

УДК 621. 313: 621.318.122

к.т.н. Рутковский Ю.А.,
к.э.н. Зинченко А.М.,
к.т.н. Рутковский А.Ю.
(ДонГТУ, г. Алчевск, ЛНР),
Найчук В.В.
(НПО, г. Сумы, Украина)

РЕЗОНАНСНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВСАСЫВАЮЩИХ СИСТЕМ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

На основе анализа дифференциального уравнения неустойчившегося движения газа в трубопроводе с учетом сил сопротивления определены значения оптимальных резонансных длин всасывающих трубопроводов для поршневых компрессоров с цилиндром двухстороннего действия в первой ступени с учетом его переменного объема в период всасывания. Установлено, что для поршневых компрессоров, используемых в промышленности, их всасывающие системы не отвечают условиям обеспечения резонансных режимов всасывания при работе.

Ключевые слова: поршневой компрессор, всасывающий трубопровод, колебания давления, резонанс.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Резонансные колебания давления газа во всасывающих и нагнетательных системах поршневых машин издавна привлекают внимание специалистов, так как научно обоснованное использование этих колебаний позволяет повысить мощность двигателей внутреннего сгорания до 47% [1], а производительность поршневых компрессоров до 20-25% [2-5].

В последнее время наблюдается повышенный интерес к этому способу интенсификации поршневых компрессоров, который получил название акустического или резонансного наддува. Заслуживает внимания стремление конструкторов уже на стадии проектирования использовать резонансный наддув для повышения производительности поршневых воздушных компрессорных машин нового поколения для ВРУ, реализующих циклы среднего и высокого давлений [3].

Эффект увеличения производительности резонансными колебаниями давления достигается практически без капитальных и эксплуатационных затрат – подбором длины всасывающего трубопровода. Для наддува

используются колебания столба газа в трубопроводе, возникающие в результате периодического всасывания. Колебания давления имеют место при любой длине трубопровода, но наибольшей амплитуды они достигают при резонансной длине, когда совпадут собственная частота колебания газового столба ω_0 и частота главной резонирующей гармоники ω возмущающих усилий, то есть резонанс возможен при условии, когда

$$\omega_0 = \omega. \quad (1)$$

В настоящее время преобладает мнение, что колебания давления вредны. Недостаточная изученность влияния колебаний давления на режимы работы поршневых компрессоров приводит к конструктивным решениям по усложнению всасывающих систем с целью снижения пульсаций давления, например, путем установки буферных емкостей [2]. Если в нагнетательных коммуникациях компрессоров гашение пульсаций давления технически оправдано, то использование резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе для компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия, (а именно такие имеют преимущественное распространение), может дать максималь-

ный эффект в увеличении производительности проектируемых и действующих поршневых компрессоров.

Однако резонансные явления не нашли практического применения в компрессорных машинах. Одной из главных причин такого положения является отсутствие количественных показателей влияния во всасывающем тракте термодинамических и газодинамических процессов на значения объемного коэффициента, коэффициента давления и температурного коэффициента, определяющих в конечном итоге коэффициент подачи и действительную производительность компрессора. Отсутствует сравнительный анализ влияния различных зон (дорезонансной, резонансной и зарезонансной) всасывающей системы, включающей в себя не только всасывающий трубопровод, но всасывающие клапаны и полость цилиндра, на режим работы компрессора и его экономичность.

Постановка задачи.

На основании выявленных причин, объясняющих отсутствие практического использования резонансных явлений во всасывающей системе для повышения эффективности поршневых компрессоров ставится задача определения значений оптимальных резонансных параметров всасывающих систем (длин и диаметров всасывающих трубопроводов), обеспечивающих максимальную производительность машины при резонансном наддуве.

Для решения этой задачи в данной работе использованы методы как аналитического, так и экспериментального исследования.

Изложение материала и его результаты.

