

*к.т.н. Рутковский Ю.А.,  
к.т.н. Рутковский А.Ю.  
(ДонГТУ, г.Алчевск, Украина)*

### **ВЛИЯНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ И ДРОССЕЛЬНЫХ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ВСАСЫВАНИИ НА НАПОЛНЕНИЕ ГАЗОМ ЦИЛИНДРА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА**

*Досліджено вплив коливань тиску газу у всмоктувальних системах поршневих компресорів на зміну тиску в циліндрі при всмоктуванні з урахуванням гідравлічного опору всмоктувальних клапанів. Отримано безрозмірні характеристики зміни тиску в циліндрі в режимах резонансної інтенсифікації поршневого компресора. Наводиться зіставлення теоретичних величин з експериментальними значеннями відносних втрат тиску в процесах всмоктування в поршневому компресорі з циліндрами двосторонньої дії.*

**Ключові слова:** *поршневий компресор, відносні втрати тиску, коливання тиску, всмоктуючий клапан, резонанс, модель ідеального компресора.*

*Исследовано влияние колебаний давления газа во всасывающих системах поршневых компрессоров на изменение давления в цилиндре при всасывании с учетом гидравлического сопротивления всасывающих клапанов. Получены безразмерные характеристики изменения давления в цилиндре в режимах резонансной интенсификации поршневого компрессора. Приводится сопоставление теоретических величин с экспериментальными значениями относительных потерь давления в процессах всасывания в поршневом компрессоре с цилиндрами двухстороннего действия.*

**Ключевые слова:** *поршневой компрессор, относительные потери давления, колебания давления, всасывающий клапан, резонанс, модель идеального компрессора.*

В современных поршневых компрессорах в большинстве случаев применяют самодействующие клапаны (рисунок 1), в которых запорный орган перемещается под действием разности давления.

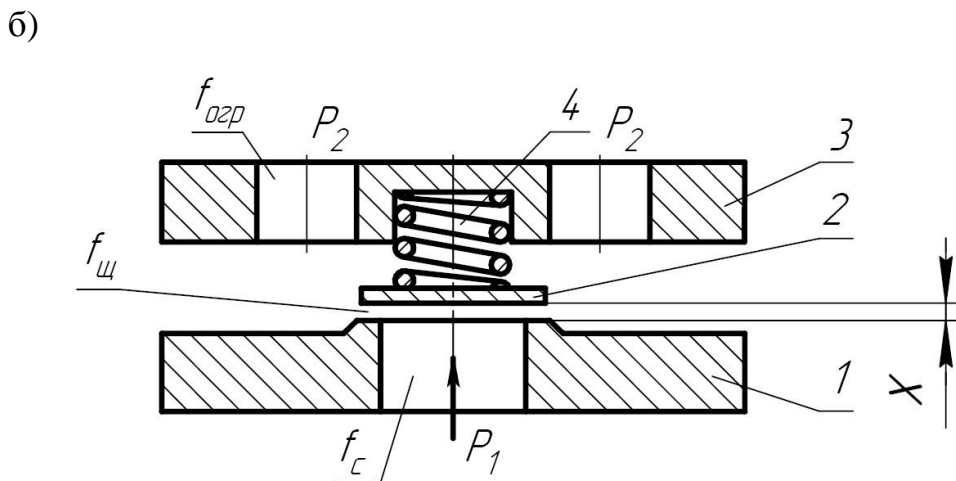
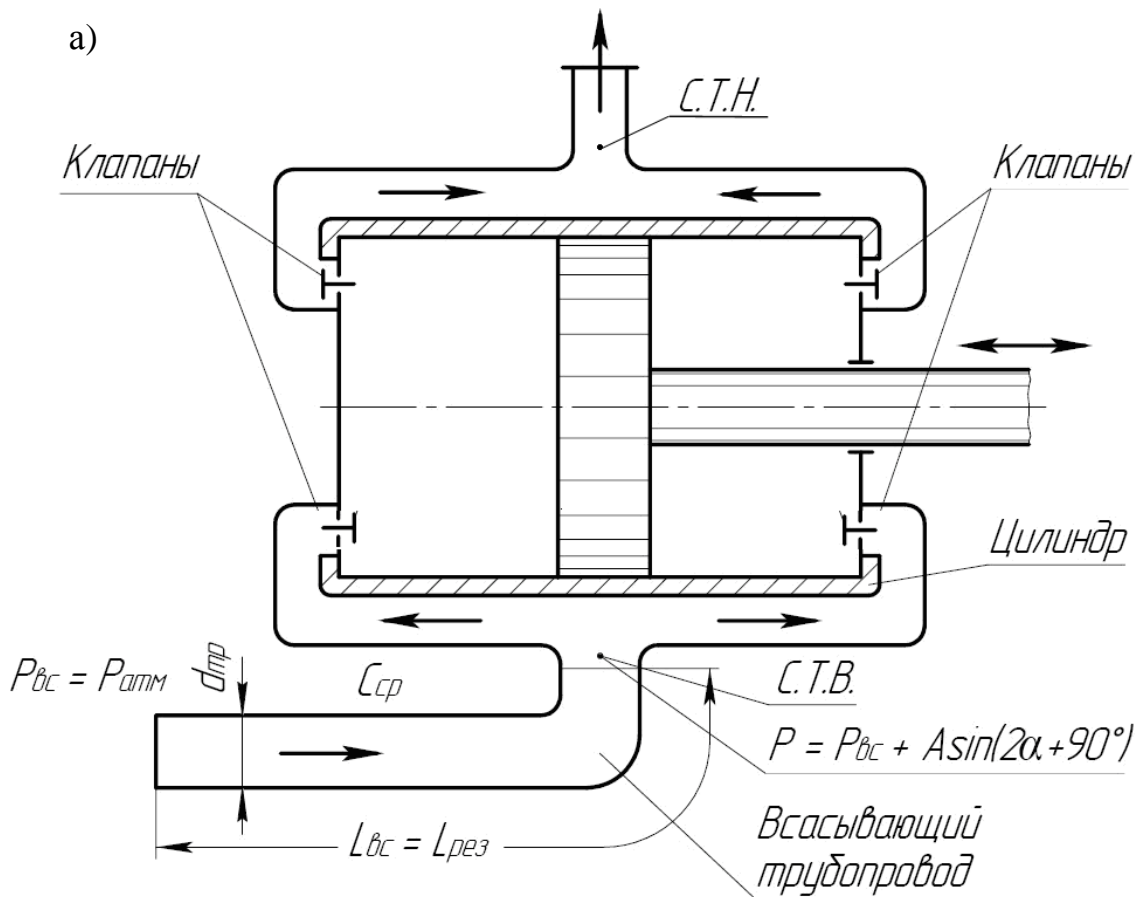


