

DOI: 10.18721/JEST.240305  
УДК 621.512

*А.А. Котлов*

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

## **ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОЛЬЦЕВОГО КЛАПАНА НА ПРОЦЕССЫ ВСАСЫВАНИЯ И НАГНЕТАНИЯ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ**

Обеспечение эффективной и надежной работы органов газораспределения поршневых машин – одна из важнейших проблем при проектировании, производстве и эксплуатации компрессорной техники. Самодействующие клапаны оказывают существенное влияние на экономичность и надежность поршневого компрессора. При проектировании и расчете клапанов стоит задача нахождения оптимальных параметров, при которых будут минимальные потери давления при протекании газа через клапан и высокие показатели его надежности. Выполнено теоретическое исследование работы кольцевого клапана с несколькими запорными элементами при различных значениях жесткости пружины и максимального хода клапана. Приведены зависимости потерь давления во всасывающем и нагнетательном клапане и диаграммы движения пластин клапана от угла поворота коленчатого вала и варьируемых параметров клапанов. Исследование выполнено с использованием численного эксперимента по специально разработанной компьютерной программе с возможностью многопараметрического расчета.

*Ключевые слова:* поршневой компрессор, самодействующий клапан, кольцевой клапан, экономичность, надежность.

*Ссылка при цитировании:*

А.А. Котлов. 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.

*A.A. Kotlov*

Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

## **EFFECT OF THE PARAMETERS OF THE ANNULAR VALVE ON THE PROCESSES OF SUCTION AND INJECTION OF RECIPROCATING COMPRESSORS**

Ensuring efficient and reliable operation of gas distribution systems of piston machines is one of the most important problems in design, manufacturing and operation of compressor equipment. Self-acting valves have a significant impact on the efficiency and reliability of a reciprocating compressor. The task of designing and calculating valves is to find the optimal parameters providing minimal pressure losses when the gas flows through the valve and its high reliability. The theoretical study of the operation of a ring valve with several locking elements is performed at different values of spring stiffness and maximum valve travel. Dependences of pressure losses in a suction and discharge valve and the diagram of movement of valve plates depending on the angle of the crankshaft rotation and variable parameters of the valves are given. The study was carried out using a numerical experiment on a specially developed computer program with the possibility of multiparameter calculation.

*Keywords:* reciprocating compressor, self-acting valve, annular valve, economy, reliability.

*Citation:*

A.A. Kotlov, Effect of the parameters of the annular valve on the processes of suction and injection of reciprocating compressors, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(03)(2018) 56–67, DOI: 10.18721/JEST.240305.

## Введение

Рабочий цикл ступени поршневого компрессора (ПК) состоит из четырех периодически повторяющихся процессов: всасывания, сжатия, нагнетания и расширения. В процессе всасывания газ, находящийся в полости всасывания, поступает в рабочую полость, а в процессе нагнетания – выталкивается в полость нагнетания. Взаимодействие рабочей полости, в которой происходит сжатие газа, с полостями всасывания и нагнетания осуществляется соответственно через всасывающий и нагнетательный клапаны. В ПК, как правило, применяются самодействующие клапаны. Работа клапана оказывает существенное влияние на экономичность и надежность компрессора. При расчете клапанов ПК определяют потери давления в них и соответствующее увеличение мощности, а также оценку их надежности [1].

**Цель работы** – оценка влияния параметров кольцевого клапана на эффективность рабочего процесса поршневого компрессора.

**Объект исследования** – самодействующий кольцевой клапан. Общий вид клапана приведен на рис. 1.

Запорным органом в клапанах приведенной конструкции являются кольцевые пластины. Количество пластин определяется исходя из необходимого проходного сечения клапана. Закрытие клапана осуществляется с помощью пружин, которые прижимают пластины к седлу.

Могут применяться как кольцевые пружины (по одной на каждую пластину), так и «точечные» цилиндрические (см. рис. 1) [2].

## Математическая модель

Исследование проводилось с применением методов математического моделирования. Основу математической модели составляют уравнение для определения потерь давления в клапанах [3, 4] и уравнение динамики клапана [5–8].

Уравнение для определения потерь давления в клапанах записывается в безразмерном виде:

для всасывающего клапана

$$\frac{d\beta_{\text{вс}}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{\text{вс}}} f(\beta_{\text{вс}}) - k(1 - \beta_{\text{вс}}) f'(\varphi) \right];$$

для нагнетательного клапана

$$\frac{d\beta_{\text{наг}}}{d\varphi} = -\frac{1}{f(\varphi)} \times \left[ \frac{2\sqrt{2k}}{\pi} \frac{\chi}{M_{\text{наг}}} f(\beta_{\text{наг}}) + k(1 + \beta_{\text{наг}}) f'(\varphi) \right],$$

где  $\beta_{\text{вс}}$  ( $\beta_{\text{наг}}$ ) – 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;  $f(\beta_{\text{вс (наг)}}$ ) – напорная функция всасывающего (нагнетательного) клапана;  $M_{\text{вс}}$  ( $M_{\text{наг}}$ ) – безразмерный комплекс, характеризующий потери в процессе всасывания (нагнетания).

