

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ АКУСТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Логвинов Н.Г., докт. техн. наук, проф.

Донецкий технический государственный университет

Изложен метод расчётного определения параметров всасывающей системы поршневого компрессора, позволяющей при настройке на резонансный режим повысить производительность компрессора.

The method of computational definition of parameters of a sucking system of a piston compressor is set up. The system allows at set-up with a resonant mode to increase productivity of the air engine.

Акустическая система, установленная на всасывающем патрубке поршневого компрессора, при надлежаще выбранных параметрах и определённой настройке способствует возникновению резонансных колебаний во всасывающих трубах поршневых компрессоров. При этом давление всасывания как во всасывающем патрубке, так и в цилиндре компрессора будет либо больше, либо меньше того давления, которое бывает при нерезонансных условиях.

Величина давления, обусловленная резонансом, зависит от фазы резонансных колебаний. Если фаза колебаний такова, что давление относительно нерезонансного режима отрицательно, то давление всасывания во всасывающем патрубке и в цилиндре будет уменьшаться, что приведёт к уменьшению производительности компрессора. Наоборот, если фаза резонансных колебаний будет такой, что давление всасывания положительно относительно нерезонансных условий, то производительность компрессора увеличится.

Это обстоятельство может быть использовано для повышения производительности машины при любом ее режиме работы вообще, и в процессе регулирования в частности. В случае, например, применения ступенчатого регулирования производительности компрессора, как основного вида, акустическая система может применяться как вспомогательное средство, обеспечивающее тонкое регулирование между ступенями. В совокупности, таким образом, со ступенчатым регулированием резонансная система на всасывающей стороне практически может обеспечить плавное регулирование производительности компрессора, или во всяком случае, значительно расширить пределы регулирования между ступенями.

С целью определения основных параметров расчета всасывающей системы и выяснения целесообразности применения акустического наддува, проанализируем работу простейшей системы (рис. 1).

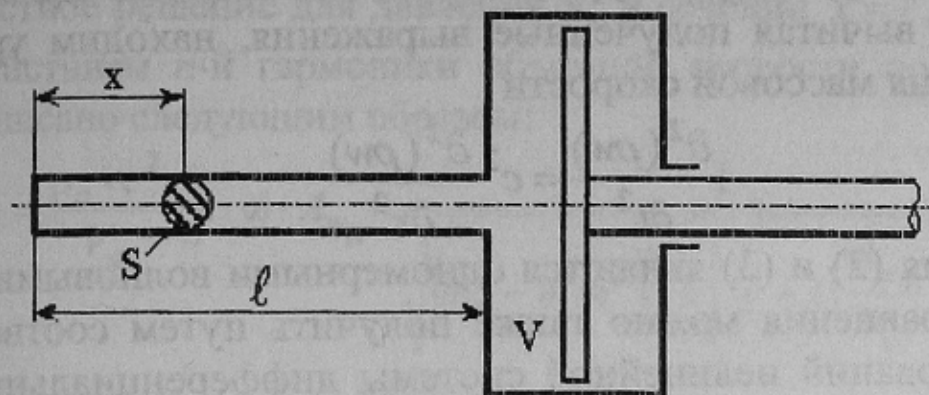


Рисунок 1 - Расчётная схема всасывающей системы поршневого компрессора

Предполагаем, что всасывающая система состоит из отрезка трубы длиной l с одним открытым концом и другим, подключенным к цилиндру компрессора. Объем полости цилиндра периодически изменяется. Начало координат выберем на открытом конце, направив ось отсчета по геометрической оси трубы к цилиндру. Расчет будем вести по средним в сечении трубы скоростям. Движение воздуха в трубе будем считать одномерным, т.е. скорость w , давление P , плотность ρ , температура T являются функциями абсциссы x и времени t .

Под действием возмущающих периодических движений поршня во всасывающей системе возникнут вынужденные колебания.