Определение условий наступления резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе сводится к достаточно точному расчету частоты собственных (свободных) колебаний газа в трубопроводе и определению его резонансной длины. Частота собственных колебаний газа зависит от формы трубопровода, его диаметра и длины, величины и расположения емкостей, находящихся в установке, в том числе и переменного объема цилиндра, присоединяемого к цилиндру в про-

цессе всасывания. На значение частоты собственных колебаний оказывает влияние скорость звука в газе, зависящая от плотности газа и его температуры.

На рис. 1 приведена наиболее часто встречающаяся в практике схема всасывающей системы компрессора: к одному концу трубы присоединен цилиндр двустороннего действия, объем которого периодически меняется, другой конец трубы открыт в атмосферу.

Для такой системы резонансную длину всасывающего трубопровода рекомендуют определять исходя из уравнений, полученных В.А. Бондером [2]:

с учетом среднего объема цилиндра V_0

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{C_{\text{за}}} L = \frac{\omega_0 V_0}{C_{\text{за}} S_{\text{тр}}}; \quad (2)$$

для трубы, открытой с одного конца ($V_0=0$)

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{C_{\text{за}}} L = 0, \quad (3)$$

где ω_0 – частота собственных колебаний столба газа во всасывающей системе, рад/с; $C_{\text{за}}$ – скорость звука в воздухе, м/с; L – длина трубопровода, м; $S_{\text{тр}}$ – площадь сечения трубопровода, м².

Усреднение объема цилиндра, величина которого в период всасывания изменяется от нуля до максимальной, приводит к удовлетворительным результатам при определении резонансных длин в случае, когда объем цилиндра намного меньше объема трубопровода, настроенного на резонанс. Это имеет место для нагнетательных и всасывающих систем двигателей внутреннего сгорания, применительно к которым получены формулы (2) и (3).

Для поршневых компрессоров, как показывают вычисления, объем цилиндра соизмерим с объемом трубопровода, настроенного на резонанс по главной гармонике. Неучет этого обстоятельства является одной из основных причин значительного расхождения опытных значений резонансных длин трубопровода с теоретическими, определенными по формулам (2) и (3) [4].

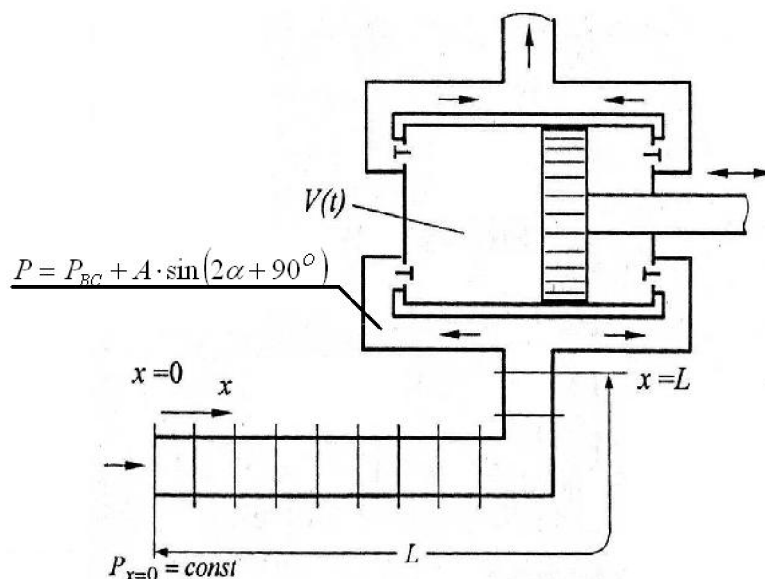


Рисунок 1 – Схема всасывающей системы поршневого компрессора с цилиндром двойного действия в первой ступени и переменной длиной всасывающего трубопровода

Для рассматриваемой математической модели сделаем некоторые допущения, которые, сохраняя правильность качественных зависимостей, упрощают аналитическое изображение процесса. В первом приближении можно считать, что всасывающие клапаны открываются и закрываются в моменты прихода поршня в мертвые точки. Пренебрегая сопротивлением клапана и учитывая, что размеры цилиндра малы по сравнению с длинами волн, которые могут влиять на производительность компрессора, допускаем, что давление в цилиндре в каждый момент времени равно давлению в конце трубопровода. Движение газа в трубе считаем одномерным.