Рисунок 1 - Всасывающая система поршневого компрессора  
 а) схема всасывающей системы поршневого компрессора с цилиндром двухстороннего действия;  
 б) всасывающий клапан: 1 – седло; 2 – пластина; 3 – ограничитель подъема; 4 – пружина.

При движении газа через клапан происходит процесс дросселирования и часть энергии в виде давления теряется из-за гидравлического сопротивления клапанных проходов, переходя в тепло, которое передается затем газу при всасывании и нагнетании. Потери энергии в клапанах могут достигать 35% всей энергии, подводимой к коленчатому валу компрессора. Отсюда становится очевидным важность оценки клапанов по их аэродинамическим качествам. Размещение их в цилиндре с достаточным проходным сечением – одна из основных проблем при конструировании компрессора.

В настоящее время наиболее широкое распространение получил метод определения теоретических потерь давления в клапане поршневого компрессора на основании стационарного течения газа, в котором используется физическая модель идеального компрессора. Предполагается, что в такой модели имеют место постоянные давления во всасывающих и нагнетательных полостях, так как считается, что эти полости имеют неограниченные объемы [1 - 4].

В действительности во всасывающих и нагнетательных трубопроводах, подключаемых к цилиндрам первой и последующих ступеней компрессора, всегда наблюдаются колебания давления газа, особенно сильно проявляющиеся при резонансе, т.е. при совпадении частоты главной гармоники воздействия  $\omega$  с частотой собственных колебаний газа  $\omega_0$ , заключенного в трубопроводе.

Условием резонанса является равенство частот

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

На рисунке 2 показаны резонансные кривые колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке компрессора ЗИФ ШВКС-5, полученные экспериментальным путем. Как видно, они имеют строго синусоидальный характер и описываются уравнениями:

а) при резонансной длине всасывающего трубопровода,  $L_{вс} = L_{рез}$

$$P = P_{вс} + A \cdot \sin(2 \cdot \varphi + 90^0); \quad (2)$$

б) для зарезонансной зоны,  $L_{вс} > L_{рез}$  в связи со сдвигом фазы колебания на  $90^0$

$$P = P_{вс} + A \cdot \sin 2 \cdot \varphi, \quad (3)$$

где  $P_{вс}$  - номинальное давление во всасывающем патрубке, Н/м<sup>2</sup>;  
 $A$  – амплитуда колебания давления, Н/м<sup>2</sup>;

$\varphi$  - угол поворота коленчатого вала; град.

Из рассмотрения кривых рисунок 2 видно, что при переходе всасывающей системы из дорезонансной зоны ( $L_{вс} < L_{рез}$ ) через резонанс ( $L_{вс} = L_{рез}$ ) в зарезонансную зону ( $L_{вс} > L_{рез}$ ) происходит сдвиг фазы колебания, и это обстоятельство отражается на величине относительных потерь давления при всасывании газа в цилиндр первой ступени. Аналогичные кривые были получены при испытании других типов компрессоров [6].

