

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ ПРИ НАЛИЧИИ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ

Рутковский Ю.А., канд. техн. наук, проф.
Донбасский государственный технический университет

Рассмотрены вопросы влияния колебаний давления воздуха и длины всасывающего трубопровода на важнейшие технико-экономические показатели работы поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия.

The problems of influence oscillations pressure of air and length of an admitting pipe on major technical and economic indexes of operation piston compressors with cylinders of a double operation are considered.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

Недостаточная изученность влияния всасывающего трубопровода на работу поршневого компрессора приводит к тому, что потерю давления в нем рекомендуют, как правило, определяет по формулам, справедливым для установившегося движения газа.

В действительности из-за периодических процессов всасывания во всасывающей трубе поршневого компрессора возникают колебания давления воздуха. Распространяясь в полость цилиндра при всасывании, колебания давления оказывают существенное влияние на наполнение цилиндра воздухом, а следовательно на производительность, мощность, удельный расход энергии и температурный режим компрессора. Особенно значительное влияние на работу компрессора колебания давления оказывают при резонансе, когда частота собственных колебаний газового столба совпадает с частотой главной гармоники вынуждающих колебаний. В этом случае, как показывают измерения, амплитуда колебания давления перед всасывающими клапанами может составлять 19,5-22,5 кПа, что значительно превышает потери давления в трубопроводе при установившемся движении воздуха [1].

Если момент закрытия всасывающих клапанов совпадает с фазой повышенного давления, то это обстоятельство вызывает увеличение массовой производительности компрессора. Описанный способ увеличения производительности поршневых компрессоров за счет

использования энергии колебания давления во всасывающей системе получил название резонансного или акустического наддува.

Анализ исследований и публикаций. При теоретической оценке влияния колебаний давления во всасывающем трубопроводе на производительность поршневого компрессора исходят из предположения, что коэффициент наполнения цилиндра η_P при резонансе определяется лишь порядком резонирующей гармоник. Как следует из формулы, полученной из условия резонанса [4]:

$$\eta_P = 1 - \frac{2}{\left(\frac{m}{K} - 1\right)^2} \left(1 - \frac{m}{K}\right) \cos^4 \frac{m\pi}{2}, \quad (1)$$

где m - порядок гармоник;

K - показатель адиабаты,

повышение производительности компрессора с цилиндрами двойного действия при резонансе второй гармоник, являющейся для таких машин главной, составит 41%. В действительности эффективность резонансного наддува лежит в пределах 10-20% [2, 3]. Значительное расхождение между теоретическими и действительными значениями повышения производительности объясняется тем, что имеющиеся формулы не учитывают ряда факторов, оказывающих влияние на коэффициент наполнения цилиндра реального компрессора. К таким факторам прежде всего должно быть отнесено:

1) влияние возбуждающего импульса и коэффициента затухания всасывающей системы на величину амплитуды колебания давления при резонансе и в условиях, отличных от резонанса;

2) влияние переменного объема цилиндра на собственную частоту колебаний газового столба в трубопроводе;

3) повышение температуры воздуха в цилиндре в конце всасывания при сжатии его в процессе колебания давления.

Постановка задачи. Актуальной задачей является теоретическое и экспериментальное исследования влияния колебаний давления во всасывающей системе на все важнейшие энергетические показатели работы компрессора: производительности, индикаторную мощность удельную энергию и др., с учетом конструкции машины и типа применяемых всасывающих и нагнетательных клапанов.

Изложение материала и результаты. Для определения влияния вышеуказанных факторов на производительность двухступенча-

того поршневого компрессора с цилиндрами двойного действия, встречающегося в горной практике наиболее часто, рассмотрим теоретическую индикаторную диаграмму первой ступени компрессора с учетом вредного пространства при известных допущениях, главными из которых являются отсутствие сопротивлений всасывающих клапанов и теплообмена между стенками цилиндра и поступающим в цилиндр воздухом (рис.1). Считаем также, что колебания давления во всасывающем патрубке первой ступени при резонансе второй гармоники имеют синусоидальную форму и максимумы повышения давления совпадают с моментами прихода поршня в мертвые точки.

