

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.**2. ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗРАСТАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА В ЦИЛИНДРЕ ПРИ ВСАСЫВАНИИ В РЕЖИМЕ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ**

Показано влияние резонансной интенсификации на коэффициент наполнения цилиндра газом и производительность поршневого компрессора. Эффективность интенсификации определяется значением коэффициента давления λ_p , который в свою очередь зависит от амплитуды и фазы колебания, а также от сопротивления всасывающих клапанов. Получены теоретические зависимости, определяющие влияние этих факторов на коэффициент наполнения и производительность компрессора, приводится сопоставление теоретических её значений с результатами экспериментальных исследований компрессора ВП-50/8М, проведённых на испытательном стенде его изготовителя — Краснодарского компрессорного завода.

Ключевые слова: Компрессор. Всасывание. Резонансная интенсификация. Производительность компрессора. Коэффициент давления.

Yu.A. Rutkowski, G.K. Lavrenchenko**GASDYNAMIC RESONANCE PHENOMENONS SUCTION SYSTEM AND THEIR USE FOR IMPROVEMENT EFFICIENCY OF AIR RECIPROCATING COMPRESSORS.****2. RESEARCH OF INCREASING PRESSURE GAS IN THE CYLINDER BY SUCKING MODE RESONANCE INTENSIFICATION**

Shows the effect of intensification the resonance by a factor of filling the cylinder with gas and capacity of a piston compressor. Efficiency is determined by the intensification of the pressure coefficient λ_p , which in turn depends on the amplitude and phase fluctuations, as well as the resistance of the suction valves. Theoretical dependences of determining the impact of these factors on the filling ratio and the compressor, it is a comparison of theoretical values with experimental results compressor VP-50/8M conducted on a test rig of the manufacturer — the Krasnodar Compressor Plant.

Keywords: Compressor. Sucking. Resonant intensification. Compressor capacity. Pressure coefficient.

1. ВВЕДЕНИЕ

Для оценки влияния резонансной интенсификации на производительность поршневого компрессора используются коэффициенты подачи λ и наполнения λ_n . Уточним, что подразумевается под этими коэффициентами, в чём их сходство и различие. Согласно [1], коэффициент наполнения цилиндра, учитывающий уменьшение действительной производительности компрессора по сравнению с теоретической, пред-

ставляется формулой:

$$\lambda_n = \frac{V_{вс}}{V_h} = \lambda_0 \lambda_p \lambda_\tau, \quad (1)$$

где $V_{вс}$ — объём поступающего в цилиндр газа при номинальном давлении $P_{вс}$ и номинальной температуре $T_{вс}$ во всасывающем патрубке цилиндра; V_h — объём, описываемый поршнем; λ_0 — объёмный коэффици-

ент, учитывающий потерю рабочего объёма цилиндра из-за расширения газа из вредного пространства; λ_p — коэффициент давления, характеризующий уменьшение рабочего объёма за счёт влияния пониженного давления в конце всасывания на наполнение цилиндра; λ_t — тепловой коэффициент, показывающий, как уменьшается масса газа из-за повышения его температуры в связи с теплообменом между горячими стенками цилиндра и всасываемым газом, а так же за счёт дросселирования газа при прохождении его через всасывающие клапаны.

В работе [2] уменьшение действительной производительности компрессора характеризуется коэффициентом подачи

$$\lambda = \frac{V_e}{V_h} = \lambda_0 \lambda_p \lambda_{др} \lambda_t \lambda_{пл} \lambda_{вл}, \quad (2)$$

где V_e — действительная производительность компрессора; V_h — производительность идеального компрессора, равная описанному поршнем объёму; λ_0 — объёмный коэффициент, учитывающий уменьшение действительной производительности компрессора из-за расширения газа, оставшегося после нагнетания во вредном пространстве; $\lambda_{др}$ — коэффициент дросселирования, учитывающий уменьшение производительности из-за падения давления при протекании газа через всасывающие клапаны; λ_t — коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение производительности из-за подогрева всасываемого газа во время процесса всасывания; $\lambda_{пл}$ — коэффициент плотности, учитывающий уменьшение производительности из-за неплотностей рабочей полости; $\lambda_{вл}$ — коэффициент влажности, учитывающий уменьшение производительности из-за наличия водяных паров во всасываемом газе.

