

ИССЛЕДОВАНИЕ И ОЦЕНКА ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ, ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ АНАЛИТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

© 2009 А.В. Васильев¹, А.И. Глейзер¹, Б.М. Дмитриев², А.М. Абакумов³

¹Тольяттинский государственный университет

²Ульяновский государственный технический университет

³Самарский государственный технический университет

Поступила в редакцию 10.03.2009

Описан принцип аналитического моделирования основных элементов газопроводных систем поршневых машин. Показана аппроксимация процессов всасывания и нагнетания. Описаны особенности аналитического моделирования и оценки вибрационного состояния трубопроводных систем, деталей и узлов поршневых машин при наличии активного компенсирующего источника.

Ключевые слова: детали, узлы, трубопроводные системы, поршневые машины, техническое состояние, аналитическое моделирование

ВВЕДЕНИЕ

Интенсификация современных производственных процессов обусловила серьезное противоречие между постоянно увеличивающимися эксплуатационно-техническими и мощностными параметрами производственного оборудования, с одной стороны, и увеличением уровней возникающей при этом вибрации – с другой. Производственные вибрации опасны как с точки зрения воздействия на человека, так и влияния на надежность, эффективность и безаварийность работы машин и присоединенных систем, их деталей и узлов. Так, вибрация, превышающая допустимые значения, может явиться причиной разрушения соединений трубопроводов и аппаратов, нарушения герметичности уплотнений, и пр., что в условиях действующего производства может привести к самым серьезным последствиям.

Трубопроводные системы поршневых машин (компрессоров, поршневых двигателей и др.) имеют сложную пространственную конфигурацию, связанную с наличием коллекторных, байпасных магистралей, магистралей к пре-

дохранительным клапанам и т.д. Эти системы состоят из большого числа прямолинейных участков труб, между которыми расположены местные сопротивления - фасонные элементы, регулирующая и контрольно-измерительная аппаратура (вентили, задвижки, обратные клапаны, измерительные диафрагмы) и технологические аппараты (гасители колебаний, влагомаслоотделители, газоохладители). Поэтому расчет газодинамических колебательных процессов в трубопроводных системах поршневых машин и оценка вибрационного состояния деталей и узлов машин становится сложной задачей.

В данной статье рассматриваются возможности использования методов аналитического моделирования для упрощенного и вместе с тем позволяющего осуществлять достаточно точную оценку вибрационного состояния трубопроводных систем, деталей и узлов поршневых машин.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ, ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Линейный размер цилиндра поршневой машины и местных сопротивлений, как правило, намного меньше длины волны последней учитываемой гармоники колебаний, поэтому при расчетах их считают элементами с сосредоточенными параметрами. Традиционно расчет сводится к решению уравнений неустановившегося движения газа в прямой трубе постоянного сечения с граничными условиями, связанными с рабочим процессом в цилиндре компрессора, наличием местных сопротивлений и технологических аппаратов.

Васильев Андрей Витальевич, доктор технических наук, профессор, директор института химии и инженерной экологии ТГУ. E-mail: avassil62@mail.ru

Глейзер Абрам Исаакович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры механики и инженерной защиты окружающей среды. E-mail: NIL9@tltsu.ru

Дмитриев Владимир Николаевич, доктор технических наук, доцент, зав. кафедрой "Электропривод и автоматизация промышленных установок". E-mail: eapu@ulstu.ru

Абакумов Александр Михайлович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры "Электромеханика и нетрадиционная энергетика". E-mail: em@samgtu.ru

Поскольку длина прямолинейных участков труб значительно больше диаметра, а диаметр намного меньше длины волны последней учитываемой гармонической составляющей колебаний потока, то движение газа в трубопроводных системах поршневых машин можно считать одномерным. Одномерное неустановившееся движение газа цилиндрической трубе постоянного сечения описывается, как известно, системой уравнений газовой динамики, состоящей из уравнений неразрывности движения, энергии и состояния [4, 5]:

Проведем оценку амплитуд и частот колебаний газа в трубопроводной системе поршневой машины на примере поршневого низкооборотного компрессора. Время присоединения цилиндра поршневого компрессора к трубопроводу зависит от отношения давления в цилиндре (ε), но всегда меньше половины периода колебаний (время одного оборота вала для цилиндра простого действия). При $\varepsilon = 4$ время присоединения цилиндра к нагнетательному трубопроводу (продолжительность открытия клапана) не превышает 25% периода, а к всасывающему трубопроводу – 40% периода. Скорость газа в граничном с цилиндром сечении трубопровода без учета влияния работы клапанов и газовой полости меняется по закону:

$$\omega(t,0) = \frac{F_n}{S} R_k \omega \left(\sin \omega t + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\omega t \right), \quad (1)$$

где F_n - площадь поршня; S - площадь трубы;
 R_k - радиус кривошипа;
 ω - круговая частота;
 λ_k - отношение длины шатуна к радиусу кривошипа;
 t_0 - момент открытия клапана;
 t_3 - момент закрытия клапана.
 $t - t_0 \leq t \leq t_3$.

При разложении в ряд Фурье этого импульса величины начальных гармонических составляющих колебаний и средней составляющей скорости оказываются одного порядка. В случае резонанса и резкого увеличения интенсивности колебаний амплитуда динамической составляющей скорости оказывается больше средней. Такие условия могут возникать и при сложении амплитуд нескольких гармоник. Поэтому в отдельные моменты времени на некоторых участках трубопроводной системы направление движения потока может меняться. Для того, чтобы диссипативные силы приводили к снижению амплитуд колебаний газа при изменении направления движения, диссипативный член должен быть записан в виде:

$$\frac{\lambda_T \rho}{2d} \omega |\omega|, \quad (2)$$

а перепад давления на местном сопротивлении - в виде

$$\Delta p = \xi_{cm} \frac{\rho \omega}{2} |\omega|, \quad (3)$$

где ξ_{cm} - коэффициент местного сопротивления.

В результате многочисленных измерений на промышленных и экспериментальных компрессорах установлено, что относительная амплитуда колебаний давления газа в трубопроводных системах

$$A_p = \frac{p}{p_0} = 0,01 \div 0,15. \quad (4)$$

Если, значительно занижая амплитуды колебаний скорости, использовать для определения параметров колебаний потока линейную модель $p = \rho \cdot c \cdot \omega$, то:

$$A_\omega = \frac{\omega}{c} = \frac{p}{kp_0} = 0,01 \div 1,13, \quad (5)$$

где $K = 1,1 \div 1,4$ - показатель амплитуды,
 c - скорость звука.

При $A_\omega \geq 0,01$ амплитуды колебания газа считаются большими и на распространение волн существенное влияние оказывают нелинейные диссипативные и конвективные члены в уравнении движения. Если же $A_\omega \leq 0,01$, то амплитуды колебаний малы, и колебания можно считать акустическими.

Большие амплитуды колебаний скорости и давления газа приводят к тому, что колебания температуры сравнимы со средней составляющей. Поэтому теплообмен с окружающей средой может оказывать заметное влияние на амплитуды колебаний и при расчете колебательных газодинамических процессов в трубопроводных системах поршневых машин необходимо оценивать это влияние.

Для оценки частоты колебаний при наличии тепловых взаимодействий используется модифицированный критерий Био Bi^* , согласно которому в качестве характерного размера принято отношение скорости a_ω распространения возмущения в металле к круговой частоте ω .

Поскольку в трубопроводных системах поршневых компрессоров коэффициент теплопроводности материала труб $\lambda_\omega = 40 \div 70$ Вт/мК, коэффициент теплопередачи $a = 100 \div 200$ Вт/мК, $a_\omega = 5100$ м²/с и $\omega = 40 \div 300$ с⁻¹, то:

$$Bi^* = \frac{a}{\lambda_\omega} \sqrt{\frac{a_\omega}{\omega}} = 0,2 \div 0,6, \quad (6)$$

Если $Bi^* = 0,01$, то колебания газа являются низкочастотными, а колебания температуры теплообменной поверхности и среды будут синхронными.

Таким образом, при расчете газодинамических колебательных процессов и выборе средств гашения колебаний в трубопроводных системах поршневых компрессоров необходимо учитывать, что относительные амплитуды возмущения скорости не малы, наличие средней составляющей приводит к турбулизации всего потока, газ не является идеальным, а теплообменом, особенно в газоохладителях, можно приводить к существенному изменению параметров колебаний.