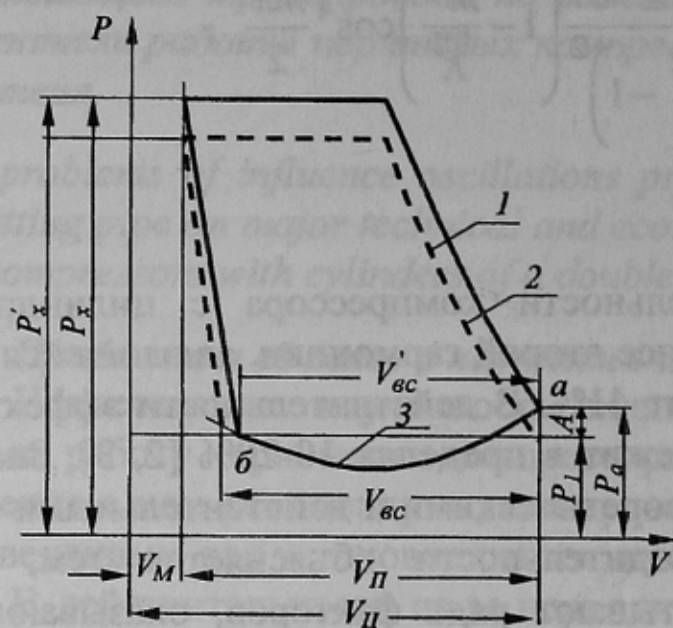


Рисунок 1. Индикаторные диаграммы цилиндра 1-й ступени компрессора:

1 - без колебаний давления в трубопроводе ;

2 - при резонансе колебаний давления во второй гармонике;

3 - давление во всасывающем патрубке при резонансе колебаний давления.

На рис.2 изображены циклограммы пульсации давления во всасывающем патрубке, полученные при испытании компрессора ВП-50/8М при кольцевых и прямооточных всасывающих клапанах, и соответствующие резонансной длине всасывающего трубопровода. Как видно, изменение конструкции клапанов не повлияло на форму колебания давления при резонансе. Однако амплитуда колебания при прямооточных клапанах почти в 1,5 раза выше, чем при кольцевых. Увеличение амплитуды является следствием увеличения возбуждающего импульса, связанного с уменьшением сопротивления прямооточных клапанов и увеличением скорости движения воздуха во всасывающем трубопроводе.

