

УДК 622.323:621.5.565.43

**Ю.А. Рутковский**

Донбасский государственный технический университет, пр. Ленина, 16, г. Алчевск Луганской области, Украина, 94204

e-mail: info@dmmti.edu.ua

**Г.К. Лавренченко**

Украинская ассоциация производителей технических газов «УА-СИГМА», а/я 188, г. Одесса, Украина, 65026

e-mail: uasigma@paco.net

## ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ РЕЗОНАНСНЫЕ ЯВЛЕНИЯ ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ И ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВОЗДУШНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ.

### 1. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ

*Эффективный метод интенсификации поршневых компрессоров — применение резонансных колебаний давления газа во всасывающих системах, представляющих совокупность всасывающего трубопровода, всасывающего клапана и цилиндра как акустической ёмкости с изменяющимся объёмом. В результате можно добиться повышения производительности компрессоров до 20 % без капитальных затрат путём модернизации всасывающей системы. Особенно выгодно использовать резонансные колебания давления газа во всасывающих системах компрессоров с цилиндрами двойного действия. Рассмотрен характер газодинамических волновых процессов во всасывающей системе компрессора с цилиндром двойного действия, влияющих на процесс наполнения газом цилиндра в трёх характерных зонах всасывающей системы. Впервые всасывающая система разделена на три зоны: дорезонансная, резонансная и зарезонансная, в условиях которых наполнение цилиндра воздухом различно. Введены относительные показатели компрессора с учётом резонансной интенсификации, выполнен анализ индикаторной диаграммы. Выявлена сущность резонансной акустической интенсификации поршневого компрессора, отражающая совместное влияние сопротивления всасывающих клапанов и волновых процессов в условиях резонанса.*

**Ключевые слова:** Поршневой компрессор. Воздух. Всасывание. Всасывающая система. Колебания давления. Резонанс. Клапаны. Индикаторная диаграмма. Относительные показатели. Резонансная интенсификация.

Yu.A. Rutkowski, G.K. Lavrenchenko

## GASDYNAMIC RESONANCE PHENOMENONS SUCTION SYSTEM AND THEIR USE FOR IMPROVEMENT EFFICIENCY OF AIR RECIPROCATING COMPRESSORS.

### 1. RELATIVE PERFORMANCES RESONANCE INTENSIFICATION

*Effective method of intensifying of piston compressors is the resonant oscillations use of gas pressure at the suction systems, as a set of the suction pipe, suction valve and cylinder as an acoustic tank with variable volume. As a result, it is possible to achieve better improvement efficiency of compressors to 20% with no capital expenditures by modernizing the suction system. The especially profitably use of resonant oscillations of gas pressure in the suction systems of compressors with double acting cylinders. The character gasdynamic wave processes in the suction system of compressor with cylinders of double acting is considered, influencing the process of filling a gas cylinder in three specific areas of the suction system. At first, the suction system is divided on three zones: below resonance, resonance and above resonance, in which a cylinder air filling is different. The compressor relative performances subject to the resonant intensification are introduced, the analysis indicator diagram. The substance of the resonant acoustic intensification piston compressor is ascertained, which reflects the combined influence of suction valves of resistance and wave processes in the resonance conditions.*

**Keywords:** Piston compressor. Air. Suction. Suction system. Pressure fluctuations. Resonance. Valves. The indicator diagram. Relative performances. Resonant intensification.

© Ю.А. Рутковский, Г.К. Лавренченко

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Газодинамические резонансные явления во всасывающих системах поршневых компрессоров являются на протяжении долгого времени предметом многих научных исследований, однако практического применения пока не нашли. Причина такого положения — слабая изученность взаимосвязанных процессов, обусловленных наличием резонансных акустических волн, сопротивления всасывающих клапанов и термодинамических явлений при всасывании и в момент их закрытия. Пока не создана целостная картина взаимодействия этих явлений, определяющих эффективность использования резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе для повышения производительности и снижения удельной мощности компрессора. Недостаточно изучено влияние сопротивления всасывающих клапанов на интенсивность колебательного процесса и эффективность применения его для повышения производительности. Противоречивыми и поверхностными являются сведения о поведении и режимах работы всасывающих клапанов в условиях резонансных колебаний давления газа во всасывающих системах.

Самое существенное — отсутствуют комплексные типовые безразмерные характеристики поршневых компрессоров, которые бы устанавливали влияние переменной относительной длины всасывающего трубопровода  $L_{вс}$  на важнейшие показатели работы компрессора, такие как относительная производительность  $Q$ , мощность  $N$ , удельная мощность  $N_{уд}$ , а также температура газа в стандартных точках всасывания (СТВ) и нагнетания (СТН) ступени.