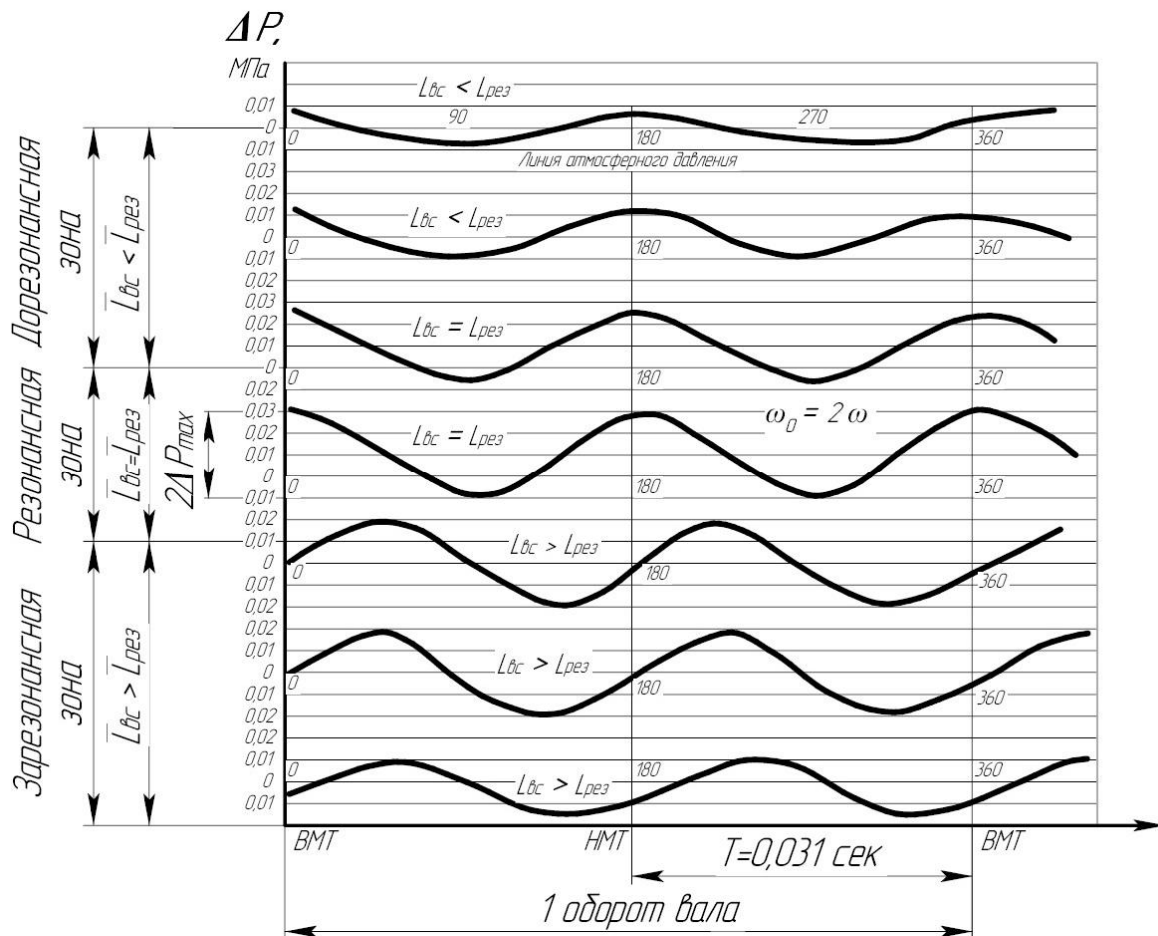


Рисунок 2 - Сопоставление циклограмм колебания давления во всасывающем трубопроводе компрессора ЗИФ ШВКС-5 при переходе всасывающей системы через резонанс ( $L_{рез} = 140 \text{ см}$ ; частота вращения вала  $n = 960 \text{ об/мин}$ ,  $2\Delta P_{max} = 0,04 \text{ МПа}$ )

Следует отметить, что большинство газовых и воздушных поршневых компрессоров средней и большой производительности в первой ступени имеют цилиндры двухстороннего действия. Поэтому задачей исследования для таких машин является теоретическое и экспериментальное определение комплексного влияния на относительную величину

ну потерь давления при всасывании как процессов дросселирования газа, так и колебательного процесса давления газа в резонансной области длин всасывающего трубопровода.

Отметим, что резонансные явления во всасывающей системе могут быть использованы для повышения производительности компрессоров. По данным работ [3-9], увеличение производительности путем использования колебаний давления газа может составить 20-25% по сравнению с производительностью при отключенном трубопроводе. Этот способ можно назвать резонансной интенсификацией компрессора. В литературе указанный способ носит название "резонансный или акустический наддув" [8]. Однако с таким названием нельзя согласиться, так как для наддува должен использоваться специальный наддувочный агрегат, например, воздуходувка или компрессор. При резонансной интенсификации наддувочное устройство отсутствует, используются внутреннее свойство поршневых машин создавать колебания давления в результате периодических процессов всасывания. Как показано выше, наиболее сильное влияние этих колебаний проявляется при резонансе.

