УДК 621.512:65.011.46.002.235+622

к.т.н., проф. Рутковский Ю.А.,
к.т.н., доц. Рутковский А. Ю.,
к.т.н., доц. Подлипенская Л. Е.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДАВЛЕНИЯ ВО ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА НА НАПОЛНЕНИЕ ЦИЛИНДРА ВОЗДУХОМ

Наведено результати експериментального дослідження впливу коливань тиску газу в усмоктувальному трубопроводі на ефективність використання резонансного наддуву для підвищення продуктивності поршневого компресора. Отримано емпіричні формули для визначення ступеня підвищення тиску газу в усмоктувальному трубопроводі при різних конструкціях й опорах всмоктувальних клапанів. Дано аналіз індикаторної діаграми поршневого компресора при наявності резонансних коливань тиску газу в усмоктувальному трубопроводі.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Главной целью использования резонансного наддува на практике является повышение производительности действующего поршневого компрессора. Для поршневых компрессоров с цилиндрами двойного действия достижение резонансного наддува осуществляется путём настройки всасывающей системы на резонанс, т.е. на совпадение частоты собственных колебаний давления газа с частотой возмущающих импульсов по второй гармонике (m = 2), при котором положительное значение амплитуды колебания давления совпадает с моментом закрытия всасывающих клапанов при положении поршня в мёртвых точках. Осуществление резонансного наддува не требует капитальных затрат. Поэтому этот способ повышения производительности действующих компрессоров привлекает внимание всё большего числа специалистов, заинтересованных в повышении эффективности действующих компрессорных машин, снабжающих предприятие сжатым воздухом.

Анализ исследований и публикаций. На значительное влияние колебаний давления на наполнение цилиндра газом указывается в работах [2 – 5]. Подчёркивается, что колебания давления во всасывающем патрубке отражаются на наполнении цилиндра газом тем больше, чем выше оказывается давление к концу всасывания. Амплитуда колебания

давления в патрубках в отдельных случаях достигает 25% от номинального давления и влияние таких колебаний весьма велики [3].

Постановка задачи и метод исследования. Недостаточная изученность влияния колебаний давления на режимы работы поршневых компрессоров приводит к рекомендациям по усложнению конструкций всасывающих систем с целью снижения пульсаций давления, например, путём установки буферных емкостей [5].

Учитывая, что во всасывающем трубопроводе, независимо от конструкции всасывающей системы, из-за периодических процессов всасывания, всегда имеются пульсации давления газа, усиливающиеся по мере приближения частоты собственных колебаний газа в трубопроводе ω_0 к частоте вынуждающих колебаний по главной гармонике 2ω, т.е. к резонансу, представляется необходимым комплексное исследование влияния колебаний давления на коэффициент наполнения λ_H и коэффициент подачи λ, а следовательно, на действительную производительность компрессора.

Коэффициент наполнения цилиндра, учитывающий уменьшение производительности действительного компрессора по сравнению с теоретической, определяется формулой [3]:

$$\lambda_H = \frac{V_{вс}}{V_h} = \lambda_0 \lambda_p \lambda_T , \qquad (1)$$

где $V_{вс}$ - объём поступающего в цилиндр газа при номинальном давлении $P_{вс}$ и номинальной температуре $T_{вс}$ во всасывающем патрубке цилиндра, м³;

$V_h = FS$ - рабочий объём цилиндра (объём, описываемый поршнем), м^3;

F – площадь поршня, м^2;

S – ход поршня, м;

λ_0 - объёмный коэффициент, учитывающий потерю рабочего объёма цилиндра из – за расширения газа из вредного пространства;

λ_P - коэффициент давления, учитывающий уменьшение рабочего объёма за счёт влияния пониженного давления в конце всасывания на наполнение цилиндра;

λ_T - тепловой коэффициент, учитывающий уменьшение массы газа из-за повышения его температуры за счёт теплообмена между горячими стенками цилиндра и всасываемым газом, а так же за счёт дросселирования газа при прохождении его через всасывающие клапаны.