Наличие таких характеристик предоставило бы возможность потребителям и изготовителям компрессоров выбирать оптимальные режимы, исходя из конкретных условий эксплуатации компрессоров.

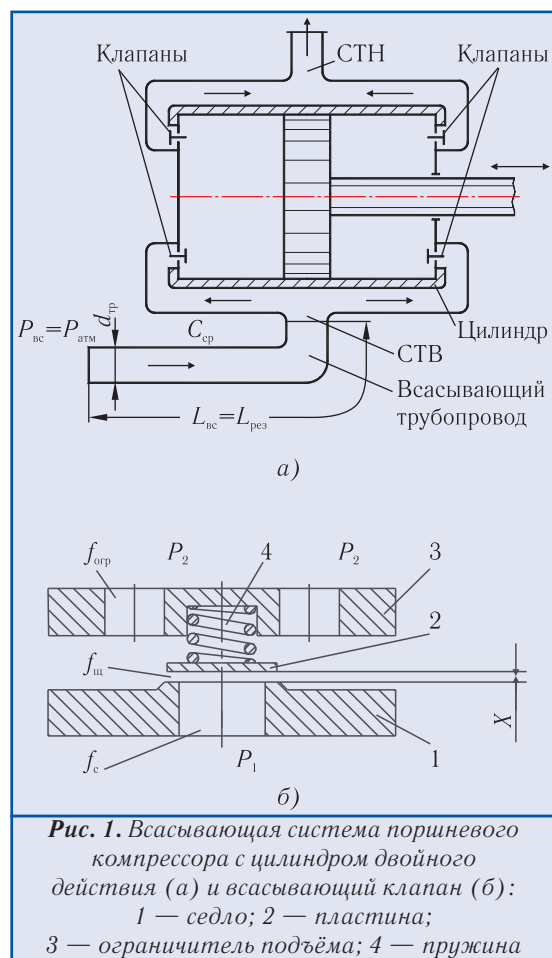
Частично ответы на поставленные вопросы можно найти в работах [1-4]. В данном исследовании получены выражения для количественных и качественных показателей влияния термодинамических и газодинамических процессов во всасывающем тракте на значения объёмного коэффициента, коэффициента давления и температурного коэффициента, определяющих в конечном итоге действительную производительность поршневого компрессора.

## 2. ХАРАКТЕР ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА С ЦИЛИНДРОМ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ В УСЛОВИЯХ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

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

При движении газа через клапан происходит процесс дросселирования и часть энергии в виде давле-

ния теряется из-за гидравлического сопротивления клапанных проходов. Потери энергии в клапанах могут достигать 35 % от всей энергии, подводимой к коленчатому валу компрессора. Отсюда становится очевидной важность оценки клапанов по их аэродинамическим качествам. Размещение их в цилиндре с достаточным проходным сечением — одна из основных проблем при конструировании компрессора.



**Рис. 1.** Всасывающая система поршневого компрессора с цилиндром двойного действия (а) и всасывающий клапан (б):  
1 — седло; 2 — пластина;  
3 — ограничитель подъёма; 4 — пружина

В настоящее время наиболее широкое распространение получил метод определения теоретических потерь давления в клапане поршневого компрессора в случае стационарного течения газа, в котором используется физическая модель идеального компрессора. В такой модели принимаются постоянными давления во всасывающих и нагнетательных полостях, так как считается, что эти полости имеют неограниченные объёмы [5-7].

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  $\omega_0$ , заключённого в трубопроводе.

Условием резонанса является равенство частот

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

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

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

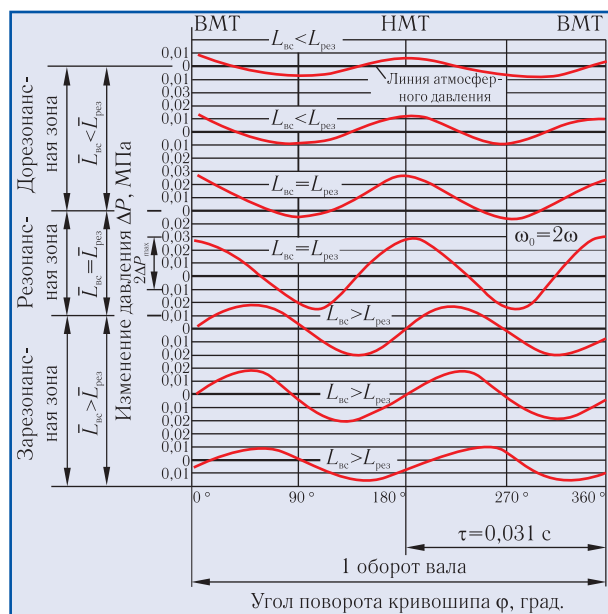
$$P = P_{вс} + A \sin(2\varphi + 90^\circ); \quad (2)$$

