

УДК 621.59(075.8)

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

РЕЗОНАНСНЫЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния колебаний давления газа во всасывающей системе поршневого компрессора на основные параметры его работы. Показано влияние резонансных явлений в газовых коммуникациях компрессора с цилиндрами двойного действия на режимы и экономичность работы поршневых компрессоров в промышленных условиях их эксплуатации. Получены аналитические расчетные зависимости влияния колебаний давления газа на производительность, мощность и удельный расход энергии.

Ключевые слова: поршневой компрессор, экспериментальные исследования, колебания давления газа, резонансные явления, всасывающая система.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Резонансные колебания давления газа во всасывающих и нагнетательных системах поршневых машин издавна привлекают внимание специалистов, так как научно обоснованное использование этих колебаний позволяет повысить мощность двигателей внутреннего сгорания до 47 % [1], а производительность поршневых компрессоров до 20–25 % [2–6].

Эффект увеличения производительности компрессора резонансными колебаниями давления достигается практически без капитальных и эксплуатационных затрат — подбором длины всасывающего трубопровода. Для наддува используются колебания столба газа в трубопроводе, возникающие в результате периодического всасывания. Колебания давления имеют место при любой длине трубопровода, но наибольшей амплитуды они достигают при резонансной длине, когда совпадут собственная частота колебания газового столба ω_0 и частота главной резонирующей гармоники ω возмущающих усилий, то есть резонанс возможен при условии, когда

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

Однако резонансные явления не нашли практического применения в компрессорных машинах. Одной из главных причин

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

Постановка задачи. На основании выявленных причин, объясняющих отсутствие практического использования резонансных явлений во всасывающей системе для повышения эффективности поршневых компрессоров, ставится задача установления закономерностей между термодинамическими и газодинамическими процессами в системе «всасывающий трубопровод – всасывающий клапан – цилиндр», обусловленными наличием резонансных колебаний давления газа, и отражения их влияния на важнейшие технико-экономические показатели работы поршневых компрессоров. Конечной целью исследований является получение резонанс-

ных эксплуатационных характеристик поршневых компрессоров, которые устанавливали бы связь между переменной относительной длиной всасывающего трубопровода \bar{L}_{BC} и относительными значениями коэффициента подачи $\bar{\lambda}$, производительности \bar{Q} , мощности \bar{N} , удельной мощности \bar{n} , а также температуры газа в С.Т.В. и С.Т.Н. (стандартных точках всасывания и нагнетания).

Наличие таких характеристик предоставило бы возможность изготовителям и потребителям компрессорных машин выбрать оптимальные режимы исходя из конкретных условий эксплуатации компрессоров. Достоверность теоретических результатов подтверждается экспериментальными данными исследования компрессорной станции ЗИФ ШВКС-5 в лабораторных условиях, а также компрессоров ВП-50/8М и ВП-20/8М на стендах Краснодарского завода-изготовителя этих машин, компрессоров 2ВГ, 5Г-100/8, 4ВМ10-100/8 в производственных условиях Юргинского машиностроительного завода и шахт «Украина», № 10 им. Артема ПО «Луганскуголь».

Изложение материала и его результаты. Определение условий наступления резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе сводится к достаточно точному расчету частот собственных (свободных) колебаний газа в трубопроводе и определению его резонансной длины. Частота собственных колебаний газа зависит от формы трубопровода, его диаметра и длины, величины и расположения емкостей, находящихся в установке, в том числе и переменного объема цилиндра, присоединяемого к цилиндру в процессе всасывания. На значение частоты собственных колебаний оказывает влияние скорость звука в газе, зависящая от плотности газа и его температуры.

На рисунке 1 приведена наиболее часто встречающаяся в практике схема всасывающей системы компрессора: к одному

концу трубы присоединен цилиндр двустороннего действия, объем которого периодически меняется, другой конец трубы открыт в атмосферу.