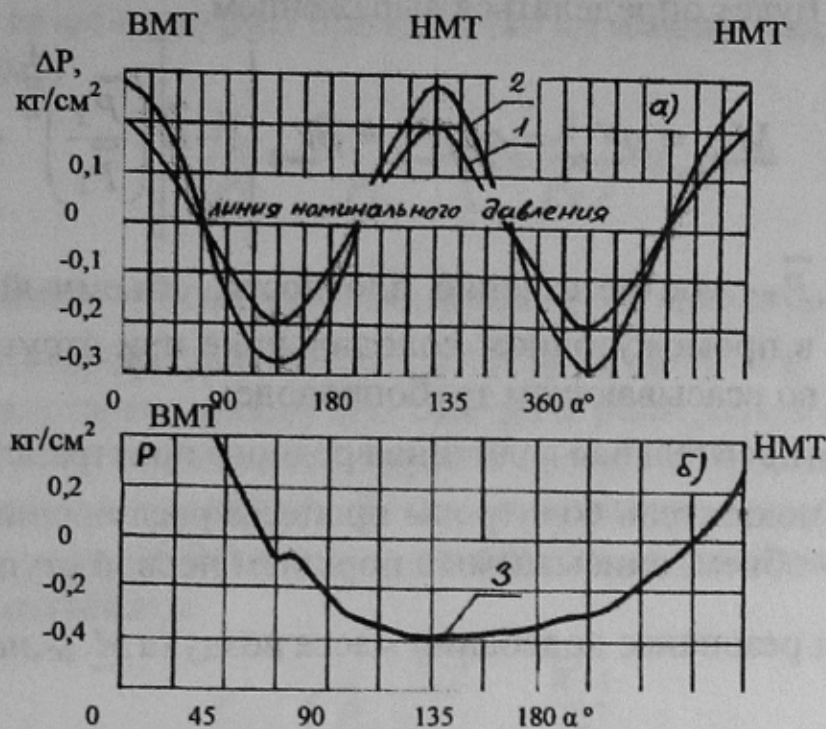


Рисунок 2 - Индикаторные диаграммы компрессора ВП-50/8М, развернутые по углу поворота кривошипа:

- 1- давление во всасывающем патрубке при кольцевых клапанах;
- 2- давление во всасывающем патрубке при прямоточных клапанах;
- 3- давление в цилиндре при прямоточных клапанах.

С достаточной степенью точности можно считать, что кривая колебания давления во времени при резонансе второй гармоники описывается формулой

$$\bar{P} = \bar{P}_1 + \underline{A} \sin(2\alpha + 90^\circ), \quad (2)$$

где \underline{A} - амплитуда колебания давления;

$\alpha = \omega t$ - угол поворота кривошипа;

ω - угловая скорость;

t - время;

\bar{P}_1 - номинальное давление во всасывающем патрубке первой ступени, принимаемое равным атмосферному давлению.

На рис.1 кривая 3 показывает изменение давления во всасывающем патрубке. Она является синусоидой, перестроенной в функции хода поршня по уравнению (2) и сдвинута относительно мертвых точек на 90° .

При отсутстви колебаний масса воздуха $\underline{M}_{вс}$, поступившая в цилиндр, будет определяться выражением

$$\underline{M}_{вс} = \rho \underline{V}_{вс} = \rho \lambda_v \underline{V}_n = \rho \underline{V}_n \left\{ 1 - a \left[\left(\frac{\underline{P}_x}{\underline{P}_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\}, \quad (3)$$

где $\rho, \lambda_v, \underline{P}_x$ - соответственно плотность, объемный коэффициент и давление в промежуточном холодильнике при отсутствии колебаний давления во всасывающем трубопроводе;

\underline{a} - относительная величина вредного пространства;

n - показатель политропы процесса расширения;

\underline{V}_n - объем, описываемый поршнем первой ступени.

При резонансе колебаний масса воздуха $\underline{M}'_{вс}$, поступившая в цилиндр

$$\underline{M}'_{вс} = \rho' \underline{V}'_{вс} = \rho' \lambda'_v \underline{V}_n = \rho' \underline{V}_n \left\{ 1 - a \left[\left(\frac{\underline{P}'_x}{\underline{P}_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\}, \quad (4)$$

где $\rho', \lambda'_v, \underline{P}'_x$ - плотность, объемный коэффициент и давление в промежуточном холодильнике при резонансе колебаний давления во всасывающем трубопроводе.

Относительное изменение производительности компрессора K будет определяться отношением массы газа, которая притекает в цилиндр при резонансе колебаний давления во всасывающем трубопроводе, к той массе, которая может притечь в условиях постоянного давления, т.е.

$$K = \frac{\underline{M}'_{вс}}{\underline{M}_{вс}} = \frac{\rho'}{\rho} \cdot \frac{\lambda'_o}{\lambda_o} \quad (5)$$

Связь между плотностями воздуха в цилиндре в конце всасывания при наличии колебания давления и при его отсутствии найдем из соотношения

$$\frac{\rho'}{\rho} = \frac{P_a}{P_1} \cdot \frac{T_1}{T_a} \quad (6)$$

где P_1 и T_1 - давление и температура воздуха в цилиндре при отсутствии колебания давления воздуха во всасывающем трубопроводе;

P_a и T_a - те же величины при наличии колебания давления.