Различный характер диссипативных процессов в электрических и газодинамических системах, наличие неоднородностей при разбиении участка трубы на элементы, и др., вносят в расчет существенные амплитудные погрешности, особенно для высших гармоник. Однако использование подобной модели позволяет значительно упростить процедуру расчета распределения амплитуд колебаний газа в сложных трубопроводных системах.

На основании электроакустической аналогии и теории подобия были разработаны критерии подобия, позволившие моделировать и рассчитывать газодинамические колебательные процессы в трубопроводных системах поршневых машин, а также оценивать вибрационное состояние деталей и узлов машин.

Трубопровод поршневой машины моделируется в виде цепочечной схемы, параметры которой определяются по линеаризованной системе уравнений [1, 5]. При моделировании граничных условий потери на местных сопротивлениях линеаризовались по средней скорости.

При расчете временные зависимости преобразуются в частотную область через преобразование Фурье:

$$\varphi(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \Phi(\omega) e^{j\omega t} d\omega, \quad (7)$$

где $\Phi(\omega)$ – преобразование Фурье функции $\varphi(t)$,

$$\Phi(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi(t) e^{-j\omega t} dt, \quad (8)$$

Если в уравнениях описывающих линейные процессы, ввести эти преобразования, то относительно функций $\Phi(\omega)$ получаются линейные алгебраические уравнения, которые достаточно удобно решать на ЭВМ.

Решение линейных уравнений для участка электрической линии конечной длины (см. рис. 1) зависит от граничных условий и может быть записано, например, в следующей форме:

$$\begin{bmatrix} U_1 \\ I_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} AB \\ CD \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_2 \\ -I_2 \end{bmatrix} = [A] \begin{bmatrix} U_2 \\ -I_2 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

Элементы матрицы передачи [A] определяются выражениями:

$$A = ch\gamma L; \quad B = Z_B sh\gamma L;$$

$$C = \frac{1}{Z_B} sh\gamma L; \quad D = ch\gamma L, \quad (10)$$

где Z_B – волновое (характеристическое) сопротивление линии,

γ – постоянная распространения,

$$Z_B = \sqrt{\frac{r + j\omega l'}{j\omega c}}, \quad (11)$$

$$\gamma = \sqrt{(r + j\omega l')j\omega c'}. \quad (12)$$

Связь между входными параметрами четырёхполюсника может быть записана в виде уравнения:

$$\begin{bmatrix} U_1 \\ a_2 \end{bmatrix} = [z] \begin{bmatrix} i_1 \\ i_2 \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} i_1 \\ i_2 \end{bmatrix} = [y] \begin{bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{bmatrix};$$

$$\begin{bmatrix} U_1 \\ i_2 \end{bmatrix} = [h] \begin{bmatrix} i_1 \\ U_2 \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Элементы матриц a, z, y, h связаны между собой простыми соотношениями и легко могут быть преобразованы друг в друга.

Кроме устройств с двумя граничными сечениями в компрессорных сетях необходимо рассматривать элементы и с большим, и с меньшим числом граничных сечений. Наиболее распространены устройства типа тройников, “четверников”, концевых сопротивлений, источников, и др., см. рис. 2. С точки зрения теории электрических цепей эти устройства могут рассматриваться как эквивалентные многополюсники: двух-, четырех-, шести-, и т.д. полюсни-