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

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

где  $P_{вс}$  — номинальное давление во всасывающем патрубке, Па;  $A$  — амплитуда колебания давления, Па;  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала, град.

Из рассмотрения кривых на рис. 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, как будет показано далее, отражается на величине относительных потерь давления при всасывании газа в цилиндр первой ступени. Аналогичные кривые были получены при испытаниях других типов компрессоров [8].



**Рис. 2.** Сопоставление циклограмм колебания давлений во всасывающем трубопроводе компрессора ЗИФ ШВКС-5 при переходе всасывающей системы через резонанс ( $L_{рез} = 140$  см; частота вращения вала  $n = 960$  мин<sup>-1</sup>;  $2\Delta P_{max} = 0,04$  МПа)

Следует отметить, что большинство газовых и воздушных поршневых компрессоров средней и большой производительности в первой ступени имеют цилиндры двойного действия. Поэтому задача исследования таких машин состоит в теоретическом и экспериментальном определении комплексного влияния на относительную величину потерь давления при всасы-

вании как процессов дросселирования газа, так и колебательного процесса давления газа в резонансной области длин всасывающего трубопровода.

Резонансные явления во всасывающей системе могут быть использованы для повышения производительности компрессоров. По данным работ [1,2,5-7], увеличение производительности путём использования колебаний давления газа могут составить 20-25 % по сравнению с производительностью при отключённом трубопроводе. Этот способ можно назвать резонансной интенсификацией компрессора. В литературе указанный способ носит название «резонансный или акустический наддув» [5]. Однако с таким названием нельзя согласиться, так как для наддува должен использоваться специальный наддувочный агрегат, например, воздухоудка или компрессор. При резонансной интенсификации наддувочное устройство отсутствует, используется внутреннее свойство поршневых машин создавать колебания давления в результате периодических процессов всасывания. Как будет показано, наиболее сильное влияние этих колебаний проявляется при резонансе.

Из-за сложности физических явлений в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр» рассмотрим модель последней, сделав ряд допущений, которые не меняют качественную сторону явлений, но позволяют несколько упростить решение задачи:

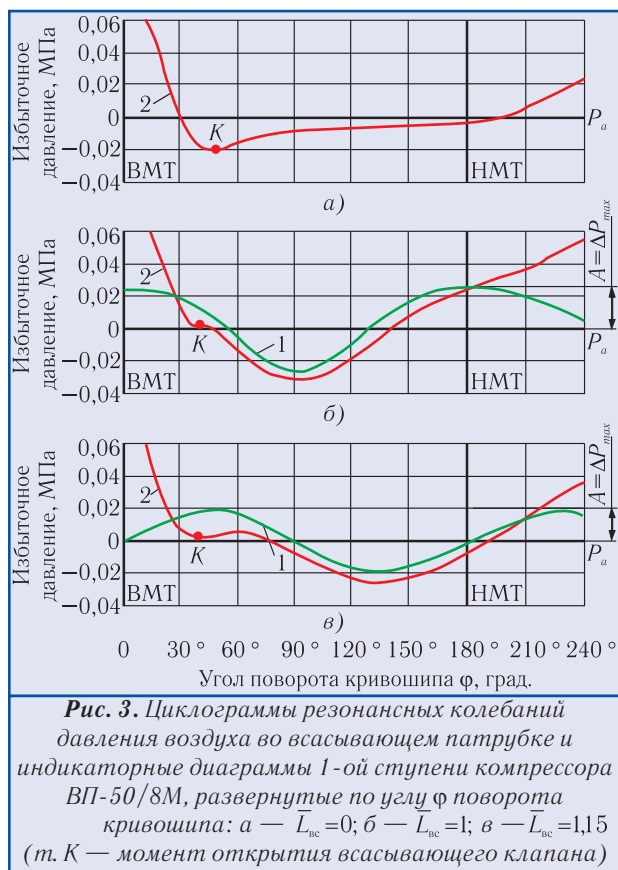
- теплообмен со стенками цилиндра при всасывании и нагнетании отсутствует;
- теплообмена между газом, протекающим через клапан, и стенками канала клапана нет;
- всасывающие клапаны открываются и закрываются в мёртвых точках;
- ввиду малости размеров цилиндра волна колебания давления без изменения формы и значения амплитуды передаётся газу, поступающему в цилиндр в процессе всасывания;
- движение газа в трубе считаем одномерным, а сам газ — идеальным;
- форма колебания давления — синусоидальная, отвечающая зависимостям (2) или (3).

