

# Расчетно-экспериментальное исследование работы самодействующих кольцевых клапанов поршневых компрессоров

А.Ф. Сарманаева (ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС),

Т.Н. Мустафин, Г.Н. Чекушин

(ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет»)

Всасывающие и нагнетательные клапаны влияют на энергетические характеристики ступени поршневого компрессора. Одним из важных аспектов их работы, определяющим эффективность, является своевременность открытия и закрытия, а также хорошая герметизация полости, что обеспечивает полное внутреннее сжатие. Позднее закрытие всасывающего клапана может привести к потере производительности компрессора из-за вытеснения части компримируемой среды обратно в полость всасывания. Соответствующее запаздывание закрытия нагнетательного клапана также приводит к обратным потокам газа. Выполнены экспериментальные и теоретические исследования причин, вызывающих несвоевременность работы самодействующих кольцевых клапанов, и анализ их влияния на рабочий процесс компрессора. Получены расчетные зависимости, описывающие выделенные процессы.

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, самодействующий кольцевой клапан, своевременность открытия и закрытия.

**Theoretical and Experimental Study of the Operation of Self-acting Ring Valves of Reciprocating Compressors**

A.F. Sarmanayeva (CJSC «NIITURBOKOMPRESSOR named after V.B. Shneppe», HMS Group)

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

Suction and discharge valves affect the energy performance of reciprocating compressors. One of the important aspects of their work, determining the effectiveness, is timeliness in opening and closing, as well as good pressurization of the cavity, which ensures total internal compression. Late closing of the intake valve can cause loss of compressor performance due to the displacement of some of the fluid to be compressed back into the suction cavity. The corresponding delay in closing of the discharge valve also leads to a reverse flow of gas. The article presents experimental and theoretical studies of the causes of the late work of self-acting ring valves, and the analysis of their impact on the working process of the compressor. Calculated dependencies describing the selected processes have also been obtained.

**Keywords:** reciprocating compressor, self-acting ring valve, timeliness in opening and closing.

Работа всасывающих и нагнетательных клапанов во многом сказывается на экономичности эксплуатации компрессоров и их надежности. Потери энергии в клапанах, связанные с их конструктивными особенностями (величина мертвого пространства, геометрия подводящих каналов и др.), могут составлять значительную часть энергии, затрачиваемой на привод компрессора. Среди конструкций, применяемых в поршневых компрессорах, наиболее распространенными являются самодействующие кольцевые и лепестковые клапаны. По этим типам клапанов к настоящему времени накоплен достаточно большой объем исследований, позволяющих анализировать различные факторы, оценивающие показатели эффективности [1–7].

Одним из важных аспектов работы клапанов является своевременность открытия и закрытия, т.е. в идеальном случае клапаны должны мгновенно переходить в открытое и закрытое положение при давлении в рабочей камере, равном давлению в полостях всасывания или нагнетания, что не осуществимо в реальной ступени компрессора. В качестве причин, оказывающих наибольшее влияние на работу клапана, выделяют прилипание пластин к седлу и износ рабочих элементов [1, 8–10]. Однако в силу того, что в большинстве публикаций второму из названных явлений не уделено должного внимания, для полноты представления потребовалось выполнить дополнительные исследования.

Износ рабочих элементов клапанов происходит в результате того, что они при открытии и закрытии воспринимают циклически повторяющуюся ударную нагрузку в условиях сложного пространственного движения [2]. При этом в действительном компрессоре усилить его могут и другие факторы, например, работа компрессора на отличных от номинального (проектного) режимах. Для более детального исследования величины износа рабочих элементов была произведена ревизия клапана после наработки в реальных условиях. На рис. 1 показаны детали кольцевого самодействующего клапана



Рис. 1. Характерный вид изнашивания деталей кольцевого самодействующего клапана

с наиболее характерными внешними признаками изнашивания, проявляющимися в виде осветленных ободков. Во всех случаях износ пластин по наружному ободку больше, чем по внутреннему.

При замерах обнаружено, что износ периферийной части пластин в совокупности с прилегающими кромками седла выше, чем внутренних участков. Суммарная разность для сопрягаемых деталей при номинальном положении для исследованных клапанов находилась в пределах 0,20...0,35 мм, т.е. фактически в процессе эксплуатации между рабочими элементами образуется и развивается наружная кольцевая щель, на величину которой, вероятнее всего, постепенно увеличивается ход пластины клапана, что должно отражаться на экспериментальных диаграммах. Через эту щель происходит перетекание газа между полостями с разным давлением.