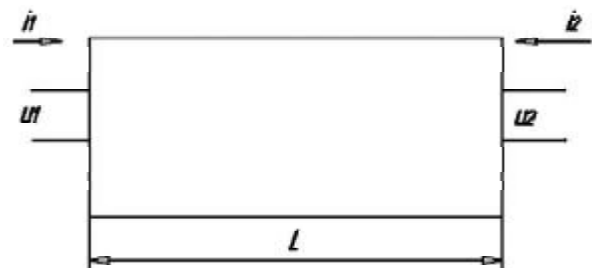


Рис. 1. Участок электрической линии конечной длины

АПРОКСИМАЦИЯ ПРОЦЕССОВ ВСАСЫВАНИЯ И НАГНЕТАНИЯ

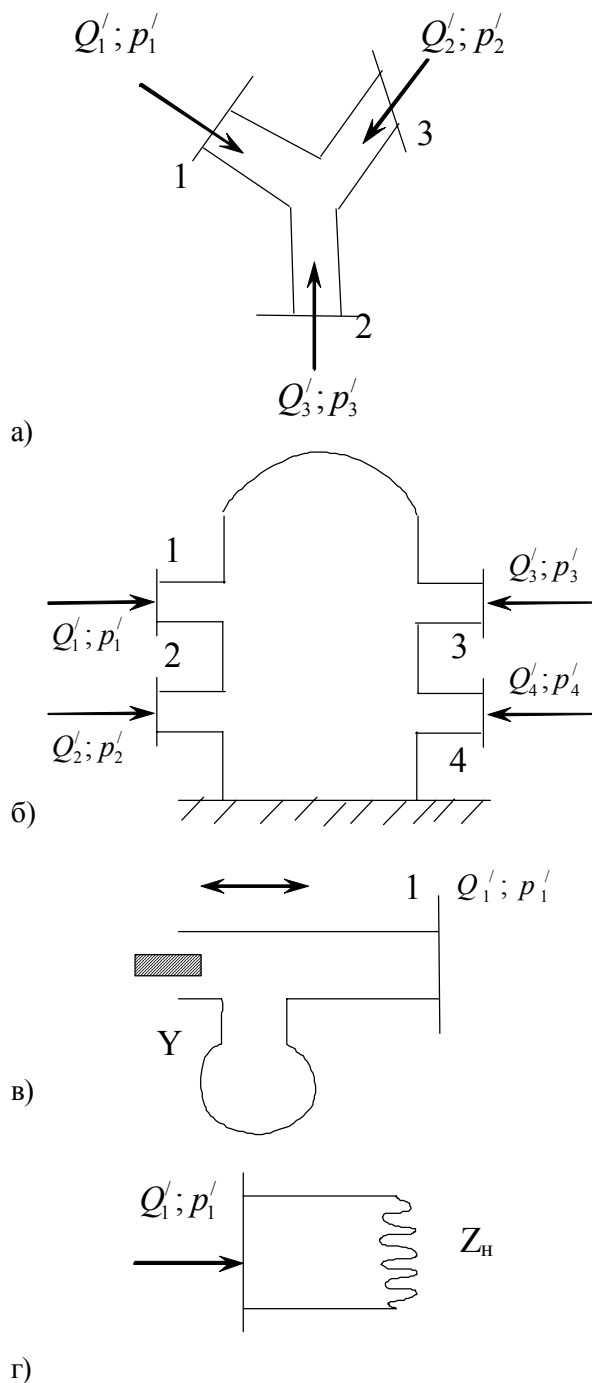


Рис. 2. Принципиальные схемы элементов поршневой машины:
а – тройник; б – четверник; в – источник; г –
концевое сопротивление.

ки. Для источников эти многополюсники являются “активными”.

Путем совместного решения системы линейных уравнений, описывающих элементы компрессорной установки, можно вычислить, как это будет показано далее, колебания давления и объемных расходов во всех сечениях компрессорной установки, а также произвести необходимые оценки динамической ситуации.

Процесс всасывания происходит во время движения поршня от верхней мертвой точки (в.м.т.) к нижней мертвой точке (н.м.т.). Сжатый в мертвом пространстве газ расширяется и давление его вначале достигает величины статического давления на впуске. Открытие впускного клапана происходит в момент, когда дополнительное разрежение в цилиндре достигает определенной величины, достаточной для создания открывающей силы. Заканчивается процесс всасывания при достижении поршнем н.м.т. Закон изменения объема цилиндра при движении поршня между верхней и нижней мертвыми точками приближенно может быть описан следующим образом:

$$V = V_0 + \frac{V_h}{2} (1 - \cos \omega_1 \cdot t) = V_0 + \frac{V_h}{2} (1 - \cos \alpha), \quad (14)$$

где $\omega_1 = 2\pi \cdot f_1$ - круговая частота, $\frac{1}{c}$;

f_1 - частота вращения кривошипного вала компрессора, об/с;

α - угол поворота кривошипа, отсчитанный от в.м.т., рад.