Существенным недостатком формулы (1) является то, что она не учитывает влияние колебаний давления во всасывающем трубопроводе на наполнение цилиндра газом, а следовательно, на производительность компрессора.

Основной целью исследования является выяснение характера изменения этих коэффициентов и производительности компрессора в целом в зависимости от длины и диаметра всасывающего трубопровода в дорезонансной ($L_{вс} \langle L_{рез}$), резонансной ($L_{вс} = L_{рез}$) и зарезонансной ($L_{вс} \rangle L_{рез}$) областях, определяемых типом компрессора, конструкцией и гидравлическим сопротивлением всасывающих клапанов.

Методика экспериментального исследования испытанных компрессоров состояла в том, что всасывающий трубопровод отключался, а затем наращивался короткими отрезками труб длиною 0,1…0,5 м от 0 до $L_{вс} \rangle\rangle L_{рез}$. 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.

Изложение материала и его результаты. Сравнение теоретических показателей с действительными значениями величин произведено на основании результатов экспериментальных исследований лабораторной компрессорной установки ЗИФ ШВКС-5 (рис.1) и поршневого компрессора ВП-50/8М, проведенных на испытательном стенде Краснодарского завода-изготовителя [6]. Компрессор ВП-50/8М испытывался с кольцевыми клапанами типа К-180 и прямоточными типа ПИК.

На рис.2 показаны циклограммы колебаний давления во всасывающем трубопроводе компрессора ЗИФ ШВКС-5, записанные индикатором МАИ-2. Как видно, при приближении длины всасывающего трубопровода к резонансному значению ($\overline{L}_{вс} = 1$), амплитуда колебания давления A достигает максимального значения, равного 0,2 кгс/см^2 (19,6·10^3 Па) при резонансной длине $L_{вс} = L_{рез} = 1{,}8$м. При дальнейшем

удлинении происходит сдвиг фазы колебания давления относительно мертвых точек.