При перечисленных допущениях давление в цилиндре при всасывании зависит только от сопротивления клапана и давления волны в колебательном процессе, распространяющейся из всасывающей полости в цилиндр без изменения.

На рис. 3. показаны циклограммы резонансных колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке и индикаторные диаграммы 1-ой 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 (рис 3,б и рис 3,в). При отключённом трубопроводе преобладающим фактором является гидравлическое сопротивление в клапанах (рис. 3,а).

Результаты исследования влияния резонансных колебаний давления во всасывающей системе на теп-

ловые процессы при всасывании и температурные характеристики поршневых компрессоров изложены в работах [9, 10]. В данной статье рассмотрим результаты дальнейшего исследования влияния газодинамических и термодинамических явлений в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр первой ступени» на коэффициент подачи и производительность поршневых компрессоров в режимах резонансной интенсификации их работы. Опытные данные получены для компрессоров ВП-50/8М и ВП-20/8М при испытаниях их на стендах завода-изготовителя [10]. Во всех случаях резонансные режимы достигались путём постепенного изменения длины всасывающего трубопровода от нуля до  $L_{вс} \gg L_{рез}$  отрезками труб длиной 0,25...0,5 м.



### 3. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОМПРЕССОРА ПРИ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ

С учётом результатов исследований [3, 4, 8] коэффициент подачи поршневого компрессора при наличии резонансных колебаний давления во всасывающей системе

$$\lambda = \frac{Q}{Q_T} = \lambda_0 \lambda_p \lambda_T = \lambda_0 (\lambda_{p1} + \lambda_{p2}) \lambda_{T1} \lambda_{T2} \lambda_{T3}, \quad (4)$$

где  $Q$  — действительная производительность компрессора;  $Q_T$  — производительность идеального (теоретического) компрессора [5, 6];  $\lambda_0$  — объёмный ко-

эффициент, учитывающий уменьшение действительной производительности компрессора из-за расширения газа, оставшегося после нагнетания во вредном пространстве;  $\lambda_p = \lambda_{p1} + \lambda_{p2}$  — коэффициент давления, учитывающий уменьшение производительности за счёт падения давления в цилиндре в результате дросселирования газа через всасывающие клапаны ( $\lambda_{p1}$ ) и влияния колебания давления во всасывающем патрубке ( $\lambda_{p2}$ );  $\lambda_T = \lambda_{T1} \lambda_{T2} \lambda_{T3}$  — тепловой коэффициент, учитывающий уменьшение массы газа из-за повышения его температуры за счёт теплообмена между горячими стенками цилиндра и всасываемым газом ( $\lambda_{T1}$ ), за счёт дросселирования газа при прохождении его через всасывающие клапаны ( $\lambda_{T2}$ ) и за счёт адиабатического сжатия газа в волне колебательного процесса, совпадающего по фазе с моментом прихода поршня в мёртвую точку ( $\lambda_{T3}$ ).

Коэффициенты влажности и плотности для упрощения приняты  $\lambda_{вл} = 1$ ;  $\lambda_{пл} = 1$  [6].

Для сравнения показателей введём относительные безразмерные величины. Тогда зависимости будут носить типовой характер.

1. Относительная длина всасывающего трубопровода

$$\bar{L}_{вс} = L_{вс} / L_{рез}, \quad (5)$$

где  $L_{вс}$  — длина всасывающего трубопровода, м;  $L_{рез}$  — оптимальная резонансная длина, при которой зафиксирована максимальная производительность компрессора, м. Определяется опытным путём или по формуле из работы [8].

По относительной длине всасывающие трубопроводы различаются по зонам: дорезонансная зона, когда  $\bar{L}_{вс} < 1$ ; резонансная зона  $\bar{L}_{вс} = 0,9...1,15$ ; зарезонансная зона  $\bar{L}_{вс} > 1,1$ . Как показано в работе [3], влияние этих зон на наполнение цилиндра газом и эффективность интенсификации различно.