Обозначим

$$\frac{P_a}{P_1} = \frac{P_1 + A}{P_1} = \left(1 + \frac{A}{P_1}\right) = \varepsilon_{mp} \quad (7)$$

где ε_{mp} - показатель относительного повышения давления воздуха во всасывающем патрубке при наличии колебания давления.

Ввиду кратковременности фаз сжатия и разрежения можно считать, что изменение состояния воздуха в процессе колебаний подчиняются адиабатическому закону. Тогда температура воздуха в цилиндре в конце всасывания без учета теплообмена со стенками цилиндра определится выражением

$$\frac{T_a}{T_1} = \left(\frac{P_a}{P_1}\right)^{\frac{\bar{K}-1}{\bar{K}}} = \varepsilon_{mp}^{\frac{\bar{K}-1}{\bar{K}}}, \quad (8)$$

Подставляя (8) в (6) и используя формулу (5), получим относительное изменение производительности

$$K = \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \frac{\lambda_o'}{\lambda_o} \quad (9)$$

Установить связь изменения объемного коэффициента λ_o с колебательным процессом в трубопроводе затруднительно. В первом приближении можно считать, что объемный коэффициент остается постоянным. Тогда

$$K = \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{\kappa}} \quad (10)$$

Экспериментальное исследование влияния всасывающего трубопровода на производительность и мощность компрессора было выполнено на компрессоре ВП-50/8М, широко используемым в горной промышленности.

На рис. 3 представлены результаты испытаний компрессора ВП-50/8М с переменной длиной всасывающего трубопровода. Производительность компрессора при отключенном трубопроводе принята за 100%. Из анализа зависимостей относительной производительности компрессора K от относительной длины всасывающего трубопровода

($L_{вс} / L_{рез}$) видно, что повышение производительности по сравнению с отключенным трубопроводом составило при резонансной длине всасывающего трубопровода ($L_{рез} = 4,3$ м) 15,3 % (прямоточные клапаны) и 11,7% (кольцевые клапаны).

