

Тогда значение предэкспоненциального множителя K_o определяется при помощи уравнения:

$$K_o = \frac{\frac{d\eta}{dT} \cdot \frac{s}{v} \cdot \beta}{D_m \cdot \rho \cdot (1 - \eta_d) \cdot \exp\left(\frac{-E_d}{R \cdot T_{nd}}\right)}. \quad (3)$$

Уравнение (3) еще больше упрощается для начальной стадии дымообразования, когда $1 - \eta_d \rightarrow 1$.

Таким образом, для пожарной нагрузки, состоящей из древесины и синтетических материалов, использование кинетического подхода позволяет оценить значение коэффициента дымообразования пожарной нагрузки на основе измерений скорости потери массы в процессе горения образца. Кроме того, имплементация метода наименьших квадратов при обработке результатов измерений позволит увеличить точность измерения коэффициента дымообразования пожарной нагрузки.

Литература

1. ISO 565932:1994 Plastics – Smoke generation – Part 2: Determination of optical density by a single-chamber test.
2. Романенков И.Г., Левитес Ф.А. Огнезащита строительных конструкций. М.: Стройиздат, 1991. 320 с.
3. Исаков Г.Н., Манаева А.Р. Исследования процесса стеклования напольных покрытий на основе поливинилхлорида // Технологии техносферной безопасности. 2014. № 6 (58). С.1–6. URL: <http://ipb.mos.ru/ttb> (дата обращения: 03.04.2015).
4. Б.Б. Серков, Р.М. Асеева, А.Б. Сивенков. Физико-химические основы горения и пожарная опасность древесины // Технологии техносферной безопасности. 2012. № 1 (41). URL: <http://ipb.mos.ru/ttb> (дата обращения: 03.04.2015).

О ВЛИЯНИИ ВОЛНОВЫХ ЯВЛЕНИЙ В МАГИСТРАЛЯХ НА РАБОТУ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

А.А. Кузьмин, кандидат педагогических наук, доцент;

Н.Н. Романов, кандидат технических наук, доцент.

Санкт-Петербургский университет ГПС МЧС России

Проанализированы закономерности между термодинамическими и газодинамическими процессами, которые обусловлены резонансными колебаниями давления газа в магистралях поршневого компрессора. Предложены критерии оптимизации процесса наполнения цилиндров газом. Выявлена связь между оптимальной длиной всасывающего трубопровода и производительностью компрессора. Предложены средства устранения резонанса.

Ключевые слова: поршневой компрессор, колебание давления, потери энергии, скачок давления, всасывающие магистрали, процесс наполнения, коэффициент наполнения

ABOUT INFLUENCE OF THE WAVE PHENOMENA IN HIGHWAYS TO WORK OF PISTON COMPRESSORS

A.A. Kuzmin; N.N. Romanov.

Saint-Petersburg university of the State fire service of EMERCOM of Russia

Conformities to law are analysed between thermodynamics and gas-dynamic processes that is conditioned by resonant pressure of gas fluctuations in the highways of piston compressor. The criteria of optimization of process of filling with of cylinders gas are offered. Connection is educed between optimal length of suction pipeline and productivity of compressor. Facilities of removal of resonance are offered.

Keywords: piston compressor, pressure fluctuation, losses of energy, jump of pressure, suction highways, process of filling, coefficient of filling

На современных промышленных предприятиях широко используются многоступенчатые поршневые компрессоры. Одним из способов повышения производительности таких компрессоров является их резонансный (акустический) наддув, основанный на использовании резонансных колебаний давления газа, который хорошо исследован в современной литературе [1]. Увеличение производительности поршневых компрессоров на основе применения резонансных колебаний давления газа можно достигнуть без увеличения стоимости компрессора и затрат на его эксплуатацию, только за счет оптимизации длины, диаметра всасывающего трубопровода и обеспечения необходимых условий отражения возникающих акустических волн от концов газовой магистрали, а также выбора оптимального режима эксплуатации компрессора.

