

УДК 621.59(075.8)

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

ВЛИЯНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ ВО ВСАСЫВАЮЩИХ СИСТЕМАХ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Приведены результаты теоретического и экспериментального исследований влияния резонансных газодинамических и термодинамических явлений во всасывающих системах поршневых компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия на важнейшие показатели их работы: производительность, потребляемую мощность, удельный расход энергии, температурные режимы. Получены резонансные эксплуатационные характеристики компрессоров типа L, широко распространённых в различных отраслях промышленности. Эти характеристики позволяют выбрать оптимальные режимы работы с максимальной производительностью и минимальным расходом энергии. Получены дифференциальные уравнения относительного изменения давления в цилиндре при всасывании с учётом дроссельных потерь давления во всасывающих клапанах и резонансных колебаний давления во всасывающей системе по второй гармонике.

Ключевые слова: поршневой компрессор, резонанс, колебания давления, безразмерные показатели, резонансные характеристики.

Проблема и её связь с научными и практическими задачами.

В промышленности широкое распространение получили угловые воздушные и газовые поршневые компрессоры типа L. Из-за длительной эксплуатации они утратили первоначальные технические показатели. Как показывают результаты опытных измерений, снижение производительности за 10-летний срок эксплуатации составляет 15–20 %, увеличение удельного расхода электроэнергии — 10–12 % [1].

При работе поршневых объёмных машин в результате периодических процессов всасывания во всасывающей системе всегда имеют место колебания давления газа, особенно усиливающиеся при резонансе, т.е. при равенстве чистоты собственных колебаний газового столба, определяемых длиной и диаметром всасывающего трубопровода L_{PE3} , и частотой главной резонирующей гармоники возмущающегося импульса ω , определяемой, главным образом, частотой вращения коленчатого вала. Резонанс возможен при условии

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

Резонансную длину всасывающего трубопровода с учётом переменного объёма цилиндра $V_{ц}$ и главной резонирующей гармоники ($m = 2$), приводящей к наибольшей прибавке производительности, следует определять по формуле [3]:

$$L_{PE3} = 7,5 \frac{C_{зв}}{n} - 2,24 \left(\frac{D_1}{d_{mp}} \right)^2 r, \text{ м}, \quad (2)$$

где n — частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; D_1 — диаметр цилиндра первой ступени, м; d_{mp} — диаметр всасывающего трубопровода, м; r — радиус кривошипа, м; $C_{зв}$ — скорость звука в газе, находящегося во впускном трубопроводе, определяемая по формуле:

$$C_{зв} = \sqrt{kRT}, \text{ м/с}, \quad (3)$$

где k — показатель адиабаты для газа (для воздуха $k = 1,4$); R — газовая посто-

янная (для воздуха $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$); T — абсолютная температура газа, К.

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 41 %, а производительность поршневых машин — до 20–25 % [2].

Однако резонансные явления до сих пор не нашли практического применения в компрессорных машинах. Одной из основных причин такого положения является отсутствие теоретических и практических сведений о комплексном влиянии газодинамических и термодинамических явлений во всасывающей системе на наполнение цилиндра газом. Главными причинами являются потери энергии при дросселировании газа через самодействующие всасывающие клапаны и колебания давления газа, особенно усиливающиеся при резонансе. Всё это в совокупности в значительной степени оказывает влияние на наполнение цилиндра газом и, следовательно, на производительность, потребляемую мощность, температуру сжимаемого воздуха и динамические нагрузки на детали компрессора.

Постановка задачи. Задачей исследования является установление закономерностей между термодинамическими и газодинамическими процессами в системе «всасывающий трубопровод – всасывающий клапан – переменный объём цилиндра», обусловленными наличием потерь давления за счёт дросселирования газа в клапанах при всасывании и колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе. Конечной целью исследований является получение резонансных эксплуатационных характеристик поршневых компрессоров, которые устанавливали бы связь между переменной длиной всасывающего трубопровода L_{BC} (м) и зна-

чениями производительности Q (м³/мин), потребляемой мощности N (кВт), удельного расхода энергии, температурами газа в С.Т.В. и С.Т.Н. (стандартных точках всасывания и нагнетания).