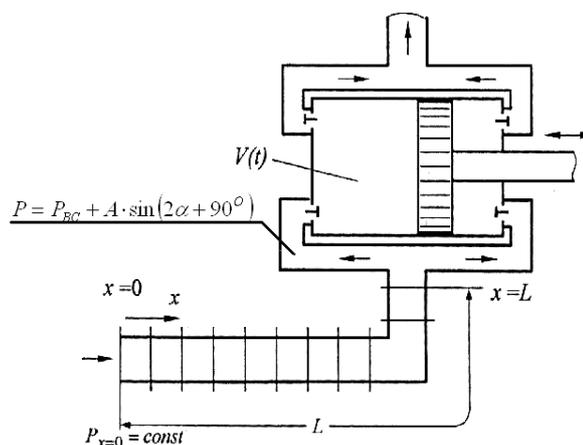


Рисунок 1 Схема всасывающей системы поршневого компрессора с цилиндром двойного действия в первой ступени и переменной длиной всасывающего трубопровода

На рисунке 2 представлены циклограммы колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке и индикаторные диаграммы 1-й ступени компрессора ВП-50/8М, снятые стробоскопическим индикатором МАИ-2 для трех значений длин всасывающего трубопровода: а) дорезонансной, когда длина трубопровода $L_{BC} < L_{PE3}$; б) резонансной, когда $L_{BC} = L_{PE3}$ и в) зарезонансной, когда $L_{BC} > L_{PE3}$.

Из рисунка 2 видно, что колебания давления газа в трубопроводе при резонансе имеют строго синусоидальную форму, отражающую влияние второй (главной) гармоники возмущающего импульса.

Из рассмотрения кривых, представленных на рисунке 2, следует, что при $\bar{L}_{BC} = L_{PE3}$ (рис. 2, б) момент наступления максимального значения амплитуды совпадает с моментом прихода поршня в мертвую точку. В этом случае, как показывают экспериментальные измерения [7],

производительность компрессора имеет наибольшее значение. При $\bar{L}_{BC} > L_{PE3}$ (рис. 2, в) момент достижения максимального давления в волновом процессе происходит с отставанием на 90° от момента нахождения поршня в мертвой точке. Условия наполнения цилиндра газом здесь иные и это обстоятельство отражается на работе всасывающих клапанов, а также на производительности и удельных затратах энергии на компримирование газов [6–9].

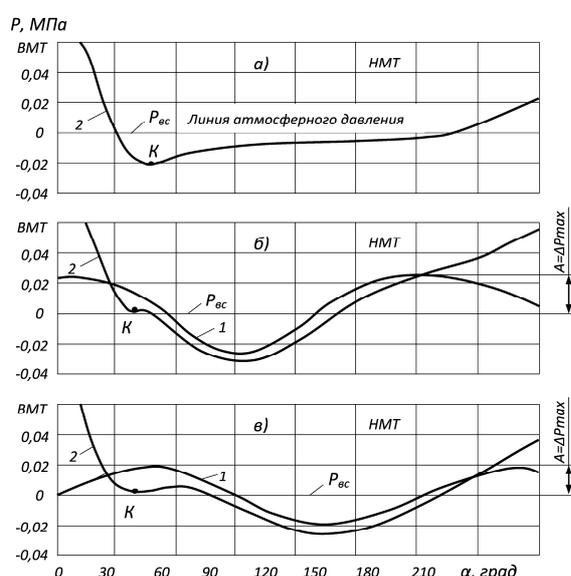


Рисунок 2 Циклограммы резонансных колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке (1) и индикаторные диаграммы 1-й ступени (2) компрессора ВП-50/8М, развернутые по углу α поворота кривошипа:

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

(т. К — момент открытия всасывающего клапана)

С учетом результатов исследований [11] коэффициент подачи поршневого компрессора при наличии резонансных колебаний давления во всасывающей системе может быть определен по формуле:

$$\lambda = \frac{Q}{Q_T} = \lambda_0 \lambda_P \lambda_T = \lambda_0 (\lambda_{P1} + \lambda_{P2}) \lambda_{T1} \cdot \lambda_{T2} \cdot \lambda_{T3}, \quad (2)$$