2. Относительная производительность

$$\bar{Q} = (Q/Q_0) 100\%, \quad (6)$$

где  $Q$  — действительная производительность компрессора со всасывающим трубопроводом с относительной длиной  $\bar{L}_{вс}$ , м<sup>3</sup>/мин;  $Q_0$  — действительная производительность компрессора при начальной длине всасывающего трубопровода ( $L_{вс} = 0$ ), м<sup>3</sup>/мин.

3. Относительные коэффициенты.

$$\bar{\lambda}_0 = (\lambda'_0 / \lambda_0) 100\%; \quad (7)$$

$$\bar{\lambda}_p = (\lambda'_p / \lambda_p) 100\%; \quad (8)$$

$$\bar{\lambda}_T = (\lambda'_T / \lambda_T) 100\%; \quad (9)$$

$$\bar{\lambda} = (\lambda' / \lambda) 100\% = \bar{\lambda}_0 \bar{\lambda}_p \bar{\lambda}_T, \quad (10)$$



где  $\lambda_0, \lambda_p, \lambda_T, \lambda$  — соответственно, объёмный коэффициент, коэффициент давления, тепловой коэффициент и коэффициент подачи при отключённом трубопроводе ( $L_{вс}=0$ );  $\lambda'_0, \lambda'_p, \lambda'_T, \lambda'$  — те же коэффициенты, соответствующие относительной длине всасывающего трубопровода  $\bar{L}_{вс}$ ;  $\bar{\lambda}_0, \bar{\lambda}_p, \bar{\lambda}_T, \bar{\lambda}$  — относительные значения коэффициентов.

4. Степень повышения давления газа во всасывающем трубопроводе в процессе резонансных колебаний давления в нём по второй гармонике [4] определяется по формуле:

$$\epsilon_{тр} = P_1/P_{вс} = (P_{вс} + A)/P_{вс} = 1 + A/P_{вс}, \quad (11)$$

где  $P_1$  — абсолютное максимальное давление газа в трубопроводе при волновом процессе, Па;  $A$  — амплитуда колебания давления, определяемая по циклограмме давления в трубопроводе, Па;  $P_{вс}$  — абсолютное давление всасывания в СТВ, равное для первой ступени атмосферному давлению, Па.

Сравнивая формулы (6)-(10), видим, что действительная производительность компрессора

$$Q = \lambda' Q_0 = \lambda'_0 \lambda'_p \lambda'_T Q_0, \quad (12)$$

а относительная —

$$\bar{Q} = \bar{\lambda}' = \bar{\lambda}'_0 \bar{\lambda}'_p \bar{\lambda}'_T. \quad (13)$$

#### 4. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА И СУЩНОСТЬ РЕЗОНАНСНОЙ АКУСТИЧЕСКОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Для теоретической оценки влияния колебаний давления на значения коэффициентов в зависимости от относительной длины всасывающего трубопровода будем руководствоваться методикой, использованной в работе [5], так как она позволяет более полно рассмотреть сущность явлений в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр» поршневого компрессора с цилиндрами двойного действия.

Сравнение теоретических показателей с действительными значениями величин будет проводиться на основании результатов экспериментальных исследований лабораторной компрессорной установки ЗИФ ШВКС-5 и поршневого компрессора ВП-50/8М, проведённого на испытательном стенде Краснодарского завода-изготовителя. Компрессор ВП-50/8М испытывался с кольцевыми клапанами типа К-180 и прямоточными типа ПИК.

Действительная диаграмма поршневого компрессора при наличии резонансных колебаний давления во всасывающем трубопроводе по второй гармонике, являющейся главной для компрессоров с цилиндрами двойного действия, изображена на рис. 4. Кривая 5-б-6 соответствует давлению газа во всасывающем патрубке (в СТВ) цилиндра первой ступени, которое

изменяется во времени согласно зависимости (2).

Таким образом, кривая 5-б-6 представляет собой синусоиду, перестроенную для координат  $P$ - $V$  по упрощённой формуле (принимая длину шатуна, равной бесконечности)

$$S = R(1 - \cos\varphi), \quad (14)$$

где  $R$  — радиус кривошипа, м.

Из формулы (2) видно, что при нахождении поршня в мёртвых точках ( $\varphi=0$  и  $\varphi=180^\circ$ ), давление в трубопроводе перед клапанами будет достигать максимального значения, равного

$$P_1 = P_{вс} + A = P_{вс} + \Delta P_{\max}, \quad (15)$$

где  $\Delta P_{\max} = A$  — максимальное превышение абсолютного давления газа во всасывающем трубопроводе над атмосферным, равное амплитуде колебания давления  $A$ , Па.