Существующие теоретические предпосылки и уже наработанные конструктивные решения в применении акустического наддува в поршневых многоступенчатых компрессорах не учитывают влияния внешних резонансных явлений, которые могут проявляться в случае отсутствия массивных фундаментов и приводить к вибрациям, искажениям показаний контрольных приборов, что ухудшает эксплуатационные характеристики применительно к потребностям Федеральной противопожарной службы (ФПС).

Периодическое всасывание воздуха в цилиндр поршневого компрессора из всасывающего трубопровода обуславливает неустановившееся (пульсационное) движение газа, что приводит к значительным колебаниям его давления. В момент закрытия всасывающего клапана возмущение, возникшее у цилиндра, будет распространяться по трубопроводу со скоростью звука $c_{зв}$. Волна давления достигает открытого конца трубопровода и, отражаясь от него, идет назад. Именно энергия этой отраженной волны с ее конкретными параметрами газа (давление P , скорость w и плотность ρ) может использоваться для резонансного наддува как способа повышения производительности компрессора. При реализации резонансного наддува необходимо решать задачу такой настройки всасывающей системы на резонансные колебания, чтобы собственная частота колебаний воздуха во всасывающем трубопроводе была равна или кратна частоте вынужденных колебаний. Источником вынужденных колебаний является периодический процесс всасывания воздуха цилиндром компрессора, а также внешнее воздействие на опоры компрессора, эксплуатируемого в мобильных условиях. Собственная частота колебаний массы воздуха зависит от столба колеблющейся массы газа, заключенной во всасывающем трубопроводе. Простейшая всасывающая система поршневого компрессора представлена на рис. 1.

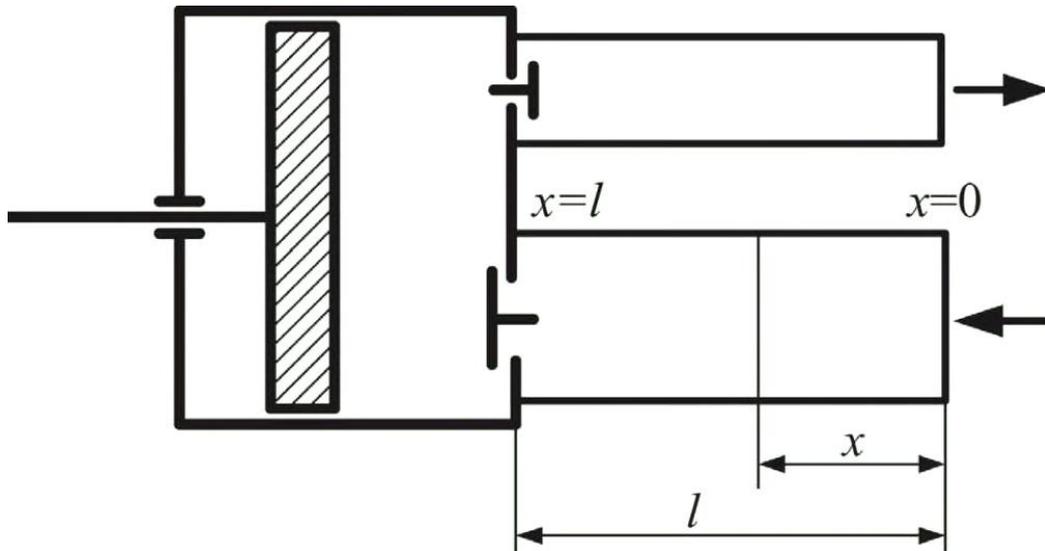


Рис. 1. Простейшая всасывающая система поршневого компрессора,
 где x – текущее положение максимума волны давления газа;
 l – длина всасывающего трубопровода