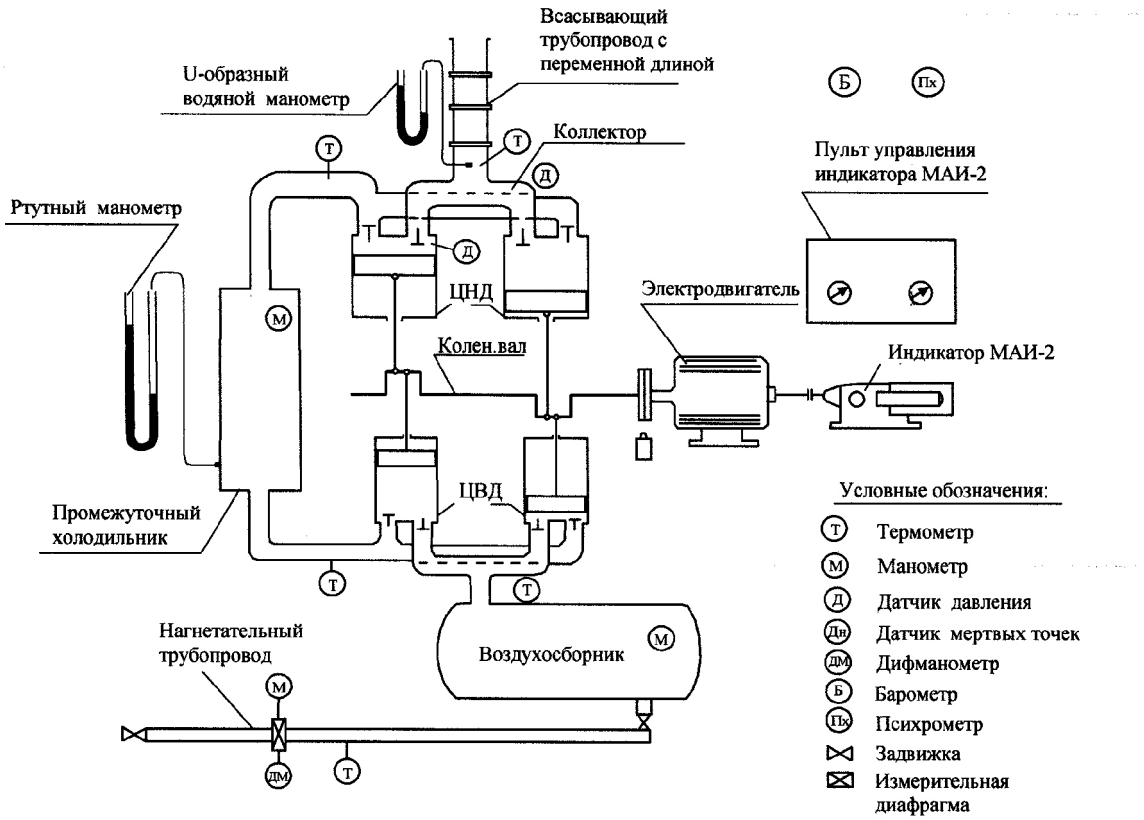

Рисунок 1 – Экспериментальная лабораторная установка на базе компрессорной станции ЗИФ ШВКС-5

Относительная длина всасывающего трубопровода определяется по формуле:

$$\overline{L}_{вс} = \frac{L_{вс}}{L_{рез}}, \qquad (2)$$

где $L_{вс}$ - длина всасывающего трубопровода;

$L_{рез}$ - оптимальная резонансная длина всасывающего трубопровода, при которой достигается максимальная производительность [1].

Производительность компрессора увеличилась в этом режиме на 9,5 %.