где Q — действительная производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{мин}$; Q_T — производительность идеального (теоретического) компрессора [3], $\text{м}^3/\text{мин}$; λ_0 — объемный коэффициент, 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 счет падения давления в цилиндре в результате дросселирования газа через всасывающие клапаны (λ_{P1}) и влияния колебания давления во всасывающем патрубке (λ_{P2}); $\lambda_T = \lambda_{T1} \cdot \lambda_{T2} \cdot \lambda_{T3}$ — тепловой коэффициент, учитывающий уменьшение массы газа из-за повышения его температуры за счет теплообмена между горячими стенками цилиндра и всасываемым газом (λ_{T1}), за счет дросселирования газа при прохождении его через всасывающие клапаны (λ_{T2}) и за счет адиабатического сжатия газа в волне колебательного процесса, совпадающего по фазе с моментом прихода поршня в мертвую точку (λ_{T3}).

Коэффициенты влажности и плотности для упрощения приняты $\lambda_{BЛ} = 1$; $\lambda_{ПЛ} = 1$ [3].

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

1. Относительная длина всасывающего трубопровода:

$$\bar{L}_{BC} = \frac{L_{BC}}{L_{PE3}}, \quad (3)$$

где \bar{L}_{BC} — длина всасывающего трубопровода, м; L_{PE3} — оптимальная резонансная длина, при которой зафиксирована максимальная производительность компрессора, м (определяется опытным путем).

По относительной длине всасывающие трубопроводы различаются по зонам: до-резонансная зона, когда $\bar{L}_{BC} < 1$; резонансная зона $\bar{L}_{BC} = 0,9...1,15$; зарезонансная зона $\bar{L}_{BC} > 1,1$. Как показано в работе [7], влияние этих зон на наполнение цилиндра газом и эффективность интенсификации различно.

2. Относительная производительность (в %):

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q_0} \cdot 100, \% \quad (4)$$

где Q — действительная производительность компрессора со всасывающим трубопроводом с относительной длиной \bar{L}_{BC} , м³/мин; Q_0 — действительная производительность компрессора при начальной длине всасывающего трубопровода ($\bar{L}_{BC} = 0$), м³/мин.

3. Степень сжатия газа во всасывающем трубопроводе в процессе резонансных колебаний давления в нем по второй гармонике [8] определяется по формуле:

$$\varepsilon_{TP} = \frac{P_1}{P_{BC}} = \frac{P_{BC} + A}{P_{BC}} = 1 + \frac{A}{P_{BC}}, \quad (5)$$

где P_{BC} — номинальное давление газа во всасывающем трубопроводе, равное атмосферному давлению, Па; P_1 — абсолютное максимальное давление газа в трубопроводе при волновом процессе, Па; A — амплитуда колебания давления, определяемая по циклограмме давления в трубопроводе, Па.

Используя формулы для определения λ_0 , λ_p , λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} , λ_T в зависимости от ε_{TP} и β_A [9–11] и подставляя их в формулу (2), получим формулу для определения коэффициента подачи поршневого компрессора в режиме резонансной интенсификации его работы:

$$\lambda = \left\{ 1 - a_1 \cdot \left[\left(\varepsilon_0 \cdot \varepsilon_{TP}^k \cdot \frac{T_X}{T_{BC}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right] \right\} \times \\ \times \left[(1,4...1,3) \cdot \varepsilon_{TP}^{0,667} - \varepsilon_{TP} \beta_A - (0,4...0,3) \right] \times \\ \times \left[1 - \frac{0,06}{\left(D_1 \cdot \rho_{BC} \cdot \varepsilon_{TP}^k \cdot C_p \right)^{0,2}} \cdot \left(\frac{S}{D_1} + 1 \right) \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right) \right] \times \\ \times \left[1 - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\beta_A \cdot (4 - \varepsilon_{TP}) - (\varepsilon_{TP} - 1)}{3 \cdot \varepsilon_{TP}^k \cdot (1 + \beta_A)} \right] \cdot \left(2 - \varepsilon_{TP}^{\frac{k-1}{k}} \right), \quad (6)$$

где a_1 — относительное вредное пространство цилиндра первой ступени;