Из сопоставления (1) и (2) видно, что коэффициенты λ_0 , λ_p , $\lambda_{др}$, λ_t отражают по существу влияние одних и тех же факторов на конечный результат — производительность компрессора. Поэтому при полной герметичности цилиндра ($\lambda_{пл} = 1$) и ($\lambda_{вл} = 1$) коэффициент наполнения равен коэффициенту подачи, т.е.

$$\lambda_n = \lambda. \quad (3)$$

Общий недостаток (1) и (2) состоит в том, что они не учитывают важный, как показано нами ранее [3,4], фактор, а именно, влияние всегда имеющихся колебаний давления во всасывающем трубопроводе на наполнение цилиндра газом и, следовательно, на производительность компрессора.

Основная цель настоящего исследования — определение не только конкретных значений коэффициентов λ_0 , λ_p и λ_t и связанной с ними производительности компрессора, но, что очень важно для практического использования, выяснение характера изменения этих коэффициентов и производительности компрессора в целом в зависимости от длины и диаметра всасывающего трубопровода в дорезонансной ($L_{вс} < L_{рез}$), резонансной ($L_{вс} = L_{рез}$) и зарезонансной

($L_{вс} > L_{рез}$) областях, определяемых типом компрессора, конструкцией и гидравлическим сопротивлением всасывающих клапанов. При таком сравнительном анализе исключается проявление систематических погрешностей, и результаты исследования приобретают объективную закономерность. Тогда формулы (1) и (2) будут отражать частные случаи, соответствующие работе компрессора с отключённым трубопроводом, когда колебания давления во всасывающем патрубке полностью отсутствуют.

В качестве объекта исследования, как и в [5], выберем поршневой компрессор с цилиндрами двойного действия в первой ступени.

2. КОЭФФИЦИЕНТ ДАВЛЕНИЯ λ_p . СУЩНОСТЬ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ

Во многих исследованиях под коэффициентом давления λ_p понимают коэффициент дросселирования [1,2,6,7], который учитывает только дроссельные потери давления, обусловленные сопротивлением всасывающих клапанов. Однако при работе поршневого компрессора всегда возникают колебания давления во всасывающем трубопроводе. Амплитуда колебаний соизмерима с потерей давления при всасывании газа в цилиндр. В случае резонансных колебаний и прямых клапанов с малым сопротивлением, повышение давления, вызванное процессом колебания, может превышать потери давления в клапанах в конце процесса всасывания во много раз. Действуя совместно, указанные процессы определяют результирующее значение коэффициента давления λ_p , отражающееся, в конечном итоге, на производительности и удельной мощности компрессора.

При резонансом процессе, осуществляемом по второй гармонике ($m=2$), давление газа в конце всасывания выше номинального давления $P_{вс}$, принимаемого для расчётов равным для первой ступени атмосферному давлению $P_{атм}$ (рис. 1). Если продлить линию сжатия до пересечения с номинальным давлением $P_{вс}$, то это давление достигается в точке 1, тем самым увеличивая объём поступившего в цилиндр газа (приведённого к давлению $P_{вс}$) на величину:

$$\Delta V'' = V''_{вс} - V'_{вс}. \quad (4)$$

Увеличение объёма в конечном итоге отразится на увеличении производительности компрессора. В этом состоит сущность использования резонансной интенсификации для повышения эффективности работы поршневого компрессора. Причём, чем больше отрезок $\Delta V''$, тем выше производительность компрессора. Увеличение $\Delta V''$ тесно связано с амплитудой колебания давления A или, что то же, со степенью повышения давления газа в процессе его колебания в трубопроводе $\varepsilon_{тр}$, определяемого при гармонической составляющей колебания давления, в соответствии с [3], по формуле:

$$\varepsilon_{тр} = 1 + (A/P_a), \quad (5)$$

где A — амплитуда колебаний давления, Па; P_a — атмосферное давление, Па.