Исходя из этих допущений, определим теоретическое значение оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода для поршневого компрессора с учетом изменяющегося объема цилиндра двухстороннего действия. Под оптимальной резонансной длиной всасывающего трубопровода компрессора с цилиндром двухстороннего действия будем понимать такую, при которой максимальное давление в волне колебательного процесса сов-

падает с моментом закрытия всасывающего клапана при нахождении поршня в мертвой точке. При таких условиях производительность компрессора будет иметь наибольшее значение. Используя линеаризованные дифференциальные уравнения неустановившегося движения газа в трубопроводе с учетом сил сопротивления, получаем уравнение для определения частоты собственных колебаний давления газа в трубопроводе ω_0 с учетом изменяющегося объема цилиндра.

$$\frac{d^2V}{dt^2} + 2a \frac{dV}{dt} + \frac{C_{зв} S_{мп} \omega_0}{K} \operatorname{ctg} \frac{\omega_0}{C_{зв}} L = \omega_0^2 \frac{V}{K}, \quad (4)$$

где V – переменный объем цилиндра; $2a$ – постоянный множитель, зависящий от средней скорости в трубе U , коэффициента сопротивления λ и гидравлического радиуса сечения трубы R_z ; K – показатель адиабаты.

При известном законе движения поршня, уравнение (4) переходит в трансцендентное уравнение, и его корни находятся графическим путем.

Изменяющийся объем цилиндра, как следует из формулы (4), влияя на собственную частоту колебаний газового столба, определяет зону резонансных длин всасывающего трубопровода, в которых наблюдается наиболее интенсивные колебания давления, обусловленные близостью и наступлением резонанса по второй гармонике, отличающиеся между собой фазой колебания по отношению к мертвым точкам положения поршня (рис. 2). Одна из них, как указано выше, является оптимальной, когда максимум давления в волновом процессе совпадает по фазе с моментом закрытия всасывающего клапана в конце всасывания.

Определим теоретическое значение оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода для поршневых компрессоров с цилиндром двухстороннего действия в первой ступени с учетом его переменного объема в период всасывания.

Для таких компрессоров главной является вторая гармоника возмущающего импульса, т.е. резонанс возможен при условии:

$$\omega_0 = 2\omega, \quad (5)$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – угловая скорость вращения вала компрессора, рад/с.

Подставляя численные значения в уравнение (4) коэффициентов при $\alpha = 180^\circ$ (момент закрытия клапанов) с учетом равенства (5) получим выражение для определения оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода

$$L_{\text{рез.опт.}} = \frac{C_{36}}{2\omega} \operatorname{arctg} 2,24 \frac{\omega V_{\text{ц}}}{C_{36} S_{\text{тр}}}, \quad (6)$$

где $V_{\text{ц}}$ – полный объем цилиндра, м³.