Изменение параметров газа вдоль оси трубопровода в возмущенной области образует так называемый фронт волны. Указанные возмущения могут быть описаны следующей системой дифференциальных уравнений [2]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 w_{мг}}{\partial t^2} &= c_{зв}^2 \cdot \frac{\partial^2 w_{мг}}{\partial x^2} - 2w_{ср} \cdot \xi \cdot \frac{\partial w_{мг}}{\partial t} ; \\ \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} &= c_{зв}^2 \cdot \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} - 2w_{ср} \cdot \xi \cdot \frac{\partial P}{\partial t} , \end{aligned} \quad (1)$$

где $w_{мг}$, $w_{ср}$ – мгновенное и среднее значения скорости газа соответственно; ξ – коэффициент сопротивления всасывающего трубопровода.

Решение системы дифференциальных уравнений (1) требует формулировки граничных условий при $x=0$ (начальный участок всасывающего трубопровода) и $x=l$ (конечный участок всасывающего трубопровода), при этом считаем величину давления газа равной атмосферному, то есть $P=P_{ес}$.

В качестве другого граничного условия принимается уравнение неразрывности потока газа на начальном участке всасывающего трубопровода при $x=0$, из которого следует, что $\partial w_{мг} / \partial x = 0$.

Как известно, одним из условий возникновения резонансных явлений является равенство частоты собственных колебаний столба газа и частоты внешних возмущающих воздействий, например, вибраций двигателя привода компрессора, в случае их установки на одной подвижной платформе (например, на автомобиле при ведении подразделениями ФПС спасательных и неотложных аварийно-восстановительных работ). Если речь идет о простейшем одноцилиндровом компрессоре с трубопроводом, соединенном на противоположном конце с емкостью значительного объема (например ресивером), резонансные явления наступают, если значения периода одного оборота коленчатого вала поршневого компрессора равно четырехкратному значению пробега волны давления, то есть $60/n = 4 \cdot l / c_{зв}$.

Величина скорости поступательного движения газа по трубопроводу в районе цилиндра связана со скоростью цилиндра, но в отличие от нее всегда положительна, а зависимость, позволяющая определить ее численное значение, является разрывной функцией, которая при разложении ее в гармонический ряд Фурье отображается как сумма гармоник с различной амплитудой, частотой и сдвигом фаз (рис. 2).

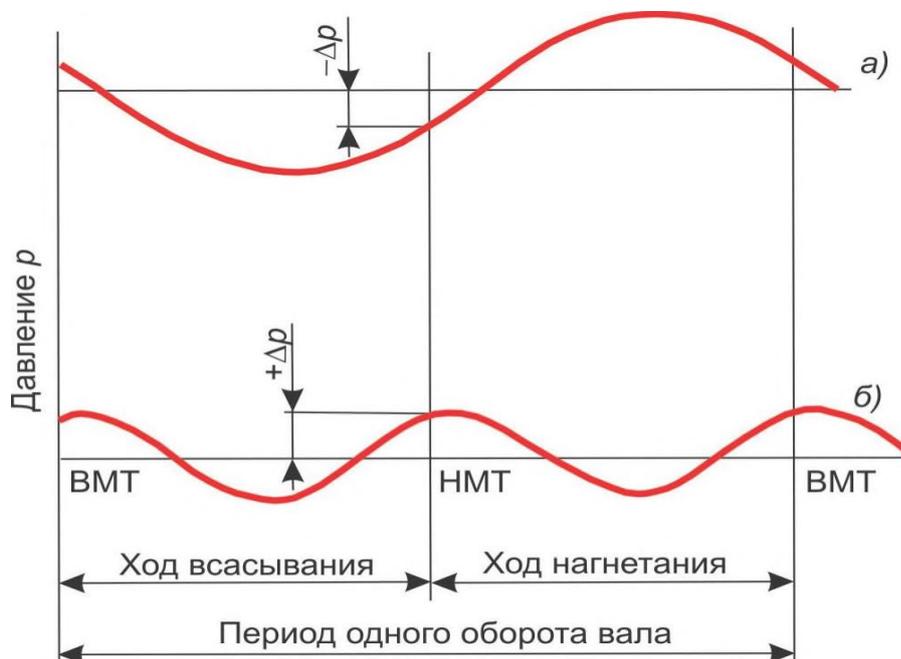


Рис. 2. Изменение давления перед всасывающими клапанами компрессора при резонансе 1-й гармоники (а) и 2-й гармоники (б)