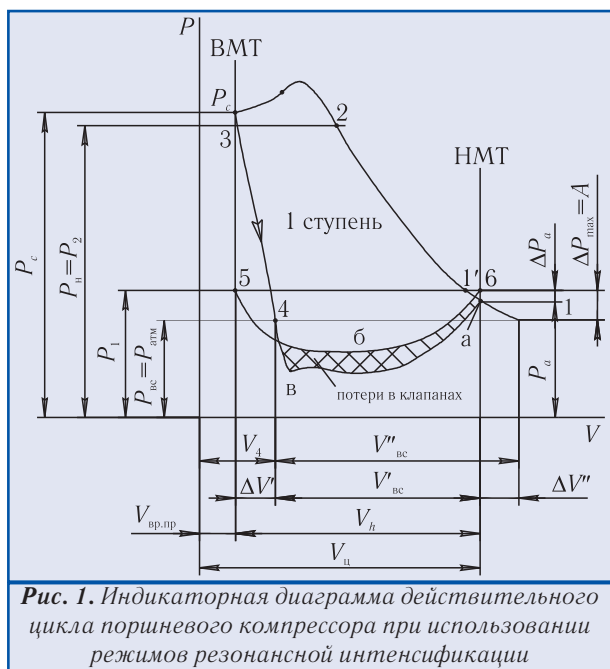


Рис. 1. Индикаторная диаграмма действительного цикла поршневого компрессора при использовании режимов резонансной интенсификации

Таким образом, коэффициент давления λ_p , являющийся отношением отрезков V''_{vc} и V'_{vc} (см. рис. 1), имеет более полное содержание, так как он в этом случае отражает совместное влияние двух факторов на наполнение цилиндра газом: повышение давления в цилиндре в конце всасывания за счёт колебания давления и снижение давления в конце всасывания за счёт преодоления гидравлического сопротивления всасывающих клапанов в момент прихода поршня в мёртвые точки (МТ).

Коэффициент давления, согласно [8,9], в рассматриваемом случае

$$\lambda_p = \frac{V''_{vc}}{V'_{vc}} = 1 + \frac{\Delta V''}{V'_{vc}}. \quad (6)$$

Из [6] можно заключить, что λ_p всегда больше единицы, так как $\Delta V'' > 0$.

Учёт сопротивления всасывающей системы, главными элементами которой являются всасывающие клапаны, производится с помощью коэффициента дросселирования $\lambda_{др}$ [1,2,6], который на основании зависимости (5) определяется, исходя из рис. 1, как

$$\lambda_{др} = \frac{P_a}{P_1} = \frac{P_1 - \Delta P_a}{P_1} = 1 - \frac{\Delta P_a}{P_1} = 1 - \frac{\Delta P_a}{\epsilon_{тр} P_{vc}}, \quad (7)$$

где P_a — абсолютное давление в цилиндре в момент прихода поршня в МТ, Па; P_1 — абсолютное давление перед клапанами в тот же момент, Па.

Таким образом, потери давления в клапанах в момент прихода поршня в МТ

$$\Delta P_a = P_1 - P_a = \epsilon_{тр} P_{vc} - P_a. \quad (8)$$

Из формул (4) и (6) следует, что значение λ_p в основном будет сказываться на эффективности работы компрессора при использовании резонансной интенсификации.

Рассмотрим способ определения коэффициента λ_p при наличии резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе с учётом сопротивления всасывающих клапанов.

Прибавку объёма $\Delta V''$ (см. рис. 1) находим из соотношения:

$$\begin{aligned} \frac{V_{ц} + \Delta V''}{V_{ц}} &= \left(\frac{P_a}{P_{vc}} \right)^{\frac{1}{n_1}} = \left(\frac{P_1 - \Delta P_a}{P_{vc}} \right)^{\frac{1}{n_1}} = \\ &= \left(\frac{P_{vc} + A - \Delta P_a}{P_{vc}} \right)^{\frac{1}{n_1}} = \left(\epsilon_{тр} - \frac{\Delta P_a}{P_{vc}} \right)^{\frac{1}{n_1}}, \end{aligned} \quad (9)$$

где n_1 — показатель политропы в начале процесса сжатия.

Из формулы (9)

$$\frac{\Delta V''}{V_{ц}} = \left(\epsilon_{тр} - \frac{\Delta P_a}{P_{vc}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - 1. \quad (10)$$

Так как ΔP_a — относительно малая величина, то, разлагая функцию (10) в ряд и ограничивая первыми двумя членами ряда, получаем:

$$\frac{\Delta V''}{V_{ц}} \approx \epsilon_{тр}^{\frac{1}{n_1}} \left(1 - \frac{1}{n_1 \epsilon_{тр}} \frac{\Delta P_a}{P_{vc}} \right) - 1. \quad (11)$$

Примем во внимание, что объём цилиндра

$$V_{ц} = V_h + V_{вр.пр} = (1+a)V_h,$$

где a — относительная величина вредного пространства.