Для анализа указанных признаков следует рассматривать диаграммы давления и температуры газа в рабочей камере, совмещенные с диаграммами хода пластин клапана. На них вероятнее всего должны появляться отклонения соответствующих кривых процессов. В некоторых из опубликованных работ [2, 11, 12] имеются диаграммы с отличительными участками. Подобные участки наиболее хорошо выражены на диаграмме хода нагнетательного клапана совмещенной с индикаторной диаграммой контрольного объема рабочей камеры (рис. 2) [2].

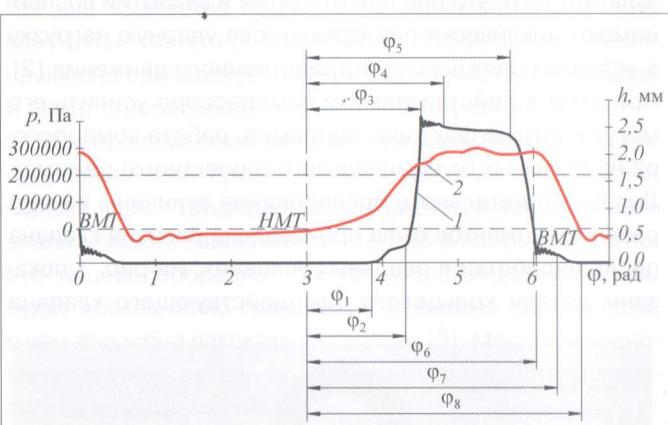


Рис. 2. Экспериментальные диаграммы компрессора:  
1 – диаграмма хода нагнетательного клапана;  
2 – индикаторная диаграмма

При совместном анализе диаграммы хода пластины клапана 1 с индикаторной диаграммой компрессора 2 установлено, что деформация пластины на участках  $\phi_1 < \phi < \phi_2$  и  $\phi_7 < \phi < \phi_8$  происходит в процессах сжатия и обратного расширения, когда клапан должен быть герметично закрыт. Вероятно, аналогичной будет форма диаграмм и для всасывающего клапана. Однако в тех работах, где зарегистрированы подобные участки, отсутствует их описание в дополнение к другим участкам.

Вывод уравнения динамики деформации пластины клапана в процессе работы компрессора, и его решение, схожее с известным по анализу уравнению динамики, приводящимся во многих работах, в частности [1–3, 5, 6], позволит оценивать работу клапана с учетом износа рабочих элементов при наработке на эксплуатационных режимах. В этой фазе пластина клапана в начальный период опрета по внутреннему контуру седла и закреплена усилием пружин и разностью давления газа. На экспериментальной диаграмме движения пластины (см. рис. 2) отмечены участки колебательного процесса при соударениях с седлом, а также участки деформации пластины клапана, описанные выше. С учетом того, что интервалы углов  $\phi_1 < \phi < \phi_2$  и  $\phi_7 < \phi < \phi_8$  составляют короткие промежутки, а кольцевая пластина имеет большие толщину и жесткость, допущение о плоскопараллельном перемещении пластины к седлу клапана не внесет большой погрешности.

Уравнение динамики для пластины клапана записывается в виде

$$m_k \frac{d^2 h}{dt^2} = P_p, \quad (1)$$

где  $m_k$  – приведенная масса пластины и пружин клапана;  $(d^2 h)/(dt^2)$  – ускорение движения пластины,  $P_p$  – результирующая сила, приложенная к пластине клапана.

В соответствии с расчетной схемой сил действующих на пластину клапана для участка предварительного открытия (рис. 3) также для участка позднего закрытия клапана, уравнение (1) может быть преобразовано к виду:

$$m_{\pi} \frac{d^2 h}{dt^2} = P_r + P_{upr} - P_{\pi} - P_{tp} - G, \quad (2)$$

где  $P_r$  – сила давления газа;  $P_{upr}$  – сила упругости пластины;  $P_{\pi}$  – сила пружин;  $P_{tp}$  – сила трения,  $G$  – проекция силы тяжести пластины.