Источником импульса движения сжимаемого газа является движение поршня, которое обуславливает соответствие между гармониками скорости газа и гармониками возбуждающего импульса. В случае возникновения резонансных явлений i -й гармоники каждый оборот коленчатого вала находится в соответствии с i -числом колебаний, таким образом, условие резонанса выглядит как $(4 \cdot i \cdot n) / 60 = c_{36} / l$. Однако если увеличить длину трубопровода в число раз, кратное нечетному числу (например, $2z+1$), или если происходит увеличение числа оборотов коленчатого вала n , то возникнут для тех же гармоник новые резонансы, сопровождающиеся возникновением стоячих волн, при этом резонансные явления связаны выражением:

$$\frac{4 \cdot i \cdot n}{60} = (2z + 1) \frac{c_{36}}{l}.$$

Резонансные явления, возникающие в системе «свободный объем цилиндра – резонансная камера – всасывающий трубопровод» (рис. 3), зависят от длины этого патрубков, объема резонансной камеры и параметров движения газа и описываются в труде [2] уравнением:

$$\operatorname{tg} \left(\frac{w_{мг} l}{c_{36}} \right) = \frac{c_{36} f}{V_l w_{мг}},$$

где f – площадь поперечного сечения всасывающего трубопровода.

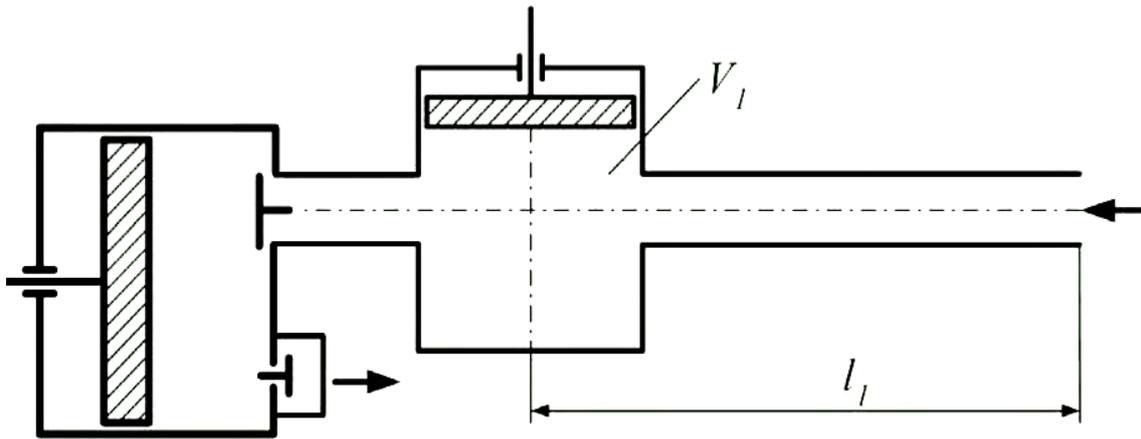


Рис. 3. Схема расположения цилиндра поршневого компрессора, нагнетательного трубопровода и ресивера

Величина амплитуды колебания давления газа при наличии резонансных явлений пропорциональна постоянной C , определяемой из соотношения:

$$C = \frac{k \cdot r \cdot w_{cp} \cdot F \cdot P}{f \cdot c_{зв}},$$

где k – постоянная адиабаты сжимаемого газа; r – радиус кривошипа коленчатого вала; F – площадь поршня данной ступени.