С учётом этого, после подстановки (11) в (6) получим, что

$$\lambda_p = \left[1 + \frac{1+a}{\lambda_0} \left(\epsilon_{тр}^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right) \right] - \left[\frac{1+a}{\lambda_0 n_1 \epsilon_{тр}^{\frac{n_1-1}{n_1}} P_{vc}} \right]. \quad (12)$$

Выражение (12) можно представить иначе:

$$\lambda_p = 1 - \frac{1+a}{\lambda_0 n_1 \epsilon_{тр}^{\frac{n_1-1}{n_1}} P_{vc}} + \frac{1+a}{\lambda_0} \left(\epsilon_{тр}^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right). \quad (13)$$

Введём обозначения:

$$\lambda_{\rho_1} = 1 - \frac{1+a}{\lambda_0 n_1 \epsilon_{тр}^{\frac{n_1-1}{n_1}} P_{vc}}; \quad (14)$$

$$\lambda_{p_2} = \frac{1+a}{\lambda_0} \left(\frac{1}{\varepsilon_{тр}^{n_1}} - 1 \right). \quad (15)$$

Тогда коэффициент давления λ_p при наличии резонансных колебаний давления во всасывающем трубопроводе по второй гармонике

$$\lambda_p = \lambda_{p_1} + \lambda_{p_2}. \quad (16)$$

Коэффициент давления λ_{p_1} учитывает потери давления из-за гидравлических сопротивлений во всасывающей системе, включая сопротивление всасывающих клапанов. Назовём его первым коэффициентом давления.

При $a \approx 0,05 \dots 0,1$, $n_1 = 1,5$ (для двухатомных газов) и $\lambda_0 \approx 0,85 \dots 0,9$, $\varepsilon_{тр} = 1,2$ из (14) получим:

$$\lambda_{p_1} = 1 - (0,85 \dots 0,9) \frac{\Delta P_a}{P_{вс}}. \quad (17)$$

Допуская погрешность, составляющую 10...15 % от малой величины ΔP_a , и учитывая, что $\Delta P_a = P_1 - P_a = \varepsilon_{тр} P_{вс} - P_a$, сведём (17) к виду:

$$\lambda_{p_1} = 1 - \frac{\Delta P_a}{P_{вс}} = 1 + \frac{P_a}{P_{вс}} - \varepsilon_{тр}. \quad (18)$$

Из (18) и (6) следует, что

$$\lambda_{p_1} = 1 - \varepsilon_{тр}(1 - \lambda_{др}). \quad (19)$$

Если колебания давления отсутствуют, т.е. $\varepsilon_{тр} = 1$, то коэффициент давления λ_{p_1} становится равным коэффициенту дросселирования $\lambda_{др}$.

Коэффициент давления λ_{p_2} , как видно из (15), не зависит от потерь давления во всасывающем тракте и определяется исключительно волновыми процессами во всасывающем трубопроводе. Его можно назвать вторым коэффициентом давления.

При $a \approx 0,05 \dots 0,1$, $n_1 = 1,5$ и $\lambda_0 \approx 0,85$ из (15) найдём

$$\lambda_{p_2} = (1,4 \dots 1,3)(\varepsilon_{тр}^{0,667} - 1). \quad (20)$$

Подставив (19) и (20) в (16), получим выражение для коэффициента давления при наличии колебаний газа во всасывающем трубопроводе и сопротивления всасывающих клапанов:

$$\lambda_p = \lambda_{p_1} + \lambda_{p_2} = 1 - \varepsilon_{тр}(1 - \lambda_{др}) + (1,4 \dots 1,3)(\varepsilon_{тр}^{0,667} - 1). \quad (21)$$

Используем из [2] выражение для коэффициента дросселирования:

$$\lambda_{др} = 1 - \beta_a, \quad (22)$$

где β_a — относительные потери давления во всасывающей системе компрессора. По данным [2,6] $\beta_a = 0,04 \dots 0,07$.

