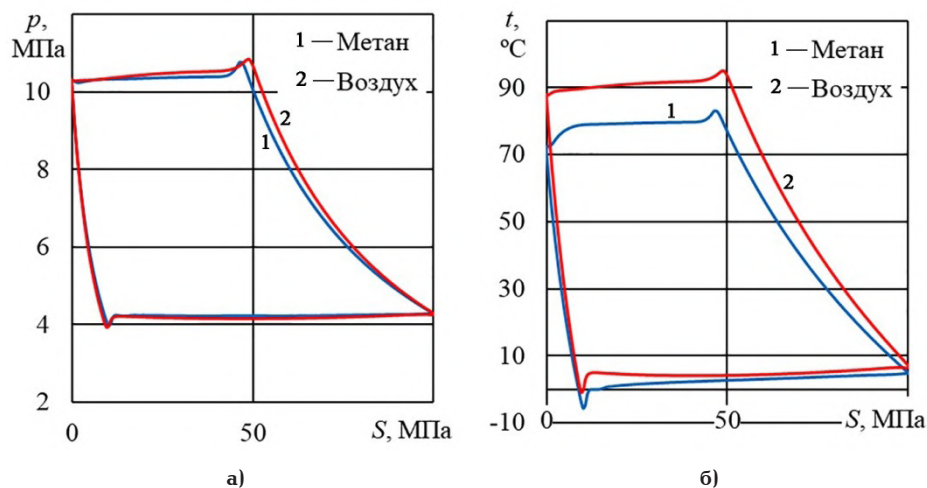


Рис. 6. Изменение давления (а) и температуры (б) в цилиндре  
Fig. 6. The change in pressure (a) and temperature (b) in the cylinder

Таблица 2. Параметры ступени  
Table 2. Stage parameters

Параметр	Метан	Воздух	Эксперимент (на воздухе)
Показатель политропы расширения	1,427	1,515	—
Показатель политропы сжатия	1,419	1,509	—
Потребляемая мощность, кВт	56	58	64
Конечная температура, °C	83	95	103

ческого моделирования рабочего процесса показывают, что максимальная температура в цилиндре выше теоретической и равняется 95°C. Это значение достаточно близко к значению температуры, полученной при экспериментальном исследовании, что подтверждает адекватность модели. При моделировании рабочего процесса при сжатии метана наблюдается аналогичная картина. Разница между температурами обусловлена тем, что показатель политропы сжатия при сжатии реального газа отличается от показателя адиабаты идеального газа. В табл. 2 приведены расчетные значения показателей политроп сжатия.

В табл. 2 также приведены результаты замеров параметров компрессора при экспериментальном исследовании на воздухе. Сравнение приведенных данных показывает удовлетворительное совпадение значений, что подтверждает адекватность выполненных расчетов.

### Заключение

Разработанная инженерная программа расчета параметров самодействующих клапанов может успешно применяться для предварительного подбора клапанов. Результаты расчетов по упрощенной математической модели хорошо согласуются с результатами расчетов по более точной модели ступени.

Полученные данные при анализе работы компрессора еще раз показывают необходимость учета реальных свойств сжимаемой среды. Разница в определении конечной температуры составила 23%.

### Список источников

1. Котлов А. А. Математический анализ работы двухступенчатого дожимающего компрессора, предназначенного для сжатия метана // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 51–60. DOI: 10.18721/JEST.24405.
2. Хрусталеv Б. С. Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования: дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 1999. 377 с.
3. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 740 с.
4. Котлов А. А. Влияние параметров кольцевого клапана на процессы всасывания и нагнетания в поршневых компрессорах // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 3. С. 56–67. DOI: 10.18721/JEST.240305.
5. Ignatiev K. M., Chrustalev B. S., Perevozchikov M. M., Zdaslinsky V. B. Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler off small reciprocating compressor // International Compressor Engineering Conference. 1996. Vol. 1. P. 205–210.

6. Бусаров С. С., Васильев В. К., Бусаров И. С., Недовенчаный А. В., Титов Д. С., Щербань К. В., Громов А. Ю. Статические продувки клапанов тихоходных длинноходных бесшмазочных поршневых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. 2017. № 2 (152). С. 72–76.

7. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К. [и др.]. Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б. С. Фотина. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.

8. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., доп. М.: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

9. Калекин В. С., Калекин Д. В., Нефедченко А. Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с действующими клапанами // Омский научный вестник. 2013. № 3 (123). С. 72–76.

10. Бусаров С. С., Юша В. Л., Васильев В. К., Недовенчаный А. В., Громов А. Ю., Чижиков М. А. Теоретическая оценка возможности замены многоступенчатых малорасходных поршневых компрессоров на одноступенчатые // Омский научный вестник. 2015. № 3 (143). С. 66–69.

11. Захаренко С. Е. К вопросу о протечках газа через щели // Тр. ЛПИ им. М. И. Калинина. Ленинград, 1953. № 2.

12. Gasche J. L., Arantes D. M., Andreotti T. Experimental Analysis of the Fluid Structure Interaction in a Suction Valve Model // 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 14–17. 2014. Vol. 1217. 2284. 10 p.

13. Brandl A., Bielmeier O., Spiegl B. Fast-Acting Suction-Valve Control: Capacity Modulation and Impact on Valve Dynamics // 21st International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette-IN, EUA. 2012. 8 p.

14. Mistry H., Bhakta A., Dhar S. [et al.]. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics // 21st International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette-IN, EUA. 2012. 1210.

15. Сычев В. В., Вассерман А. А., Козлов А. Д. [и др.]. Термодинамические свойства воздуха / Государственная

служба стандартных справочных данных // Серия монографий. М.: Изд-во стандартов, 1978. 276 с.

16. Сычев В. В., Вассерман А. А., Загорученко В. А. [и др.]. Термодинамические свойства метана / Государственная служба стандартных справочных данных // Серия монографий. М.: Изд-во стандартов, 1979. 348 с.

**КОТЛОВ Андрей Аркадьевич**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник научно-исследовательской лаборатории «Газовая динамика турбомашин» Объединенного научно-технологического института Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

SPIN-код: 7304-7079

AuthorID (РИНЦ): 653245

Адрес для переписки: kotlov\_andrej@mail.ru

**БУРАКОВ Александр Васильевич**, начальник ЦКБ АО «Компрессор».

Адрес для переписки: Office@compressor.spb.ru

#### Для цитирования

Котлов А. А., Бураков А. В. Сравнительный анализ работы одноступенчатого поршневого компрессора, сжимающего различные газы // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 4. С. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35.

Статья поступила в редакцию 13.04.2019 г.

© А. А. Котлов, А. В. Бураков



# VIBRATION ISOLATION WITH QUASI-ZERO STIFFNESS EFFECT

A. A. Kotlov<sup>1</sup>, A. B. Burakov<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,  
Russia, Saint Petersburg, Polytechnicheskaya St., 29, 195251

<sup>2</sup>Compressor JSC,  
Russia, Saint Petersburg, Bolshoy Sampsonievsky Ave., 29, 194044

**Ensuring the efficient and reliable operation of reciprocating compressors is an important issue. The quality of the designed equipment is determined by the level of knowledge of the object and the perfection of methods for calculating its state. The article presents the experience of JSC «Compressor» Saint Petersburg in the creation of advanced compressor equipment. Problems of mathematical modeling, calculation, research of a reciprocating compressor with consideration of real gas properties and actual operating conditions are considered using the example of a single-stage piston compressor. A brief description of the mathematical model and engineering program for calculating and selecting rational valve parameters is given. The results of comparing the results of mathematical modeling with the results of experimental studies are obtained.**

**Keywords:** reciprocating compressor, real gas, methane, mathematical model, valve.

## References

1. Kotlov A. A. Matematicheskiy analiz raboty dvukhstupenchatogo dozhimayushchego kompressora, prednaznachennogo dlya szhatiya metana [Mathematical analysis of operation of a two-stage pressurized compressor designed to compress methane] // Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. *St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 51–60. DOI: 10.18721/JEST.24405. (In Russ.).

2. Khrustalev B. S. Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov v ob'yemnykh kompressorakh dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proyektirovaniya [Mathematical modeling of working processes in volumetric compressors for solving problems of computer-aided design]. St. Petersburg, 1999. 377 p. (In Russ.).

3. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory [Piston compressors]. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1969. 740 p. (In Russ.).

