

# **Расчетно-экспериментальные исследования кольцевых самодействующих клапанов на основе моделирования реальной ступени поршневого компрессора**

**А.Ф. Сарманаева** (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». Группа ГМС),  
**Т.Н. Мустафин, Г.Н. Чекушин** (ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский  
технологический университет»)

*mustimur@rambler.ru*

Широкое распространение поршневых компрессоров ввиду высокой эффективности процессов сжатия и перемещения рабочих тел свидетельствует о целесообразности их дальнейшего исследования с целью модернизации существующих компрессоров и оптимизации вновь проектируемых образцов. Наиболее эффективным инструментом для предварительного исследования рабочих процессов в поршневых ступенях являются математические модели, точность которых во многом определяется достоверностью экспериментальных данных по исследованию элементов конструкций. Наряду с этим математическое моделирование с использованием результатов испытания натурных образцов предполагает определенные допущения, установление граничных условий адекватности модели реальному объекту.

Актуальна разработка методики для комплексного исследования работы отдельных узлов в составе машины в целом на всех участках рабочего цикла. Это позволяет оценить производительность ступени, индикаторную мощность и выполнить оптимальное проектирование ступени. Целью настоящей статьи является анализ динамики кольцевых самодействующих клапанов в открытом состоянии для оценки их влияния на показатели компрессора.

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, самодействующий кольцевой клапан, математическое моделирование.

***Analysis and experimental investigation of self-acting ring valves  
on the basis of simulation of a real stage of a piston compressor***

**A.F. Sarmanayeva (ZAO «NIIturbocompressor n.a.V.B.Shneppe». HMS Group),**

**T.N.Mustafin, G.N.Chekoushkin (FGBOU VPO «Kazan National Research Technological University»)**

Wide distribution of piston compressors, taking into account high efficiency of the process of compression and displacement of working medium, evidence that their further investigation is expedient with the aim of upgrading the existing compressors and optimization of new-developed prototypes. Mathematical models are the most effective tools for preliminary examination of the working processes in piston stages. Accuracy of models is mostly determined by reliability of data, received in the analysis of design components. Additionally, in mathematical simulation, based on the use of full-scale model test results, some certain assumptions are made and boundary conditions of the model equivalence to the real object are established.

Development of procedure for comprehensive study of the operation of separate assemblies within the machine at all the stages of the working cycle is a high priority task. This helps to estimate the capacity of the stage, the indicated power and to create an optimum design of the stage. Aim of present work is the analysis of dynamic behavior of the self-acting ring valves in the open state for evaluation of their influence on compressor characteristics.

**Keywords:** piston compressor, self-acting ring valve, mathematical modeling.

Накопленный к настоящему времени опыт эксплуатации компрессоров малой и средней производительности для сжатия сухого газа или работы с ограниченной подачей масла свидетельствует о том, что поршневые компрессоры, несмотря на некоторые недостатки ( повышенная металлоемкость, неуравновешенность механизма движения, увеличенные потери на трение, малая быстротаходность), обеспечивают неплохие характеристики компрессорных агрегатов [1–3]. Основными рабочими элементами поршневого компрессора, во многом определяющими их энергетическое совершенство, динамические параметры, ресурс изделия в целом, являются самодействующие клапаны. В разработке новых конструкций и совершенствовании существующих машин

целесообразно, как предложено в некоторых работах (например, [4–6]), использовать методику, позволяющую оценить параметры ступени на стадии проектно-конструкторской разработки с учетом динамики закрывающих органов клапана.

В рабочих камерах с самодействующими клапанами и другими уплотняющими элементами термодинамические процессы протекают с переменной массой рабочего тела. Описание этих процессов выполнено с учетом ряда допущений на основе предложенной в работе [7] методики. За основу взят закон сохранения энергии для реальных газов. Дифференциальные уравнения изменения давления и температуры газа по углу поворота вала выглядят следующим образом:



$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp}{d\varphi} = \frac{v}{VC_p} \left( \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{\Delta i_{nk}}{\omega} \frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \frac{dQ}{\omega d\tau} \right) \left( \frac{\partial s}{\partial v} \right)_T - C_p \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T \left( \frac{dV}{d\varphi} - \frac{v}{\omega} \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \sum_{j=1}^n \left( \frac{dm_{yj}}{d\tau} \right) \right) \right) \right), \\ \frac{dT}{d\varphi} = \frac{v}{VC_p} \left( \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{\Delta i_{nk}}{\omega} \frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \frac{dQ}{\omega d\tau} \right) - \left[ \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T v - \left( \frac{\partial i}{\partial v} \right)_T \right] \left( \frac{dV}{d\varphi} - \frac{v}{\omega} \left( \sum_{k=1}^l \left( \frac{dm_{nk}}{d\tau} \right) - \sum_{j=1}^n \left( \frac{dm_{yj}}{d\tau} \right) \right) \right) \right), \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $p$ ,  $T$ ,  $s$ ,  $C_p$ ,  $v$  – соответственно давление, температура, энтропия, изобарная теплоемкость, удельный объем газа;  $V$  – текущий объем рабочей полости;  $\Delta i_{nk} = i - i_{nk}$  – разница энтальпий притекающего газа и газа в рабочей полости;  $\omega = dp/d\tau$  – угловая скорость коленчатого вала;  $dm_{xx}/d\tau$  – мгновенный массовый расход через клапаны или щели в поршневых кольцах;  $dQ/d\tau$  – тепловой поток, подводимый к газу в результате теплообмена со стенками. Индекс « $n$ » в системе уравнений (1) относится к параметрам входящего в рабочую полость газа, а индекс « $y$ » – к параметрам газа, утекающего из рабочей полости.

Зависимости для газа вида  $i = f_1(p, T)$ ;  $s = f_2(p, T)$ ;  $v = f_3(p, T)$  отыскиваются как полиномы термодинамических свойств или определяются из диаграммы состояния конкретного рабочего тела.

Процессы всасывания и нагнетания осуществляются через переменное во времени определяющее (минимальное) сечение. Следовательно, система уравнений (1) может быть решена в условиях реальной геометрии клапана с учетом динамики определяющего сечения между пластиной и седлом. Уравнение движения пластины (2) записано в классическом виде, и имеет форму зависимости, представленной в работе [8]:

$$\frac{d^2h}{d\varphi^2} = \frac{1}{m_n \omega^2} [\rho f_c(p_2 - p_1) - C(h + h_0) - \tau Z - G], \quad (2)$$

где  $\rho$  – коэффициент давления потока (получен аппроксимацией экспериментальных данных [4]);  $f_c$  – площадь проходного сечения седла клапана;  $p_1$ ,  $p_2$  – давление в полости, в которую и из которой происходит истечение;  $C$  – жесткость пружины;  $h$ ,  $h_0$  – текущая высота и предварительный натяг пружины;  $G$  – проекция веса пластины;  $\tau = 2\xi\sqrt{Cm_n}$  – коэффициент демпфирования пластины,  $\xi = 0,05...0,2$  – коэффициент, определенный

для кольцевых клапанов [1];  $Z$  – мгновенная скорость движения пластины.

В момент удара об ограничитель хода и седло мгновенная скорость движения пластины  $Z$  меняет свой знак на противоположный и восстанавливается с меньшим значением в соответствии с коэффициентом восстановления  $K_v$ .

Совместное решение уравнений (1) и (2) позволяет анализировать основные показатели по форме диаграммы хода пластин всасывающего и нагнетательного клапанов. Поток газа через уплотняющие элементы камеры (поршневые кольца, дросселирующие объекты) при расчете определялся по методике С.Е. Захаренко, которую в настоящее время принимают как исходную в большинстве моделей объемных машин. Структурное оформление методики аналогично процедуре, использованной в работе [7].

На первом этапе на основе результатов моделирования оценивается влияние на работу клапана ряда параметров, заимствованного для анализа из различных источников: коэффициента демпфирования (рис. 1);

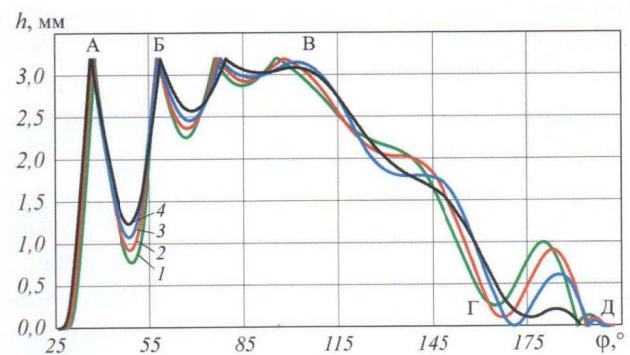


Рис. 1. Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах демпфирования  $\tau$  (диапазон  $\xi = 0,05...0,20$ ): 1 –  $\xi = 0,05$ ; 2 –  $\xi = 0,10$ ; 3 –  $\xi = 0,15$ ; 4 –  $\xi = 0,20$