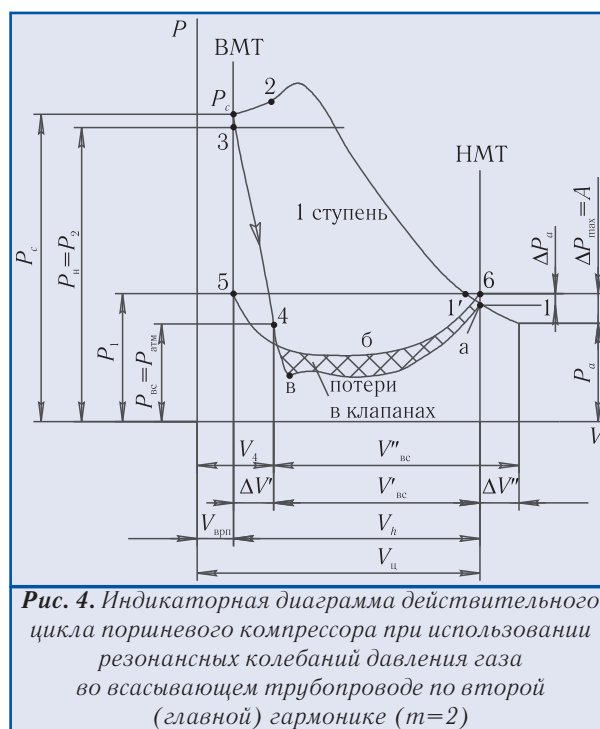


Рис. 4. Индикаторная диаграмма действительного цикла поршневого компрессора при использовании резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе по второй (главной) гармонике ( $m=2$ )

Кривая 5-б-6 — изменение давления в СТВ первой ступени при резонансе по второй гармонике, построенной по зависимости (2). Кривая а-а' — изменение давления в цилиндре в процессе всасывания газа.

Для определения влияния колебаний давления на коэффициенты  $\lambda'_0, \lambda'_p, \lambda'_T$  необходимо выяснить характер изменения степени повышения давления во всасывающем трубопроводе  $\epsilon_{тр}$  от относительной длины всасывающего трубопровода по мере приближения его к резонансу и удаления его от резонанса по второй гармонике ( $\omega_0=2\omega$ ).

Зависимость степени повышения давления во всасывающем трубопроводе от относительной его длины носит экспоненциальный характер и описывается формулой из [11]:

$$\varepsilon_{\text{тр}} = 1 + B \exp\{-C(\bar{L}_{\text{вс}} - 1)\}^2, \quad (16)$$

где  $B$  и  $C$  — коэффициенты, определяемые опытным путём в зависимости от конструкции и сопротивления всасывающих клапанов: для прямоточных  $B=0,247$ ,  $C=5,37$ ; кольцевых  $B=0,204$ ,  $C=9,43$ ; тарельчатых  $B=0,162$ ,  $C=13,6$  [8].

В первом приближении формула (16) может быть использована для количественной оценки влияния пульсаций давления во всасывающем трубопроводе по второй гармонике на значения коэффициентов  $\lambda'_0, \lambda'_p, \lambda'_T$  и, в конечном итоге, на коэффициент наполнения цилиндра  $\lambda'$  и действительную производительность компрессора.

### 5. ОБЪЁМНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ $\lambda_0$ ПРИ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ

Из анализа индикаторной диаграммы (см. рис. 4) следует, что объёмный коэффициент  $\lambda_0$  будет определяться в соответствии с [5] отношением отрезков  $V'_{\text{вс}}$  и  $V_h$ . Таким образом

$$\lambda_0 = V'_{\text{вс}} / V_h, \quad (17)$$

где  $V_h$  — объём, описываемый поршнем;  $V'_{\text{вс}} = V_h - \Delta V'$ ;  $\Delta V'$  — уменьшение рабочего объёма в цилиндре за счёт влияния вредного пространства на процесс расширения газа.

Величина объёмного коэффициента в общем случае определяется формулой:

$$\lambda_0 = 1 - a \left( \varepsilon^{\frac{1}{n}} - 1 \right), \quad (18)$$

где  $a = V_{\text{вр.пр}} / V_h$  — относительное вредное пространство;  $\varepsilon$  — относительное повышение номинальных давлений в цилиндре;  $n$  — показатель политропы конечных параметров в процессе расширения газа из вредного пространства.

Используем формулы (17) и (18) для анализа влияния резонансных колебаний давления во всасывающей системе по второй гармонике на величину объёмного коэффициента в двух практически важных случаях: 1) компрессор одноступенчатый с цилиндром двойного действия; 2) компрессор двухступенчатый с цилиндром двойного действия в первой ступени.

Рассмотрим первый случай. Как видно из рис. 4, колебания давления при фазах давления, отображаемых кривой 5-б-6 относительно мёртвых точек, не будут практически влиять на величину объёмного коэффициента, и поэтому его значение определится, как и при отсутствии колебаний, выражением (18).

Иначе обстоит дело при работе двухступенчатого компрессора. В этом случае, как показано в [3], при конечном давлении  $P_2 = \text{const}$  давление в промежуточном холодильнике не остаётся постоянным. При повышении амплитуды колебаний давления во всасывающем трубопроводе, а следовательно, при повыше-

нии  $\varepsilon_{\text{тр}}$ , давление в холодильнике увеличивается, что приводит к перераспределению относительных повышений давления по ступеням сжатия. В первой ступени оно увеличивается, во второй — уменьшается [10]. Естественно, изменяются объёмные коэффициенты первой  $\lambda_{01}$  и второй  $\lambda_{02}$  ступеней.

Абсолютное давление в промежуточном холодильнике при неполном охлаждении в нём газа для двухступенчатого компрессора с учётом [8] подчиняется зависимости:

$$P_x = \varepsilon_0 \varepsilon_{\text{тр}}^{\frac{1}{k}} \frac{T_x}{T_{\text{вс}}} P_{\text{вс}}, \quad (19)$$

где  $\varepsilon_0 = (D_1/D_2)^2$  — относительное повышение давления в цилиндре при условии полного охлаждения;  $D_1$  и  $D_2$  — диаметры цилиндров первой и второй ступеней, м;  $T_x$  — абсолютная температура газа, всасываемого второй ступенью из промежуточного холодильника, К;  $P_{\text{вс}}$  и  $T_{\text{вс}}$  — абсолютные номинальные значения давления и температуры во всасывающем трубопроводе (в СТВ), выраженное в Па и К, соответственно.

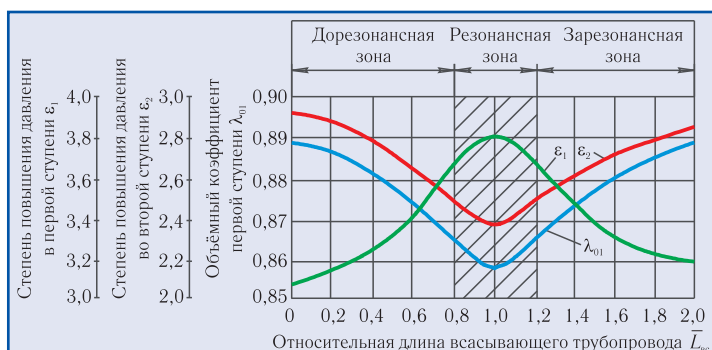
Тогда объёмный коэффициент  $\lambda_{01}$  первой ступени при наличии колебаний давления во всасывающем трубопроводе, согласно формулам (17) и (19), описывается выражением:

$$\lambda_{01} = 1 - a_1 \left[ \left( \varepsilon_0 \varepsilon_{\text{тр}}^{\frac{1}{k}} \frac{T_x}{T_{\text{вс}}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (20)$$

где  $a_1$  — относительное вредное пространство цилиндра первой ступени;  $\varepsilon_0 \varepsilon_{\text{тр}}^{\frac{1}{k}} T_x / T_{\text{вс}} = \varepsilon_1$  — отношение номинальных давлений в цилиндре первой ступени.

Рис. 5 характеризует изменения отношения номинальных давлений первой  $\varepsilon_1$  и второй  $\varepsilon_2$  ступеней и объёмного коэффициента  $\lambda_{01}$  в зависимости от относительной длины всасывающего трубопровода  $\bar{L}_{\text{вс}}$ . Значения  $\varepsilon_{\text{тр}}$  найдены из графической зависимости  $\varepsilon_{\text{тр}} = f(\bar{L}_{\text{вс}})$  для прямоточных клапанов [8]. При определении  $\lambda_{01}$  для компрессора ВП-50/8М приняты следующие величины:  $\varepsilon_0 = 2,94$ ;  $a_1 = 0,07$ ;  $n = 1,2$ ; отношение  $T_x/T_{\text{вс}}$  найдено экспериментально.