Изложение материала и его результаты.

Расчётная схема и физическая модель поршневого компрессора для определения эффективности резонансной интенсификации

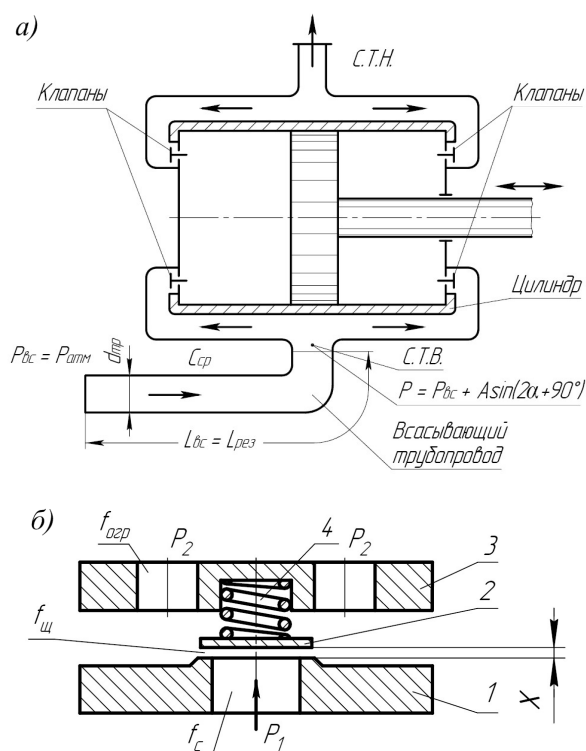
Под резонансной интенсификацией компрессора будем подразумевать режим, в котором для увеличения производительности используются резонансные колебания давления, максимальная амплитуда которых совпадает по фазе с моментами прихода поршня в мёртвые точки и моментами закрытия всасывающих клапанов.

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

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 передаётся затем газу при всасывании и нагнетании. Потери энергии в клапанах могут достигать 35 % всей энергии, подводимой к коленчатому валу компрессора [2, 4].

В настоящее время определение потерь давления в клапане основывается на стационарном течении газа при дросселировании через щелевые отверстия в нём. Предполагается, что в полостях перед клапаном и после него имеют место постоянные давления, так как считается, что эти полости имеют неограниченные объёмы [2].

В действительности в высасывающих (впускных) и нагнетательных (выпускных) трубопроводах, подключаемых к цилиндрам первой и последующих ступеней компрессора, всегда наблюдаются колебания давления газа, особенно сильно проявляющиеся при резонансе.



а) схема всасывающей системы поршневого компрессора с цилиндром двухстороннего действия;

б) всасывающий клапан: 1 — седло; 2 — пластина; 3 — ограничитель подъёма; 4 — пружина

Рисунок 1 Всасывающая система поршневого компрессора

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 мёртвых точках;

– размеры цилиндра малы по сравнению с длинами волн в колебательном процессе; волна колебания давления без изменения формы и значения амплитуды пере-

даётся газу, поступающему в цилиндр в процессе всасывания;

– движение газа в трубе считаем одномерным, а сам газ — идеальным;

– форма колебания давления — синусоидальная, отвечающая зависимостям (4) и (5):

а) при резонансной длине всасывающего трубопровода, когда $L_{BC} = L_{PE3}$:

$$P = P_{BC} + A \sin(2\varphi + 90^\circ), \text{ Н/м}^2; \quad (4)$$

б) для трубопровода, лежащего в резонансной зоне $L_{BC} > L_{PE3}$ в связи со сдвигом фазы колебания на 90° :

$$P = P_{BC} + A \sin 2\varphi, \text{ Н/м}^2, \quad (5)$$

где P_{BC} — номинальное давление в С.Т.В, Н/м²; A — амплитуда колебания давления, Н/м²; φ — угол поворота коленчатого вала, град;

– колебания давления газа в трубопроводе отражают влияние только главной гармоники возмущающего импульса. Другие гармоники отсутствуют. В данном случае порядок главной гармоники $m = 2$. Она всегда проявляется при наличии цилиндра двухстороннего действия первой ступени [2, 7].

Следует отметить, что большинство воздушных и газовых 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 потерь давления при всасывании как процесса дросселирования газа, так и колебательного процесса давления газа в резонансной области длин всасывающего трубопровода.

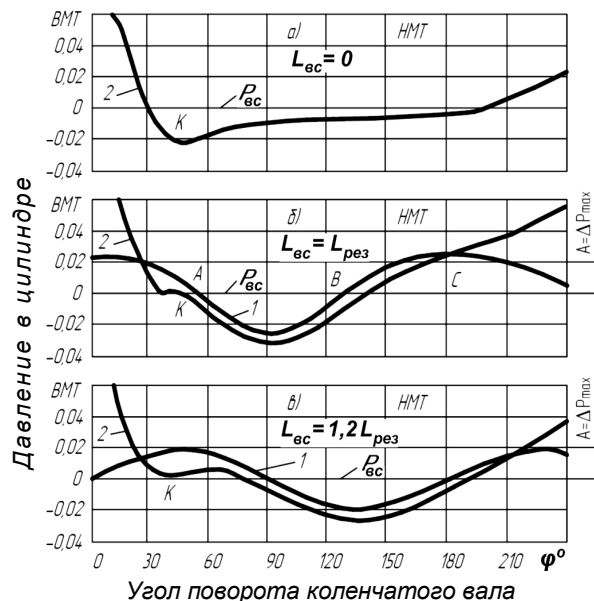
II Результаты исследования

При оговоренных выше допущениях давление в цилиндре при всасывании будет определяться влиянием только двух факторов: сопротивлением клапана и дав-

лением волны в колебательном процессе, распространяющемся из всасывающей полости в цилиндр без изменения.

На рисунке 2 показаны циклограммы резонансных колебаний давления воздуха во всасывающем патрубке и индикаторные диаграммы 1-й ступени компрессора ВП-50/8М. Процессы записывались пневмоэлектрическим стробоскопическим индикатором МАИ-2 на испытательном стенде Краснодарского завода-изготовителя компрессорных машин типа L (рис. 3).

Из рассмотрения 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. 2, б, в). При отключённом трубопроводе преобладающим фактором является гидравлическое сопротивление в клапанах (рис. 2, а).



- а) $L_{BC} = 0$; б) $L_{BC} = L_{PE3}$;
в) $L_{BC} = 1,2L_{PE3}$ (т. К — момент открытия всасывающего клапана)

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

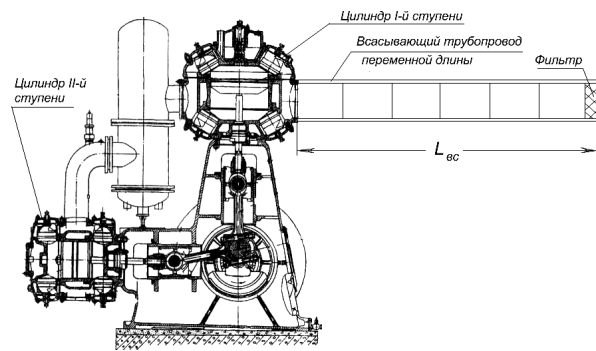


Рисунок 3 Угловой поршневой компрессор типа L

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_{BC} (на участках O–A и B–C оно выше, на участке A–B — ниже P_{BC}). Это обстоятельство диктует необходимость рассмотрения влияния каждого фактора в отдельности на изменение давления в цилиндре в процессе всасывания.

Введём относительные (безразмерные) величины, характеризующие изменение давления в цилиндре при всасывании. Следует иметь в виду, что при рассмотрении процесса дросселирования эти изменения давления будут являться относительными его потерями. При рассмотрении влияния колебаний давления эти изменения, как показано на рисунке 2, могут быть на определённых участках хода поршня как со знаком плюс, так и со знаком минус.

Относительное изменение давления в цилиндре при всасывании в результате дросселирования и колебательного процесса равно:

$$\delta_{BC} = \delta_{ДР} + \delta_{КОЛ}, \quad (6)$$

где $\delta_{ДР}$ — относительная потеря давления в результате дросселирования газа через всасывающий клапан, определяемая по формуле:

$$\delta_{DP} = \frac{P_{BC} - P}{P_{BC}}; \quad (7)$$

$\delta_{КОЛ}$ — относительное приращение давления в цилиндре в результате колебательного процесса, определяемое по формуле:

$$\delta_{КОЛ} = \frac{A \sin(2\varphi + 90^\circ)}{P_{BC}}. \quad (8)$$

Для получения уравнения относительных потерь давления за счёт дросселирования δ_{DP} 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]:

$$C_V d(mT) = C_P T_{BC} dm - p dV, \quad (9)$$

где C_V и C_P — удельные теплоёмкости газа при постоянных объёме и давлении, Дж/(кг·К); m — текущее значение массы газа в цилиндре, кг; T и T_{BC} — абсолютные температуры газа в цилиндре и перед всасывающим клапаном, К; V — текущий объём цилиндра, м³.

Принимая для идеального газа соотношение

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

где R — газовая постоянная, Дж/(кг·град), имеем

$$\frac{C_V}{R} (pdV + Vdp) = C_P T_{BC} dm - p dV, \quad (10)$$

Дифференцируя (7) и производя подстановку, получим

$$dm = \frac{P_{BC}}{R \cdot T_{BC}} \left((1 - \delta_{DP}) dV - \frac{V d\delta_{DP}}{k} \right), \quad (11)$$

где $k = C_P/C_V$ — показатель адиабаты.

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

Поэтому

$$M = \frac{dm}{dt} = \frac{P_{BC}}{R \cdot T_{BC}} \times \left((1 - \delta_{DP}) \frac{dV}{dt} - \frac{V d\delta_{DP}}{k \cdot dt} \right). \quad (12)$$

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

$$V = F_{II} \cdot r \cdot f(\varphi), \quad (13)$$

где F_{II} — рабочая площадь поршня, м²; r — радиус кривошипа, м; $f(\varphi)$ — безразмерная функция, представляющая переменный объём цилиндра, отнесённый к произведению радиуса кривошипа на площадь поршня и выраженный в зависимости от угла поворота кривошипа φ .

Заменяя V выражением (13), получим мгновенный расход:

$$M = \frac{P_{BC} \cdot F_{II} \cdot r \cdot f(\varphi)}{R \cdot T_{BC}} \times \left((1 - \delta_{DP}) f'(\varphi) - \frac{f(\varphi) d\delta_{DP}}{k \cdot d\varphi} \right). \quad (14)$$

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

$$f(\varphi) = 2a + 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi), \quad (15)$$

а производная:

$$f'(\varphi) = \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi, \quad (16)$$

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:

$$M = \alpha_{ш} \varepsilon_p z_{кл} f_{ш} \sqrt{2p_1 (P_1 - P_2)}, \quad (17)$$

где $\alpha_{щ}$ — коэффициент расхода, отнесенный к щели клапана; ε_p — коэффициент расширения протекающего газа; $z_{кл}$ — число клапанов, действующих одновременно; $f_{щ}$ — площадь прохода в щели клапана, м²; ρ_1 — плотность газа перед клапаном, кг/м³; P_1 и P_2 — давление газа до и после клапана, Н/м².

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

Для двухатомных газов ($k=1,4$) ε_p клапана определяется формулой [2]:

$$\varepsilon_p = 1 - 0,3 \frac{P_1 - P_2}{P_1}. \quad (18)$$

С учётом формул (18) и (7) уравнение (17) приобретает вид:

$$M = \alpha_{щ} (1 - 0,3 \delta_{DP}) \times z_{кл} f_{щ} \delta_{DP}^{0,5} \sqrt{2 \rho_{BC} P_{BC}}. \quad (19)$$

Так как выражения (17) и (19) определяют один и тот же расход газа, то из равенства правых частей этих выражений после упрощений получим:

$$\frac{d\delta_{DP}}{d\varphi} = - \frac{k(1 - 0,3\delta_{DP}) \delta_{DP}^{0,5} \alpha_{щ} z_{кл} f_{щ}}{F_{II} \cdot r \cdot \omega \cdot f(\varphi)} \times \sqrt{2RT_{BC}} + k(1 - \delta_{DP}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}. \quad (20)$$

Используя критерий скорости M_{BC} как отношение средней (условной) скорости газа $C_{кл}$ в клапане к скорости звука $C_{зв}$, определяемой формулой (3), т. е.

$$M_{BC} = \frac{C_{кл}}{C_{зв}} = \frac{2F_{II}\omega r}{\pi \alpha_{щ} z_{кл} f_{щ} \sqrt{kRT}}, \quad (21)$$

и принимая, что для всасывающего клапана $T = T_{BC}$ и $M = M_{BC}$, из уравнения (20) получим уравнение с безразмерными величинами:

$$\frac{d\delta_{DP}}{d\varphi} = - \frac{2\sqrt{2k}(1 - 0,3\delta_{DP}) \delta_{DP}^{0,5}}{\pi M_{BC} f(\varphi)} + k(1 - \delta_{DP}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}. \quad (22)$$

Уравнение (22) является дифференциальным уравнением относительных потерь давления во всасывающем клапане за счёт его гидравлического сопротивления и содержит одни безразмерные величины.

Следует заметить, что использованный здесь критерий скорости потока M_{BC} не равен критерию Маха. Значение M_{BC} в формуле (21) вычисляется по условной (средней) скорости газа $C_{кл}$, а в критерии Маха используется истинная скорость газа C [4].

Уравнение (22) в общем виде представляет собой функцию трёх независимых переменных в безразмерном выражении

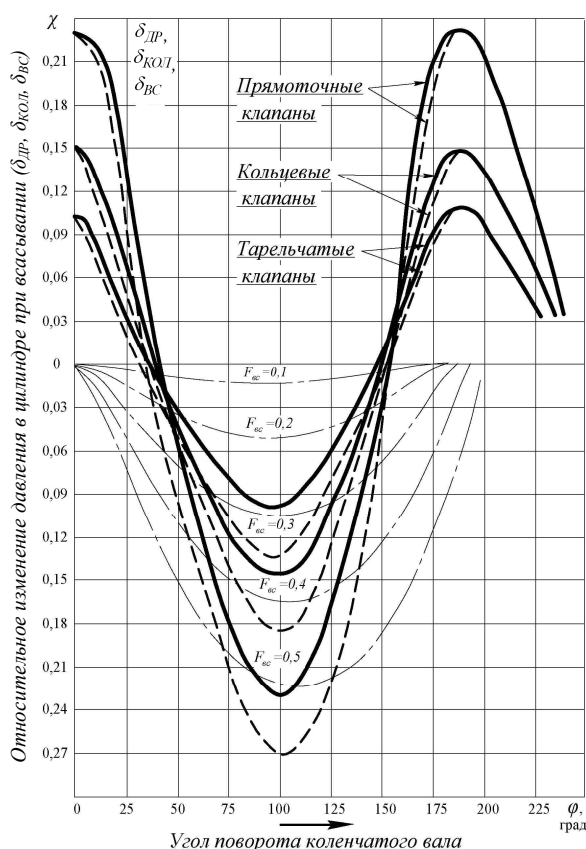
$$\frac{d\delta_{DP}}{\omega} = f(\varphi, \delta_{DP}, M_{BC}). \quad (23)$$

Характер влияния резонансных колебаний давления (при $m=2$) на изменение давления в цилиндре при всасывании можно установить, взяв за основу формулы (4), (5) и (23).

Тогда, с учётом допущений, сделанных выше, общим уравнением относительного изменения давления в цилиндре будет являться уравнение, содержащее четыре независимые безразмерные величины:

$$\frac{d\delta_{BC}}{d\varphi} = f(\varphi, \delta_{DP}, \delta_{КОЛ}, M_{BC}). \quad (24)$$

На рисунке 4 в качестве примера представлено решение уравнения (24) для различных значений M_{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.



- 1 — прямооточные 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 M_{BC} (0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5);
 - - - результирующее значение относительного изменения давления в цилиндре за счёт колебания давления и гидравлического сопротивления клапанов (дроссельных потерь давления)

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

Резонансы по другим гармоникам, как показали опытные измерения, практически не оказывают существенного влияния на наполнение цилиндра газом.

Сопоставляя теоретические результаты с опытными, видим, что при критериях

скорости $M_{BC} < 0,2$ 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 рисунка 4, наблюдается повышение давления в цилиндре выше атмосферного по мере движения поршня к мёртвой точке (при углах $\varphi = 150 \dots 180^\circ$), что приводит к увеличению плотности газа в цилиндре, а следовательно, к увеличению производительности компрессора.

III Резонансные характеристики интенсификации работы поршневых компрессоров

На рисунках 5 и 6 представлены резонансные характеристики угловых воздушных поршневых компрессоров типа Л ВП-50/8М и ВП-20/8М, полученные экспериментальным путём. Методика их испытания состояла в том, что всасывающий трубопровод в начале отключался, а затем наращивался отрезками труб по 0,5 м для получения длины $L_{BC} \gg L_{PE3}$. При каждой фиксированной длине измерялись производительность, потребляемая мощность, температуры воздуха в С.Т.В. и С.Т.Н. Индикатором МАИ-2 записывались индикаторные диаграммы процессов всасывания и колебания давления во всасывающем трубопроводе в С.Т.В., в которой находился датчик давления. Индикаторные диаграммы записывались в функции угла поворота коленчатого вала φ , а затем перестраивались в функции хода поршня.

Из приведённых данных видно, что увеличение подачи компрессора ВП-50/8М с прямооточными клапанами в резонансном режиме при $L_{BC} = L_{PE3} = 4,1$ м по сравне-

нию с режимом, когда отключён трубопровод, составило 15,4 %, с кольцевыми — 12 %. Увеличение подачи вызвано проявлением двух факторов: заменой кольцевых клапанов прямооточными и установкой всасывающего трубопровода с длиной, равной резонансной.

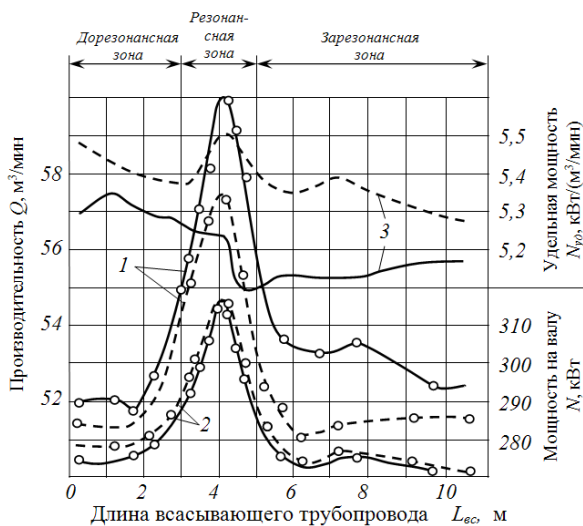


Рисунок 5 Зависимости производительности Q (1), мощности на валу N (2) и удельной мощности $N_{уд}$ (3) компрессора ВП-50/8М от длины всасывающего трубопровода $L_{вс}$. Сплошные кривые относятся к компрессору с прямооточными клапанами; пунктирные — к кольцевым клапанам

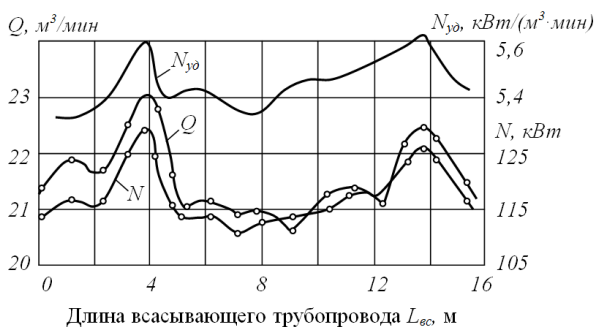


Рисунок 6 Зависимости производительности Q , мощности N и удельной мощности $N_{уд}$ компрессора ВП-20/8М от длины всасывающего трубопровода $L_{вс}$

Возвращаясь к рисунку 6, отметим, что работа компрессора с прямооточными клапанами, по сравнению с его работой с кольцевыми клапанами, характеризуется большей подачей и меньшей потребляемой мощностью во всём диапазоне изменения длин всасывающего трубопровода. При резонансе, когда $L_{вс} = L_{PE3}$, эта разница в значениях наиболее заметна. Необходимо обратить внимание на то, что в зарезонансной зоне ($L_{вс} > L_{PE3}$) отмечено наименьшее значение удельной мощности $N_{уд}$. Это зафиксировано при исследованиях всех компрессоров. В этой зоне, в связи со сдвигом фазы колебания давления, наполнение цилиндра газом происходит при обратном движении поршня. Потери мощности из-за этого при всасывании снижаются до минимальных. Эта зона длин всасывающего трубопровода — одна из оптимальных для поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия в первой ступени, которые, как уже отмечалось, наиболее распространены в промышленности [5–9].

Увеличение производительности компрессора ВП-20/8М при резонансной длине по сравнению с отключенным трубопроводом составило 8,5 %, мощности на валу — 13 %, удельная мощность возросла на 4,1 %. При повторном резонансе, наступившем при длине трубопровода, равной 14 м, возникает снижение эффективности резонансного режима, однако удельная мощность остается такой же, как и при первом резонансе.

Выводы и направление дальнейших исследований.

В данной работе представлена аналитическая и практическая комплексная оценка влияния двух независимых друг от друга факторов на наполнение цилиндра газом и на эффективность работы компрессора в целом. К этим факторам относятся гидравлическое сопротивление всасывающих клапанов, обусловленное их конструкцией, и колебания давления газового столба во всасывающем трубопроводе, обусловлен-

ные периодическими процессами всасывания и совпадениями частот собственных и вынуждающих колебаний (резонанс). При резонансе по главной гармонике для компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия (а именно такие широко распространены в промышленности) возникают интенсивные режимы, сопровождающиеся значительным повышением производительности, потребляемой мощности, температуры сжатого воздуха и динамическими нагрузками в кривошипно-шатунном механизме первой ступени компрессора. Поэтому для реализации резонансной интенсификации необходим некоторый запас мощности двигателя.

Впервые в литературе введены понятия «резонансная интенсификация компрессора» и «резонансные эксплуатационные характеристики компрессоров». Полученные экспериментальным путём резонансные

характеристики компрессоров ВП-50/8М и ВП-20/8М дают возможность выбрать из всех возможных режимов наиболее оптимальные по эффективности исходя из конкретных условий эксплуатации: режим максимальной производительности при $L_{BC} = L_{PEZ}$ или режим с минимальной удельной мощностью. Выбор рациональных режимов должен определяться путём технико-экономического сравнения. Заметим, что внедрение резонансной интенсификации не требует капитальных затрат, и эффект достигается лишь модернизацией всасывающей системы.

Поэтому рекомендуется снятие резонансных характеристик для всех воздушных и газовых поршневых компрессоров с целью их использования при эксплуатации, проектировании и реконструкции пневматических установок промышленных предприятий [8, 9].

Библиографический список

1. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры [Текст] / М. И. Френкель. — М. : Машиностроение, 1969. — 744 с.
2. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. Том I. Теория и расчёт [Текст] / П. И. Пластинин. — М. : Колос, 2000. — 456 с.
3. Рутковский, Ю. А. Резонансные газодинамические процессы во всасывающих системах и их влияние на коэффициент подачи и производительность поршневых компрессоров [Текст] / Ю. А. Рутковский // Промышленная гидравлика и пневматика. — 2010. — № 3 (29). — С. 21–30.
4. Видякин, Ю. А. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах [Текст] / Ю. А. Видякин [и др.]. — Л. : Машиностроение, 1972. — 224 с.
5. 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.
6. Рутковский, Ю. А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров [Текст] / Ю. А. Рутковский // Технические газы. — 2010. — № 2. — С. 23–32.
7. Рутковский, Ю. А. Газодинамические резонансные явления во всасывающей системе и их использование для повышения эффективности воздушных поршневых компрессоров. Резонансные характеристики компрессоров [Текст] / Ю. А. Рутковский, Г. К. Лавренченко // Технические газы. — 2012. — № 1. — С. 41–50.
8. Рутковский, Ю. А. Испытательный комплекс для исследования работы поршневых компрессоров в режиме резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе [Текст] / Ю. А. Рутковский, А. В. Смирнов, В. В. Найчук // Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2011. — № 2 (24). — С. 32–36.
9. Рутковский, Ю. А. Резонансные эксплуатационные характеристики поршневых компрессоров [Текст] / Ю. А. Рутковский, А. Ю. Рутковский // Сборник научных трудов ДонГТУ. — Алчевск, 2017. — Вып. 7 (50). — С. 38–46.

© Рутковский Ю. А.

© Рутковский А. Ю.

*Рекомендована к печати д.т.н., проф., зав. каф. СГ ДонГТУ Литвинским Г. Г.,
нач. ЦЛАМ филиала № 12 ЗАО «Внешторгсервис» Мирошниченко А.*

Статья поступила в редакцию 16.03.18.

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

ВПЛИВ РЕЗОНАНСНИХ ГАЗОДИНАМІЧНИХ І ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЯВИЩ У ВСМОКТУВАЛЬНИХ СИСТЕМАХ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПОРШНЕВИХ МАШИН

Наведено результати теоретичного та експериментального досліджень впливу резонансних газодинамічних явищ у всмоктувальних системах поршневіх компресорів з циліндрами двосторонньої дії на найважливіші показники їх роботи: продуктивність, споживану потужність, питому витрату енергії, температурні режими. Отримано резонансні експлуатаційні характеристики компресорів типу L, що поширені в різних галузях промисловості. Ці характеристики дозволяють вибрати оптимальні режими роботи з максимальною продуктивністю і мінімальними витратами енергії. Отримано диференціальні рівняння відносної зміни тиску в циліндрі при всмоктуванні з урахуванням дросельних втрат тиску у всмоктуючих клапанах і резонансних коливань тиску у всмоктувальній системі за другою гармонікою.

Ключові слова: поршневий компресор, резонанс, коливання тиску, безрозмірні показники, резонансні характеристики.

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

INFLUENCE OF RESONANT GAS-DYNAMIC AND THERMODYNAMIC PHENOMENA IN SUCTION SYSTEMS ON CAPACITY OF PISTON MACHINES

The theoretical and experimental studies results of influencing the resonance gas-dynamic phenomena in suction systems on the most important performance indicators are presented for piston pumps with double-acting cylinders: productivity, power consumption, specific energy consumption, temperature regimes. The resonant performance characteristics of L-type pumps are widely used in various industries. These characteristics allow choosing optimal operating modes with maximum capacity and minimum energy consumption. Differential equations for the relative change in pressure in the cylinder during suction are obtained considering the throttle losses of pressure in the suction valves and the resonant pressure oscillations in the suction system over the second harmonic.

Key words: piston pump, resonance, pressure oscillations, dimensionless parameters, resonant characteristics.