Уравнение, которое связывает длину волны колебаний λ и длину всасывающего трубопровода l , вытекает из условия возникновения резонанса:

$$l = (2n - 1) \frac{\lambda}{4}.$$

При практической реализации применяемые схемы газообмена поршневых компрессоров часто оказываются существенно более сложными за счет включения в них различных технологических емкостей, таких как теплообменники промежуточного охлаждения газа, маслоотделители и фильтрующие камеры. Увеличение потери напора системы складывается из величины сопротивления внутренней поверхности трубопровода и местных сопротивлений технологических емкостей:

$$\xi = \xi_i + \frac{1}{2 \cdot d \left(1,14 + 2 \lg \frac{d}{\Delta} \right)^2},$$

где ξ_i – коэффициент местного сопротивления, включающий аэродинамику входной рамки, изменения эффективной площади поперечного сечения газового потока, сопротивление впускных клапанов; d – внутренний диаметр впускного трубопровода; Δ – коэффициент абсолютной шероховатости внутренней поверхности трубопровода.

Значительное влияние величины местного сопротивления газовых коммуникаций на возникновение в них резонансных явлений подтверждается результатами исследований, изложенными в работе [1].

Известным отечественным исследователем В.А. Боднером в труде [2] было показано, что применительно к резонансным явлениям во всасывающих патрубках двигателей внутреннего сгорания точность определения величины собственных частот колебаний можно увеличить, если учесть влияние среднего объема цилиндра в момент его коммуникации со всасывающим патрубком. Для поршневого компрессора это значение составляет примерно $4\div 5\%$ от суммарного по полостям рабочего объема ступени сжатия и должно быть просуммировано с объемом резонатора V_r .

Если в компрессоре используются самодействующие клапаны, то процесс повышения давления в трубопроводе распространяется на пространство в цилиндре даже в тех ситуациях, когда это повышение, возникающее на конечном участке хода поршня, продолжает действовать и на начальном участке обратного хода. Этот эффект уменьшает влияние возможного сдвига фаз колебательного процесса, позволяет повысить производительность поршневого компрессора, однако колебания, которые возникают во всасывающем трубопроводе, вызывают определенную потерю работы на сжатие, которая, как показывает практика эксплуатации, компенсируется возможным выигрышем в производительности [3–7]. В некоторых случаях за счет резонансных процессов второй гармонической составляющей это увеличение может достигнуть $20\div 25\%$ от первоначального [1].

Существующие уравнения, используемые при расчете величины собственной частоты колебаний давления газовой среды, позволяют описать только наиболее простые конструкции. При использовании более сложных конструкций аналитический метод не дает удовлетворительных решений. В этом случае рекомендуется использовать аналогию между продольными колебательными процессами в газовых средах и электромагнитными колебательными процессами в электрических цепях.

Литература

1. Рутковский Ю.А. Интенсификация работы оппозитных поршневых компрессоров акустическим наддувом // XIII междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению. Т. 2. Сумы: изд-во СумГУ. 2004. С. 101–106.
2. Боднер В.А. Повышение мощности двигателей внутреннего сгорания // Дизелестроение. 1939. № 10–11. С. 29–30.
3. Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. Т.1: Теория и расчет. 2-е изд. М.: Колос, 2008. 456 с.
4. Нормы табельной положенности пожарно-технического вооружения и аварийно-спасательного оборудования для основных и специальных пожарных автомобилей, изготавливаемых с 2006 г.: приложение к приказу МЧС России от 25 июля 2006 г. № 425. Доступ из справ.-правовой системы «Гарант».
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2 / под ред. И.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 1999. 880 с.
6. Земенков Ю.Д., Васильев Г.Г., Гульков А.Н. Эксплуатация оборудования и объектов газовой промышленности: учеб. пособие. М.: Инфра-Инженерия, 2008. 607 с.
7. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. Учеб. для теплоэнергетических специальностей вузов. 2-е изд., пререраб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.