$\varepsilon_0 = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2$ — относительное повышение

давления в цилиндре при условии полного охлаждения газа в промежуточном холодильнике ($T_X = T_{BC}$); D_1 и D_2 — диаметры цилиндров первой и второй ступени; T_X — абсолютная температура газа в С.Т.В. (°К) второй ступени; T_{BC} — абсолютная температура газа в С.Т.В. первой ступени; β_A — относительная потеря давления во всасывающих клапанах; ρ_{BC} — плотность всасываемого газа, кг/м³; C_p — удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$; S — ход поршня,

м; ε — относительное повышение давления в цилиндре первой ступени; k — показатель адиабаты; n_1 — показатель политропы.

В качестве примера выполним расчет коэффициентов λ_0 , λ_p , λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} и λ для компрессора ВП-50/8М в зависимости от степени сжатия ε_{TP} и относительной длины всасывающего трубопровода \bar{L}_{BC} при использовании прямооточных клапанов.

На рисунке 3 показаны графические зависимости функций $\lambda_0 = f(\varepsilon_{TP})$, $\lambda_p = f(\varepsilon_{TP})$, $\lambda_{T1} = f(\varepsilon_{TP})$, $\lambda_{T2} = f(\varepsilon_{TP})$, $\lambda_{T3} = f(\varepsilon_{TP})$, $\lambda_T = f(\varepsilon_{TP})$, $\lambda = f(\varepsilon_{TP})$ для компрессора ВП-50/8М, из поведения которых видно, что наибольшее изменение при возрастании амплитуды колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе и степени сжатия ε_{TP} претерпевают два коэффициента: коэффициент давления λ_p (он увеличивается со значения 0,98 до 1,3 при изменении ε_{TP} от 1 до 1,4) и тепловой коэффициент λ_{T3} (его значение уменьшается на 10 % при увеличении ε_{TP} от 1 до 1,4).

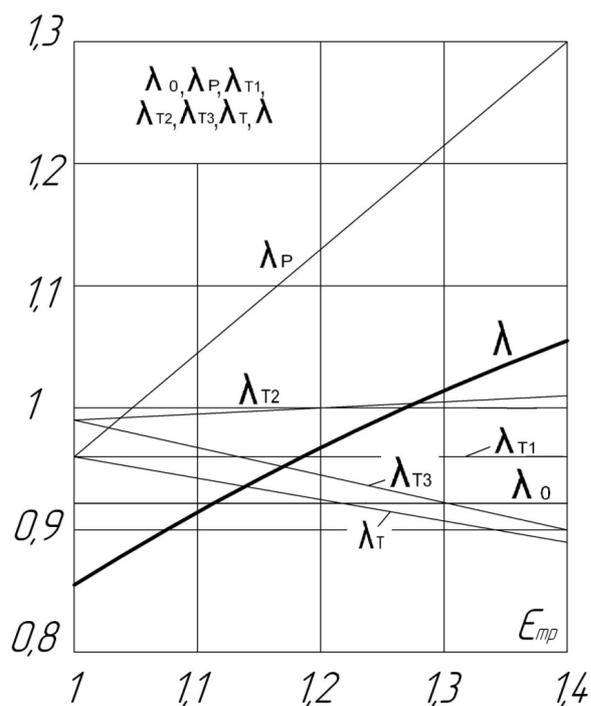


Рисунок 3 Зависимости объемного коэффициента λ_0 , коэффициента давления λ_p , тепловых коэффициентов λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} , λ_T и коэффициента подачи λ компрессора ВП-50/8М от степени сжатия воздуха ε_{TP} во всасывающем трубопроводе (клапаны прямооточные типа ПИК)

Как и следовало ожидать [11], значения коэффициентов λ_0 , λ_{T1} , λ_{T2} остаются практически без изменения. В силу этого обстоятельства результирующий тепловой коэффициент λ_T при увеличении ε_{TP} уменьшается пропорционально тепловому коэффициенту λ_{T3} .