4. Kotlov A. A. Vliyaniye parametrov kol'tsevoogo klapana na protsessy vsasyvaniya i nagnetaniya v porshnevnykh kompressorakh [Effect of the parameters of the annular valve on the processes of suction and injection of reciprocating compressors] // Nauchno-tehnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. *St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology*. 2018. Vol. 24, no. 3. P. 56–67. DOI: 10.18721/JEST.240305. (In Russ.).

5. Ignatiev K. M., Khrustalev B. S., Perevozchikov M. M., Zaslinsky V. B. Simulation and parametric analysis of the suction valve and muffler off small reciprocating compressor // International Compressor Engineering Conference. 1996. Vol. 1. P. 205–210. (In Engl.).

6. Busarov S. S., Vasilev V. K., Busarov I. S., Nedovenchany A. V., Titov D. S., Shcherban K. V., Gromov A. Yu. Sticheskiye produvki klapanov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazochnykh porshnevnykh kompressornykh stupeney [Static blowdown of valves in long stroke low-speed lubricant-free piston compressor stages] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2017. No. 2 (152). P. 72–76. (In Russ.).

7. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutskiy I. K. [et al.] Porshnevyye kompressory [Piston compressors] / Ed. B. S. Fotin. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).

8. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vol. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed., Moscow: KolosS Publ., 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).

9. Kalekin V. S., Kalekin D. V., Nefedchenko A. N. Matematicheskaya model' porshnovego pnevmodvigatelya s samodeystvuyushchimi klapunami [Mathematical model of piston pneumatic engine with self-acting valves] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2013. No. 3 (123). P. 72–76. (In Russ.).

10. Busarov S. S., Yusha V. L., Vasilev V. K., Nedovenchany A. V., Gromov A. Yu., Chizhikov M. A. Teoreticheskaya otsenka vozmozhnosti zameny mnogostupenchatykh maloraskhodnykh porshnevnykh kompressorov na odnostupenchatyye [A theoretical estimate of possibility of replacing low consumption multi-stage reciprocating compressors] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2015. No. 3 (143). P. 66–69. (In Russ.).

11. Zakharenko S. E. K voprosu o protechkakh gaza cherez shcheli [On the issue of gas leakage through the cracks] // Tr. LPI im. M. I. Kalinina. *Tr. LPI im. M. I. Kalinina*. Leningrad, 1953. No. 2. (In Russ.).

12. Gasche J. L., Arantes D. M., Andreotti T. Experimental Analysis of the Fluid Structure Interaction in a Suction Valve Model // 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 14–17. 2014. Vol. 1217. 2284. 10 p. (In Engl.).

13. Brandl A., Bielmeier O., Spiegl B. Fast-Acting Suction-Valve Control: Capacity Modulation and Impact on Valve Dynamics // 21st International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette-IN, EUA. 2012. 8 p. (In Engl.).

14. Mistry H., Bhakta A., Dhar S. [et al.]. Capturing valve dynamics in reciprocating compressors through computational fluid dynamics // 21st International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette-IN, EUA. 2012. 1210. (In Engl.).

15. Sychev V. V., Vasserman A. A., Kozlov A. D. [et al.]. Termodinamicheskiye svoystva vozdukha [Thermodynamic

properties of air] / GSSSD [GSSSD] // Seriya monografiy. *Seriya monografiy*. Moscow, 1978. 276 p. (In Russ).

16. Sychev V. V., Vasserman A. A., Zagoruchenko V. A. [et al.]. Termodinamicheskiye svoystva metana [Thermodynamic properties of methane] / GSSSD [GSSSD] // Seriya monografiy. *Seriya monografiy*. Moscow, 1979. 348 p. (In Russ).

---

**KOTLOV Andrey Arkadyevich**, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of Research Laboratory «Gas Dynamics of Turbomachines» of United Research and Technology Institute, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.  
SPIN-code: 7304-7079  
AuthorID (RSCI): 653245

Address for correspondence: kotlov\_andrej@mail.ru  
**BURAKOV Aleksandr Vasilyevich**, Head of Central Design Bureau, Compressor JSC.

Address for correspondence:  
Office@compressor.spb.ru

#### For citations

Kotlov A. A., Burakov A. B. Comparative analysis of single-stage reciprocating compressor compressing different gases // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 4. P. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35.

Received 13 April 2019.

© A. A. Kotlov, A. B. Burakov