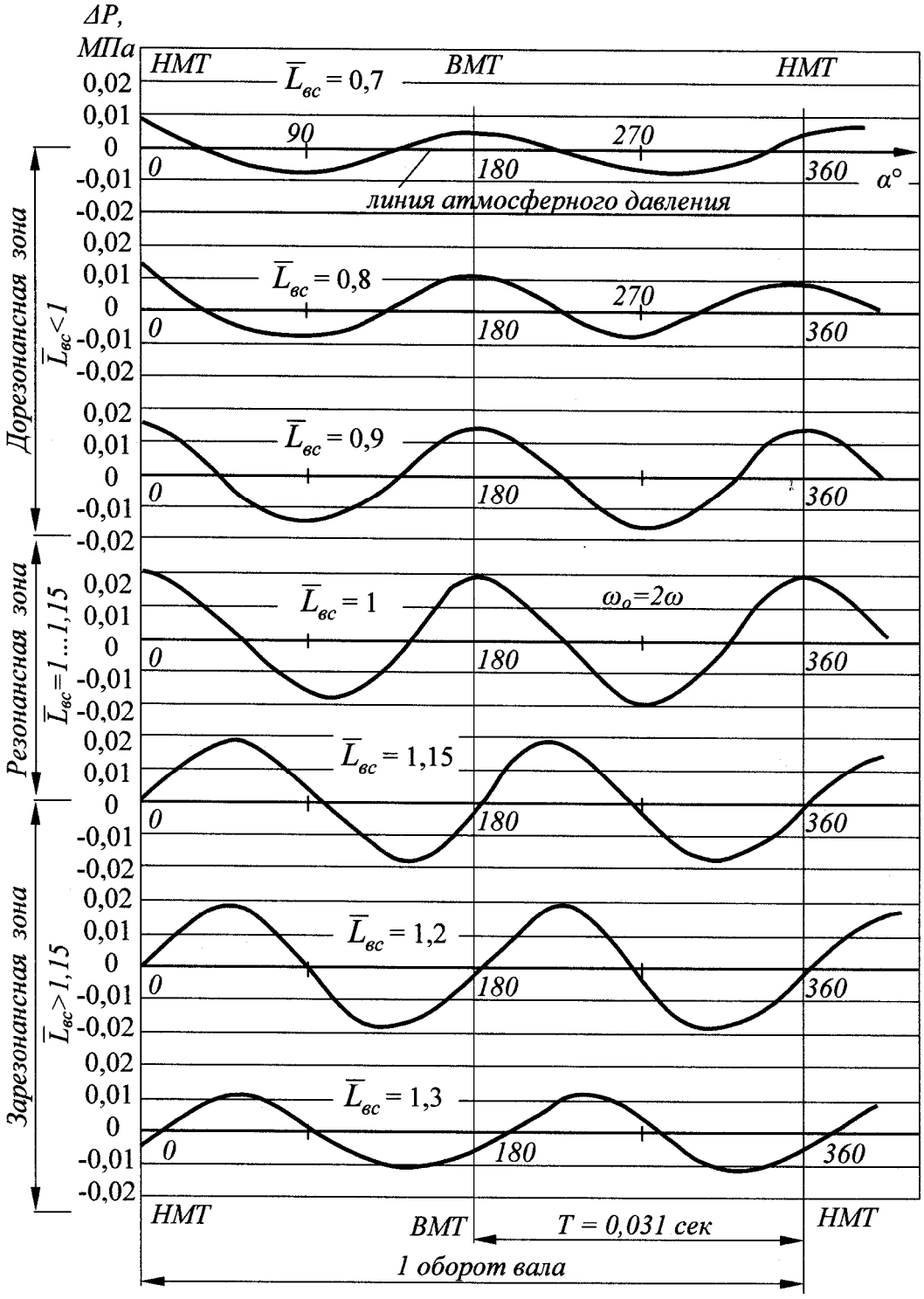

Рисунок 2 – Сопоставление циклограмм колебания давления во всасывающем трубопроводе компрессора ЗИФ ШВКС-5 при переходе всасывающей системы через резонанс

Условием резонанса является совпадение частот

$$\omega_0 = 2\omega, \qquad (2)$$

где ω_0 - частота собственных колебаний газа в трубопроводе;

ω - частота вынужденных колебаний, определяемая частотой вращения коленчатого вала компрессора и конструкцией цилиндра первой ступени (одностороннего или двухстороннего действия).

Распространяясь в полость цилиндра при всасывании, колебания давления отражаются на форме и площади индикаторной диаграммы, а следовательно, на значениях индикаторной работы и мощности компрессора (рис.3).