В конечном итоге влияние тепловых факторов приводит к снижению коэффициента подачи λ и, следовательно, к уменьшению эффективности резонансной интенсификации компрессора по сравнению с максимально возможной.

Наибольшую информацию о поведении рассматриваемых коэффициентов и изменении производительности могут дать зависимости этих величин от относительной длины всасывающего трубопровода \bar{L}_{BC} , т. е. зависимости $\lambda_{O1} = f(\bar{L}_{BC})$; $\lambda_p = f(\bar{L}_{BC})$; $\lambda_T = f(\bar{L}_{BC})$; $\lambda = f(\bar{L}_{BC})$; $\bar{Q} = f(\bar{L}_{BC})$; $Q = f(\bar{L}_{BC})$.

На рисунке 4 представлены кривые изменения коэффициентов λ_0 , λ_p , λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} , λ_T и λ для компрессора ВП-50/8М с прямооточными клапанами ($\beta_A = 0,04$) в зависимости от относительной длины всасывающего трубопровода (\bar{L}_{BC}).

Как видно, наибольшее изменение при переходе всасывающей системы из дорезонансной зоны ($\bar{L}_{BC} < 1$) в зарезонансную ($\bar{L}_{BC} > 1$) имеет место для коэффициента давления λ_p и третьего теплового коэффициента λ_{T3} и связанных с ними результирующего теплового коэффициента λ_T и коэффициента подачи λ , отражающего влияние всех рассматриваемых факторов на производительность компрессора. Коэффициент подачи λ , как видно из рисунка 4, изменяется в пределах 0,86...1, достигая максимального значения при ($\bar{L}_{BC} = 1$). Если принять значение λ при

$\bar{L}_{BC} = 0$ за 100 %, то повышение коэффициента подачи при $L_{BC} = L_{PE3}$ составит, как показано выше, 16,3 %.

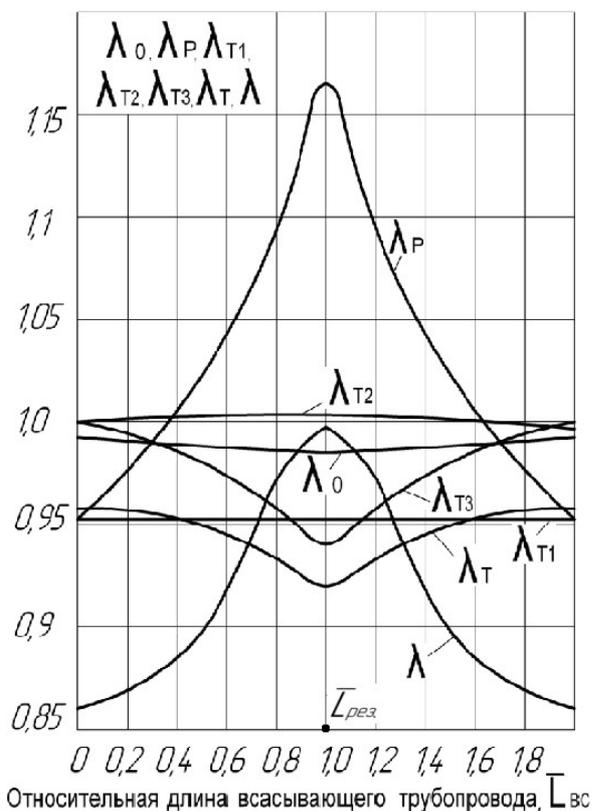


Рисунок 4 Зависимости объемного коэффициента λ_0 , коэффициента давления λ_P , тепловых коэффициентов λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} , λ_T коэффициента подачи λ компрессора ВП-50/8М от относительной длины всасывающего трубопровода \bar{L}_{BC} (клапаны прямоточные типа ПИК)

Этот результат совпадает с экспериментальными данными, полученными при испытании компрессора ВП-50/8М на стенде завода-изготовителя [6].