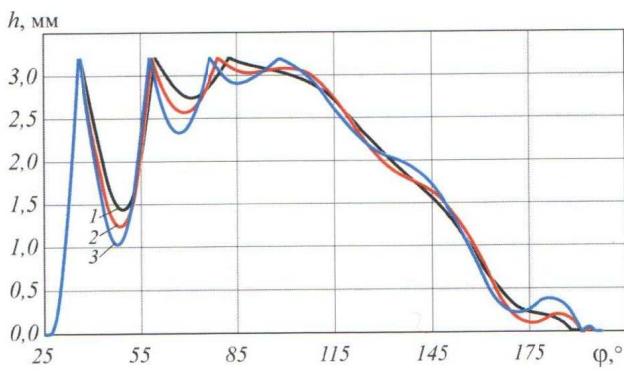


Рис. 2. Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах восстановления скорости  $K_v$ : 1 –  $K_v = 0,3$ ; 2 –  $K_v = 0,4$ ; 3 –  $K_v = 0,5$

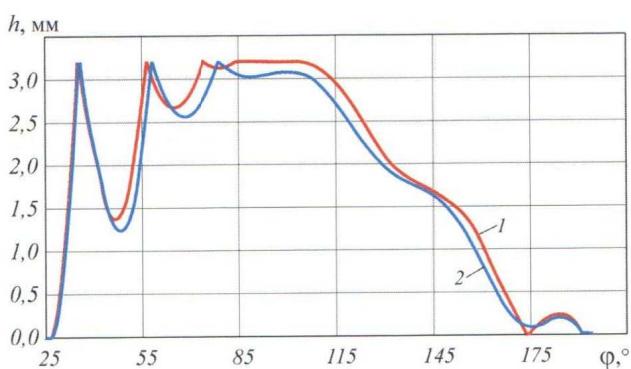


Рис. 3. Диаграмма хода всасывающего клапана при различных коэффициентах давления потока  $p$ : 1 – данные из работы [4]; 2 – из работы [2]

коэффициента восстановления скорости (рис. 2); коэффициента давления потока (рис. 3). Все приведенные далее диаграммы на рис. 1–3 соответствуют расчетному режиму (частота вращения – 410 об/мин, давление нагнетания – 300 000 Па) для компрессора с цилиндром диаметром 0,2 м, кривошипом радиусом 0,075 м, шатуном длиной 0,375 м.

Коэффициент демпфирования потока  $\tau$  (рис. 1) у граничных значений рекомендуемого диапазона  $\xi$  существенно видоизменяет диаграмму хода. Так, на участке А–Б в момент первого отскока пластины от ограничителя движения наблюдаются расхождения по амплитуде. На участке Б–В число повторных соударений различно. Максимальная разность диаграмм хода проявляется на интервале Г–Д в период посадки пластины на седло. Это объясняется тем, что закрытие клапана происходит с меньшим по величине перепадом давления, при котором на диаграмму движения наиболее полно накладывается влияние коэффициента демпфирования.

На рис. 2 различие текущих значений высоты подъема для фиксированных значений угла поворота обусловлено величиной сообщаемого пластине ускорения.

Соответственно, большую амплитуду в этом случае имеет диаграмма хода с большим значением коэффициента восстановления скорости  $K_v$ .

На рис. 3 наблюдается рассогласование диаграмм в связи с тем, что исходные зависимости коэффициента давления потока  $p$  взятые из работ [4] и [2], различаются. На некоторых интервалах эти отличия достигают 25%.

Для оценки результатов теоретического метода расчета при внесении в него имеющихся рекомендаций по рассмотренным величинам на рис. 4 приведен случай работы клапана с параметрами, соответствующими экспериментальным данным для частоты вращения 410 об/мин и давления нагнетания 300 000 Па. Теоретическая кривая 1 получена при следующих значениях: коэффициент восстановления скорости  $K_v$  принят равным 0,5; коэффициент демпфирования  $\tau$  определен при  $\xi = 0,2$ ; коэффициент давления потока  $p$  взят из работы [4]. Теоретическая кривая (3) получена при следующих значениях: коэффициент восстановления скорости  $K_v$  принят равным 0,6; коэффициент демпфирования  $\tau$  определен при  $\xi = 0,3$ ; коэффициент давления потока  $p$  взят из работы [4].