После в.м.т. объем цилиндра уменьшается при закрытом впускном и выпускном клапанах. Газ в цилиндре сжимается. Будем условно считать, что выпускной клапан открывается в тот момент, когда давление в цилиндре компрессора достигает величины давления нагнетания. Этот момент соответствует следующей степени изменения объема:

$$\frac{V_h + V_0}{V_{\text{нэ}}} = \varepsilon^{1/\gamma}, \quad (15)$$

где $V_{\text{сж}}$ - объем, соответствующий степени повышения давления в компрессоре ε ;

γ - показатель политропы процесса сжатия.

Подставляя значение текущего объема по формуле (14) в выражение (15), получим для угла, соответствующего окончанию процесса сжатия, следующее выражение:

$$\cos \alpha_{\text{сж}} = 1 - 2 \left(\frac{1 + a_M}{\varepsilon^{1/\gamma}} - a_M \right), \quad (16)$$

где

$$a_M = \frac{V_0}{V_h}. \quad (17)$$

Учитывая далее, что угол $\alpha_{\text{сж}}$ лежит в пределах $\pi < \alpha_{\text{сж}} < 2\pi$, имеем:

$$\alpha_{сжс} = \pi + \arccos \left[2 \left(\frac{1 + a_M}{\varepsilon^{1/\gamma}} - a_M \right) - 1 \right], \quad (18)$$

Процесс сжатия происходит от н.м.т. ($\alpha = \pi$) до угла $\alpha_{сжс}$. Процесс выталкивания газа будем считать начинающимся мгновенно от угла $\alpha_{сжс}$ до в.м.т.

Аналогично угол открытия впускного клапана $\alpha_{вн}$ определяется степенью расширения газа из мертвого пространства объемом V_0 . При этом

$$\frac{V}{V_0} = \varepsilon^{1/\gamma}, \quad (19)$$

или

$$a_M + 0,5(1 - \cos \alpha_{вн}) = \varepsilon^{1/\gamma}. \quad (20)$$

Далее имеем:

$$\cos \alpha_{вн} = 1 - 2a_M (\varepsilon^{1/\gamma} - 1) \quad (21)$$

и

$$\alpha_{вн} = \arccos [1 - 2a_M (\varepsilon^{1/\gamma} - 1)]. \quad (22)$$

ОСОБЕННОСТИ АНАЛИТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ И ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ, ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН ПРИ НАЛИЧИИ АКТИВНОГО КОМПЕНСИРУЮЩЕГО ИСТОЧНИКА

Рассмотрим активную компенсацию при одномерном распространении газового потока в газоваде поршневой машины, основанную на интерференции звуковых полей. При этом будем использовать плоский монополюсный источник звука как основной элемент активной компенсации. Активная компенсация звука и вибрации в газовадах обычно осуществляется путём использования громкоговорителя или другого компенсирующего источника звука, и он, как правило, установлен на одной из стенок газовада.

Если мы ограничимся частотами меньшими, чем частота “среза” первой поперечной моды, то громкоговоритель в стенке канала будет генерировать плоские волны, распространяющиеся по каналу, и только в области, непосредственно близкой к громкоговорителю, будут генерироваться моды более высоких порядков. Эти моды образуют ближнее поле громкоговорителя.

Плоский источник представим в виде двух безмассовых поршней, разделённых бесконечно малым расстоянием. Эти поршни при поступлении колеблющегося объёма газа колеблются отдельно. При поступлении газовой воздушной пото-

ка два безмассовых поршня располагаются раздельно, а когда поток выходит из газовада, то они соединяются вместе. Допустим, что поршни, включающие плоский источник, размещены в позиции y , где y обозначает позицию координаты вдоль оси x (и не используется для координатной оси, ортогональной оси x). Обозначим как $U(y_+)$ комплексную скорость в положительном направлении x с правой стороны поршня.

Комплексные колебания давления и скорости, возникающие в бесконечном канале, могут быть записаны как

$$\begin{cases} p(x) = \rho_0 \cdot c_0 \cdot U(y_+) \cdot e^{-jk(x-y)}; \\ u(x) = U(y_+) \cdot e^{-jk(x-y)}, \end{cases} \quad (23)$$

где $x > y$.