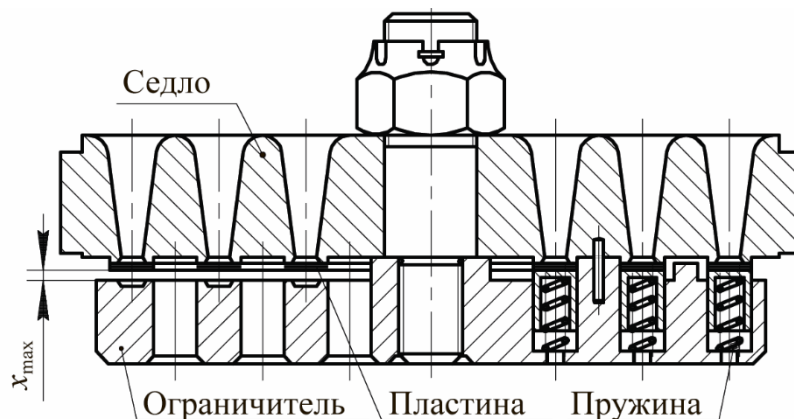


Рис. 1. Кольцевой клапан  
Fig. 1. The annular valve

Относительные потери давления во всасывающем и нагнетательном клапанах характеризуются отношением давления в цилиндре к давлению всасывания (для всасывающего клапана) или нагнетания (для нагнетательного клапана). При этом в процессе всасывания давление газа в цилиндре будет ниже давления всасывания из-за потерь давления во всасывающем клапане. В процессе нагнетания, наоборот, давление газа в цилиндре будет выше давления нагнетания из-за компенсации потерь давления в нагнетательном клапане.

Таким образом, определив относительные величины  $\beta_{вс}$  ( $\beta_{наг}$ ), из приведенных выше уравнений можно найти значения потерь давления по уравнению

$$\Delta P_{вс(наг)} = \beta_{вс(наг)} P_{вс(наг)},$$

где  $P_{вс(наг)}$  – номинальные давления всасывания (нагнетания) соответственно.

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

$$f(\varphi) = V(\varphi) / F_{п} r = 1 + 2a + \lambda/4 - \cos \varphi - \lambda/4 \cos 2\varphi,$$

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

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

Еще один важный параметр, входящий в уравнения, – критерий скорости потока  $M$ , который характеризует динамику и экономичность клапана. Параметр  $M$  является безразмерным и определяется как отношение

$$M = \frac{c_{кл}}{c_{зв}} = \frac{2F_{п} r \omega}{\pi \mu_{ш} f_{max} \sqrt{kRT}},$$

где  $c_{кл}$  – условная скорость газа в полностью открытом клапане;  $c_{зв} = \sqrt{kRT}$  – скорость звука в газе;  $\omega$  – угловая скорость;  $\mu_{ш}$  – коэффициент расхода, 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).

Критерий скорости потока  $M$  напоминает число Маха, но не является им, так как в выражение для определения числа Маха входит истинная скорость газа, а параметр  $M$  вычисляется с помощью условной скорости газа.

Напорная функция  $f(\beta)$  учитывает сжимаемость газа и находится из выражений:

для всасывающего клапана

$$f(\beta_{вс}) = (1 - \beta_{вс})^{\frac{k-1}{k}} (1 - 0,3\beta_{вс}) \sqrt{\beta_{вс}};$$

для нагнетательного клапана

$$f(\beta_{наг}) = \left(1 - 0,3 \frac{\beta_{наг}}{1 + \beta_{наг}}\right) (1 + \beta_{наг})^{\frac{1}{2k}} \sqrt{\beta_{наг}}.$$

Относительный ход клапана  $\chi$  – это отношение текущего значения высоты подъема пластины клапана к его максимальной высоте подъема, т. е.  $\chi = x/x_{max}$  (см. рис. 1). Текущее значение  $\chi$  находится из решения уравнения динамики клапана [5, 9, 10]

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = P_{г} - c(x + x_0) - P_{с} - mg \cos \beta,$$

где  $m$  – приведенная масса запорного элемента;  $P_{г}$  – газовая сила;  $c$  – жесткость упругих элементов;  $x_0$  – предварительное поджатие упругих элементов;  $P_{с}$  – сила сопротивления;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\beta$  – угол между осью движения и направлением силы тяжести.

Газовая сила находится по формуле

$$P_{г} = \xi_p F_c \Delta P,$$

где  $\xi_p$  – коэффициент давления;  $F_c$  – площадь прохода в седле клапана.

Сила сопротивления определяется выражениями

$$P_{с} = m\eta \frac{dx}{dt}, \quad \eta = \eta_0 + a\varrho \left| \frac{dx}{dt} \right|^n,$$

где  $\eta$  – коэффициент демпфирования;  $\eta_0$  – коэффициент демпфирования, характери-

зующий вязкие свойства материала и механическое трение;  $a, n$  – экспериментальные коэффициенты;  $\rho$  – плотность газа, протекающего через клапан.

Для клапанов с поперечным обтеканием пластины коэффициенты демпфирования принимаются равными  $\eta_0 = 18; a = 3,5; n = 1,5$  [11, 12].