Форма кривых 1 и 2 на рис. 4 с характерными расхождениями совпадает. На участке А–Б после отскока пластины от ограничителя хода отличия амплитуды и частоты колебаний можно объяснить недостаточно точно принятой зависимостью коэффициента давления потока  $p$  и коэффициента восстановления скорости  $K_v$ . На движение пластины к седлу участка Б–В могла повлиять совокупность трех рассмотренных выше параметров, а посадка пластины на участке В–Г, вероятно, искажена из-за неверного коэффициента демпфирования  $\tau$ . Изложенное учтено при построении кривой 3. Однако некоторые величины в ней несколько завышены по отношению к рекомендуемым, тем самым компенсируя определенные расхождения в заданных и действительных коэффициентах давления потока.

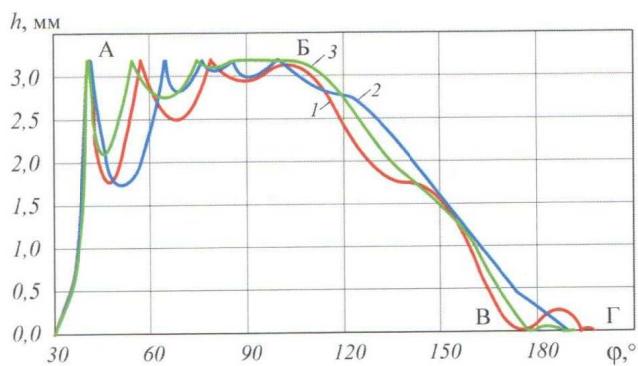


Рис. 4. Теоретическая (1, 3) и экспериментальная (2) диаграммы хода всасывающего клапана



Таким образом, имеющиеся в литературных источниках достаточно широкие диапазоны рекомендаций по выбору рассмотренных параметров в конечном итоге приводят к существенному расхождению результатов натурных испытаний и численного эксперимента. Все изложенное свидетельствует о необходимости выработки более строгих рекомендаций по выбору коэффициента демпфирования  $\tau$ , коэффициента восстановления скорости  $K_v$  и коэффициента давления потока  $r$  для каждого конкретного случая. Представленный анализ показывает метод определения источника основных неточностей математического эксперимента на примере сопоставления диаграмм движения пластины клапана, полученных с помощью численного и натурного экспериментов.

Для получения рекомендаций по расчету индикаторной мощности в ФГБОУ ВПО «КНИТУ» совместно с ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (Группа ГМС) начаты дополнительные исследования обратного

течения газа через клапан в соответствии с формой проточной части, как это рассмотрено в работе [4].

#### Список литературы

1. Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. Т.1. Теория и расчет. М.: Колос, 2008. 455 с.
2. Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. Т.2. Основы проектирования. Конструкции. М.: Колос, 2008. 711 с.
3. Быков А.В. и др. Холодильные компрессоры/Под ред. А.В. Быкова. М.: Колос, 1992. 304 с.
4. Сарманаева А.Ф., Хисамеев И.Г., Чекушкин Г.Н. Разработка модели поршневого компрессора, исследование механизма движения и газораспределения//Пр. XV междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике. Т.1. Казань.: Слово, 2011. С. 47–57.
5. Патент РФ №2471088. Поршневой компрессор с бесшатунным механизмом.
6. Патент РФ №123860. Самодействующий комбинированный клапан поршневого компрессора.
7. Мустафин Т.Н. Разработка и исследование героторного компрессора с полным внутренним сжатием. Дис. ... канд. техн. наук. Казань.: КНИТУ, 2011. 170 с.
- 8 Чекушкин Г.Н. Исследование динамики и прочности пластин кольцевых самодействующих клапанов поршневых компрессоров. Дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М.И. Калинина, 1966. 236 с.

Инновационные технологии в машиностроении  
www.intecheco.ru

# Пятая Межотраслевая конференция АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА-2014

## 25 ноября 2014 г., г. Москва

25 ноября 2014 г. в ГК «ИЗМАЙЛОВО» (г. Москва) состоится Пятая Межотраслевая конференция «АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА-2014», посвященная демонстрации новейших разработок для автоматизации предприятий машиностроения, энергетики, металлургии, нефтегазовой и цементной промышленности, современных информационных технологий, IT, АСУТП, ERP, MES-систем, контрольно-измерительной техники, газоанализаторов, расходомеров, датчиков, АСУ технологических процессов.

www.intecheco.ru , т.: (905) 567-8767, ф.: (495) 737-7079, admin@intecheco.ru