Газовая сила со стороны рабочей камеры определяется перепадом давлений действующих на пластину с одной и с другой стороны:

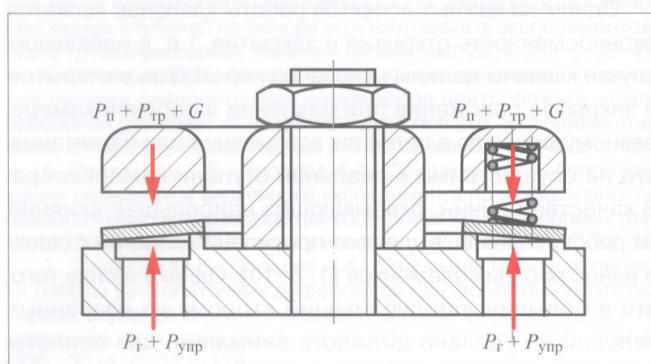


Рис. 3. Расчетная схема к определению сил, действующих на пластину клапана для участка предварительного открытия



$$P_r = (p_2 - p_1)f_c p, \quad (3)$$

где  $p_1, p_2$  – давление в полости, в которую и из которой происходит истечение;  $f_c$  – площадь проходного сечения седла клапана;  $p$  – коэффициент давления потока. Коэффициент давления потока определяется при продувках типовой конструкции клапана, но с учетом того, что коэффициент давления потока при прямом ходе платины в области малой величины относительного хода близок к 1, здесь его влиянием можно пренебречь.

Сила упругости пластины определяется как [13, 14]

$$P_{\text{упр}} = \frac{h f_c E h_{\text{пл}}^3}{k_1 R^4}, \quad (4)$$

где  $h$  – текущая высота подъема пластины;  $E$  – модуль упругости материала пластины;  $h_{\text{пл}}$  – толщина пластины,  $k_1$  – коэффициент, характеризующий геометрию пластины и схему приложенных сил [13, 14];  $R$  – наружный радиус пластины.

Сила пружин с линейной характеристикой

$$P_{\text{п}} = C(h + h_0), \quad (5)$$

где  $C$  – жесткость пружины;  $h_0$  – предварительный натяг пружин. Однако с учетом того, что пружины имеют плоскую опорную поверхность последних витков, вероятнее всего они не будут оказывать существенного влияния на деформацию и их действием можно пренебречь.

Сила трения, действующая на пластину при течении реального газа:

$$P_{\text{тр}} = \tau Z, \quad (6)$$

где  $\tau = 2\xi\sqrt{Cm_{\text{п}}}$  – коэффициент демпфирования пластины;  $\xi$  – коэффициент, определяемый для клапанов экспериментально;  $Z$  – 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  $K_v$ .

С учетом выражений (3)–(6) при постоянном коэффициенте давления потока уравнение (2) преобразуется к виду

$$m_{\text{п}} \frac{d^2h}{dt^2} = (p_2 - p_1)f_c + \frac{h f_c E h_{\text{пл}}^3}{k_1 R^4} - \tau Z - G. \quad (7)$$

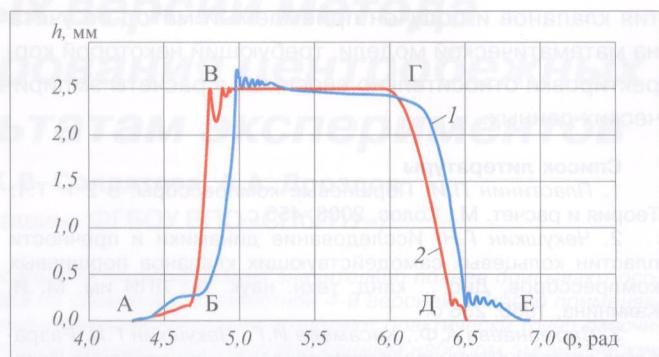


Рис. 4. Зависимость высоты подъема пластины клапана  $h$  от угла поворота коленчатого вала  $\phi$ :

- 1 – натурный эксперимент (данные взяты из источника [2]);  
2 – модель с учетом износа

Полученное уравнение (7) позволяет определить функции скорости, перемещения и прогиба пластины на участках предварительного открытия и позднего закрытия всасывающих и нагнетательных клапанов в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Для проверки его адекватности на рис. 4 приведены зависимости высоты подъема пластины клапана  $h$  от угла поворота коленчатого вала  $\phi$  компрессора с цилиндром диаметром  $D = 0,2$  м, радиусом кривошипа  $R_{cr} = 0,075$  м, длиной шатуна  $L_{sh} = 0,375$  м. Расчетный режим соответствует частоте вращения  $n = 460$  об/мин и давлению нагнетания  $p_n = 300$  кПа. Расчетная кривая 2 получена с учетом износа рабочих элементов при совместном решении уравнения (7) с известным из литературных источников [1–3, 5, 6], уравнением динамики, а кривая 1 соответствует экспериментальной диаграмме [2].