В работе рассматривается кольцевой клапан, у которого может быть несколько рабочих пластин, причем каждая движется независимо от других. Динамика каждой пластины рассматривается отдельно и описывается уравнением динамики одномассовой системы с несколькими «точечными» цилиндрическими или кольцевыми пружинами. Пластина рассматривается как абсолютно твердое тело, а ее движение считается плоскопараллельным. Перепад давления на каждую пластину принимается равным перепаду давления для всего клапана. Таким образом, для всасывающего и нагнетательного клапанов получим следующие уравнения динамики:

$$\frac{d^2\chi_i}{d\varphi^2} = B_{\text{вс } i} \xi_{pi} \beta_{\text{вс}} - Z_{\text{вс } i}^2 (\chi_i + \chi_{0i}) - \eta_i \frac{d\chi_i}{d\varphi},$$

$$i=1, \dots, k_{\text{вс}};$$

$$\frac{d^2\chi_i}{d\varphi^2} = B_{\text{наг } i} \xi_{pi} \beta_{\text{наг}} - Z_{\text{наг } i}^2 (\chi_i + \chi_{0i}) - \eta_i \frac{d\chi_i}{d\varphi},$$

$$i=1, \dots, k_{\text{наг}},$$

где  $B_{\text{вс (наг)}} = F_{\text{пл}} P_{\text{вс (наг)}} / (\omega^2 x_{\text{max}} m)$  – безразмерный комплекс, характеризующий газовые и инерционные силы, действующие на  $i$ -е кольцо;  $Z^2 = c / (m\omega^2)$  – относительная собственная частота колебаний;  $k_{\text{вс}}, k_{\text{наг}}$  – количество пластин соответственно во всасывающем и нагнетательном клапане.

Относительный ход  $\chi$  всего клапана определяется по формуле

$$\chi = \sum_{i=1}^k a_i \mu_i \chi_i,$$

где  $a_i = f_{\text{max } i} / f_{\text{max}}$  – отношение максимальной площади проходного сечения  $i$ -го кольца к

максимальной площади всего клапана;  $\mu_i$  – коэффициент расхода  $i$ -го кольца.

Удары запорного элемента о седло и ограничитель моделируются как частично упругие удары [12]. После удара значение скорости вычисляется по формуле

$$V'' = -V K_{\text{отс}},$$

где  $K_{\text{отс}}$  – коэффициент отскока (для кольцевых клапанов принимается в пределах от 0,25 до 0,35);  $V'$  – скорость запорного элемента до удара.

### Расчетное исследование и исходные данные

Решение дифференциальных уравнений, представленных выше, в общем виде не представляется возможным, так как система уравнений непосредственно не дифференцируема. Для решения этих уравнений была разработана специальная компьютерная программа. На рис. 2 приведено окно программы в режиме вывода расчетной информации. Результаты расчетов представляются в численном и графическом виде и содержат: диаграммы движения рабочих пластин клапана; потери давления в клапанах; углы открытия и закрытия клапанов; скорости посадки рабочей пластины на седло и ограничитель и пр.

Для решения системы дифференциальных уравнений применяются конечно-разностные методы. Коэффициенты расхода  $\mu_{\text{ш}}$  и  $\xi_{\text{p}}$  находятся экспериментально [13–15] путем продувки клапанов стационарным потоком. Для кольцевых клапанов зависимости изменения этих коэффициентов приведены в [1, 4, 15]. Кривые приводятся в зависимости от отношения высоты подъема пластины к ширине каналов в седле –  $h/b$ . Для применения в программе приведенные зависимости были аппроксимированы полиномом; на рис. 3 приведены графики изменения экспериментальных (сплошная линия) и аппроксимированных полиномом (штриховая линия) коэффициентов расхода и давления. Средняя ошибка аппроксимации не превышает 1%. На рис. 4 приведена блок-схема алгоритма расчета.