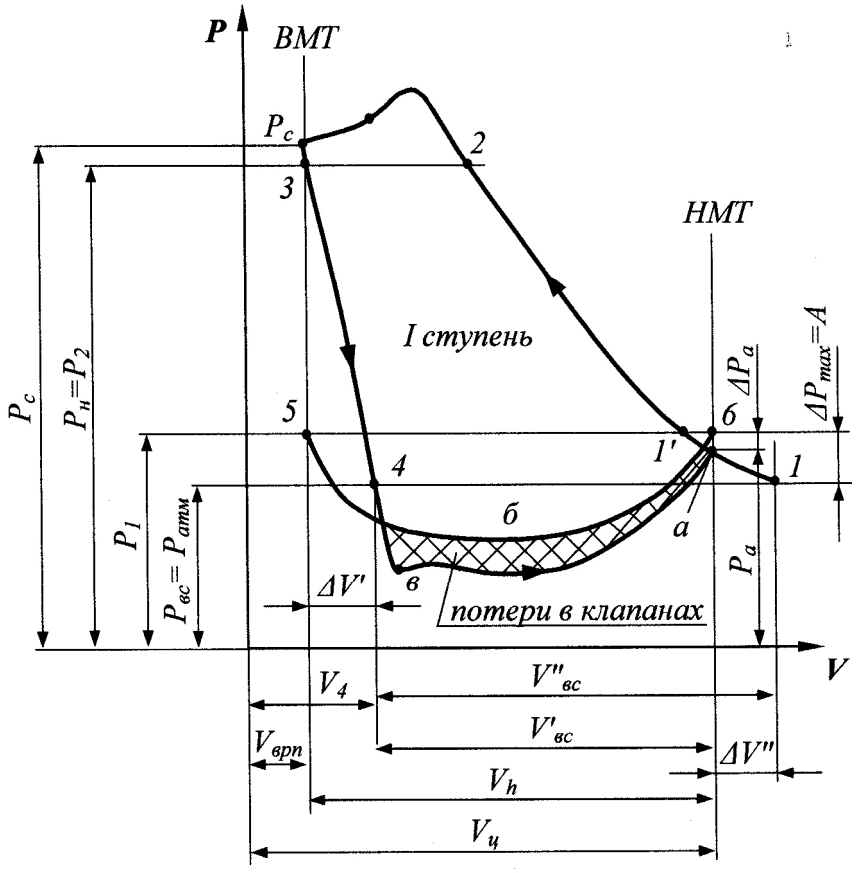

Рисунок 3 – Индикаторная диаграмма действительного цикла поршневого компрессора при использовании резонансного наддува

Кривая *5–б–6* - изменение давления в СТВ при резонансе по второй гармонике, построенной по зависимости (3).

Кривая *в–а* – изменение давления в цилиндре в процессе всасывания газа.

СТВ – стандартная точка всасывания.

Кривая *5-б-6* соответствует давлению газа во всасывающем патрубке (в СТВ) цилиндра первой ступени, которое изменяется во времени согласно зависимости [7]

$$P = P_{вс} + A\,sin(\,2\alpha + 90^0\,), \qquad (3)$$

где $P_{вс}$ - абсолютное номинальное давление в СТВ, принимаемое равным атмосферному давлению $P_{атм}$, $\frac{н}{м^2}$;

A - амплитуда колебаний давления в трубопроводе, $\frac{н}{м^2}$;

α - угол поворота кривошипа.

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

$$S = R(1 - cos\,\alpha),$$

где R – радиус кривошипа, м.

По записям циклограмм колебаний давления и из формулы (3) видно, что при нахождении поршня в мертвых точках ($\alpha = 0$ и $\alpha = 180°$), давление в трубопроводе перед клапанами будет достигать максимального значения, равного

$$P_1 = P_{вс} + A = P_{вс} + \Delta P_{max}, \qquad (4)$$

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

Для количественной оценки влияний колебания давления на наполнение цилиндра газом введем параметр – степень повышения давления во всасывающем трубопроводе.

Степень повышения давления газа в процессе его колебания во всасывающем патрубке по второй гармонике определялась по формуле:

$$\varepsilon_{тр} = \frac{P_1}{P_{вс}} = \frac{P_{вс} + A}{P_{вс}} = 1 + \frac{A}{P_{вс}}. \qquad (5)$$

На рисунке 4 показаны экспериментальные зависимости степени повышения давления в трубопроводе $\varepsilon_{тр}$ от относительной длины всасывающего трубопровода $\overline{L}_{вс}$ для разных типов компрессоров с различными по конструкции и обладающими разным сопротивлением всасывающими клапанами.