В силу сложности физических явлений, имеющих место в системе всасывающий трубопровод – всасывающий клапан – цилиндр, рассмотрим физико–математическую модель последней, сделав ряд допущений, которые не меняют качественную сторону явлений, но позволяют несколько упростить решение задачи:

- теплообмен со стенками цилиндра при всасывании и нагнетании отсутствует;
- теплообмена между газом, протекающим в клапане, и стенками канала клапана нет;
- всасывающие клапаны открываются и закрываются в мертвых точках;
- размеры цилиндра малы по сравнению с длинами волн в колебательном процессе; волна колебания давления без изменения формы и значения амплитуды передается газу, поступающему в цилиндр в процессе всасывания;
- движение газа в трубе считаем одномерным, а сам газ – идеальным;
- форма колебания давления – синусоидальная, отвечающая зависимостям (2) и (3).

При оговоренных выше допущениях, давление в цилиндре при всасывании определяется влиянием только двух факторов: сопротивлением клапана и давлением волны в колебательном процессе, распространяющимся из всасывающей полости в цилиндр без изменения.

На рисунке 3 показаны циклограммы резонансных колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке и индикаторные диаграм-

мы 1-й ступени компрессора ВП-50/8М. Из анализа кривых видно, что амплитуда колебания давления в резонансном режиме в 4-5 раз превосходит потери давления от сопротивления всасывающего клапана и является при резонансной интенсификации доминирующим фактором (рисунок 3, б и рисунок 3, в). При отключенном трубопроводе преобладающим фактором является гидравлическое сопротивление в клапанах (рисунок 3, а).