На рис. 4 зависимость высоты подъема пластины клапана  $h$  от угла поворота коленчатого вала  $\phi$ , полученная на математической модели с учетом износа периферийной части пластины в совокупности с прилегающими кромками седла, имеет хорошее качественное совпадение с экспериментом и удовлетворительные количественные расхождения. На участке  $A-B$ , определенном по уравнению (7), ускоренный и близкий к линейному прогиб пластины в отличие от натурной кривой можно объяснить отсутствием учета в расчетах сил прилипания рабочих элементов. Максимальные расхождения кривых на участках  $B-V$  и  $G-D$  пространственного перемещения пластины между седлом и ограничителем подъема, вероятно, связаны с тем, что в расчеты по уравнению динамики [1–3, 5, 6], вносились эмпирические данные и рекомендации по некоторым коэффициентам, которые требуют для конкретных случаев уточнения в ходе экспериментальных и теоретических исследований. Также это сказалось и на участке  $D-E$ .

Таким образом, в проделанной работе обоснована одна из причин несвоевременности открытия и закры-

тия клапанов и получен приемлемый метод ее учета на математической модели, требующий некоторой корректировки относительно вносимых в расчеты эмпирических данных.

#### Список литературы

1. Пластиин П.И. Поршневые компрессоры: в 2 т. Т.1: Теория и расчет. М.: Колос, 2008. 455 с.
2. Чекушин 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.
3. Сарманаева А.Ф., Хисамеев И.Г., Чекушин Г.Н. Разработка модели поршневого компрессора, исследование механизма движения и газораспределения//Тр. XV междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике. Т.1. Казань: Слово. 2011. С. 47-57.
4. Шпигль Б., Тестори М., Маху Г. Клапаны нового поколения для высокооборотных компрессоров//Компрессорная техника и пневматика. 2013. №1. С. 2-9.
5. Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушин Г.Н. Расчетно-экспериментальные исследования кольцевых самодействующих клапанов на основе моделирования реальной ступени поршневого компрессора//Компрессорная техника и пневматика. 2014. №1. С. 36-39.
6. Хрусталев Б.С. Математическое моделирование рабочих процессов в объемных компрессорах для решения задач автоматизированного проектирования. Дис. ... канд. техн. наук. СПб.: 1999. 269 с.
7. Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушин Г.Н. Исследование самодействующих клапанов холодильных поршневых компрессоров//Тез. Докл. междунар. конф. «Инновации в холодильной технике». М., 2012.
8. Хисамеев И.Г., Чекушин Г.Н., Сарманаева А.Ф. Разработка механизма движения поршневого компрессора, исследование газораспределения ступени//Вестник Казан.технол. ун-та. 2011. №17.
9. Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушин Г.Н. Численное моделирование рабочих процессов поршневых компрессоров//Мат. VIII междунар. науч.-техн. конф., посвященной 90-летию Одесской академии холода. Одесса, 2012.
10. Пластиин П.И., Щерба В.Е. Итоги науки техники: Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение. Т.1: Рабочие процессы объемных компрессоров со впрыском жидкости. М.: ВИНИТИ, 1996. 154 с.
11. MacLaren. J.F.T., Review of Simple Mathematical Models of Valves in Reciprocating Compressors (1972)//International Compressor Engineering Conference. Paper 28. <http://docs.lib.psu.edu/icec/28>
12. Chang K.Y., Kerr S.V., MacLaren J. F. T., A Versatile Micro-Computer Controlled High Speed Data Acquisition System Applied to Compressors (1982)//International Compressor Engineering Conference. Paper 372. <http://docs.lib.psu.edu/icec/372>
13. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
14. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластиинки и оболочки. М.: Наука, 1966. 636 с.

#### 22-я международная специализированная выставка

# НЕФТЬ, ГАЗ и НЕФТЕХИМИЯ

В РАМКАХ



ТАТАРСТАНСКОГО  
НЕФТЕГАЗОХИМИЧЕСКОГО  
ФОРУМА

Организаторы:

Аппарат Президента Республики Татарстан  
Министерство Промышленности и Торговли  
Республики Татарстан  
ОАО «Казанская ярмарка»

При поддержке:

Президента Республики Татарстан

2-4  
сентября  
Казань, 2015

Выставочный центр «Казанская ярмарка»  
Россия, 420059, Казань,  
Оренбургский тракт, 8  
т/ф.: (843) 570-51-14, 570-51-11  
e-mail: d2@expokazan.ru