Учитывая (22), формулу (21) после ряда преобразований представим в следующем виде:

$$\lambda_p = (1,4 \dots 1,3)\varepsilon_{тр}^{0,667} - \varepsilon_{тр}\beta_a - (0,4 \dots 0,3), \quad (23)$$

где 1,4 и 0,4 соответствуют $a = 0,05$; 1,3 и 0,3 — $a = 0,1$.

Например, при $\varepsilon_{тр} = 1,25$, $a = 0,05$, $\beta_a = 0,04$ коэффициент давления согласно формуле (23)

$$\lambda_p = 1,4 \cdot 1,25^{0,667} - 1,25 \cdot 0,04 - 0,4 = 1,174.$$

В первом приближении можно считать, что производительность компрессора при резонансной длине всасывающего трубопровода, по сравнению с отключённым трубопроводом, когда $\lambda_{p_0} = 0,98$, увеличится на

$$\frac{\lambda_p - \lambda_{p_0}}{\lambda_{p_0}} = \frac{1,174 - 0,98}{0,98} = 19,8\%.$$

3. ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ДАВЛЕНИЯ

При испытании компрессора ВП-50/8М с прямоточными клапанами повышение производительности при относительной длине всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс} = 1$ составило 15,6 % [10]. На уменьшении действительной прибавки производительности по сравнению с теоретической, определяемой по формуле (23), сказалось снижение теплового коэффициента $\lambda_{т}$, связанного с повышением температуры газа в цилиндре к концу всасывания из-за наличия колебания давления во всасывающей системе [11].

Используем другое выражение для определения коэффициента давления λ_p . Обозначим в (13)

$$1 + \frac{1+a}{\lambda_0} \left(\frac{1}{\varepsilon_{тр}^{n_1}} - 1 \right) = \lambda_{p_{кол}}; \quad (24)$$

$$\frac{1+a}{\lambda_0 n_1 \varepsilon_{тр}^{n_1}} \frac{\Delta P}{P_{вс}} = \Delta \lambda_p. \quad (25)$$

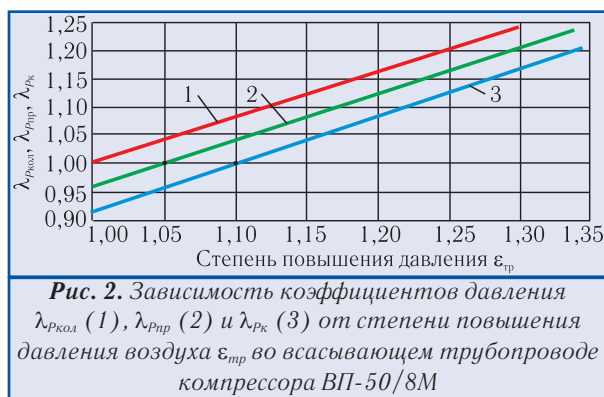
Тогда из (13) следует:

$$\lambda_p = \lambda_{p_{кол}} - \Delta \lambda_p, \quad (26)$$

где $\lambda_{p_{кол}}$ — коэффициент давления, обусловленный волновым процессом во всасывающем трубопроводе; $\Delta \lambda_p$ — поправка, уменьшающая коэффициент давления за счёт потерь давления в клапанах при всасывании газа в момент прихода поршня в МТ.

Из анализа формул (23)-(25) следует, что рост коэффициента давления при резонансе колебаний давления во всасывающем трубопроводе по второй гармонике, главным образом, обусловлен повышением давления в цилиндре в момент прихода поршня в

мертвую точку за счет волнового процесса. При этом, если $\Delta\lambda_p$ значительно меньше $\lambda_{p_{кол}}$, то коэффициент давления λ_p всегда больше единицы. Следовательно, эффективность использования резонансных колебаний для повышения производительности поршневого компрессора с цилиндрами двойного действия во многом будет определяться сопротивлением всасывающих клапанов, отражающимся на величине $\Delta\lambda_p$. Этот теоретический вывод нашёл подтверждение при испытании компрессора ВП-50/8М с кольцевыми и прямоотчными клапанами (рис. 2). Зависимости, представленные на рисунке, линейны при повышении $\epsilon_{тр}$ и показывают, как влияют сопротивления клапанов на значения коэффициентов давления на всём диапазоне изменения $\epsilon_{тр}$.