В работе [9] получены эмпирические экспоненциальные зависимости степени повышения давления во всасывающем трубопроводе ε_{TP} от его относительной длины \bar{L}_{BC} для различных по конструкции всасывающих клапанов. Форма этих зависимостей для всех конструкций клапанов,

независимо от типа компрессора, имеет одинаковый вид, выражаемый формулой:

$$\varepsilon_{TP} = 1 + B \cdot \exp \left[-C (\bar{L}_{BC} - 1)^2 \right], \quad (7)$$

где B и C — опытные коэффициенты, значения которых определяются в зависимости от конструкции и сопротивления всасывающих клапанов: а) прямоточные клапаны: $B = 0,247$; $C = 5,37$; б) кольцевые клапаны: $B = 0,204$; $C = 9,43$; в) тарельчатые клапаны: $B = 0,162$; $C = 13,6$.

Действительная производительность компрессора на основании формулы (2) равна:

$$Q = Q_T \cdot \lambda = V_n \cdot n \cdot \lambda, \quad \text{м}^3/\text{мин}, \quad (8)$$

где V_n — объем, описываемый поршнем цилиндра первой ступени за один ход, м^3 ; n — частота вращения коленчатого вала, $\text{об}/\text{мин}$.

Для наиболее часто применяемых на практике компрессоров с цилиндрами двойного действия формула (8) имеет вид [11]:

$$\begin{aligned} Q &= i \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot S \cdot \left(1 - \frac{z \cdot d_{ш}^2}{i \cdot D_1^2} \right) \cdot \lambda \cdot n = \\ &= i \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot S \cdot \xi \cdot \lambda \cdot n, \quad \text{м}^3/\text{мин}, \end{aligned} \quad (9)$$

где i — число рабочих полостей первой ступени; $d_{ш}$ — диаметр штока, м; z — число рабочих полостей первой ступени, в которых имеется шток; $\xi = \left(1 - \frac{k \cdot d_{ш}^2}{i \cdot D_1^2} \right)$ — коэффициент, учитывающий уменьшение рабочего объема полости при наличии штока.

Подставляя в формулу (9) значение коэффициента подачи, определяемого уравнением (6), с учетом зависимости (7), получим уравнение резонансной характеристики поршневого компрессора, устанавливающее связь между производительно-

стью компрессора и относительной длиной всасывающего трубопровода в пределах изменения её от $\bar{L}_{BC} = 0$ до $\bar{L}_{BC} \gg 1$ и сопротивлением всасывающих клапанов (β_A), т. е.

$$Q = i \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \cdot S \cdot \xi \cdot \left\{ 1 - a_1 \cdot \left[\varepsilon_0 \cdot (1+y)^{\frac{1}{k}} \cdot \frac{T_X}{T_{BC}} \right]^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right\} \times \\ \times \left[(1,4 \dots 1,3) \cdot (1+y)^{0,667} - \beta_A \cdot (1+y) - (0,4 \dots 0,3) \right] \times \\ \times \left[1 - \frac{0,06}{\left[D_1 \cdot \rho_{BC} \cdot (1+y)^{\frac{1}{k}} \cdot C_P \right]^{0,2}} \cdot \left(\frac{S}{D_1} + 1 \right) \cdot \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right) \right] \times \quad (10) \\ \times \left[1 - \frac{k-1}{k} \cdot \frac{3 \cdot \beta_A - y \cdot (1 + \beta_A)}{3 \cdot (1+y)^{\frac{1}{k}} \cdot (1 + \beta_A)} \right] \times \\ \times \left[2 - (1+y)^{\frac{k-1}{k}} \right] \cdot n, \quad \text{м}^3/\text{мин},$$

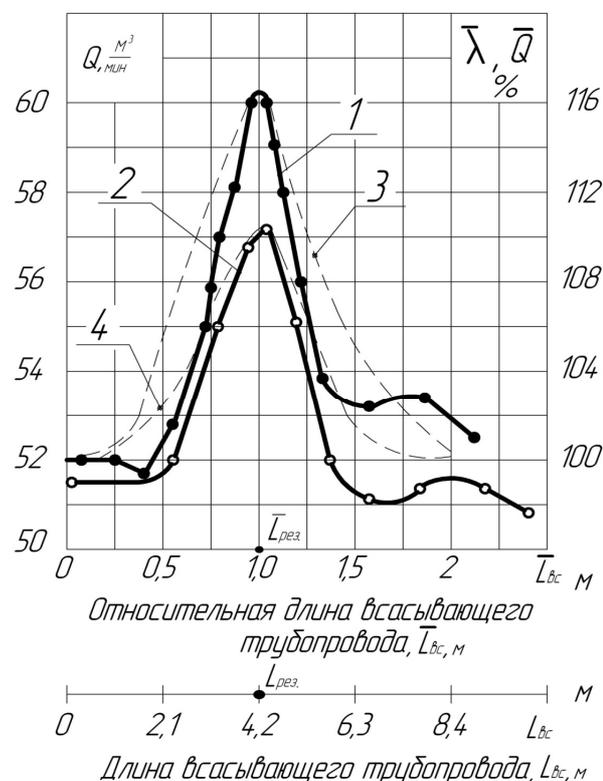
где

$$y = B \cdot \exp \left[-C \left(\bar{L}_{BC} - 1 \right)^2 \right].$$

На рисунке 5 приведены экспериментальные и теоретические зависимости производительности компрессора ВП-50/8М, отражающие влияние резонансных явлений во всасывающей системе на наполнение цилиндра газом. Их можно назвать резонансными характеристиками поршневого компрессора, позволяющими выбрать наиболее рациональный режим работы.

Построенные в относительных координатах $\bar{Q} - \bar{L}_{BC}$, зависимости имеют типовой характер и могут быть использованы как на стадии проектирования [5], так и в конкретных условиях эксплуатации. Как видно, теоретические зависимости $\bar{\lambda} = f(\bar{L}_{BC})$, совпадающие с зависимостями $\bar{Q} = f(\bar{L}_{BC})$ (кривые 3 и 4), имеют практически одинаковую форму с экспериментальными кривыми (1 и 2) и дают одинаковые результаты эффективности

интенсификации при резонансе колебаний давления газа при ($\bar{L}_{BC} = 1$).



Обозначения: 1 и 3 — прямоточные клапаны типа ПИК; 2 и 4 — кольцевые клапаны 10К-180

Рисунок 5 Экспериментальные зависимости производительности $Q = f(L_{BC})$ от длины всасывающего трубопровода (кривые 1 и 2) и теоретические зависимости относительного коэффициента подачи $\bar{\lambda} = f(\bar{L}_{BC})$ и относительной производительности $\bar{Q} = f(\bar{L}_{BC})$ от относительной длины всасывающего трубопровода (кривые 3 и 4) компрессора ВП-50/8М. (Резонансные характеристики компрессора ВП-50/8М)

Выводы и направление дальнейших исследований.

Получены аналитические зависимости для определения коэффициента подачи и его составляющих коэффициентов, а также уравнение для определения действительной производительности поршневых компрессоров с цилиндрами двухстороннего

действия в первой ступени (а именно такие имеют наибольшее распространение в промышленности), позволяющие оценить эффективность интенсификации их работы путем использования резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе. Они могут быть применены как на стадии проектирования, так и в процессе эксплуатации компрессорных машин.

Экспериментальные исследования, выполненные на компрессоре ВП-50/8М и ряде других машин [9], подтвердили результаты теоретического анализа. Полученные аналитические и экспериментальные характеристики производительности поршневых компрессоров при резонансной интенсификации их работы, наряду с температурными характеристиками [10], дают возможность изготовителям и потребителям компрессорных машин выбирать

оптимальные режимы работы исходя из конкретных условий их эксплуатации. Поэтому представляется необходимым получение таких характеристик для вновь создаваемых компрессорных машин и включение их в техническую документацию компрессора, как это имеет место применительно к машинам динамического действия. Кроме зависимостей $\bar{Q} = f(\bar{L}_{BC})$, следует определять характеристики относительной индикаторной мощности $\bar{N}_i = f(\bar{L}_{BC})$ и относительной удельной мощности $n_{уд} = f(\bar{L}_{BC})$, что даст возможность всесторонне оценить влияние резонансной интенсификации на все технико-экономические показатели поршневых компрессоров.