Учитывая незначительное гидравлическое сопротивление всасывающей системы, данную задачу можно решить на основе дифференциальных уравнений неустановившегося движения [1], отбрасывая в них без большой погрешности член с затуханием и приводя тем самым к более простому виду:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} \\ -\frac{\partial p}{\partial t} &= c^2 \cdot \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Дифференцируя обе части первого уравнения системы (1) по x , а второго по t и умножая первое уравнение на c^2 , вычтем почленно одно уравнение из другого. В результате этих преобразований получим:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (2)$$

Дифференцируя первое уравнение системы (1) по t , а второе по x и почленно вычитая полученные выражения, находим уравнение для определения массовой скорости

$$\frac{\partial^2 (\rho w)}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 (\rho w)}{\partial x^2} \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3) являются одномерными волновыми уравнениями. Эти уравнения можно также получить путем соответствующих преобразований нелинейной системы дифференциальных уравнений Эйлера динамики идеального газа и неразрывности (линеаризация на основе отбрасывания малых второго и высших порядков, см. например [2]). Принимаем уравнения (2) и (3) в качестве исходных для анализа работы всасывающей системы. Поправку на трение будем производить, пользуясь формулой Дарси-Вейсбаха.

Применение линеаризованных уравнений для исследования колебаний давления и массовой скорости во всасывающих системах поршневых компрессоров приводит к приближенному решению, вследствие достаточно больших перепадов давления при колебаниях. Более удобно применять эти уравнения для исследования малых колебаний. Так, например, А.А.Эйхенвальд при рассмотрении акустических волн большой амплитуды, которые, однако, относятся к малым колебаниям, пользуется именно такими уравнениями [3, стр. 170]. Однако, многие исследователи (В.А. Боднер [4], Л.И. Инзель [5], Д.Я. Табачников [6] и др.) пользуются волновыми уравнениями для изучения колебания давления во всасывающих системах двигателей внутреннего сгорания, где, как показывают опыты, колебания достигают 0,3 и даже 0,5 ат.

Работы, проведенные по изучению колебаний давления во всасывающих системах двигателей внутреннего сгорания целым рядом исследователей, не учитывают влияние переменного объема цилиндров, если не считать работы В.А. Боднера [4]. Учитывая значительное влияние этого объема на частоту собственных колебаний всасывающей системы, будем следовать в формулировании граничных условий и решении задачи методике, предложенной В.А. Боднером.

Общее решение волнового уравнения (2) для давления во всасывающей системе может быть найдено по методу Фурье и записано в следующем виде:

$$p(x,t) = p_1(t) \cdot x_1(x) = (A_1 \cdot \cos(cqt) + B_1 \cdot \sin(cqt)) * (C_1 \cdot \cos(gx) + D_1 \cdot \sin(gx)) \quad (4)$$

Частное решение для давления P_n в сечении $x = l$, обусловленного действием n -й гармоники объемной скорости поршня, может быть записано следующим образом:

$$P_n = \frac{\rho_o \cdot c^2}{V_o} \cdot n \cdot \omega \cdot A_{w_n} \cdot \frac{1}{\sqrt{(\omega_o^2 - n^2 \omega^2)^2 + \left[(k+1) \frac{A_{w_0}}{V_o} \cdot n \omega \right]^2}} * \cos(n\omega \cdot t + \varphi_n) \quad (5)$$

где ρ_o – среднее значение плотности; V_o – одно из переменных значений объема воздуха в цилиндре, при котором имеет место усредненная плотность; ω_o – средняя частота собственных колебаний массы воздуха, заключенной во всасывающей системе; ω – возмущающая частота; A_{w_n} – амплитуда n -й гармоники объемной скорости поршня; φ_n – фаза n -й гармоники.

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{\omega_o^2 - n^2 \cdot \omega^2}{(k+1) \frac{A_{w_0}}{\omega_o} \cdot n \cdot \omega} \quad (6)$$

Суммарное колебание давления у всасывающего клапана, вызванное действием всех гармоник возмущающей функции, можно определить на основании принципа суперпозиции суммированием бесконечного ряда значений P_n , т.е. вместо выражения (5), получим:

$$P = \frac{\rho_o \cdot c^2}{V_o} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n \cdot \omega \cdot A_{w_n}}{\sqrt{(\omega_o^2 - n^2 \omega^2)^2 + \left[(k+1) \frac{A_{w_0}}{V_o} \cdot n \omega \right]^2}} \cdot \cos(n\omega \cdot t + \varphi_n) \quad (7)$$

При определении значения P по формуле (7) для практических целей часто может быть достаточным ограничиться первыми гармониками.

Квадрат собственной частоты всасывающей системы компрессора определяется выражением

$$\omega_o^2 = \frac{S c \omega_o}{V_o} \cdot \operatorname{ctg} \frac{\omega_o l}{c}, \quad (8)$$

где S – площадь сечения всасывающего трубопровода

$$\text{или} \quad \text{ctg} \frac{\omega_o l}{c} = \frac{\omega_o}{c} \cdot \frac{V_o}{S} \quad (9)$$

Из этого уравнения можно определить собственную частоту всасывающей системы, например, графическим решением. Полагая в этом уравнении $V_o = 0$, получим выражение для определения собственных частот трубы, открытой с одного конца, а именно:

$$\text{ctg} \frac{\omega_o l}{c} = 0 \quad (10)$$

Для коротких труб или низких частот, когда $\frac{\omega_o l}{c} \ll 1$, после разложения $\text{ctg} \frac{\omega_o l}{c}$ в ряд, получаем

$$\text{ctg} \frac{\omega_o \cdot l}{c} \approx \frac{c}{\omega_o l} \quad (11)$$

так как

$$\text{ctgz} = \frac{1}{z} - \frac{1}{3}z - \frac{1}{45}z^3 - \dots \quad (12)$$

и при $z \leq 0.366$ радиан (21°) ошибка от ограничения ряда только первым членом не превышает 5 %.

Подставляя выражение (11) в (9), имеем:

$$\frac{c}{\omega_o l} = \frac{\omega_o}{c} \cdot \frac{V_o}{S}$$

откуда

$$\omega_o = c \cdot \sqrt{\frac{S}{V_o l}} \quad (13)$$

т.е. собственная частота всасывающей системы подсчитывается как у резонатора.

На основании уравнения (7) можно определить значение давления у впускного клапана в момент резонанса любой гармоники объемной скорости поршня с частотой собственных колебаний всасывающей системы. Резонансные колебания обусловлены равенством

$$n\omega = \omega_o \quad (14)$$

Тогда из уравнения (6) следует, что

$$\varphi_n = n\pi, \quad (15)$$

а из уравнения (5) с учетом выражений (14) и (15) имеем

$$P_n = \frac{\rho_o c^2}{V_o} \cdot \frac{n\omega A_{wn}}{(k+1) \frac{A\omega_o}{V_o} \cdot n\omega} \cdot \cos(n\omega \cdot t + n\pi) =$$

$$= -\frac{\rho_o c^2}{(k+1)} \cdot \frac{A_{wn}}{A_{w0}} \cdot \cos n\omega \cdot t \quad (16)$$

Из этого уравнения следует, что давление в момент резонанса имеет конечное значение.

Если все факторы, характеризующие условия всасывания, считать неизменными, кроме давления, то наилучшее наполнение цилиндра компрессора будет в этом случае, когда давление в цилиндре к концу хода всасывания будет наибольшим. Увеличение давления в конце хода всасывания связано с увеличением плотности воздуха, а значит и массовой производительностью компрессора, хотя производительность, исчисляемая по объему засасываемого воздуха, остается неизменной.

Давление в цилиндре в конце периода всасывания можно повысить с помощью колебаний. Для этого нужно соответствующим образом подобрать фазу колебаний. Наибольшие колебания будут при резонансе. Исходя из этого и нужно выбирать параметры всасывающей системы, учитывая при этом число оборотов компрессора и число всасывающих полостей.

Однако, как уже отмечалось, не всякие резонансные колебания улучшают наполнение цилиндра воздухом при всасывании. Некоторые колебания, как показывают исследования с двигателями внутреннего сгорания [4], даже ухудшают наполнение цилиндра.

Поэтому необходимо установить, какая гармоника функции возмущения повышает коэффициент всасывания компрессора, который как известно [7], определяется выражением

$$\lambda_B = \frac{V_S}{V_{порш.}} = \frac{P_B}{P_{нач.}} \cdot \frac{T_{нач.}}{T_B} \left[1 - \varepsilon_0 \left(V \cdot \varepsilon_n^{\frac{1}{n}-1} \right) \right] \quad (17)$$

где V_S – объем воздуха, засасываемого за один ход и взятого при начальных параметрах $P_{нач.}$ и $T_{нач.}$ состояния газа перед входом в цилиндр компрессора;

$V_{порш.}$ – объем, описываемый поршнем за один ход;

P_B и T_B – давление и температура в конце всасывания;

$\varepsilon_0 = \frac{V_{BP}}{V}$ – относительная величина вредного пространства;

ε – степень сжатия воздуха в рассматриваемой полости цилиндра;

P_n – давление нагнетания; n – показатель политропы;

$V = \frac{T_B}{T_{расш.}}$ – отношение температур конца всасывания – T_B и

конца расширения – $T_{расш.}$, называемое температурным коэффициентом.

Исходя из существующих типов рудничных поршневых компрессоров, ограничимся в дальнейшем рассмотрением случаев, когда к одной всасывающей трубе подключено не более двух цилиндров двойного действия или четырех цилиндров простого действия.

Для упомянутых типов компрессоров относительное изменение коэффициента всасывания при резонансе определяется выражением

$$K_{\lambda \cdot \text{в. резон. относит.}} = 1 - \frac{(k - z^2 n^2)}{2(r + 1)} \cdot \frac{A_{wn}^2}{A_{w0}^2} \quad (18)$$

где z – число всасывающих полостей в цилиндрах, присоединенных ко всасывающей системе, $n = 1, 2, 3, \dots$

Из формулы (18) следует, что при $k > z^2 n^2$ наполнение цилиндра будет меньше, чем при отсутствии колебаний ($K_{\lambda \cdot \text{в. резон. относит.}} < 1$); при $k < z^2 n^2$ – больше, чем при отсутствии колебаний и коэффициент всасывания компрессора будет увеличиваться ($K_{\lambda \cdot \text{в. резон. относит.}} > 1$). Для компрессора, имеющего на первой ступени один цилиндр простого действия ($z=1$), наполнение цилиндра улучшается, начиная со второй резонансной гармоники всасывания (так как при $n=1$, $k = 1.4 > z^2 n^2 = 1^2 \cdot 1^2 = 1$, а при $n=2$ $k = 1.4 < z^2 n^2 = 1^2 \cdot 2^2 = 4$). Для компрессора, имеющего на первой ступени один цилиндр двойного действия ($z=2$), коэффициент всасывания компрессора улучшается уже с первой резонансной гармоники.

Таким образом, выражение (18) дает возможность определить относительное изменение коэффициента всасывания компрессора, характеризующее дополнительную массу воздуха, входящую или выходящую из цилиндра компрессора в период всасывания при резонансе. Причем значение $K_{\lambda \cdot \text{в. резон. относит.}}$ определяется только парамет-

рами компрессора (числом действующих полостей низкого давления, порядком гармоник, величинами определяющими скорость поршня).

Абсолютное значение коэффициента всасывания компрессора при режиме колебаний и резонансном режиме в частности, могут быть получены из обычных аналитических выражений для этих коэффициентов, однако с учетом давления всасывания, определяемого соответственно выражениями (7) и (5). При резонансном режиме абсолютное значение коэффициента всасывания можно также определить умножением выражения (17) на (18), т.е.

$$\lambda_{в.резон.} = K_{\lambda_{рез.}} \cdot \lambda_{B_0} \quad (19)$$

отн. абс

В таблице 1 приведены расчетные данные основных параметров акустической системы, предназначенной для установки на всасывающем патрубке двухступенчатого поршневого компрессора двойного действия Пензенского компрессорного завода (ПКЗ) $Q = 100 \text{ м}^3/\text{мин}$, $n = 167 \text{ об/мин}$.

Таблица 1 – Расчётные данные основных параметров акустической системы

ПКЗ(2ВГ), $n = 167 \text{ об/мин}$, $z=2$, $\omega_o = 35 \text{ сек}^{-1}$, $S = \pi R^2 = 3,14 \cdot 0,15^2 = 0,0707 \text{ м}^2$						
V_o	$D_1 = 300 \text{ мм}, T_1 = 243^\circ,$ $C_1 = 313 \text{ м/сек}$			$D_2 = 300 \text{ мм}, T_2 = 308^\circ,$ $C_2 = 352 \text{ м/сек}$		
	$\text{ctg} \frac{\omega_o \cdot l_1}{c_1}$	$\frac{\omega_o \cdot l_1}{c_1}$	$l_1(\text{м})$	$\text{ctg} \frac{\omega_o \cdot l_2}{c_2}$	$\frac{\omega_o \cdot l_2}{c_2}$	$l_2(\text{м})$
0,10	0,158	1,412	12,65	0,141	1,430	14,40
0,20	0,316	1,262	11,30	0,261	1,295	13,00
0,30	0,474	1,130	10,12	0,422	1,172	11,80

Длина всасывающей трубы определялась по формуле (9) в зависимости от объема V_o , который может быть установлен непосредственно перед входом в цилиндр. Например, объем надклапанной входной камеры или дополнительной камеры с регулируемым объемом полости, предусмотренной для тонкой настройки системы на резонанс. Учитывая изменение температуры атмосферного воздуха в различные времена года, расчет выполнялся для двух значений температур: $t_{1\text{мин}} = -30^\circ\text{C}$ и $t_{1\text{макс}} = 35^\circ\text{C}$. Диаметр всасывающего трубопровода

D_1 , в данном варианте расчета принят равным 300 мм. Система рассчитывалась на резонанс с первой гармоникой.

Рассмотрим конкретный пример определения увеличения коэффициента всасывания при резонансе. Графики изменения объема всасывающей полости цилиндра и объемной скорости поршня первой ступени рассматриваемого компрессора (для любого другого компрессора аналогичной конструкции) и соответствующие им разложения в ряд Фурье представлены на нижеследующем рисунке (рис. 2).

Относительное увеличение коэффициента всасывания при резонансе на первой, второй и третьей гармониках определим по формуле (18). Подставляя в нее соответствующие амплитудные значения гармоник (рис. 2), имеем:

$$K_{\lambda_{в.рез.отн.}(I)} = \frac{\lambda_{в.рез.I}}{\lambda_{в.о.абс}} = 1 - \frac{(1,4 - 2^2 \cdot 1) \cdot 0,424^2}{2 \cdot (1,4 + 1) \cdot 0,637^2} = 1,240,$$

$$K_{\lambda_{в.рез.отн.}(II)} = 1 - \frac{(1,4 - 2^2 \cdot 2^2) \cdot 0,085^2}{2 \cdot (1,4 + 1) \cdot 0,637^2} = 1,054,$$

$$K_{\lambda_{в.рез.отн.}(III)} = 1 - \frac{(1,4 - 2^2 \cdot 3^2) \cdot 0,035^2}{2 \cdot (1,4 + 1) \cdot 0,637^2} = 1,021,$$

т.е. расчетное увеличение производительности компрессора без учета гидравлических сопротивлений и демпфирующего действия воздушной камеры [8] при резонансе на первой, второй и третьей гармониках соответственно составит 24,00; 5,40 и 2,10 % по сравнению со стационарным режимом. С учетом же упомянутых факторов расчетное увеличение коэффициента всасывания компрессора соответственно составит 15,00; 2,62 и 0,40%.

Экспериментальное увеличение массовой производительности компрессора при резонансе возмущающей частоты машины с первой собственной частотой всасывающей системы составляет по данным исследований С.А. Хачатуряна [9] 12 %, что достаточно близко к приведенной расчетной величине 15 %.

При затруднениях, встречающихся при точном аналитическом разложении функции $V = f_1(t)$ и $V = f_2(t)$ в ряд Фурье, удовлетворительные результаты для определения амплитуд гармоник дает приближенный анализ. Так, для рассмотренного примера приближенный численный анализ по 12 ординатам дает:

$$A_{w_0} = 0.633; \quad A_{w_1} = 0.432; \quad A_{w_2} = 0.092; \quad A_{w_3} = 0.045.$$

Точное аналитическое представление функции $\dot{V} = f(t)$ в виде бесконечного тригонометрического ряда приводит (рис. 2), к следующим значениям этих же величин:

$$A_{w_0} = 0.637; \quad A_{w_1} = 0.424; \quad A_{w_2} = 0.085; \quad A_{w_3} = 0.035.$$

В связи с приближенным формулированием и решением задачи об акустических методах повышения производительности поршневых компрессоров, изложенные аналитические результаты нуждаются в более детальной экспериментальной проверке. Чем это сделано до настоящего времени.

$$V = f_1(t) \approx A_V - \frac{4A_V}{\pi} \left(\frac{2 \sin(\omega \cdot t)}{1.3} + \frac{4 \sin(2\omega \cdot t)}{3.5} + \frac{6 \sin(3\omega \cdot t)}{5.7} + \dots \right)$$

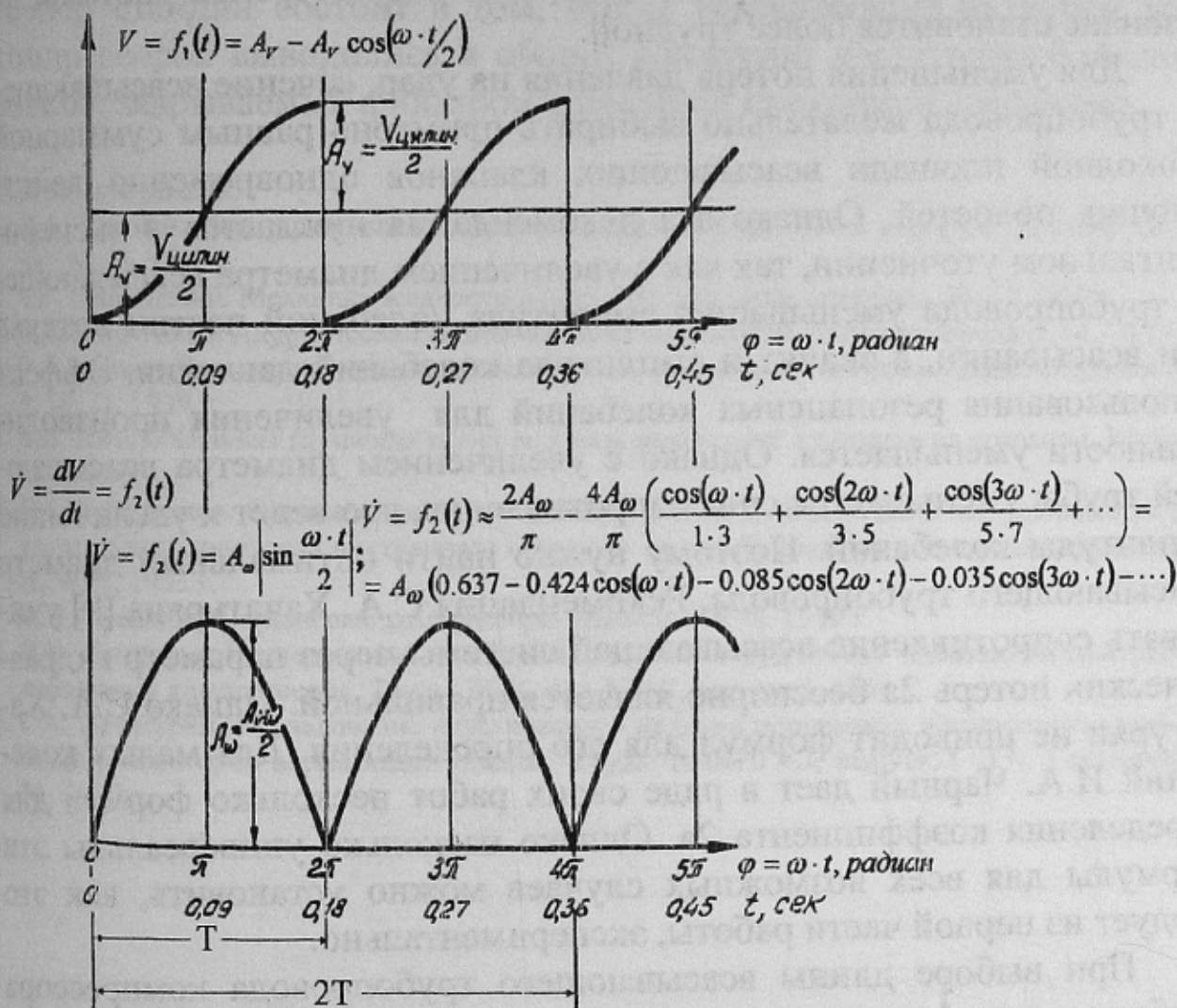


Рисунок 2 - График изменения объема всасывающей полости цилиндра и объемной скорости поршня первой ступени компрессора ПКЗ и соответствующие им разложения в ряд Фурье, где T – период возмущения; $2T$ – время одного оборота вала компрессора.

Однако, качественную сторону резонансных явлений во всасывающей системе поршневых компрессоров они определенным образом объясняют.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Акустические методы повышения производительности, основанные в частности на выборе длины всасывающей трубы, отличаются простотой технического исполнения.

Наибольшее влияние на колебания и резонанс оказывают гармоники низших порядков. Поэтому всасывающую систему необходимо проектировать на резонанс с гармоникой, которая начинает давать первое положительное изменение коэффициента всасывания компрессора. При более высоких гармониках настройка системы на резонанс становится более трудной.

Для уменьшения потерь давления на удар, сечение всасывающего трубопровода желательно выбирать примерно равным суммарной проходной площади всасывающих клапанов одновременно действующих полостей. Однако эта рекомендация нуждается в экспериментальном уточнении, так как с увеличением диаметра всасывающего трубопровода уменьшается амплитуда колебаний частиц воздуха при всасывании, а значит и амплитуда колебаний давления. Эффект использования резонансных колебаний для увеличения производительности уменьшается. Однако с увеличением диаметра всасывающей трубы уменьшается сила сопротивления, что ведет к увеличению амплитуды колебаний. Поэтому нужно найти оптимальный диаметр всасывающего трубопровода. Рекомендация С.А. Хачатуряна [9] учитывать сопротивление всасывающей системы через параметр гидравлических потерь $2a$ бесспорно является правильной. Однако С.А. Хачатурян не приводит формул для его определения. Для малых колебаний И.А. Чарный дает в ряде своих работ несколько формул для определения коэффициента $2a$. Однако насколько универсальны эти формулы для всех возможных случаев можно установить, как это следует из первой части работы, экспериментально.

При выборе длины всасывающего трубопровода компрессора необходимо учитывать изменение температуры засасываемого воздуха, зависящее от времени года. Расчет упомянутой длины необходимо вести по максимальной и минимальной температуре атмосферного воздуха за год.

Для тонкой настройки на резонанс нужно во всасывающей системе предусматривать специальную переменную емкость, например, в виде цилиндра и поршня.

Величина емкости для настройки должна несколько превышать (в 1,2 -- 1,3 раза) разность между максимальным и минимальным значениями объема V_0 , которые соответствуют данной длине всасывающей трубы и работе ее при наиболее высокой и низкой температуре атмосферного воздуха.

Соппротивление фильтра, с целью уменьшения сглаживающего влияния на колебания давления во всасывающей трубе, необходимо выбирать минимальным.

Один из вариантов устройства всасывающей системы компрессорной станции состоит в том, чтобы всасывающие патрубки всех компрессоров выводились в общий коллектор достаточно большого объема, закрываемый фильтром с большой проходной площадью.

Список источников:

1. И.А. Чарный. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. Гостехнтеориздат. М.-Л. 1951 г.
2. Л.Г. Лойцянский. Механика жидкости и газа. Гос. изд. техн. теор. лит. М.-Л. 1950 г.
3. А.А.Эйхенвальд. Акустические волны большой амплитуды. Гостехнтеориздат. М.-Л. 1956.
4. В.А.Боднер. Повышение мощности двигателей внутреннего сгорания. Дизелестроение, № 9, 10, 11, 1939 г.
5. Л.И. Инзель Основы глушения шума выхлопа двигателей внутреннего сгорания. Машгиз, М. 1949 г.
6. Д.Я. Табачников. Определение возмущающей функции, создаваемой выпускными газами двухтактного двигателя внутреннего сгорания. Труды Таллинского политехн. инст., серия А, № 47, 1953 г.
7. М.И. Френкель. Поршневые компрессоры. Машгиз. М.-Л. 1949 г.
8. Н.Г. Логвинов. Исследование колебаний давления в рудничной пневмосети при работе поршневых компрессоров. Труды ДПИ, том XXVI, выпуск 5, 1958 г.
9. С.А. Хачатурян. Исследование акустического надува поршневых компрессоров при помощи резонаторов переменного объема. Труды ВНИИГАЗ, выпуск 5 (13), Гостопиздат, М., 1949 г.