Относительные коэффициенты (см. рис. 2) давления определялись по формулам:

$$\bar{\lambda}_{p_{пр}} = \frac{\lambda'_{p_{пр}}}{\lambda_{p_{пр}}} 100\%; \quad (27)$$

$$\bar{\lambda}_{p_{к}} = \frac{\lambda'_{p_{к}}}{\lambda_{p_{к}}} 100\%, \quad (28)$$

где $\lambda'_{p_{пр}}$ и $\lambda'_{p_{к}}$ — соответственно, значения коэффициентов давления для прямоотчных и кольцевых клапанов при относительной длине всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$; $\lambda_{p_{пр}}$ и $\lambda_{p_{к}}$ — соответственно, те же значения при отключённом всасывающем трубопроводе ($\bar{L}_{вс} = 0$).

Коэффициенты давления рассчитывались по формуле (13), которая при $a=0,07$, $n=1,5$ и $\lambda_0=0,85$ применительно к компрессору ВП-50/8М сводится к более простому выражению:

$$\lambda_p = 1 - 0,84 \frac{\Delta P_a}{\epsilon_{тр}^{0,333} P_{вс}} + 1,26(\epsilon_{тр}^{0,667} - 1). \quad (29)$$

Потерю давления ΔP_a во всасывающих клапанах, в соответствии с рекомендациями [2], можно определить с учётом соотношения:

$$\Delta P_a = \beta_a P_{вс}, \quad (30)$$

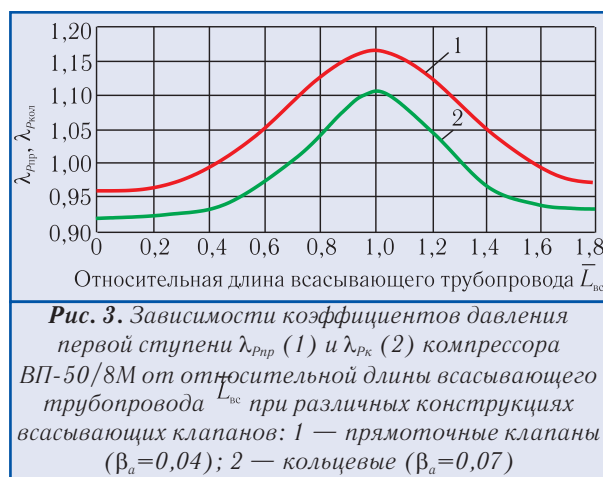
где $\beta_a=0,04$ (прямоточные клапаны); $\beta_a=0,07$ (кольцевые).

Допуская погрешность, составляющую 10-15 % от малой величины ΔP_a , формулу (29), принимая во внимание (30), приведём к виду:

$$\lambda_p = 1 - \frac{\beta_a}{\epsilon_{тр}^{0,333} P_{вс}} + 1,26(\epsilon_{тр}^{0,667} - 1). \quad (31)$$

Нужно обратить внимание на тот факт (см. рис. 2), что для прямоотчных клапанов коэффициент давления $\lambda_{p_{пр}}$ становится выше единицы при $\epsilon_{тр} > 1,05$, а для кольцевых ($\beta_a=0,07$) — при $\epsilon_{тр} > 1,1$.

На рис. 3 показано изменение коэффициентов давления в цилиндре первой ступени компрессора ВП-50/8М в зависимости от относительной длины всасывающего трубопровода. Из рисунка видно, что изменение коэффициента давления λ_p не зависит от конструкции всасывающих клапанов и повторяет форму изменения степени повышения давления $\epsilon_{тр}$ от относительной длины всасывающего трубопровода. Различия будут появляться при количественных оценках, общие же качественные результаты сохранятся независимо от относительной длины всасывающего трубопровода. Подобные графики были получены для компрессоров ВП20/8М, 5Г-100/8, 55В, 2ВГ, ЗИФ ШВКС-5, 4ВМ 10-100/8 с различными по конструкции всасывающими клапанами.



Во всех случаях изменение $\bar{L}_{вс}$ не повлияло на характер зависимостей $\lambda_{p_{пр}}=f(\epsilon_{тр})$ и $\lambda_{p_{к}}=f(\epsilon_{тр})$; отличия в значениях функций сохраняются во всём диапазоне изменения относительной длины $\bar{L}_{вс}$ от $\bar{L}_{вс}=0$ до $\bar{L}_{вс}=1,7$.