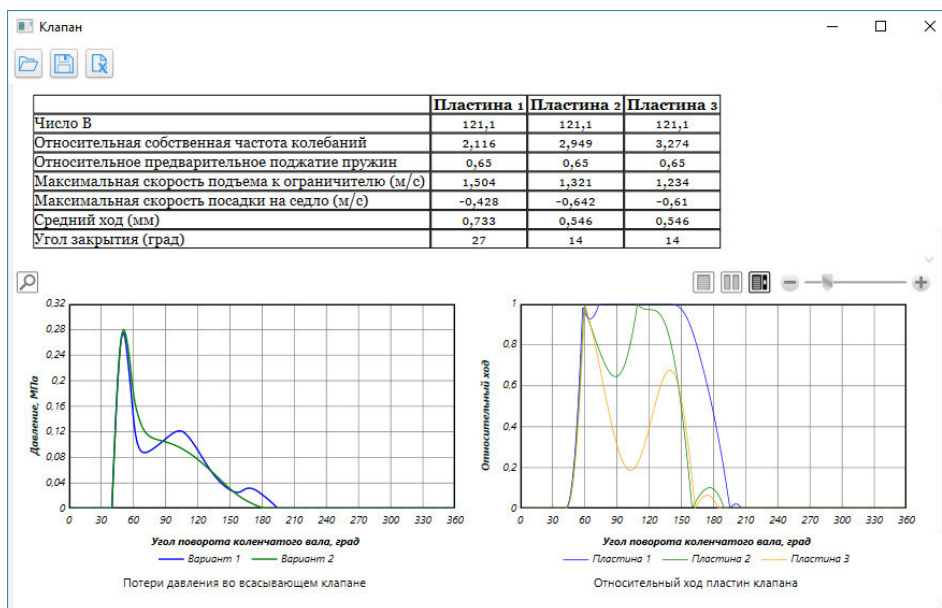


Рис. 2. Окно программы  
Fig. 2. The program window

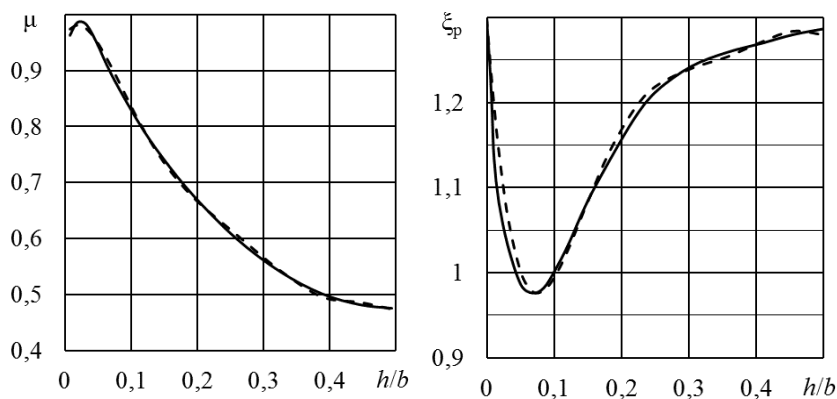


Рис. 3. Зависимости коэффициентов расхода (а) и давления (б)  
Fig. 3. Dependences of the flow (а) and pressure (б) coefficients

Исходные данные по ступени компрессора:

Диаметр поршня, мм.....	210
Ход поршня, мм.....	100
Частота вращения, об/мин .....	977
Мертвое пространство, % .....	8
Показатель политропы расширения .....	1,3
Показатель политропы сжатия.....	1,35
Начальное давление, МПа.....	0,1
Конечное давление, МПа .....	0,32
Начальная температура, °С.....	20
Конечная температура, °С .....	140

Геометрические параметры по исследуемому клапану приведены в табл. 1.

Расчетное исследование проводилось в два этапа: на первом этапе значения жесткости пружины и хода поршня задавались для всех пластин одинаковыми; на втором этапе параметры варьировались только для одной пластины. В рамках работы необходимо было получить зависимости потерь давления во всасывающем и нагнетательном клапане в зависимости от угла поворота коленчатого вала и параметров клапана, а также диаграммы движения пластин клапана при различных значениях жесткости пружины и хода клапана.

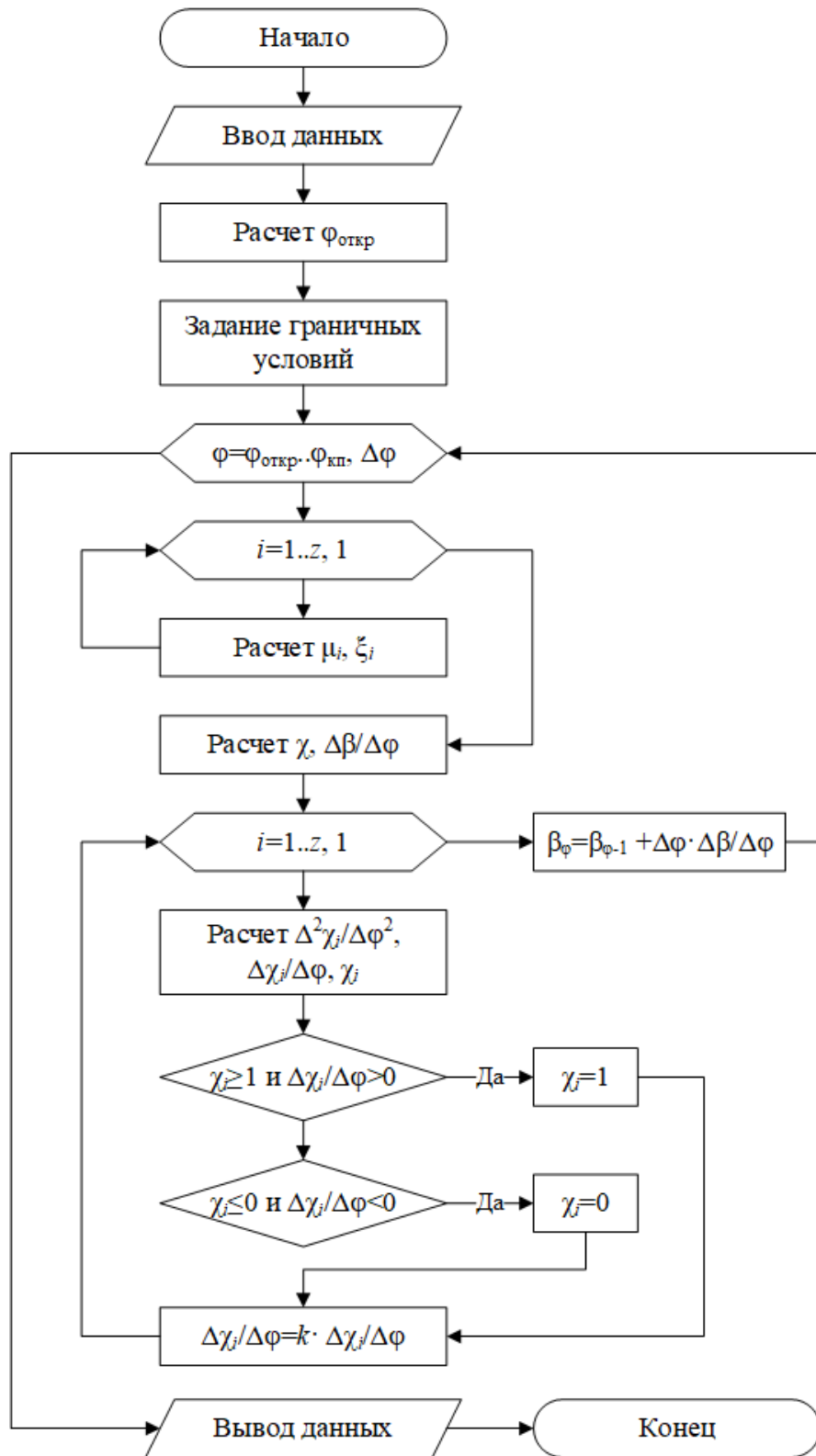


Рис. 4. Блок-схема алгоритма расчета  
 Fig. 4. Block-diagram of the calculation algorithm

Таблица 1

**Геометрические параметры клапанов**

Table 1

**Geometrical parameters of valves**

Номер пластины в клапане	Диаметр, мм		Толщина кольца, мм	Ширина канала в седле клапана, мм	Предварительное поджатие пружины, мм	Число пружин, приходящихся на кольцо
	наружный	внутрен.				
1	63	47,2	3,2	5	1,3	4
2	93	77,2	3,2	5	1,3	6
3	123	107,2	3,2	5	1,3	8

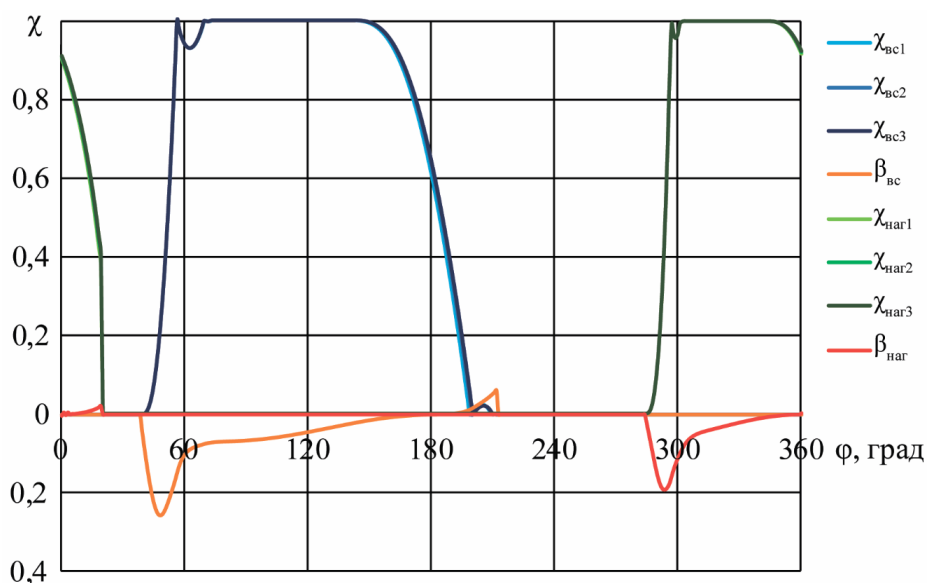


Рис. 5. Диаграмма движения клапанов и относительные потери давления в клапанах при  $c = 200 \text{ Н/м}$

Fig. 5. Diagram of valve movement and relative pressure loss in valves at  $c = 200 \text{ N/m}$

**Результаты расчетов и их обсуждение**

Исследование проводилось при изменении жесткости пружины от 200 до 1000 Н/м и высоты подъема пластины клапана в пределах от 1,5 до 3 мм. Рассмотрим влияние жесткости пружины на работу клапана для случая, когда значение для всех пластин задавалось одинаковым. На рис. 5 и 6 приведены диаграммы движения клапанов и относительные потери давления в клапанах при жесткости

пружин  $c = 200 \text{ Н/м}$  и  $c = 1000 \text{ Н/м}$  (ход клапана 2 мм). Дифференциальные уравнения для всасывающего и нагнетательного клапанов решаются отдельно, но для удобства результаты сведены на одном рисунке. Относительные потери давления в клапанах имеют положительное значение, однако для наглядности они приводятся на тех же рисунках отложенными вниз. В табл. 2 – численные значения, характеризующие работу клапана.

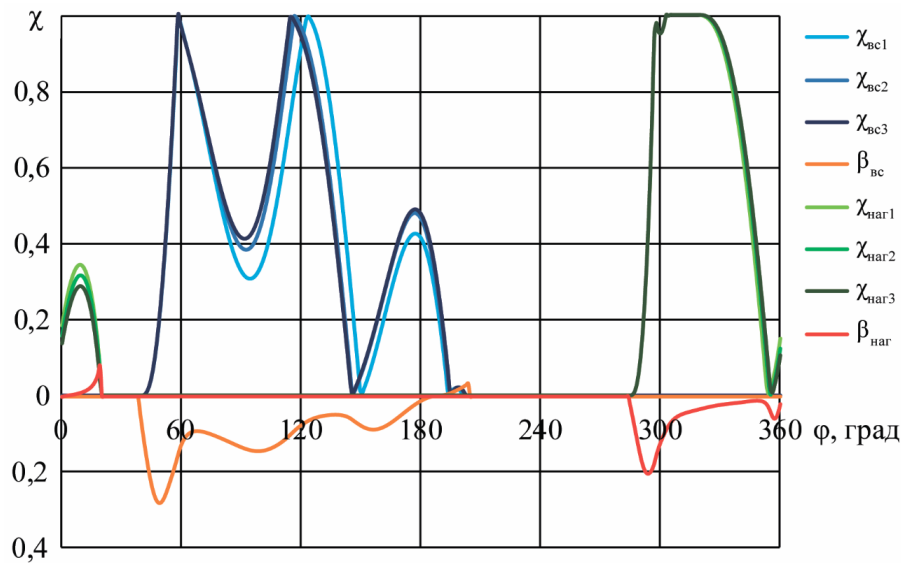


Рис. 6. Диаграмма движения клапанов и относительные потери давления в клапанах при  $c = 1000 \text{ Н/м}$

Fig. 6. Diagram of valve movement and relative pressure loss in valves at  $c = 1000 \text{ N/m}$

Приведенные результаты наглядно показывают, что жесткость пружины влияет на работу клапана как качественно, так и количественно. Как видно из рисунков, увеличение жесткости приводит к тому, что пластины всасывающего клапана за время протекания процесса всасывания несколько раз открываются и закрываются. Рис. 6 показывает, что на начальном этапе открытия всасывающего клапана потери давления через него растут вплоть до некоторого момента. Далее клапан продолжает открываться, увеличивается его проходное сечение, потери давления начинают уменьшаться, снижается перепад давления между газом в цилиндре и во всасывающей камере. Это приводит к тому, что сила жесткости пружины становится больше газовой силы, в результате чего клапан начинает закрываться. При закрытии клапана проходное сечение уменьшается, потери давления начинают расти, соответственно газовые силы возрастают, а клапан снова начинает открываться. На диаграмме движения нагнетательного клапана изменение жесткости в рассмотренных пределах сказывается меньше.

Данные, приведенные в табл. 2, показывают, что с увеличением жесткости относительные потери через клапан возрастают. Это связано с тем, что при большей жесткости возникают колебания пластин клапана, и его средний относительный ход становится меньше, а значит, суммарная проходная площадь в течение процесса всасывания или нагнетания будет меньше.

В таблице приведены максимальные скорости подъема к ограничителю и посадки на седло пластин клапанов. Эти параметры определяют надежность работы клапанов. При увеличении жесткости снижается максимальная скорость подъема к ограничителю во всасывающем клапане. В нагнетательном клапане скорость растет, но менее заметно. Скорость посадки на седло для обоих клапанов возрастает, что снижает их надежность. Углы закрытия клапанов при увеличении жесткости пружины уменьшаются, однако для рассматриваемых случаев закрытие клапанов происходит с запаздыванием (для всасывающего клапана значение больше 180 град, для нагнетательного – больше 360 град).



Таблица 2

Параметры клапанов при различных значениях  $c$

Table 2

Valve parameters for different values of  $c$

Номер пластины	Относительные потери давления, %	Максимальная скорость, м/с		Средний относительный ход	Угол закрытия, град.
		к ограничителю	к седлу		
<i>Всасывающий клапан</i>					
1	<u>3,63</u>	<u>1,430</u>	<u>0,460</u>	<u>0,756</u>	<u>211</u>
	5,56	1,259	0,670	0,439	203
2	—“—	<u>1,434</u>	<u>0,471</u>	<u>0,757</u>	<u>212</u>
		1,248	0,650	0,450	204
3	—“—	<u>1,436</u>	<u>0,465</u>	<u>0,757</u>	<u>211</u>
		1,256	0,632	0,450	204
<i>Нагнетательный клапан</i>					
1	<u>6,79</u>	<u>2,304</u>	<u>0,563</u>	<u>0,828</u>	<u>384</u>
	7,31	2,348	0,753	0,563	381
2	—“—	<u>2,306</u>	<u>0,554</u>	<u>0,831</u>	<u>383</u>
		2,361	0,723	0,574	380
3	—“—	<u>2,307</u>	<u>0,549</u>	<u>0,831</u>	<u>384</u>
		2,367	0,715	0,574	381

Примечание: Значения сверху приведены для  $c = 200$  Н/м, снизу – для  $c = 1000$  Н/м.

Таблица 3

Параметры клапанов при различных значениях  $x_{\max}$

Table 3

Valve parameters for different values of  $x_{\max}$

Номер пластины	Относительные потери давления, %	Максимальная скорость, м/с		Средний относительный ход	Угол закрытия, град.
		к ограничителю	к седлу		
<i>Всасывающий клапан</i>					
1	<u>4,78</u>	<u>1,270</u>	<u>0,487</u>	<u>0,752</u>	<u>202</u>
	3,62	1,553	0,772	0,507	209
2	—“—	<u>1,276</u>	<u>0,848</u>	<u>0,762</u>	<u>201</u>
		1,563	0,792	0,505	209
3	—“—	<u>1,279</u>	<u>0,477</u>	<u>0,762</u>	<u>202</u>
		1,568	0,777	0,505	208
<i>Нагнетательный клапан</i>					
1	<u>8,65</u>	<u>1,947</u>	<u>0,677</u>	<u>0,794</u>	<u>377</u>
	5,82	2,929	0,848	0,664	371
2	—“—	<u>1,951</u>	<u>0,758</u>	<u>0,790</u>	<u>378</u>
		2,936	0,827	0,662	371
3	—“—	<u>1,953</u>	<u>0,749</u>	<u>0,790</u>	<u>378</u>
		2,939	0,817	0,662	371

Примечание: Значения сверху приведены для  $x_{\max} = 1,5$  мм, снизу – для  $x_{\max} = 3$  мм.