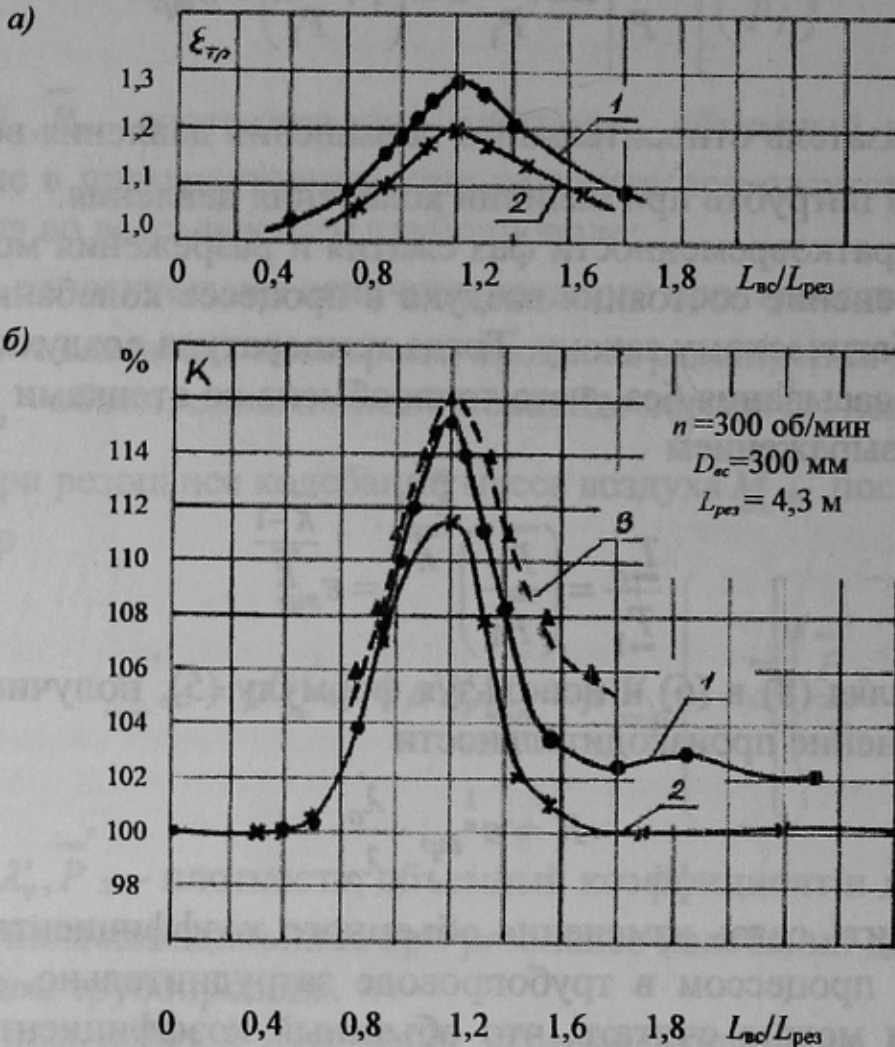


Рисунок 3 - Изменение относительного повышения давления $\varepsilon_{тp}$ (а) и относительной производительности K (б) компрессора ВП-50/8М в зависимости от относительной длины всасывающего трубопровода ($L_{вс} / L_{рез}$)

- 1 – прямоточные клапаны;
- 2 – кольцевые клапаны;
- 3 – по формуле (10) для прямоточных клапанов.

Этот режим является оптимальным с точки зрения обеспечения максимальной производительности компрессора, однако на его реализацию необходим определенный запас мощности приводного двигателя. Интересны для практики режимы, находящиеся в зарезонансной зоне ($L_{вс} > L_{рез}$), здесь наблюдаются наименьшая удельная мощность и повышенная производительность по сравнению с режимами,

соответствующими всасывающему трубопроводу длиной меньше резонансной ($L_{вс} < L_{рез}$).

Из сопоставления графиков рис.3 также видно, что кривая $\varepsilon_{тр} = f(L_{вс} / L_{рез})$ хорошо согласуется с кривой изменения относительной производительности K , отличие объясняется тем, что формула (10) не учитывает влияния сопротивления всасывающих клапанов.

Выводы и направления дальнейших исследований.

Характеристики всасывающих трубопроводов, показывающие влияние колебаний давления на производительность, мощность и удельный расход энергии, дают возможность выбирать оптимальный режим работы компрессора. Представляется целесообразным снятие характеристик влияния всасывающего трубопровода для всех имеющих широкое распространение поршневых компрессоров и использование их при проектировании или модернизации компрессорных станций. Снятие зависимостей следует включить так же в программы испытаний новых компрессоров с занесением соответствующих графиков в паспорт подобно тому, как это практикуется для динамических насосов и турбокомпрессоров.

Список литературы

1. Гогин Ю.Н., Рутковский Ю.А., Усачев М.Г. Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров // Вестник машиностроения, 1967 №1, С. 65-69.
2. Кондратьева Т.Ф., Доброклонский Е.Б., Видякин Ю.А. Оппозитные компрессоры. Л.:Машиностроение, 1968. – 420 с.
3. Лавренко Г.К., Швец С.Г. Основы теории резонансного наддува поршневых компрессоров // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2006, №1 (3), С. 31-38.
4. Логвинов Н.Г. Повышение производительности поршневых компрессоров акустическим методом. Наукові праці Донецького державного університету. Випуск 27 – Донецк: ДонДТУ, 2001. – С. 230 – 242.

Дата поступления статьи в редакцию: 07.11.06