На рис. 4 приведены кривые относительной производительности $\bar{Q}_{пр}$ и $\bar{Q}_{к}$ и относительных коэффициентов давления $\lambda_{p_{пр}}$ первой ступени компрессора ВП-50/8М с прямоотчными клапанами и $\lambda_{p_{к}}$ — с кольцевыми клапанами в зависимости от относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$.

Из сравнения характера изменения относительных значений $\bar{\lambda}_{p_{пр}}=f(\bar{L}_{вс})$, $\bar{\lambda}_{p_{к}}=f(\bar{L}_{вс})$, $\bar{Q}_{пр}=f(\bar{L}_{вс})$,

$\bar{Q}_k = f(\bar{L}_{вс})$, изображённых на рис. 4, видно, что прирост производительности компрессора при резонансе как при прямооточных клапанах (кривая 3), так и при кольцевых (кривая 4) меньше, чем прирост относительных коэффициентов давления, соответственно, $\lambda'_{рпр}$ (кривая 1) и $\lambda'_{рк}$ (кривая 2).

Из экспериментальных данных (рис. 4) следует, что увеличение коэффициента давления при резонансе колебаний ($\bar{L}_{вс}=1$) по сравнению со значениями их при $\bar{L}_{вс}=0$, составило для прямооточных клапанов 20 %, для кольцевых 18 %, в то время как производительность возросла, соответственно, на 16 % и 12 %.

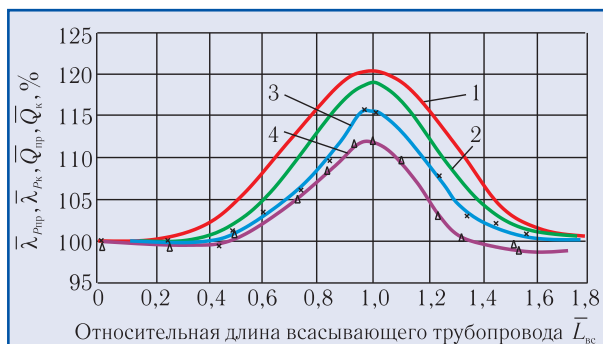


Рис. 4. Экспериментальные зависимости относительных коэффициентов давления $\lambda'_{рпр}$ (1), $\lambda'_{рк}$ (2) и относительных производительностей $\bar{Q}_{рпр}$ (3), \bar{Q}_k (4) от относительной длины $\bar{L}_{вс}$ всасывающего трубопровода поршневого компрессора ВП-50/8М с прямооточными типа ПИК и кольцевыми типа 10К-180 клапанами

Как будет показано позже, различия в значениях прироста коэффициента давления и производительности, объясняются тем, что на наполнение цилиндра газом существенно влияет тепловой коэффициент λ , который зависит не только от влияния подогрева за счёт теплообмена и дросселирования газа в клапанах, но и от наличия волновых процессов, особенно сильно проявляющихся при резонансе колебаний давления ($m=2$) во всасывающем трубопроводе поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия в первой ступени.

Одновременно нужно обратить внимание на тот факт, что при использовании прямооточных клапанов возрастает амплитуда резонансных колебаний давления в трубопроводе и вместе с нею степень повышения давления в нём по сравнению с кольцевыми клапанами (с $\epsilon_{тр}=1,2$ до $\epsilon_{тр}=1,25$) [3], что влечёт за собой увеличение производительности при прямооточных клапанах на 16 % (8,2 м³/мин) и при кольцевых — на 12 % (6,7 м³/мин).

Интенсивность колебательного процесса во всасывающем трубопроводе отражается на температурном режиме компрессора при использовании резонансных колебаний. Повышение температуры воздуха после выхода его из первой ступени может составлять до 20 °С по сравнению с режимом с отключённым всасывающим трубопроводом [10]. Этот факт заслу-

живает отдельного исследования и с ним нельзя не считаться, если учесть неудовлетворительную, как правило, эффективность системы охлаждения поршневых компрессоров в производственных условиях, особенно в летнее время года.

Поэтому необходимо дальнейшее исследование влияния волновых явлений во всасывающем трубопроводе на значение теплового коэффициента при осуществлении резонансной интенсификации, отражающейся на температурном режиме и производительности компрессоров, используемых на промышленных предприятиях.