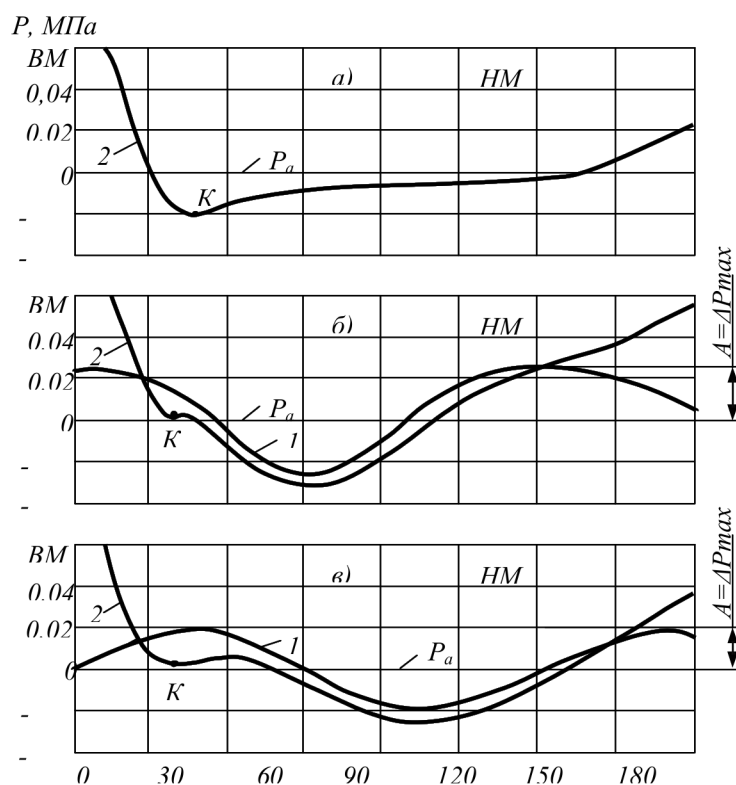


Рисунок 2 – Циклограммы резонансных колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке и индикаторные диаграммы 1-й ступени компрессора ВП-50/8М, развернутые по углу α поворота кривошипа:

а) $\bar{L}_{\text{вс}} = 0$; б) $\bar{L}_{\text{вс}} = 1$; в) $\bar{L}_{\text{вс}} = 1,15$

Применив формулу разложения обратной тригонометрической функции в ряд, ограничившись первыми членами ряда, из формулы (6) найдем

$$L_{рез.онт.} = 7,5 \frac{C_{36}}{n} - 2,24 \left(\frac{D_1}{d_{мп}} \right) R, \quad (7)$$

где n – частота вращения вала компрессора, об/мин; D_1 – диаметр цилиндра первой ступени, м; $d_{мп}$ – диаметр всасывающего трубопровода, м; R – радиус кривошипа, м.

В таблице 1 приведены действительные оптимальные резонансные длины всасывающих трубопроводов испытанных компрессоров и теоретические резонансные длины, определенные по формулам (1), (2) и (7).

Поскольку испытанные компрессоры оснащены нерегулируемым приводом, то фактические резонансные длины определялись экспериментально путем постепенного удлинения всасывающего трубопровода от нуля до $L_{вс} \gg L_{рез}$ отрезками труб длиной 0,25...0,5 м.

Из таблицы видно, что наименьшее расхождение дает формула (7); относительная ошибка по этой формуле в 3 – 5 раз меньше, чем по формуле (2) и в 6 – 10 раз меньше, чем по формуле (3).

Из анализа данных, приведенных в таблице, следует, что при установке трубопровода с длинами, определенными по формулам (2) и (3), всасывающая система находится далеко от резонансного режима. В этом заключается одна из причин, почему резонансные колебания давления, как основа интенсификации поршневых компрессоров, не нашли практического применения. Достоверность теоретических результатов подтверждается экспериментальными данными исследования компрессорной станции ЗИФ ШВКС-5 в лабораторных условиях, а также компрессоров ВП-50/8М и ВП-20/8М на стендах Краснодарского завода-изготовителя этих машин, компрессоров 2ВГ, 5Г-100/8, 4ВМ10-100/8 в производственных условиях Юргинского машиностроительного завода и шахт «Украина», №10 им. Артема ПО «Луганскуголь» [5].

Таблица 1 – Фактические и расчетные резонансные параметры всасывающих систем поршневых компрессоров

Тип компрессора	Частота вращения вала, об/мин	Диаметр цилиндра I-й ступени, мм	Диаметр всасывающего трубопровода, мм	Фактическая резонансная длина, м	Расчетная резонансная длина, м		
					по формуле (7)	по формуле (2)	по формуле (3)
ВП-20/8М	500	380	200	3,8	4,1	4,7	5,2
ВП-50/8М	375	660	250	4,1	4,8	6,3	6,9
5Г-100/8	187	880	350	10,7	10,2	12,0	14,0
2ВГ	167	900	400	11,7	12,2	14,0	15,4
55В	167	900	350	11,0	11,4	13,6	15,4
4ВМ10-100/8	500	620	300	2,7	2,8	4,13	5,2

Выводы и направление дальнейших исследований.