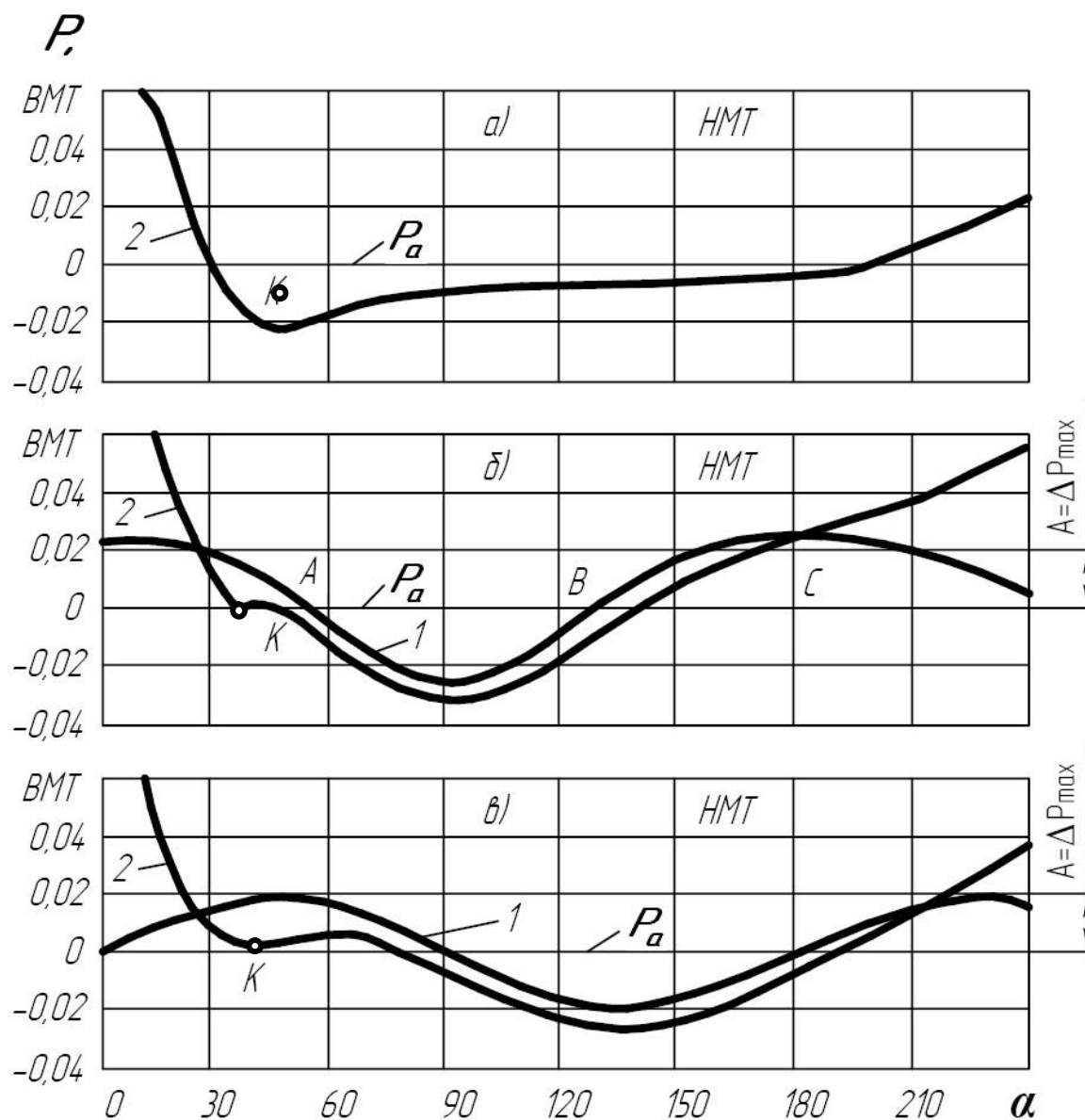


Рисунок 3 - Циклограммы резонансных колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке и индикаторные диаграммы 1-й ступени компрессора ВП-50/8М, развернутые по углу  $\alpha$  поворота кривошипа:

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

(т. К — момент открытия всасывающего клапана)

Заметим, что при наличии резонансных колебаний давления по второй гармонике ( $m=2$ ), давление в цилиндре при всасывании, несмотря на гидравлическое сопротивление клапана, может быть как ниже, так и выше номинального давления  $P_{вс}$  (на участках О-А и В-С оно выше, на участке А-В – ниже  $P_{вс}$ ). Это обстоятельство диктует необходимость рассмотрения влияния каждого фактора в отдельности на изменение давления в цилиндре в процессе всасывания.

Введем относительные (безразмерные) величины, характеризующие изменение давления в цилиндре при всасывании. Следует иметь в виду, что при рассмотрении процесса дросселирования эти изменения давления будут являться потерями давления. При рассмотрении влияния колебаний давления, эти изменения, как показано на рис. 3, могут быть на определенных участках давления, как со знаком плюс, так и знаком минус.

Относительная потеря давления в результате дросселирования газа через клапан и влияния колебаний давления, которую обозначим через  $H_{вс}$ , равна

$$H_{вс} = H_{вс1} + H_{вс2}, \quad (4)$$

где

$$H_{вс1} = \frac{P_{вс} - P}{P_{вс}}; \quad (5)$$

$$H_{вс2} = \frac{A \cdot \sin(2 \cdot \varphi + 90^0)}{P_{вс}}, \quad (6)$$

где  $H_{вс1}$  – относительная потеря давления в результате дросселирования газа через всасывающий клапан;

$H_{вс2}$  – относительное приращение давления в цилиндре в результате колебания давления.

Для получения уравнения относительных потерь давления за счет дросселирования  $H_{вс1}$  воспользуемся первым законом термодинамики, устанавливающим связь между приращением внутренней энергии газа в цилиндре как разности энтальпии поступающего газа и работы, производимой газом на перемещение поршня [3].

$$C_v d(mT) = C_p T_{вс} dm - pdV \quad (7)$$

где  $C_v$  и  $C_p$  – удельные теплоемкости газа при постоянных объеме и давлении, дж/кг К;

$M$  – текущее значение массы газа в цилиндре, кг;  
 $T$  и  $T_{bc}$  – температуры газа в цилиндре и перед всасывающим клапаном, К;  
 $V$  – текущий объем цилиндра, м<sup>3</sup>.  
 Принимая для идеального газа соотношение

$$mT = \frac{p \cdot V}{R},$$

где  $R$  – газовая постоянная, дж/кг град;  
 имеем

$$\frac{C_V}{R}(pdV + Vdp) = C_p T_{bc} dm - pdV \quad (8)$$

Дифференцируя (5), и производя подстановку, получим

$$dm = -\frac{P_{bc}}{k \cdot R \cdot T_{bc}} V dH_{bc1} + \frac{P_{bc}}{R \cdot T_{bc}} (1 - H_{bc1}) dV, \quad (9)$$

где  $K = C_p/C_V$  – показатель адиабаты.

Величина  $dm$ , отнесенная ко времени  $dt$ , выражает мгновенный массовый расход газа  $M$ (кг/с), протекающий через клапан. Поэтому

$$M = \frac{dm}{dt} = \frac{P_{bc}}{RT_{bc}} \left[ -\frac{V}{K} \frac{dH_{bc1}}{dt} + (1 - H_{bc1}) \frac{dV}{dt} \right] \quad (10)$$

Так как  $\omega = d\varphi/dt$ , а переменный объем полости цилиндра

$$V = F_{II} \cdot r \cdot f(\varphi), \quad (11)$$

где  $F_{II}$  – рабочая площадь поршня; м<sup>2</sup>;

$r$  – радиус кривошипа, м;