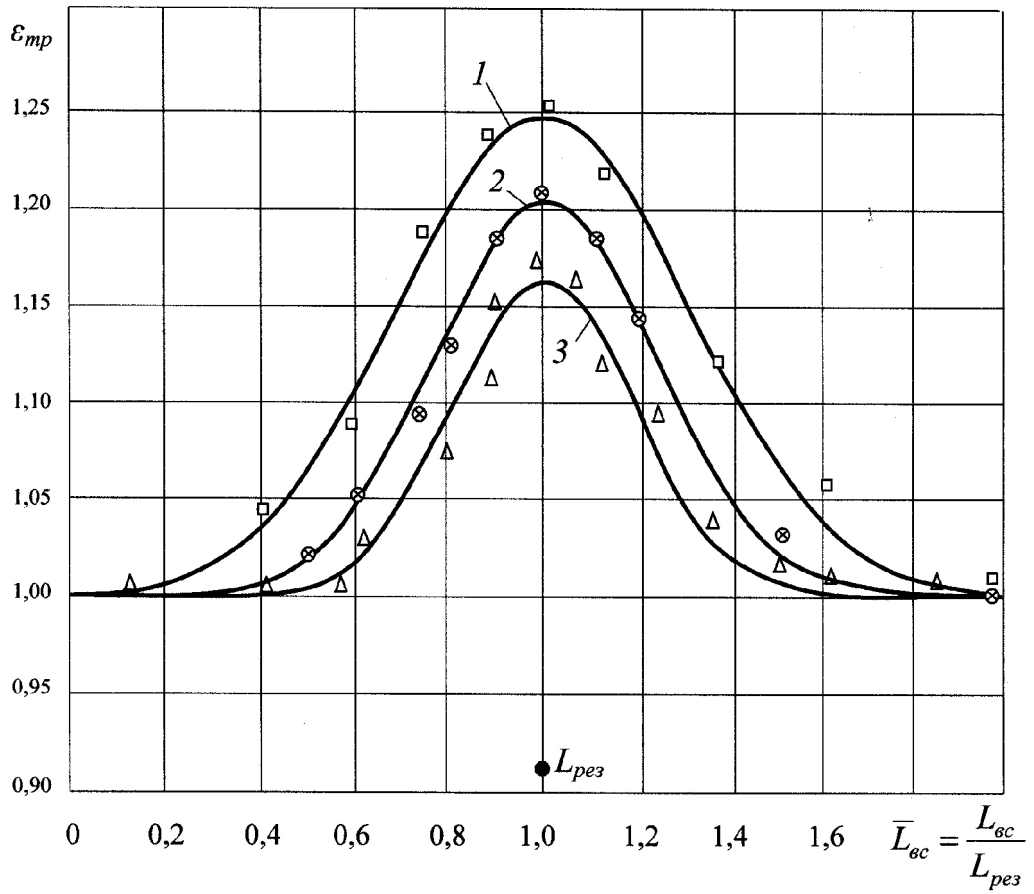

Рисунок 4 - Зависимость степени повышения давления $\varepsilon_{тр}$ во всасывающем трубопроводе поршневых компрессоров от относительной длины всасывающего трубопровода ($\overline{L}_{вс}$):

1 - компрессор ВП-50/8М (прямоточные клапаны, $L_{рез}$=4,1 м; n=375$\frac{об}{мин}$);

2 - компрессор ВП-50/8М (кольцевые клапаны, $L_{рез}$=4,1 м; n=375$\frac{об}{мин}$);

3 - компрессор ЗИФ ШВКС-5, (тарельчатые клапаны, $L_{рез}$=1,8м; n=960$\frac{об}{мин}$)

Кривые, представленные на рис. 4, получены путём математической обработки экспериментальных данных методом наименьших квад-

ратов [8]. Как видно, они носят экспоненциальный характер, приближающийся к типу кривых Гаусса. При этом были получены корреляционные отношения R: для кривой 1 -R_1=0,986, для кривой 2 – R_2 = 0,984, для кривой 3 – R_3 = 0,954. Значения R близки к единице, что свидетельствует о сильной корреляционной связи между кривыми рисунка 4 и экспериментальными данными. Относительная погрешность модельных кривых составляет 0,9%.