Для области, где волны распространяются далее за источником, комплексные давления и скорости могут быть записаны как:

$$\begin{cases} p(x) = \rho_0 \cdot c_0 \cdot U(y_-) \cdot e^{-jk(x-y)}; \\ u(x) = U(y_-) \cdot e^{-jk(x-y)}, \end{cases} \quad (24)$$

где $x > y$;

$U(y_-)$ – комплексная скорость в положительном направлении x с левой стороны поршня.

Заметим, что положительная величина $U(y_-)$ связана с отрицательной величиной давления, то есть движения поршня с левой стороны в положительном направлении генерируют идущие по направлению распространения разрежения.

Допустим далее, что плоский монополюсный источник (первичный источник) полностью открыт для любого падающего звукового излучения; так как гипотетические поршни объединяют источник, не имеющий массы, они могут двигаться непосредственно с колебаниями скорости частиц, связанными с каким-либо другим распространением волны вдоль канала.

Будем считать, что объёмный поток, проходящий между двумя поршнями, не зависит от давления, производимого этими поршнями. Это означает, что громкоговоритель, моделируемый с помощью плосковолнового источника, имеет бесконечный внутренний акустический импеданс.

Упрощённую запись выражений для комплексного давления, генерируемого источником, можно получить при допущении, что $x = y$, так как давление постоянно вдоль источника. Тогда из уравнений (23) и (24) следует, что

$$p(y) = \rho_0 \cdot c_0 \cdot U(y_+) = -\rho_0 \cdot c_0 \cdot U(y_-). \quad (25)$$

Таким образом, можно получить, что $U(y_+) = -U(y_-)$, и если мы обозначим $q(y)$ как объёмную скорость, вносимую в канал источником излучения, то мы можем записать следующее выражение:

$$U(y_+) = -U(y_-) = q(y) / 2S, \quad (26)$$

где S - площадь поперечного сечения в канале.

Общее давление может быть записано в форме:

$$p(x) = q(y) \frac{\rho_0 \cdot c_0 \cdot e^{-jk|x-y|}}{2S}. \quad (27)$$

Это выражение связывает комплексное давление, производимое в данном положении x , с объёмной скоростью источника $q(y)$ в данном положении y . Так как величина колебаний давления явно связана с величиной колебаний объёмной скорости, то будем рассматривать величину $q(y)$ как комплексную силу источника плоской монополи.

Допустим, что первичный монополярный источник силой q_p помещён против направления распространения на расстояние $x = 0$, а компенсирующий плоский монополярный источник силой q_s – против направления распространения на расстояние $x = L$, причём оба источника расположены в бесконечном канале. Комплексное давление, производимое двумя источниками, действующими независимо, может быть записано как

$$p_p(x) = \frac{\rho_0 c_0}{2S} q_p \cdot e^{-jk|x|}, \quad (28)$$

$$p_s(x) = \frac{\rho_0 c_0}{2S} q_s \cdot e^{-jk|x-L|}. \quad (29)$$

Согласно принципам линейности и суперпозиции можно сложить колебания давлений первичного и вторичного источников и получить результирующее давление как их сумму. Иначе говоря, должно выполняться соотношение

$$\frac{\rho_0 \cdot c_0}{2S} q_p \cdot e^{-jkx} + \frac{\rho_0 \cdot c_0}{2S} q_s \cdot e^{-jk|x-L|} = 0, x \geq L. \quad (30)$$

Из этого выражения видно, что величина результирующего звукового давления будет определяться результатом сложения, или интерференцией, величин и фаз звуковых давлений первичного и вторичного источников при их распространении в заданном пространстве (в нашем случае в газовой поршневой машины).

Из уравнения (30) следует, что можно подобрать такие амплитудно-частотные характеристики вторичного источника, что можно получить как эффект усиления, так и ослабления колебаний потока газа при интерференции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе показано, что расчет газодинамических колебательных процессов в трубопроводных системах поршневых машин и оценка вибрационного состояния деталей и узлов машин, осо-

бенно в области низких частот, могут быть достаточно эффективно осуществлены с использованием аналитических методов. Путем совместного решения системы линейных уравнений, описывающих элементы поршневой машины, можно вычислить колебания давления и объёмных расходов во всех сечениях газовой поршневой машины, а также произвести необходимые оценки динамической ситуации.