Библиографический список

1. Боднер, В. А. Повышение мощности двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. А. Боднер // Двиглестроение. — 1939. — № 9. — С. 17–22; № 10–11. — С. 29–30.
2. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры [Текст] / М. И. Френкель. — М. : Машиностроение, 1969. — 742 с.
3. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет [Текст] / П. И. Пластинин. — М. : Колос, 2000. — 456 с.
4. Видякин, Ю. А. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах [Текст] / Ю. А. Видякин, Т. Ф. Кондратьева, Ф. П. Петрова, А. Г. Платонов. — Л. : Машиностроение, 1972. — 224 с.
5. Гринь, Н. П. Поршневые воздушные компрессорные машины нового поколения для ВРУ, реализующих циклы среднего и высокого давления [Текст] / Н. П. Гринь, Ю. Б. Наталуха, А. В. Смирнов // Технические газы. — 2009. — № 6. — С. 26–30.
6. Гогин, Ю. Н. Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров [Текст] / Ю. Н. Гогин, Ю. А. Рутковский, М. Г. Усачев // Вестник машиностроения. — 1967. — № 11. — С. 47–50.
7. Рутковский, Ю. А. Интенсификация работы оппозитных поршневых компрессоров акустическим наддувом [Текст] / Ю. А. Рутковский // Сборник трудов 13-й междунаучно-практической конференции по компрессоростроению. — Сумы : Изд-во СумГУ, 2004. — Т. 2. — С. 101–106.
8. Рутковский, Ю. А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров [Текст] / Ю. А. Рутковский // Технические газы. — 2010. — № 2. — С. 23–32.
9. Рутковский, Ю. А. Производительность поршневых компрессоров при использовании резонансного наддува [Текст] / Ю. А. Рутковский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2008–2009. — № 4(14), № 1(15). — С. 38–47.
10. Рутковский, Ю. А. Тепловые процессы и температурные характеристики поршневых компрессоров при наличии резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе [Текст] / Ю. А. Рутковский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2009. — № 4(18). — С. 44–49.

11. Рутковский, Ю. А. Коэффициент подачи и производительность поршневого компрессора в условиях резонансной интенсификации его работы [Текст] / Ю. А. Рутковский // Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2010. — № 1(19). — С. 41–47.

© Рутковский Ю. А.

© Рутковский А. Ю.

Рекомендована к печати д.т.н., проф., зав. каф. СГ ДонГТУ Литвинским Г. Г.,
нач. ЦЛАМ ПАО «АМК» Мирошниченко А. В.

Статья поступила в редакцию 03.10.17.

к.т.н. Рутковський Ю. О., к.т.н. Рутковський О. Ю. (ДонДТУ, м. Алчевськ, ЛНР)

РЕЗОНАНСНІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРИВ

Наведено результати експериментальних досліджень впливу коливань тиску газу у всмоктувальній системі поршневого компресора на основні параметри його роботи. Показано вплив резонансних явищ в газових комунікаціях компресора з циліндрами подвійної дії на режими і економічність роботи поршневих компресорів в промислових умовах їх експлуатації. Отримано аналітичні розрахункові залежності впливу коливань тиску газу на продуктивність, потужність і питому витрату енергії.

Ключові слова: поршневий компресор, експериментальні дослідження, коливання тиску газу, резонансні явища, усмоктувальна система.

PhD Rutkovskiy Yu. A., PhD Rutkovskiy A. Yu. (DonSTU, Alchevsk, LPR)

RESONANT OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF PISTON COMPRESSOR

The results of experimental studies on the influence of gas pressure fluctuations in the suction system of a piston compressor on the main parameters of its operation are presented. There has been shown the influence of resonant phenomena in gas compressor communications with double-acting cylinders on the modes and efficiency of piston compressor operation in their industrial operational conditions. Analytical calculated dependences of the effect of gas pressure fluctuations on productivity, power and specific energy consumption are obtained.

Key words: piston compressor, experimental studies, gas-pressure fluctuations, resonance phenomena, suction system.