На основании проведенного анализа получены эмпирические зависимости степени повышения давления во всасывающем трубопроводе от его относительной длины при различных по конструкции всасывающих клапанах:

а) прямоточные клапаны

$$\varepsilon_{тр} = 0{,}247 e^{-5{,}37\left(\bar{L}_{вс}-1\right)} - 1 \qquad (6)$$

б) кольцевые клапаны

$$\varepsilon_{тр} = 0{,}204 e^{-9{,}43\left(\bar{L}_{вс}-1\right)} - 1 \qquad (7)$$

в) тарельчатые клапаны

$$\varepsilon_{тр} = 0{,}162 e^{-13{,}59\left(\bar{L}_{вс}-1\right)} - 1 \qquad (8)$$

Формулы (6), (7) и (8) позволяют дать количественную оценку влияния пульсаций давления во всасывающем трубопроводе на коэффициент наполнения цилиндра $\lambda_н$ и производительность действительного компрессора.

Выводы и направления дальнейших исследований.

Полученные эмпирические зависимости степени повышения давления газа во всасывающем трубопроводе при различных по конструкции и сопротивлению всасывающих клапанах дают возможность всесторонне рассмотреть сложную картину газодинамических процессов в системе «всасывающий трубопровод – всасывающий клапан – цилиндр», отражающихся на технических характеристиках компрессора.

Для полной оценки всех факторов, влияющих на наполнение цилиндра газом и на производительность компрессора в режимах резонансного наддува, представляется необходимым дальнейшее изучение влияния колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе на температурные режимы компрессора и на уменьшение значения теплового коэффициента, а следовательно, производительности компрессора.

Конечной целью исследования является получение характеристик компрессора, т.е. зависимостей производительности, мощности, удель-

ных показателей и температуры в газовых коммуникациях компрессора от параметров (длины и диаметра) всасывающего трубопровода, позволяющих выбрать наиболее оптимальный вариант работы, исходя из конкретных условий эксплуатации компрессора.

Приведены результаты экспериментального исследования влияния колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе на эффективность использования резонансного наддува для повышения производительности поршневого компрессора. Получены эмпирические формулы для определения степени повышения давления газа во всасывающем трубопроводе при разных конструкциях и сопротивлениях всасывательных клапанов. Дан анализ индикаторной диаграммы поршневого компрессора при наличии резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе.

The results of experimental examination influence oscillations pressure of gas in the inhausting pipeline on efficiency use of resonant pressurization for pinch of productivity the piston compressor are given. The empirical formulas for definition of a degree pinch of pressure of gas in the inhausting pipeline are obtained at different constructions and resistances inhausting of valves. The analysis of an indicator diagram of the piston compressor is given at presence of resonant oscillations of pressure of gas in the inhausting pipeline.

Библиографический список

1. Рутковский Ю.А. Использование резонансного наддува для повышения эффективности поршневых компрессоров // Компрессорное и энергетическое машиностроение. - 2008 - №2 (12) - С.87 - 92.

2. Лавренченко Г.К., Швец С.Г. Основы теории резонансного наддува поршневых компрессоров // Компрессорное и энергетическое машиностроение. - 2006. - №1 (3) - С. 31 - 38.

3. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. - Л.: Машиностроение, 1969.-742 с.

4. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1 Теория и расчёт. -М.:Колос, -2000.-456с.

5. Видякин Ю.А., Доброклонский Е.Б., Кондратьева Т.Ф. Оппозитные компрессоры. - Л.: Машиностроение, 1979. - 279 с.

6. Рутковский Ю.А. Работа поршневого компрессора при наличии колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе // Компрессорное и энергетическое машиностроение - 2008 - №3 (13) - С. 83-92.

7. Гогин Ю.Н., Рутковский Ю.А. , Усачёв М.Г. - Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров // Вестник машиностроения. - 1967 - №11 - С. 47-50.

8. Дунин - Барковский И.В., Смирнов Н.В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике. - М.: Гос. из-во техн-теоретической литературы, 1955. - 556 с.

Рекомендовано к печати д.т.н., проф. Луценко В.А.