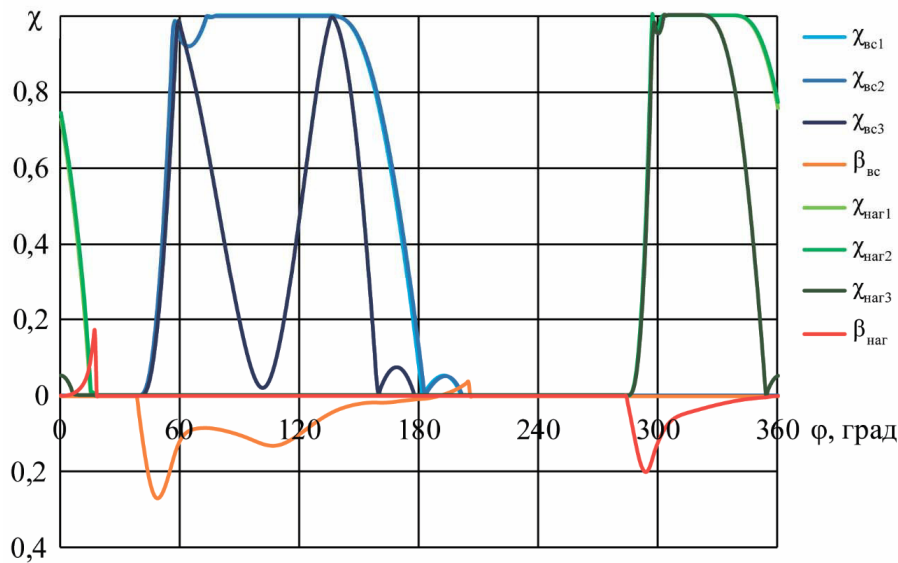


Рис. 7. Диаграмма движения клапанов и относительные потери давления в клапанах при  $c_{1,2} = 400 \text{ Н/м}$   $c_3 = 1000 \text{ Н/м}$

Fig. 7. Diagram of valve movement and relative pressure loss in valves at  $c_{1,2} = 400 \text{ N/m}$   $c_3 = 1000 \text{ N/m}$

В табл. 3 приведены численные результаты, характеризующие работу клапанов при различных значениях максимальной высоты подъема клапана  $x_{\max}$  (жесткость пружин  $c = 400 \text{ Н/м}$ ).

Из табл. 3 видно, что с увеличением максимальной высоты подъема клапана относительные потери уменьшаются, т.к. площадь проходного сечения клапана больше. Скорости подъема к ограничителю и посадки на седло у обоих клапанов возрастают, что снижает их надежность. Средний относительный ход клапана уменьшается, особенно это заметно на всасывающем клапане.

Рассмотрим влияние жесткости пружины при изменении ее значения на отдельной пластине. На рис. 7 приведены результаты моделирования при значении жесткости пружины на третьей пластине, равном  $1000 \text{ Н/м}$ .

Рисунок показывает, что увеличение жесткости только третьей пластины приводит к нарушению синхронности движения пластин и пружин клапана, а следовательно, к разной надежности отдельных элементов. При этом влияние жесткости пружины на рассматриваемую пластину аналогично результатам, приведенным выше.

### Заключение

Проведенное исследование показывает, что несвоевременное закрытие клапана приводит к обратным перетеканиям газа, что снижает производительность компрессора. При значениях среднего относительного хода меньше  $0,6$  запорный орган находится в режиме колебаний, а это, в свою очередь, приводит к увеличению потерь давления и снижению надежности клапана. Варьируя параметры жесткости пружин, максимальный ход клапана и пр., можно подобрать их оптимальные значения для каждого конкретного рассматриваемого объекта. Исследование показало, что минимум относительных потерь давления еще не свидетельствует об оптимальных параметрах клапана. Поэтому в ходе оптимизации необходимо контролировать скорости подъема к ограничителю и посадки на седло (рекомендуемые значения, приводимые в литературе, находятся в пределах  $1,5\text{--}2 \text{ м/с}$ ), углы закрытия клапанов и т. д., а также соблюдать идентичность траекторий всех рабочих пластин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фотин Б.С.** Поршневые компрессоры / Под общ. ред. Б.С. Фотина. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.
2. **Пластинин П.И.** Поршневые компрессоры. Том 2. Основы проектирования. Конструкции. 3-е изд., доп. М.: КолосС, 2008. 711 с.
3. **Френкель М.И.** Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 740 с.
4. **Пластинин П.И.** Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. 3-е изд., доп. М.: КолосС, 2006. 456 с.
5. **Кондратьева Т.Ф., Исаков В.П.** Клапаны поршневых компрессоров. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. 158 с.
6. **Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н.** Расчетно-экспериментальное исследование работы самодействующих клапанов поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2015. № 4. С. 17–20.
7. **Heidari M., Tsirinomeney M., Rufer A., Barrade Ph.** Modelling of an Air Compressor Using Energetic Macroscopic Representation // International Compressor Engineering Conference. 2012. Paper 2058.
8. **Bin Tang, Yuanyang Zhao, Liansheng Li, Le Wang, Guangbin Liu, Qichao Yang, Haiping Xu, Feng Zhu, Wenhui Meng.** Dynamic characteristics of suction valves for reciprocating compressor with stepless capacity control system // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2013. Vol. 228. P. 104–114.
9. **Калекин В.С., Калекин Д.В., Нефедченко А.Н.** Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами // Омский научный вестник. 2013. № 3. С. 72–76.
10. **Taranović D., Davinić A., Pešić R.E., Glišović Ja., Milojević S.** Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles // Tehnički vjesnik 24, Suppl. 2 (2017), 313–319.
11. **Хрусталева Б.С.** Расчет рабочих процессов в одно- и многоступенчатом поршневом компрессоре методами математического моделирования // Компрессорная техника и пневматика. 1997. № 14–15. С. 15–23.
12. **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., Proc. of the 1996 Int-1 Compressor Eng. Conf. at Purdue. W. Laafayette, IN, USA. Vol. 1. P. 201–210.
13. **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 длинноходовых бесшмазочных поршневых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. 2017. № 2. С. 72–76.
14. **Gasche J.L., Arantes D.M., Andreotti T.** Experimental Analysis of the Fluid Structure Interaction in a Suction Valve Model // International Compressor Engineering Conference. 2014. P. 2284.
15. **Маковеева А.С., Прилуцкий А.И., Прилуцкий А.А., Ганжа В.Ю.** Моделирование самодействующих многоэлементных клапанов с уменьшением числа пластин при анализе работы ступеней поршневых компрессоров // Компрессорная техника и пневматика. 2018. № 1. С. 21–26.

## СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КОТЛОВ Андрей Аркадьевич** – кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого  
E-mail: kotlov\_andrej@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 04.06.2018

## REFERENCES

- [1] **Fotin B.S.** Porshnevyye kompressory / Pod obshch. red. B.S. Fotina. L.: Mashinostroyeniye, 1987. 372 s. (rus.)
- [2] **Plastinin P.I.** Porshnevyye kompressory. Tom 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii. 3-e izd., dop. M.: KolosS, 2008. 711 s. (rus.)
- [3] **Frenkel M.I.** Porshnevyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1969. 740 s. (rus.)
- [4] **Plastinin P.I.** Porshnevyye kompressory. Tom 1. Teoriya i raschet. 3-e izd., dop. M.: KolosS, 2006. 456 s. (rus.)
- [5] **Kondratyeva T.F., Isakov V.P.** Klapany porshnevyykh kompressorov. L.: Mashinostroyeniye, Leningr. otd-niye, 1983. 158 s. (rus.)
- [6] **Sarmanayeva A.F., Mustafin T.N., Chekushkin G.N.** Raschetno-eksperimentalnoye issledovaniye raboty



samodeystvuyushchikh klapanov porshnevnykh kompressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2015. № 4. S. 17–20. (rus.)

[7] **Heidari M., Tsirinomeney M., Rufer A., Barrade Ph.** Modelling of an Air Compressor Using Energetic Macroscopic Representation. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2058.

[8] **Bin Tang, Yuanyang Zhao, Liansheng Li, Le Wang, Guangbin Liu, Qichao Yang, Haiping Xu, Feng Zhu, Wenhui Meng.** Dynamic characteristics of suction valves for reciprocating compressor with stepless capacity control system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2013. Vol. 228. P. 104–114.

[9] **Kalekin V.S., Kalekin D.V., Nefedchenko A.N.** Matematicheskaya model porshneвого пневмодвигателя s samodeystvuyushchimi klapanami. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2013. №3. S. 72–76. (rus.)

[10] **Taranović D., Davinić A., Pešić R.E., Glišović Ja., Milojević S.** Valve dynamics in reciprocating compressors for motor vehicles. *Tehnički vjesnik* 24, Suppl. 2 (2017), 313–319.

[11] **Khrustalev B.S.** Raschet rabochikh protsessov v odno- i mnogostupenchatom porshnevom kompressore

metodami matematicheskogo modelirovaniya. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 1997. № 14–15. S. 15–23. (rus.)

[12] **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., *Proc. of the 1996 Int-l Comperssor Eng. Conf. at Purdue*. W.Laafayette, IN, USA. Vol. 1. P. 201–210.

[13] **Busarov S.S., Vasilyev V.K., Busarov I.S., Nedovenchanyy A.V., Titov D.S., Shcherban K.V., Gromov A.Yu.** Sticheskiye produvki klapanov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazochnykh porshnevnykh kompressornykh stupeney. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2017. № 2. S. 72–76. (rus.)

[14] **Gasche J.L., Arantes D.M., Andreotti T.** Experimental Analysis of the Fluid Structure Interaction in a Suction Valve Model. *International Compressor Engineering Conference*. 2014. P. 2284.

[15] **Makoveyeva A.S., Prilutskiy A.I., Prilutskiy A.A., Ganzha V.Yu.** Modelirovaniye samodeystvuyushchikh mnogoelementnykh klapanov s umensheniyem chisla plastin pri analize raboty stupeney porshnevnykh kompressorov. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2018. № 1. S. 21–26. (rus.)

#### THE AUTHORS

**KOTLOV Andrei A.** – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: kotlov\_andrej@mail.ru

Received: 04.06.2018