Из анализа поведения кривых  $\lambda_{01} = f(\bar{L}_{\text{вс}})$ ,  $\varepsilon_1 = f(\bar{L}_{\text{вс}})$  и  $\varepsilon_2 = f(\bar{L}_{\text{вс}})$  следует, что по мере приближения к резонансу колебаний давления во всасывающем трубопроводе ( $\bar{L}_{\text{вс}} = 1$ ), объёмный коэффициент первой ступени  $\lambda_{01}$  уменьшается, достигая минимальной величины  $\lambda_{01} = 0,857$  при  $\bar{L}_{\text{вс}} = 1$ , что ниже на 3,5 % по сравнению со значением  $\lambda_{01}$  при  $\bar{L}_{\text{вс}} = 0$ . Более существенно возрастает относительное повышение давления в первой ступени  $\varepsilon_1$  (с 3,15 до 3,8) при резонансе колебаний по второй гармонике (на 20 %) и снижается относительное повышение давления во второй ступени



**Рис. 5.** Экспериментальные зависимости объёмного коэффициента  $\lambda_{01}$  первой ступени, относительных повышений давления в первой ступени  $\epsilon_1$  и второй ступени  $\epsilon_2$  поршневого компрессора ВП-50/8М от относительной длины всасывающего трубопровода  $\bar{L}_{вс}$

$\epsilon_2$  (с 2,86 до 2,37, т.е. на 20,1 %). Такое перераспределение сжатия по ступеням компрессора вызовет, как указано в [10], изменение нагрузки на многие его детали: в первой ступени они возрастут, во второй ступени, наоборот, уменьшаются. При использовании резонансной интенсификации для повышения производительности детали компрессора должны иметь достаточный запас прочности, а промежуточное охлаждение должно быть достаточно эффективным.

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье рассмотрена математическая модель сложной с акустической точки зрения системы «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — переменный объем цилиндра», позволяющая оценить влияние резонансных колебаний давления на наполнение цилиндра первой ступени воздухом.

Новым является оценка влияния колебаний давления газа посредством относительных безразмерных параметров, какими являются относительная длина всасывающего трубопровода  $\bar{L}_{вс}$ , относительная производительность  $\bar{Q}$ , относительные коэффициенты; степень повышения давления воздуха в процессе резонансных колебаний  $\epsilon_p$ . Последняя зависит, как показали экспериментальные исследования, от относительной длины всасывающего трубопровода и сопротивления клапанов.

Впервые проанализировано комплексное влияние волновых процессов при резонансе колебаний и сопротивлении всасывающих клапанов на процесс всасывания и условия наполнения цилиндра воздухом в момент закрытия всасывающего клапана. Показана

сущность резонансной интенсификации, что даёт возможность дальнейшего исследования влияния резонансных колебаний на величины объёмного коэффициента, коэффициента давления, температурного коэффициента и коэффициента наполнения (подачи) при резонансной интенсификации поршневого компрессора.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Основы теории резонансного наддува поршневых компрессоров// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2006. — № 1. — С. 31-38.
2. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах/ Ю.А. Видякин, Т.Ф. Кондратьева, Ф.П. Петрова, А.Г. Платонов. — Л.: Машиностроение, 1972. — 224 с.
3. Рутковский Ю.А. Коэффициент подачи и производительность поршневого компрессора в условиях резонансной интенсификации его работы// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2010. — № 1(19). — С. 41-47.
4. Рутковский Ю.А. Работа поршневого компрессора при наличии колебаний давления воздуха во всасывающем трубопроводе// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2008. — № 3. — С. 85-92.
5. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. — М.: Машиностроение, 1969. — 742 с.
6. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчёт. — М.: Колос, 2000. — 456 с.
7. Поршневые компрессоры/ Б.С. Фотин, И.Б. Пирунов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин. — Л.: Машиностроение, 1987. — 352 с.
8. Рутковский Ю.А. Производительность поршневых компрессоров при использовании резонансного наддува// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2008-2009. — № 4(14), № 1(15). — С. 38-47.
9. Рутковский Ю.А. Тепловые процессы и температурные характеристики поршневых компрессоров при наличии резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2009. — № 4(18). — С. 44-49.
10. Гогин Ю.Н., Рутковский Ю.А., Усачев М.Г. Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров// Вестник машиностроения. — 1967. — № 11. — С. 47-50.
11. Рутковский Ю.А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров// Технические газы. — 2010. — № 2. — С. 20-31.