Описан принцип аналитического моделирования основных элементов газодинамических систем поршневых машин. Показана аппроксимация процессов всасывания и нагнетания, приведены принципиальные схемы элементов поршневой машины.

Описаны особенности аналитического моделирования и оценки вибрационного состояния трубопроводных систем, деталей и узлов поршневых машин при наличии активного компенсирующего источника.

С использованием разработанных аналитических и расчетных моделей произведены расчет колебательных процессов в системах газообмена поршневых машин и оценка вибрационного состояния трубопроводных систем, деталей и узлов поршневых машин различных типов [1, 2, 6, 7].

Работа выполнена при поддержке гранта по ведущим научным школам РФ 2008-2009 гг. (НШ-4245.2008.8) и в рамках программы “Развитие научного потенциала Высшей школы” Минобрнауки РФ

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Васильев А.В.* Снижение низкочастотного шума и вибрации в газоваздушных энергетических установках с использованием метода активной компенсации: Монография - СПб, издательство Санкт-Петербургского политехнического университета, 2004. – 294 с.
2. *Васильев А.В., Чернов Н.С.* Методы повышения вибрационной безопасности при эксплуатации силовых установок // В сб. трудов первой международной научно-технической конференции “Экология и безопасность жизнедеятельности промышленно-транспортных комплексов”, г. Тольятти, 11-14 сентября 2003, с. 288-292.
3. *Васильев А.В.* Особенности снижения вибрации трубопроводов низкооборотных поршневых компрессоров // В сб. трудов международной научно-технической конференции “Актуальные проблемы надёжности технологических, энергетических и транспортных машин”, посвященной 90-летию Самарского государственного технического университета, г. Самара, 25-27 ноября 2003 г. М.: Машиностроение. Т.1, с. 112-119.
4. *Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П., Платонов А.Г.* Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. Л., Машиностроение, 1972. 224 с.
5. *Владиславлев А.С., Козобков А.А., Малышев В.А., Мессерман А.С., Писаревский В.М.* Трубопроводы поршневых компрессорных машин. - М.: Машино-

- строение, 1972. - 288 с.
6. Vassiliev A.V., Starobinski R.N., Ryabov V.M. Piston machine pipelines vibration attenuation using compact low-frequency pulsations damper - Proc. of "Inter-Noise 97" International Congress, Budapest, Hungary, August 1997, volume 2, pp.639-642.
7. Vassiliev A.V., Iliazov E.K., Mokrinski A.V. Investigations of piston compressor pipelines reduction. Proc. of 8th International Congress on Sound and Vibration, Hong Kong, China, July 4-6, 2001, Volume 5, p. 2827-2834.

**INVESTIGATION AND ESTIMATION OF VIBRATION STATE
OF PIPELINE SYSTEMS, PARTS AND UNITS OF PISTON MACHINES
ON THE BASIS OF ANALYTICAL MODELING**

© 2009 A.V. Vasilyev¹, A.I. Gleizer¹, B.M. Dmitriev², A.M. Abakumov³

¹ Togliatti State University

² Ulyanovsk State Technical University

³ Samara State Technical University

Principle of analytical modeling of the main elements of gas-guide systems of piston machines have been described. Approximation of suction and pumping processes have been shown. Peculiarities of analytical modeling and estimation of vibration state of pipelines systems, parts and units of piston machines taking to account active compensating sources have been shown.

Key words: parts, units, pipelines systems, piston machines, technical condition, analytical modeling

Andrey Vasilyev, Doctor of Technics, Professor, Director of the Institute of Chemistry and Environmental Engineering of Togliatti State University. E-mail: avassil62@mail.ru.

Abraam Gleizer, Doctor of Technics, Professor, E-mail: NIL9@tltsu.ru.

Vladimir Dmitriev, Doctor of Technics, Associate Professor, Head of Department. E-mail: eapu@ulstu.ru.

Alexander Abakumov, Doctor of Technics, Professor, Head of Department. E-mail: em@samgtu.ru.