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Широкое использование резонансных колебаний давления газа для интенсификации поршневых компрессоров не может быть реализовано без глубокого проникновения в сущность явлений, возникающих в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр первой ступени» при периодических процессах всасывания.

На основании результатов аналитических и экспериментальных исследований представляется возможным дальнейшее изучение термодинамических процессов в компрессоре и получение, в конечном итоге, типовых безразмерных характеристик поршневых компрессоров, устанавливающих зависимости значений относительных производительности, мощности, удельной мощности и температурных режимов от главного параметра всасывающей системы — относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$. Наличие таких характеристик предоставит производителям и потребителям компрессорной техники возможности самим определять оптимальный режим работы компрессора, исходя из конкретных условий его эксплуатации на производстве. Тем самым, появляются реальные условия расширения масштаба использования резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе для превращения резонансной интенсификации в перспективный способ повышения эффективности поршневых компрессоров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. — М.: Машиностроение, 1969. — 742 с.
2. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчёт. — М.: Колос, 2000. — 456 с.
3. Рутковский Ю.А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров// Технические газы. — 2010. — № 2. — С. 20-31.
4. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Основы теории резонансного наддува поршневых компрессоров// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2006. — № 1. — С. 31-38.
5. Рутковский Ю.А., Лавренченко Г.К. Газодинамические резонансные явления во всасывающей системе и их использование для повышения эффективности воздушных поршневых компрессоров. 1. Относительные показатели

резонансной интенсификации// Технические газы. — 2011. — № 5. — С. 41-47.

6. Поршневые компрессоры/ **Б.С. Фотин, И.Б. Пирунов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин.** — Л.: Машиностроение, 1987. — 352 с.

7. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах/ **Ю.А. Видякин, Т.Ф. Кондратьева, Ф.П. Петрова, А.Г. Платонов.** — Л.: Машиностроение, 1972. — 224 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.** Коэффициент подачи и произво-

дительность поршневого компрессора в условиях резонансной интенсификации его работы// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2010. — № 1(19). — С. 41-47.

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.** 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.

ЧЕТВЕРТЫЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ СЕМИНАР

СН,-2012



СЕМИНАР ПРОВОДИТСЯ
УКРАИНСКОЙ АССОЦИАЦИЕЙ
ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ
ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ
"УА-СИГМА"



ПОД ЭГИДОЙ:

- МИНИСТЕРСТВА ЭНЕРГЕТИКИ И УГОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ УКРАИНЫ
- МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТОРГОВЛИ РФ
- ИНСТИТУТА ГАЗА НАН УКРАИНЫ

- ОДЕССКОЙ ГОСУДАРСТВЕННОЙ АКАДЕМИИ ХОЛОДА
- МЕЖДУНАРОДНОЙ АКАДЕМИИ ХОЛОДА

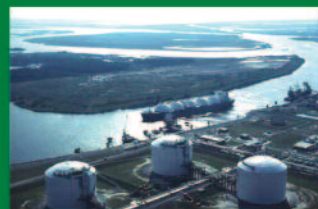
И ПРИ УЧАСТИИ:

- ГОСУДАРСТВЕННОЙ СЛУЖБЫ ГОРНОГО НАДЗОРА И ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИ УКРАИНЫ
- ФЕДЕРАЛЬНОЙ СЛУЖБЫ ПО ЭКОЛОГИЧЕСКОМУ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ И АТОМНОМУ НАДЗОРУ РФ



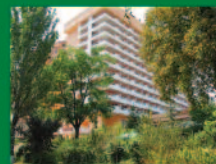
«ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМ ПРОИЗВОДСТВА КОМПРИМИРОВАННОГО И СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА»

21-25 мая 2012 года
г. Одесса



Место проведения семинара:
гостиница "Виктория", расположенная
в знаменитом курортном районе г. Одессы — Аркадии.

Условия проживания:
одноместные номера со всеми удобствами.



Секретариат оргкомитета:
65026, Украина, Одесса-26, а/я 271
Тел/факс: + 380 48 777 00 87
E-mail: uasigma@paco.net
Http://www.uasigma.odessa.ua

Генеральный информационный спонсор



ИНФОРМАЦИОННАЯ ПОДДЕРЖКА:

