

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@dmtd.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. 3. РЕЗОНАНСНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

Приводятся результаты изучения влияния резонансной интенсификации на производительность поршневого компрессора в зависимости от степени повышения давления во всасывающем трубопроводе. Итогом исследований являются резонансные размерные и безразмерные характеристики компрессоров ЗИФ ШВКС-5 и ВП-50/8М с цилиндрами двойного действия, которые отражают влияние резонансных явлений во всасывающей системе на основные технико-экономические показатели: зависимости производительности и мощности от длины трубопровода. Они позволяют выбирать оптимальные режимы работы компрессора на стадии его проектирования и при эксплуатации.

Ключевые слова: Компрессор. Всасывающая система. Колебания давления. Резонанс. Тепловой коэффициент. Цилиндр. Коэффициент наполнения. Производительность. Резонансные характеристики.

Yu.A. Rutkowski, G.K. Lavrenchenko

GASDYNAMIC RESONANCE PHENOMENONS SUCTION SYSTEM AND THEIR USE FOR IMPROVEMENT EFFICIENCY OF AIR RECIPROCATING COMPRESSORS. 3. RESONANCE CHARACTERISTICS OF COMPRESSORS

Results of studying of influence of a resonant intensification on productivity of the piston compressor depending on degree of increase of pressure in the soaking up pipeline are resulted. A result of researches are resonant dimensional and dimensionless characteristics of compressors ZIF SHVKS-5 and VP-50/8M with cylinders of double action which reflect influence of the resonant phenomena in soaking up system on the basic technical and economic indicators: dependences of productivity, capacity on length of the pipeline. They allow to choose optimum operating modes of the compressor at a stage of its designing and at operation.

Keywords: Compressor. Soaking up system. Pressure fluctuations. Resonance. Thermal factor. Cylinder. Filling factor. Productivity. Resonant characteristics.

1. ВВЕДЕНИЕ

Действительная производительность поршневого компрессора, согласно [1-3], может быть представлена в виде:

$$Q = \lambda Q_T = \lambda_o \lambda_p \lambda_T = \lambda (\lambda_{p1} + \lambda_{p2}) \lambda_T, \quad (1)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора; Q_T — производительность идеального (теоретического) компрессора [4]; λ_o — объёмный коэффициент, ха-

рактеризующий 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 всасывающий клапан (λ_{p1}) и из-за колебаний давлений во всасывающем патрубке (λ_{p2}); λ_T — тепловой коэффициент, учитывающий уменьшение массы газа из-за повышения его температуры.

Объёмный коэффициент при резонансе колеба-

ний давления газа, в соответствии с [2],

$$\lambda_o = 1 - a_1 \left[\left(\epsilon_o \epsilon_{\text{тр}}^{\frac{1}{k}} \frac{T_x}{T_{\text{вс}}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right], \quad (2)$$

где a_1 — относительное вредное пространство цилиндра первой ступени; $\epsilon_o = (D_1/D_2)^2$ — относительное повышение давления в цилиндре при условии полного охлаждения газа ($T_x = T_{\text{вс}}$) в промежуточном холодильнике; D_1 и D_2 — диаметры цилиндров первой и второй ступеней; T_x — абсолютная температура газа в СТВ второй ступени; $T_{\text{вс}}$ — абсолютная температура всасываемого газа в СТВ первой ступени.

Коэффициент давления в [3] предложено описывать зависимостью:

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

где значения 1,4 и 0,4 соответствуют $a_1 = 0,05$; 1,3 и 0,3 отвечают $a_1 = 0,1$; β_a — относительная потеря давления во всасывающих клапанах.

В дальнейшем в расчётах в зависимости от типа клапана принимаем: для прямоточных $\beta_a = 0,04$; для кольцевых $\beta_a = 0,07$; для тарельчатых клапанов $\beta_a = 0,1$ [4,5].

2. ТЕПЛОВЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ КОМПРЕССОРА ПРИ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ КОМПРЕССОРА

Повышение температуры газа в цилиндре в конце процесса всасывания ведёт к уменьшению плотности газа, а следовательно, к уменьшению массовой производительности компрессора. Рост температуры при всасывании происходит за счёт действия четырёх основных факторов: теплообмена всасываемого газа с горячими стенками цилиндра; преобразования работы по преодолению сопротивления всасывающих клапанов в тепло с последующей отдачей его всасываемому газу; адиабатического сжатия газа в волне колебательного движения; смещения оставшегося во вредном пространстве газа с поступающим в цилиндр газом, температура которого может быть как выше, так и ниже температуры расширившегося газа (это явление в дальнейшем учитываться не будет ввиду его слабого проявления по сравнению с другими).

Влияние первого фактора учитывается формулой, полученной в [6]:

$$\lambda_{T1} = 1 - \frac{0,06}{(D_1 \rho_{\text{вс}} \epsilon_{\text{тр}}^{\frac{1}{k}} c_p)^{0,2}} \left(\frac{S'}{D_1} + 1 \right) \left(\epsilon_{\text{тр}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (4)$$

где D_1 — диаметр цилиндра первой ступени, м; S' — ход поршня, м; $\rho_{\text{вс}}$ — плотность всасываемого воздуха, кг/м³; c_p — удельная теплоёмкость воздуха при постоянном давлении, Дж/кг·град; $\epsilon_{\text{тр}}$ — степень повышения давления газа во всасывающем трубопроводе за счёт волны процесса колебания давления; ϵ — относительное повышение

давления в цилиндре; k — показатель изоэнтропы.

Следуя Френкелю [7], назовем λ_{T1} первым тепловым коэффициентом.

Влияние второго фактора с учётом [6] оцениваем выражением:

$$\lambda_{T2} = 1 - \frac{k-1}{k} \frac{\beta_a (4 - \epsilon_{\text{тр}}) - (\epsilon_{\text{тр}} - 1)}{3 \epsilon_{\text{тр}}^{\frac{1}{k}} (1 + \beta_a)}. \quad (5)$$

Назовём его вторым тепловым коэффициентом.

Влияние третьего фактора, согласно [6,8], представляется следующим образом:

$$\lambda_{T3} = 2 - \epsilon_{\text{тр}}^{\frac{k-1}{k}}. \quad (6)$$

Будем называть его третьим тепловым коэффициентом.

С учётом формул (4)-(6) интегральный тепловой коэффициент

$$\lambda_T = \lambda_{T1} \lambda_{T2} \lambda_{T3} = \left[1 - \frac{0,06}{\left(D_1 \rho_{\text{вс}} \epsilon_{\text{тр}}^{\frac{1}{k}} c_p \right)^{0,2}} \left(\frac{S'}{D_1} + 1 \right) \left(\epsilon_{\text{тр}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \times \left[1 - \frac{k-1}{k} \frac{\beta_a (4 - \epsilon_{\text{тр}}) - (\epsilon_{\text{тр}} - 1)}{3 \epsilon_{\text{тр}}^{\frac{1}{k}} (1 + \beta_a)} \right] \left(2 - \epsilon_{\text{тр}}^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad (7)$$

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОМПРЕССОРА ВП-50/8М В РЕЖИМЕ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ

Выполним расчёт коэффициентов λ_o , λ_p , λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} , λ_T и λ для компрессора ВП-50/8М. Будем учитывать их зависимости от степени повышения давления $\epsilon_{\text{тр}}$ и относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{\text{вс}}$ при использовании прямоточных клапанов типа ПИК. Исходные данные: $D_1 = 600$ мм; $D_2 = 350$ мм; $S' = 300$ мм; $\epsilon_o = (600/350)^2 = 2,94$; $k = 1,4$; $n_1 = 1,5$; $\rho_{\text{вс}} = 1,25$ кг/м³; $a_1 = 0,05$; $\beta_a = 0,04$; $\epsilon_{\text{тр}} = 3$; $T_{\text{вс}} = 273$ К; $T_x = 333$ К.

Подставляя соответствующие исходные данные в формулы (2) из [1], (25) из [3] и принимая во внимание (4)-(7) настоящей работы, получим уравнения для определения указанных выше коэффициентов для компрессора ВП-50/8М:

объёмный коэффициент

$$\lambda_o = 1,05 - 0,112 \epsilon_{\text{тр}}^{0,476}; \quad (8)$$

коэффициент давления

$$\lambda_p = 1,4 \epsilon_{\text{тр}}^{0,667} - 0,04 \epsilon_{\text{тр}} - 0,4; \quad (9)$$

первый тепловой коэффициент

$$\lambda_{T1} = 1 - \frac{0,035}{\varepsilon_{тр}^{0,143}}; \quad (10)$$

второй тепловой коэффициент

$$\lambda_{T2} = 1 - 0,093 \frac{1,1(1 - \varepsilon_{тр})}{\varepsilon_{тр}^{0,714}}; \quad (11)$$

третий тепловой коэффициент

$$\lambda_{T3} = 2 - \varepsilon_{тр}^{0,286}; \quad (12)$$

интегральный (результатирующий) тепловой коэффициент

$$\lambda_T = \lambda_{T1} \lambda_{T2} \lambda_{T3} = \left(1 - \frac{0,035}{\varepsilon_{тр}^{0,143}}\right) \times \left(1 - 0,093 \frac{1,1(1 - \varepsilon_{тр})}{\varepsilon_{тр}^{0,714}}\right) (2 - \varepsilon_{тр}^{0,286}). \quad (13)$$

Подставляя в (1) выражения (8), (9) и (13), получим расчётную формулу для определения коэффициента подачи компрессора ВП-50/8М в зависимости от степени повышения давления газа $\varepsilon_{тр}$ в колебательном волновом процессе во всасывающем трубопроводе:

$$\lambda = \lambda_o \lambda_p \lambda_T = (1,05 - 0,112 \varepsilon_{тр}^{0,476}) \times (1,4 \varepsilon_{тр}^{0,667} - 0,04 \varepsilon_{тр} - 0,4) \left(1 - \frac{0,035}{\varepsilon_{тр}^{0,143}}\right) \times \left(1 - 0,093 \frac{1,1(1 - \varepsilon_{тр})}{\varepsilon_{тр}^{0,714}}\right) (2 - \varepsilon_{тр}^{0,286}). \quad (14)$$

Рис. 1 даёт представление о зависимости функций λ_o , λ_p , λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} , λ_T и λ от величины $\varepsilon_{тр}$. Видно, что больше всего при возрастании амплитуды колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе и $\varepsilon_{тр}$ изменяются два коэффициента: коэффициент давления λ_p (он увеличивается от 0,98 до 1,3 при росте $\varepsilon_{тр}$ от 1 до 1,4) и тепловой коэффициент λ_{T3} , отражающий влияние резонансных колебаний давления газа в трубопроводе. Значение последнего при этом уменьшается на 10 %. Как и следовало ожидать [6-8], значения коэффициентов λ_o , λ_{T1} , λ_{T2} остаются практически без изменения. В связи с этим, результирующий тепловой коэффициент λ_T при увеличении $\varepsilon_{тр}$ уменьшается пропорционально тепловому коэффициенту λ_{T3} . В итоге, влияние тепловых факторов приводит к снижению коэффициента подачи λ и, следовательно, к уменьшению эффективности резонансной интенсификации компрессора по сравнению с максимально возможной.

Оценим эффективность резонансной интенсификации компрессора ВП-50/8М без учёта и с учётом изменения теплового коэффициента λ_T . При $\varepsilon_{тр} = 1,25$, согласно рис. 1, без учёта изменений λ_T имеем:

$$\frac{\lambda_p - \lambda_{p0}}{\lambda_{p0}} = \frac{1,174 - 0,98}{0,98} 100 \% = 19,8 \%$$

С учётом изменения λ_T , получаем:

$$\frac{\lambda_T - \lambda}{\lambda} = \frac{1 - 0,86}{0,86} 100 \% = 16,3 \%$$

где λ_{p0} и λ — соответственно, коэффициент давления и коэффициент подачи при $\varepsilon_{тр} = 1$, т.е. когда колебания давления отсутствуют.

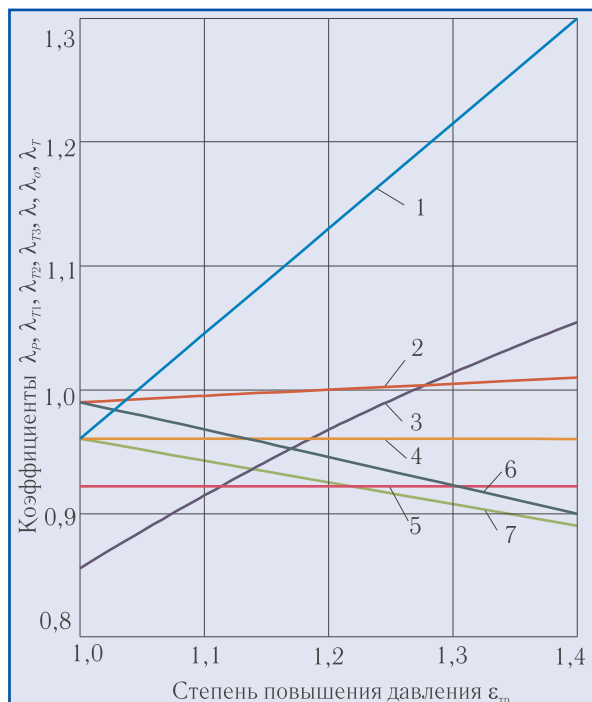


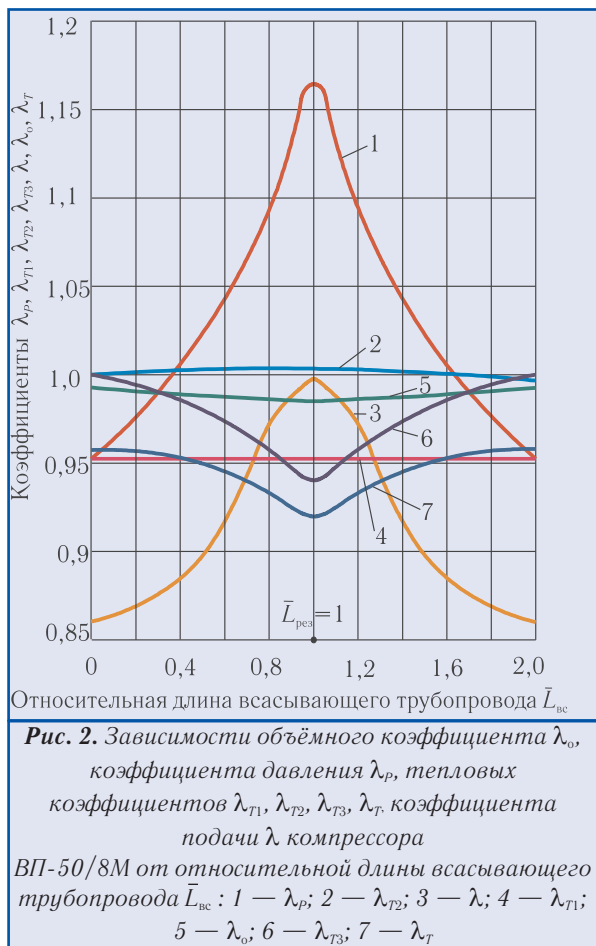
Рис. 1. Зависимости объёмного коэффициента λ_o , коэффициента давления λ_p , тепловых коэффициентов λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} , λ_T и коэффициента подачи λ компрессора ВП-50/8М от степени повышения давления воздуха $\varepsilon_{тр}$ во всасывающем трубопроводе: 1 — λ_p ; 2 — λ_{T2} ; 3 — λ ; 4 — λ_{T1} ; 5 — λ_o ; 6 — λ_{T3} ; 7 — λ_T

Важную информацию о поведении рассматриваемых коэффициентов λ_o , λ_p , λ_T , λ и изменении производительности Q могут дать зависимости этих величин от относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$.

На рис. 2 представлены кривые изменения указанных коэффициентов для компрессора ВП-50/8М с прямоточными клапанами ($\beta_a = 0,04$) в зависимости от относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$. Они получены расчётным путём по формулам (8)-(14). Как видно, наибольшее изменение при переходе всасывающей системы через резонанс ($\bar{L}_{вс} = 1$) наблюдается у коэффициента λ_p , третьего теплового коэффициента λ_{T3} , а также связанного с ними коэффициента подачи λ , отражающего влияние всех рассматриваемых факторов на производительность компрессора.

Коэффициент подачи λ , как следует из рис. 2, из-

меняется в пределах 0,86...1, достигая максимального значения при $\bar{L}_{вс} = \bar{L}_{рез}$. Если принять значение λ при $\bar{L}_{вс} = 0$ за 100 %, то повышение коэффициента подачи при $\bar{L}_{вс} = \bar{L}_{рез}$ составит 16,3 %. Эти результаты совпадают с экспериментальными данными, полученными при испытании компрессора ВП-50/8М (см. рис. 3).



В работе [9] получены эмпирические зависимости степени повышения давления во всасывающем трубопроводе $\epsilon_{тр}$ от его относительной длины $\bar{L}_{вс}$ для различных по конструкции всасывающих клапанов. Форма этих зависимостей при всех конструкциях клапанов, независимо от типа компрессора, имеет одинаковый вид и описывается выражением:

$$\epsilon_{тр} = 1 + B \exp[-C(\bar{L}_{вс} - 1)^2]. \quad (15)$$

В (15) B и C — опытные коэффициенты, значения которых определяются в зависимости от конструкции и сопротивления всасывающих клапанов: для прямооточных клапанов $B=0,247$; $C=5,37$; для кольцевых — $B=0,204$; $C=9,43$; для тарельчатых клапанов — $B=0,162$; $C=13,59$.

Действительная производительность компрессора на основании формулы (1)

$$Q = Q_{\tau} \lambda = V_h n \lambda, \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (16)$$

где V_h — объём, описываемый поршнем цилиндра первой ступени за один ход, м^3 ; n — частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Для наиболее часто применяемых на производстве компрессоров с цилиндрами двойного действия формула (16) преобразуется, согласно [10], к виду:

$$Q = i \frac{\pi D_1^2}{4} S \left(1 - \frac{k_n d_{ш}^2}{i D_1^2} \right) \lambda n = i \frac{\pi D_1^2}{4} S \xi \lambda n, \quad (17)$$

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

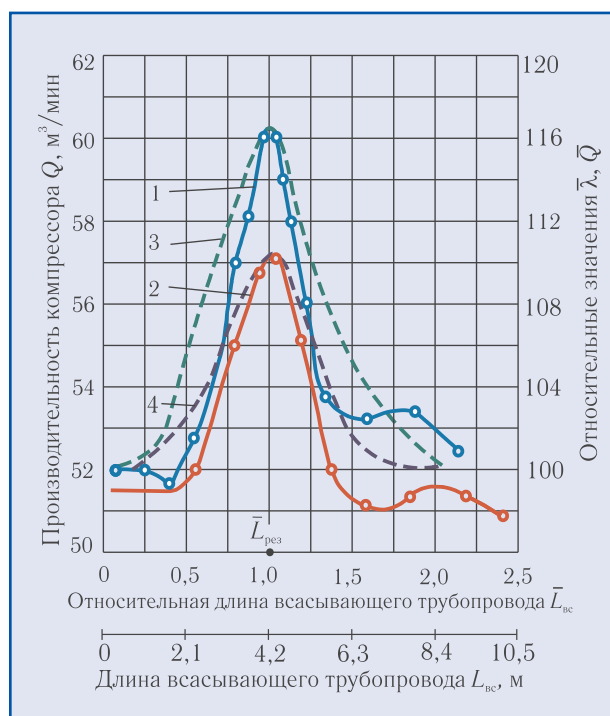


Рис. 3. Экспериментальные зависимости производительности $Q=f(L_{вс})$ от длины всасывающего трубопровода (кривые 1 и 2); расчётные зависимости относительного коэффициента подачи $\lambda=f(\bar{L}_{вс})$ и относительной производительности от относительной длины всасывающего трубопровода (кривые 3 и 4) компрессора ВП-50/8М (кривые 1 и 3 относятся к прямооточным клапанам типа ПИК; кривые 2 и 4 — к кольцевым клапанам 10К-180)

Подставляя в формулу (17) значение коэффициента подачи, определяемого уравнением (14), и учитывая зависимость (15), получим выражение для производительности поршневого компрессора, характеризующее её зависимость $Q = f(\bar{L}_{вс}, \beta_a)$ от относительной длины всасывающего трубопровода в пределах изменения от 0 до $\bar{L}_{вс} \gg 1$ и сопротивления всасывающих клапанов β_a :

$$Q = i \frac{\pi D_1^2}{4} S \xi \left\{ 1 - a_1 \left[\varepsilon_0 (1+y)^{\frac{1}{k}} \left(\frac{T_x}{T_{вс}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - 1 \right] \right\} \times$$

$$\times [(1,4 \dots 1,3)(1+y)^{0,667} - \beta_a (1+y) - (0,4 \dots 0,3)] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{0,06}{\left[D_{1,р_{вс}} (1+y)^{\frac{1}{k}} c_p \right]^{0,2}} \left(\frac{S'}{D_1} + 1 \right) \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \times$$

$$\times \left[1 - \frac{k-1}{k} \frac{3\beta_a - y(1+\beta_a)}{3(1+y)^{\frac{1}{k}}(1+\beta_a)} \right] \left[2 - (1+y)^{\frac{k-1}{k}} \right] n, \quad (18)$$

где $y = \text{Вехр}[-C(\bar{L}_{вс} - 1)^2]$.

На рис. 3 показаны экспериментальные и расчётные значения производительности компрессора ВП-50/8М, отражающие влияние резонансных явлений во всасывающей системе на наполнение цилиндра газом. Их можно назвать характеристиками производительности поршневого компрессора при резонансной интенсификации его работы. Построенные в

относительных координатах $\bar{Q} - \bar{L}_{вс}$ они приобретают типовой характер и могут быть использованы как для интенсификации действующих машин в конкретных условиях эксплуатации [11], так и на стадии проектирования [12]. Как видно, теоретические зависимости

$\bar{\lambda} = f(\bar{L}_{вс})$, качественно совпадающие с зависимостью $\bar{L}_{вс}$ (кривые 3 и 4), имеют практически одинаковую форму с экспериментальными кривыми (1 и 2) и дают одинаковые результаты эффективности резонансной интенсификации при $L_{вс} = L_{рез}$ или $\bar{L}_{вс} = 1$.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗОНАНСНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ

В ходе экспериментального исследования компрессоров всасывающий трубопровод отключался, а затем наращивался короткими отрезками труб длиной 0,1...0,5 м от 0 до $L_{вс} \gg L_{рез}$. При каждой фиксированной длине определялись значения производительности, мощности на валу компрессора, температуры воздуха во всасывающих и нагнетательных патрубках цилиндров первой и второй ступеней.

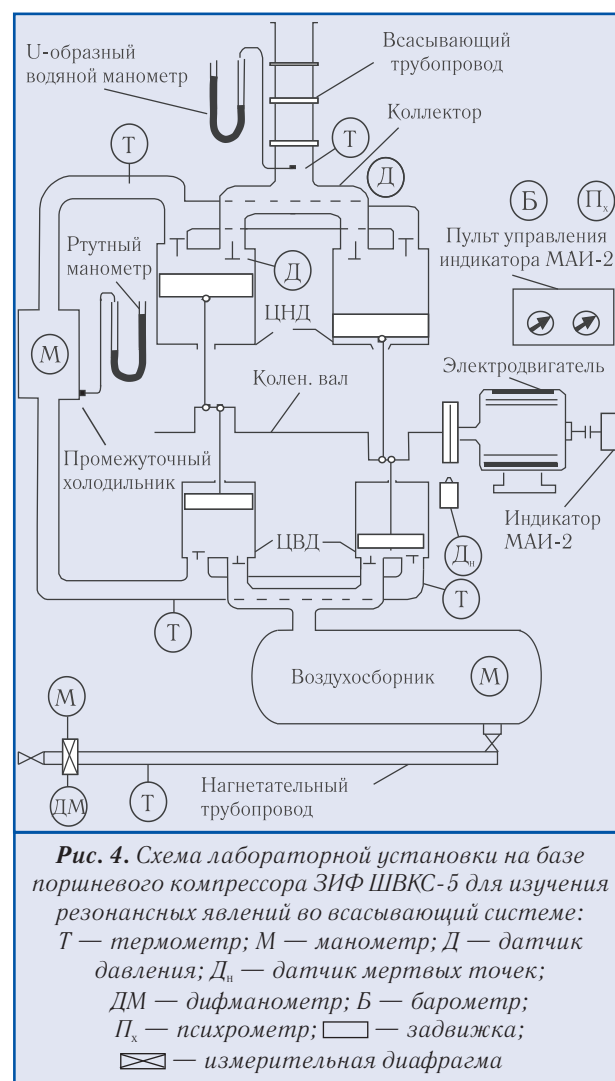
Пневмоэлектрическим индикатором МАИ-2 записывались кривые изменения давления во всасывающем патрубке и в полостях цилиндров компрессора в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Такая методика проведения экспериментов позволяла достаточно точно изучить характерные особенности влияния резонансных колебаний давления во всасывающем трубопроводе на показатели работы поршневого компрессора в трёх зонах длин всасывающего трубопровода: дорезонансной при $L_{вс} < L_{рез}$; резонансной

при $L_{вс} = (0,8 \dots 1,2)L_{рез}$; зарезонансной при $L_{вс} \gg L_{рез}$.

Такой подход к исследованиям позволил максимально приблизить условия эксперимента к практическим условиям работы компрессоров, поскольку привод их в большинстве случаев является нерегулируемым, а длины всасывающих трубопроводов имеют различные значения, определяемые расположением оборудования в здании компрессорной станции. Как показывает анализ, большинство всасывающих трубопроводов действующих воздушных поршневых компрессоров имеют длины, лежащие в дорезонансной зоне.

Данная методика была использована при испытаниях компрессоров 2ВГ, 55В, 5Г-100/8, 4ВМ10-100/8 в производственных условиях, а также на испытательных стендах Краснодарского компрессорного завода (ВП-50/8М, ВП-20/8М) и в лабораторных условиях (ЗИФ ШВКС-5).

На рис. 4 показана схема лабораторной установки на базе компрессора ЗИФ ШВКС-5. При испытании компрессора два цилиндра простого действия со смещением кривошипа на 180° всасывали воздух из общего всасывающего трубопровода, подключенного посредством коллектора. Такая система равноценна цилиндру двойного действия с всасывающим трубопроводом. Общий вид установки с приборами изображен на рис. 5.



На рис. 6 приведена безразмерная резонансная характеристика компрессора ЗИФ ШВКС-5, состоящая из трёх кривых, которые отображают зависимости относительной производительности $Q=f(\bar{L}_{вс})$, относительной мощности $\bar{N}=f(\bar{L}_{вс})$ и удельной мощности $N_{уд}=f(\bar{L}_{вс})$ от относительной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{вс}$. Из анализа кривых можно установить, что при резонансе ($\bar{L}_{вс}=1$ при длине трубопровода 1,5 м) производительность увеличилась на 13 %, мощность возросла в такой же степени, а удельная мощность не изменилась. Эксперименты показали, что удельная мощность минимальна в зарезонансной ($\bar{L}_{вс}>1$) зоне.

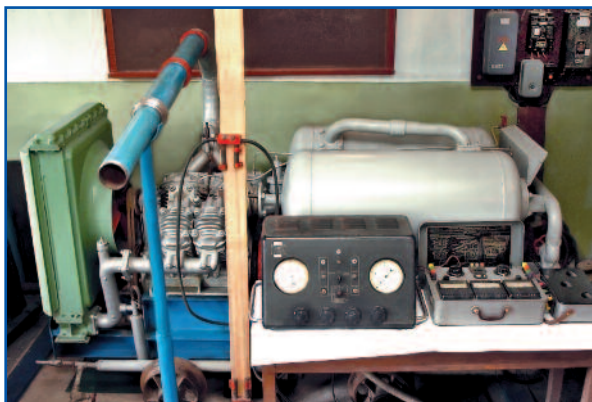


Рис. 5. Испытания компрессора ЗИФ ШВКС-5 на лабораторной установке

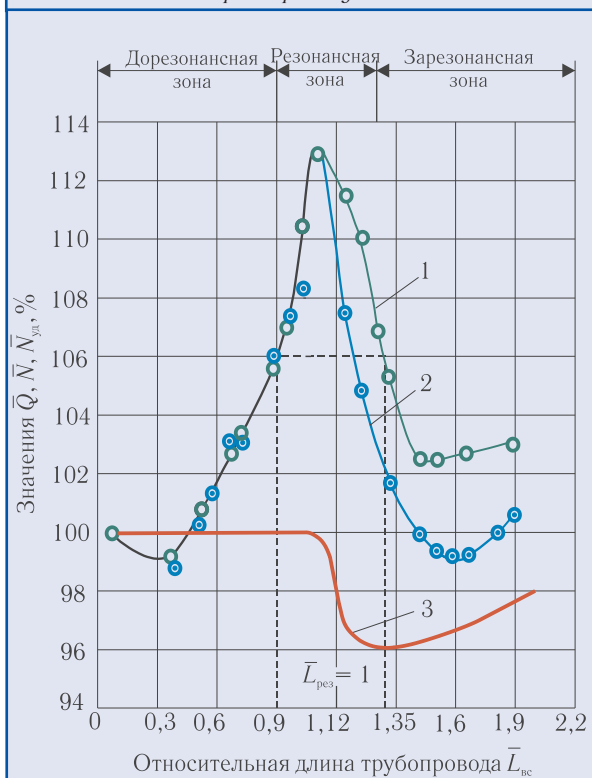


Рис. 6. Экспериментальная безразмерная резонансная характеристика компрессора ЗИФ ШВКС-5: 1 — \bar{Q} ; 2 — N ; 3 — $\bar{N}_{уд}$

Такими же оказываются экспериментальные данные и у других испытанных компрессоров. Объяснение этому факту дается в работе [13].

На рис. 7 приведены зависимости производительности, полной и удельной мощности компрессора ВП-50/8М от длины $L_{вс}$ всасывающего трубопровода. Из приведённых данных видно, что увеличение подачи компрессора ВП-50/8М с прямоотчными клапанами в резонансном режиме при $L_{вс}=L_{рез}=4,1$ м по сравнению с режимом, когда отключен трубопровод составило 15,4 %, с кольцевыми — 12 %. Увеличение подачи вызвано проявлением двух факторов: заменой кольцевых клапанов прямоотчными и установкой всасывающего трубопровода с длиной, равной резонансной.

На рис. 8 изображен компрессор ВП-50/8М на испытательном стенде Краснодарского компрессорного завода (ККЗ).

Возвращаясь к рис. 7, отметим, что работа компрессора с прямоотчными клапанами по сравнению с его работой с кольцевыми клапанами характеризуется большей подачей и меньшей потребляемой мощностью во всем диапазоне изменения длин всасывающего трубопровода. При резонансе, когда $L_{вс}=L_{рез}$, эта разница в значениях наиболее заметна. Необходимо обратить внимание на то что в зарезонансной зоне ($L_{вс}>L_{рез}$) 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 [11, 13]. 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.

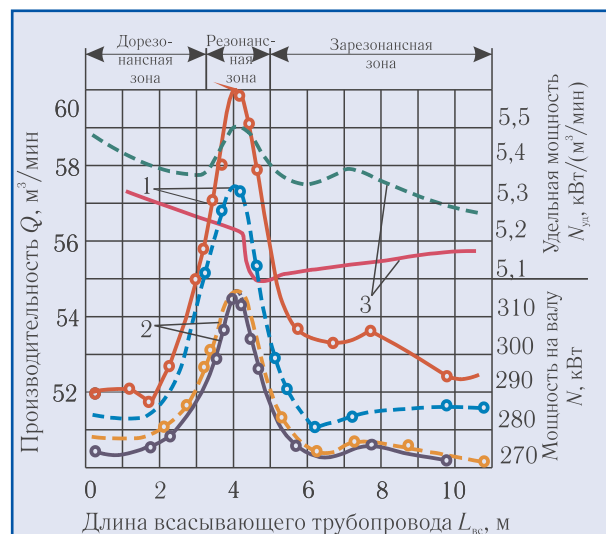


Рис. 7. Зависимости производительности Q (1), мощности на валу N (2) и удельной мощности $N_{уд}$ (3) от длины всасывающего трубопровода $L_{вс}$. Сплошные кривые относятся к компрессору с прямоотчными клапанами; пунктирные — с кольцевыми клапанами

Полученные экспериментальным путем кривые $Q=f(\bar{L}_{вс})$, $\bar{N}=f(\bar{L}_{вс})$ и $N_{уд}=f(\bar{L}_{вс})$ можно назвать резонансными характеристиками компрессора. Они наглядно демонстрируют влияние колебаний давления на важнейшие технико-экономические показатели машины и позволяют выбрать оптимальные режимы работы поршневого компрессора в реальных условиях эксплуатации. Заслуживают внимания два оптимальных режима: обеспечивающий максимальную подачу при $\bar{L}_{вс}=\bar{L}_{рез}$ и режим с минимальной удельной мощностью, относящийся к зарезонансной зоне при $\bar{L}_{вс}=(1,15\dots 1,2)\bar{L}_{рез}$.

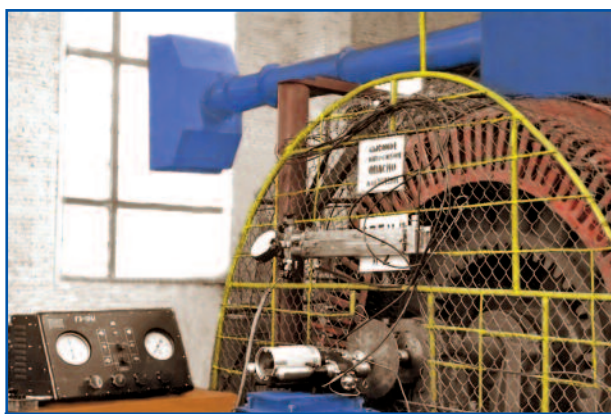


Рис. 8. Компрессор ВП-50/8М на стенде Краснодарского компрессорного завода

Для реализации этих режимов на действующем компрессоре необходимым условием является определение оптимальной резонансной длины всасывающего трубопровода $\bar{L}_{рез}$. С достаточной для практики точностью ее можно вычислить по формуле, приведенной в [13]:

$$L_{рез} = 7,5 \frac{\omega_{зв}}{n} - 2,24r \left(\frac{D_1}{d_{тр}} \right)^2, \quad (19)$$

где n — частота вращения вала компрессора, мин^{-1} ; D_1 — диаметр цилиндра первой ступени, м; $d_{тр}$ — диаметр всасывающего трубопровода, м; r — радиус кривошипа, м; $\omega_{зв}$ — скорость звука в воздухе, м/с.

На рис. 9 показан газовый поршневой компрессор 2ГМ10А-П-18/9-26 на испытательном стенде ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе». Он имеет оппозитное исполнение и в отличие от других — два всасывающих трубопровода переменной длины, подключенных индивидуально к каждому цилиндру двойного действия первой ступени [14].

5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенные исследования подтвердили значительное влияние колебаний давления во всасывающем трубопроводе, особенно резонансных, на коэффициент наполнения цилиндра газом и, в итоге, на производительность компрессора. Это влияние наиболее существенно отражается на значениях коэффициента давления и теплового коэффициента.

Полученные эмпирические зависимости для степени повышения давления газа во всасывающем трубопроводе при различных по конструкции и сопротивлению всасывающих клапанах позволяют оценить влияния колебаний давления на эффективность использования резонансной интенсификации, выяснить её положительные стороны. Формулы для определения объёмного коэффициента и коэффициента давления с использованием параметра $\epsilon_{тр}$ дают возможность количественно и качественно рассмотреть сложную картину газодинамических процессов в системе «всасывающий трубопровод — всасывающий клапан — цилиндр», отражающихся на технических характеристиках компрессора.

Выведенные аналитические зависимости для расчётов коэффициента подачи и входящих в него коэффициентов, а также уравнение для определения действительной производительности поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия в первой

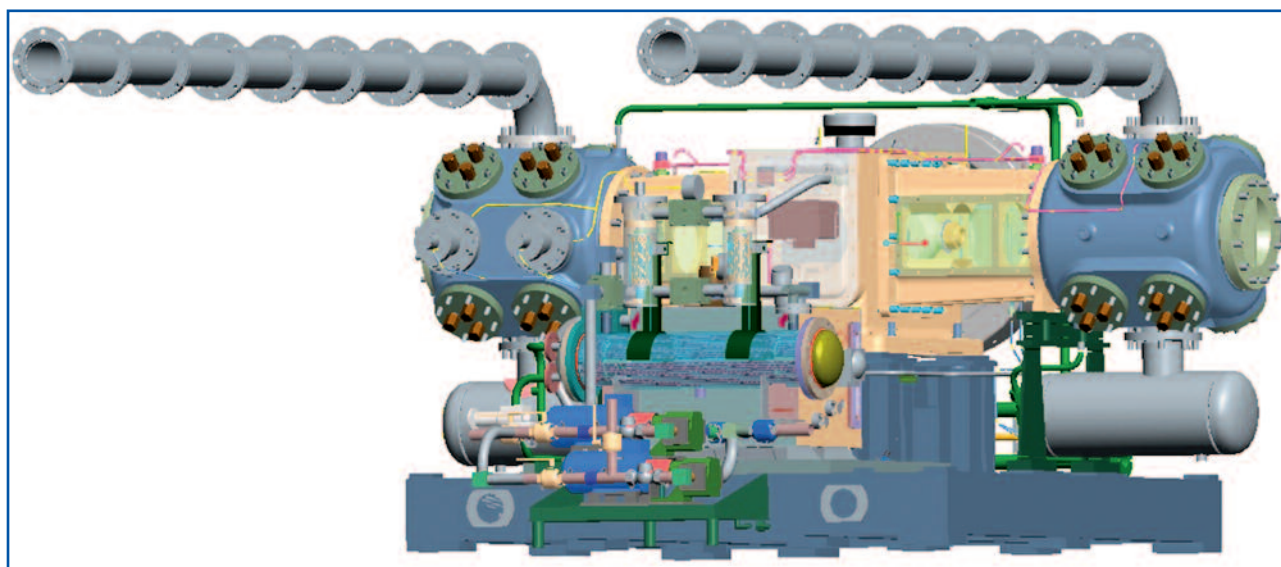


Рис. 9. Компрессор 2ГМ10А-П-18/9-26

ступени (именно такие имеют наибольшее распространение в промышленности), позволяют оценить эффективность интенсификации их работы путём использования резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе. Они могут применяться специалистами как на стадии проектирования, так и в процессе эксплуатации компрессорных машин. Экспериментальные исследования, выполненные на компрессорах ЗИФ ШВКС-5 ВП-50/8М, ВП-20/8М, 4ВМ10-100/8, 5Г-100/8 и др., подтвердили результаты теоретического анализа. Полученные аналитические и экспериментальные характеристики производительности поршневых компрессоров при резонансной интенсификации их работы 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, как это делается применительно к машинам динамического действия. Кроме зависимостей $\bar{Q} = f(\bar{L}_{вс})$, следует определять относительную индикаторную мощность $\bar{N} = f(\bar{L}_{вс})$ и относительную удельную мощность $\bar{N}_{уд} = f(\bar{L}_{вс})$, что даст возможность всесторонне оценить влияние резонансной интенсификации на технико-экономические показатели компрессоров.

Для исследования технических характеристик поршневых компрессорных установок и установления газодинамических резонансных явлений во всасывающей и нагнетательной системах на показатели новых поршневых компрессоров, должны быть созданы специальные испытательные стенды, оснащенные компьютерным комплексом и современными приборами измерения давления, температуры, вибрации, а также индицирования всех полостей сжатия, подобные тем, которые созданы в ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» [14].

Использование резонансных колебаний давления воздуха во всасывающих системах можно считать одним из самых экономичных способов интенсификации производительности поршневых машин, который не требует больших капитальных и эксплуатационных затрат. Главное условие для его осуществления — наличие некоторого запаса мощности у установленного двигателя. Следует обратить внимание, что, кроме резонансного режима, зарезонансная зона является достаточно эффективной по удельным затратам электроэнергии областью. Эти факты должны заинтересовать предприятия, которые ищут способы повышения эффективности производственных мощностей как технологических, так и тех, которые обеспечивают эти производства сжатым воздухом [15].

ЛИТЕРАТУРА

1. 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.
2. 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. 37-43.
3. Рутковский Ю.А., Лавренченко Г.К. 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// Технические газы — 2011. — № 6. — С. 15-22.
4. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчёт. — М.: Колос, 2000. — 456 с.
5. Поршневые компрессоры// Б.С. Фотин, И.Б. Пирунов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин. — Л.: Машиностроение, 1972. — 224 с.
6. 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. 44-48.
7. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. — М.: Машиностроение, 1969. — 742 с.
8. Стретт Д.В. (Лорд Рэлей) Теория звука. Том 2. — М.: Гос. изд-во теор. лит-ры, 1955. — 475 с.
9. Рутковский Ю.А. Производительность поршневых компрессоров при использовании резонансного наддува// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2008-2009. — № 4 (14), № 1(15). — С. 30-38.
10. Мурзин В.А., Цейтлин Ю.А. Рудничные пневматические установки. — М.: Недра, 1965. — 316 с.
11. Гогин Ю.Н., Рутковский Ю.А., Усачев М.Г. Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров// Вестник машиностроения. — 1967. — № 11. — С. 47-50.
12. Гринь Н.П., Наталуха Ю.Б., Смирнов А.В. Поршневые воздушные компрессорные машины нового поколения для ВРУ, реализующих циклы среднего и высокого давлений// Технические газы. — 2009. — № 6. — С. 26-30.
13. Рутковский Ю.А. Резонансные волновые процессы во всасывающих системах поршневых компрессоров// Технические газы. — 2010. — № 2. — С. 20-31.
14. Рутковский Ю.А., Смирнов А.В., Найчук В.В. Испытательный комплекс для исследования работы поршневых компрессоров в режимах резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2011. — № 2 (24). — С. 32-36.
15. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Основы теории резонансного наддува поршневых компрессоров// Компрессорное и энергетическое машиностроение. — 2006. — № 1. — С. 31-38.