$f(\varphi)$  – безразмерная функция, представляющая переменный объем цилиндра, отнесенный к произведению радиуса кривошипа на площадь поршня и выраженный в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$ . Заменяя  $V$  выражением (11), получим мгновенный расход

$$M = \frac{P_{bc} \cdot F_{II} \cdot r \cdot \omega}{RT_{bc}} \left[ -\frac{f(\varphi)}{K} \cdot \frac{dH_{bc1}}{d\varphi} + (1 - H_{bc1}) f'(\varphi) \right] \quad (12)$$



В этом выражении безразмерная функция  $f(\varphi)$  представлена формулой

$$f(\varphi) = 2a + 1 + \frac{\lambda}{4} - \cos \varphi - \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \quad (13)$$

а производная

$$f'(\varphi) = \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi, \quad (14)$$

где  $a$  – относительная величина вредного пространства;

$\lambda = \frac{r}{L_{ш}}$  - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

В то же время массовый расход газа через клапан  $M$  определяется известной формулой истечения газа через щель клапана

$$M = \alpha_{щ} \varepsilon_p z_{кл} f_{щ} \sqrt{2 \rho_1 (P_1 - P_2)} \quad (15)$$

где  $\alpha_{щ}$  - коэффициент расхода, отнесенный к щели клапана;

$\varepsilon_p$  - коэффициент расширения протекающего газа;

$z_{кл}$  - число клапанов, действующих одновременно;

$f_{щ}$  - площадь прохода в щели клапана,  $m^2$ ;

$\rho_1$  - плотность газа перед клапаном,  $kg/m^3$ ;

$P_1$  и  $P_2$  – давление газа до и после клапана,  $H/m^2$ .

Для всасывающего клапана  $P_1 = P_{вс}$ ;  $P_2 = P$  и  $\rho_1 = \rho_{вс}$ .

Для двухатомных газов ( $\kappa=1,4$ )  $\varepsilon_p$  клапана определяется формулой [2]

$$\varepsilon_p = 1 - 0,3 \frac{P_1 - P_2}{P_1} \quad (16)$$

С учетом формул (16) и (5) уравнение (15) приобретает вид:

$$M = \alpha_{щ} (1 - 0,3 H_{вс1}) z_{кл} f_{щ} H_{вс1}^{0,5} \sqrt{2 \rho_{вс} P_{вс}} \quad (17)$$

Так как выражения (12) и (17) определяют один и тот же расход газа, то из равенства правых частей этих выражений после упрощений получим

$$\frac{dH_{вс1}}{d\varphi} = \frac{K(1 - 0,3 H_{вс1}) H_{вс1}^{0,5} \alpha_{щ} z_{кл} f_{щ} \sqrt{2RT_{вс}}}{F_{п} r \omega f(\varphi)} + K(1 - H_{вс1}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \quad (18)$$

Используя критерий скорости  $F_{вс}$  как отношение средней (условной) скорости газа  $C_{кл}$  в клапане к скорости звука  $a_{зв}$ , определяемой формулой  $a_{зв} = \sqrt{\kappa RT}$ , т.е.

$$F_{вс} = \frac{C_{кл}}{a_{зв}} = \frac{2F_{п}\omega}{\pi\alpha_{щ}Z_{кл}f_{щ}\sqrt{\kappa RT}} \quad (19)$$

и принимая, что для всасывающего клапана  $T=T_{вс}$  и  $F=F_{вс}$ , из уравнения (18) получим уравнение с безразмерными величинами:

$$\frac{dH_{вс1}}{d\varphi} = - \frac{2\sqrt{2\kappa}}{\pi F_{вс} f(\varphi)} (1 - 0,3H_{вс1}) H_{вс1}^{0,5} + \kappa(1 - H_{вс1}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}. \quad (20)$$

Уравнение (20) является дифференциальным уравнением относительных потерь давления во всасывающем клапане за счет его гидравлического сопротивления и содержит одни безразмерные величины.

Следует заметить, что использованный здесь критерий скорости потока  $F_{вс}$  не равен критерию Маха. Значение  $F_{вс}$  в формуле (19) вычисляется по условной (средней) скорости газа  $C_{кл}$ , а в числе Маха используется истинная скорость газа  $C$  [4].

Представим уравнение (20) в виде удобном для решения:

$$H'_{вс1}(\varphi) + \frac{2\sqrt{2\kappa}}{\pi F_{вс} (2a + 1 + \frac{\lambda}{4} - \cos\varphi - \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi)} [1 - H_{вс1}(\varphi)] H_{вс1}(\varphi)^{0,5} - \\ - K [1 - H_{вс1}(\varphi)] \frac{\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \cos(2\varphi)}{2a + 1 + \frac{\lambda}{4} - \cos\varphi - \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi} = 0 \quad (21)$$

Уравнение (21) в общем виде представляет собой функцию трех независимых переменных в безразмерном выражении

$$\frac{dH_{вс1}}{d\varphi} = f(\varphi, H_{вс1}, F) \quad (22)$$

Уместно указать, что уравнение, определяющее  $\frac{dH_{вс1}}{d\varphi}$ , было впервые получено академиком Н.А. Доллежалем в 30-х годах и включало восемь размерных независимых переменных [1]. Дальнейшее развитие

теории самодействующих клапанов нашло отражение в трудах М.И. Френкеля, П.И. Пластинина, Т.Ф. Кондратьевой [2-4]. Однако влияние колебаний давления во всасывающих системах на поведение безразмерных характеристик потерь давления при всасывании в этих работах не рассматривалось.

Характер влияния резонансных колебаний давления (при  $m=2$ ) на изменение давления в цилиндре при всасывании можно установить, взяв за основу формулы (2), (3) и (21).

Тогда, с учетом допущений, сделанных выше, общим уравнением относительного изменения давления будет являться уравнение, содержащее четыре независимые безразмерные величины.

$$\frac{dH_{bc1}}{d\varphi} = f(\varphi, H_{bc1}, H_{bc2}, F_{bc}) \quad (23)$$

На рисунке 4 в качестве примера представлено решение уравнения (23) для различных значений  $F_{bc}$ . На этом же рисунке для сравнения приведены экспериментальные кривые относительного изменения давления в цилиндре при наличии во всасывающем трубопроводе резонансных колебаний давления по второй гармонике ( $m = 2$ ), являющейся главной для компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия в первой ступени. Резонансы по другим гармоникам, как показали опытные измерения, практически не оказывают существенного влияния на наполнение цилиндра газом [9].

Сопоставляя теоретические результаты с опытными, видно, что при критериях скорости  $F_{bc} < 0,2$ , доминирующим фактором изменения давления в цилиндре при всасывании является амплитуда и фаза колебания давления, превышающая относительные потери давления в процессе дросселирования более 4-6 раз. Следует заметить, что наибольший размах колебания давления  $2\Delta P_{max}$  имеет место при использовании прямооточных клапанов, которые обладают наименьшим гидравлическим сопротивлением по сравнению с кольцевыми и тарельчатыми клапанами. При резонансе по второй гармонике, как видно из рис.4, наблюдается повышение давления в цилиндре выше атмосферного по мере движения поршня к мертвой точке (при углах  $\varphi = 150...180^\circ$ ), что приводит к увеличению плотности газа в цилиндре, а следовательно, к увеличению производительности компрессора.

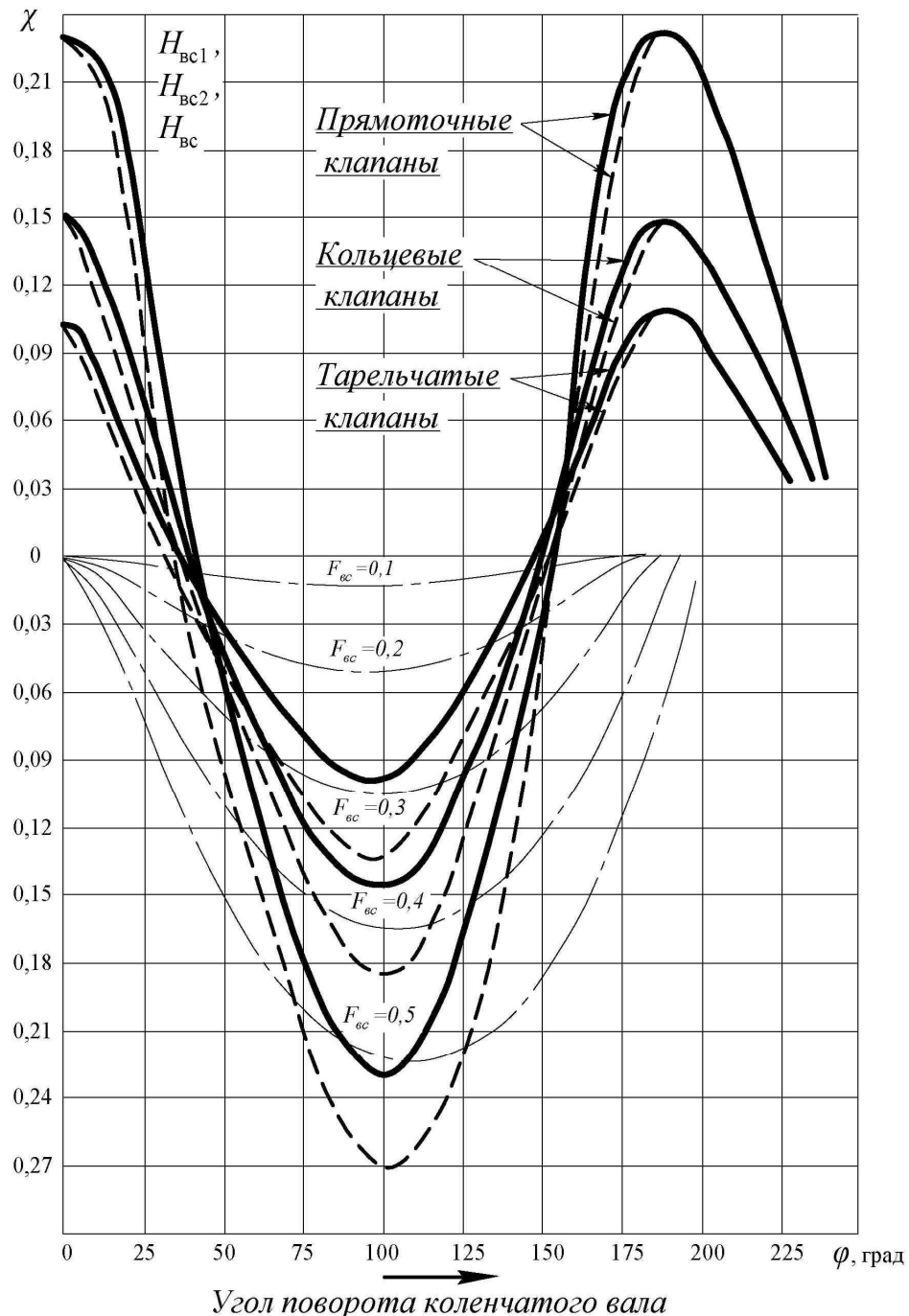


Рисунок 4 – Безразмерные характеристики изменения давления в цилиндре в режимах резонансной интенсификации поршневых компрессоров ВП-50/8М, ВП-20/8М и ЗИФ ШВКС-5 с различными всасывающими клапанами:

1 – прямоточные клапаны; 2 – кольцевые клапаны; 3 – тарельчатые клапаны;

— изменение относительной величины давления во всасывающем трубопроводе при резонансе ( $m=2$ );

- - - - - изменение относительной величины потерь давления при дросселировании газа во всасывающих клапанах при различных числах относительной скорости  $F_{bc}$  (0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5);

· - - - - - результирующее значение относительного изменения давления в цилиндре за счет колебания давления и гидравлического сопротивления клапанов.

Режим компрессора в таких условиях является режимом резонансной интенсификации его работы. Очевидно, что вместе с повышением производительности, будет повышаться затрачиваемая мощность и температура газа после первой ступени. Что касается удельной мощности, то как показывают исследования, последняя будет определяться во многом потерями давления во всасывающих клапанах при всасывании и интенсивностью колебательного процесса, а именно, амплитудой и фазой давления в нем относительно мертвых точек положения поршня [8].

Таким образом, в настоящем исследовании впервые выявлено комплексное влияние потерь давления в клапане в результате дросселирования газа и резонансных по главной гармонике колебаний давления во всасывающей системе на полноту заполнения цилиндра газом, что отражается на важнейшем показателе работы компрессора, каким является производительность его в реальных условиях эксплуатации.

Задачей дальнейшего исследования является изучение влияния указанных факторов при работе компрессора со всасывающей системой, лежащей в зарезонансной зоне, в которой имеет место сдвиг по фазе колебаний давления, что отражается на удельных затратах по компрессированию газа в машине [9].

### **Библиографический список**

1. Доллежалъ Н.А. Расчет основных параметров самодействующих пластинчатых клапанов поршневого компрессора / Н.А. Доллежалъ // *Общее машиностроение* – 1941. - № 9. - С.2-5.
2. Кондратьева Т.Ф. Клапаны поршневых компрессоров / Т.Ф. Кондратьева, В.П. Исаков - Л. : Машиностроение, 1983. - 158с.
3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры / М.И. Френкель - Л. : Машиностроение, 1969. - 744с.
4. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Теория и расчет / П.И. Пластинин - М. : Колос, 2000. - 456 с.- (т. 1).
5. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах / [Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П., Платонов А.Г.].- Л.: Машиностроение, 1972. - 224 с.
6. Гогин Ю.Н. Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров / Ю.Н. Гогин, Ю.А. Рутковский, М.Г. Усачев// *Вестник машиностроения*, 1967. - № 11. - С.47-50.
7. Рутковский Ю.А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров/ Ю.А. Рутковский // *Технические газы*, 2010. - №2. - С.23-32.
8. Рутковский Ю.А. Производительность поршневых компрессоров при использовании резонансного наддува/ Ю.А. Рутковский // *Ком-*

*прессорное и энергетическое машиностроение. - 2008-2009. - №4(14), №1(15). - С.38-47.*

*9. Рутковский Ю.А. Резонансные газодинамические процессы во всасывающих системах и их влияние на коэффициент подачи и производительность поршневых компрессоров/ Ю.А. Рутковский// Промышленная гидравлика и пневматика.- 2010. - 3(29). - С.21-30.*

***Рекомендована к печати д.т.н., проф. Петрушовым С.Н.***