В работе получено дифференциальное уравнение для определения частоты собственных колебаний давления газа во всасы-

вающей системе поршневых компрессоров с учетом переменного объема цилиндра, позволяющее получить формулу для определения резонансных длин всасывающего трубопровода, обеспечивающего макси-

мальную производительность машины. Результаты исследования дают возможность получить в дальнейшем аналитические зависимости для определения действительной производительности поршневых ком-

прессоров, позволяющие оценить эффективность интенсификации их работы путем использования резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе.

Библиографический список

1. Пластилин П. И. Поршневые компрессоры. Том 1 : Теория и расчет. — М. : Колос, 2000. — 456 с.
2. Видякин Ю. А. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах / Ю. А. Видякин, Т. Ф. Кондратьева, Ф. П. Петрова, А. Г. Платонов. — Л. : Машиностроение, 1972. — 224 с.
3. Гринь Н. П. Поршневые воздушные компрессорные машины нового поколения для ВРУ, реализующие циклы среднего и высокого давления / Н. П. Гринь, Ю. Б. Наталуха, А. В. Смирнов // Технические газы. — 2009. — №6. — С.26–30.
4. Рутковский Ю. А. Интенсификация работы оппозитных поршневых компрессоров акустическим наддувом / Ю. А. Рутковский // Сборник трудов 13-й межд. научно-практической конференции по компрессоростроению. — Сумы : Изд-во СумГУ. — 2004. — Т 2. — С. 101–106.
5. Рутковский Ю. А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров / Ю. А. Рутковский // Технические газы. — 2010. — №2. — С. 23–32.

*Рекомендована к печати д.т.н., проф. ДонГТУ Литвинским Г.Г.,
гл. конструктором ЦЛАМ ПАО «АМК» Малеванным В.М.*

Статья поступила в редакцию 26.06.15.

к.т.н. Рутковский Ю.О., к.е.н. Зинченко А.М., к.т.н. Рутковский О.Ю. (ДонДТУ, м. Алчевськ, ЛНР), **Найчук В.В.** (НВО, м. Сумы, Украина)

РЕЗОНАНСНІ ПАРАМЕТРИ ВСМОКТУВАЛЬНИХ СИСТЕМ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ

На основі аналізу диференціального рівняння несталоного руху газу в трубопроводі з урахуванням сил опору визначені значення оптимальних резонансних довжин всмоктувальних трубопроводів для поршневих компресорів з циліндром двосторонньої дії в першому ступені з урахуванням його змінного об'єму в період всмоктування. Встановлено, що для поршневих компресорів, що використовуються в промисловості, їх усмоктувальні системи не відповідають умовам забезпечення резонансних режимів всмоктування при роботі.

Ключові слова: поршневий компресор, всмоктуючий трубопровід, коливання тиску, резонанс.

PhD in Engineering Rutkovskiy Yu.A., PhD in Economics Zinchenko A.M., PhD in Engineering Rutkovskiy A.Yu. (DonSTU, Alchevsk, LPR), **Naychuk V.V.** (SPA, Sumy, Ukraine)

RESONANCE PARAMETERS OF INDUCTION SYSTEM OF AN AIR ENGINE

Values of optimum length of induction pipelines for air engines with double-acting cylinder on the first stage of its variable volume in intake period were determined basing the on analysis of differential equation of unstable gas flow in pipeline considering resistance forces. It is determined that induction systems of air engines used in production processes are not suitable for providing resonant induction regimes during operation.

Key words: air engines, induction pipeline, pressure fluctuations, resonance.