

*к.т.н. Рутковский Ю.А.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина gem2007@mail.ru)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ ПРИ РЕЗОНАНСНОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ИХ РАБОТЫ

Приведені результати теоретичного дослідження теплових процесів в поршневих компресорах при всмоктуванні газу в умовах наявності резонансних коливань тиску у всмоктуючих системах. Отримані формули для визначення приросту температури газу в циліндрі і температурних коефіцієнтів залежно від опору всмоктуючих клапанів і інтенсивності коливального процесу у всмоктуючому трубопроводі.

Ключові слова: поршневий компресор, коливання тиску, резонанс, температурний коефіцієнт.

Приведены результаты теоретического исследования тепловых процессов в поршневых компрессорах при всасывании газа в условиях наличия резонансных колебаний давления во всасывающих системах. Получены формулы для определения приращения температуры газа в цилиндре и температурных коэффициентов в зависимости от сопротивления всасывающих клапанов и интенсивности колебательного процесса во всасывающем трубопроводе.

Ключевые слова: поршневой компрессор, колебания давления, резонанс, температурный коэффициент.

Выявление и использование внутренних резервов поршневых машин для повышения их эффективности является весьма актуальной задачей. Одним из наиболее результативных и экономически обоснованных способов интенсификации поршневых компрессоров является использование резонансных (акустических) колебаний давления газа во всасывающих системах, которые позволяют повысить производительность компрессора до 20-25% практически без капитальных затрат, путем реконструкции всасывающей системы [1-3]. Однако, несмотря на большое количество работ, посвященных этой проблеме, резонансные явления пока не нашли широкого использования в практике эксплуатации компрессорных машин. Одной из причин такого положения является отсутствие сведений о влиянии интенсивных колебаний давления газа во всасывающей системе, настроенных на резонанс по второй гармо-

нике возмущающих импульсов, на температурные режимы компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия в первой ступени.

Интенсификация поршневых компрессоров путем использования резонансных колебаний давления, как показали экспериментальные исследования, сопровождается повышением температуры газа, нагнетаемого цилиндром первой ступени, до 20° [4]. Это обстоятельство, несмотря на отмеченные выше положительные стороны способа, может ограничить область его практического использования, так как системы охлаждения компрессоров, особенно в летнее время года, недостаточно эффективны, и температура газа при нагнетании его из цилиндра первой ступени может достичь предельно допустимого значения, когда компрессор следует остановить.

Основной задачей данного исследования является установление термодинамических закономерностей влияния резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе на температурные режимы поршневых компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия, а также теоретическое и экспериментальное определение влияния переменной длины всасывающего трубопровода на температурные характеристики поршневых компрессоров.

Как показано в работе [6], приращение температуры газа в цилиндре в процессе всасывания происходит за счет влияния трех основных факторов: 1. теплообмена с горячими стенками цилиндра; 2. перехода работы по преодолению сопротивления всасывающих клапанов в тепло и передачи его всасываемому газу; 3. за счет адиабатического сжатия в процессе колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе.

Ввиду большой тепловой инерционности системы, изменение теплообмена с горячими стенками цилиндра при наличии колебаний давления пренебрежимо мало. Определим приращение температуры газа в цилиндре и тепловые коэффициенты от влияния остальных главных двух факторов: дросселирования газа через всасывающие клапаны и колебаний давления во всасывающей системе. Отметим, что, как в том, так и в другом случаях, происходят дополнительные затраты работы компрессора $\Delta L_{вс}$, связанные с преодолением сопротивления всасывающих клапанов $\Delta L_{др}$ и необходимостью поддержания резонансных колебаний давления в трубопроводе $\Delta L_{кол}$, т.е.

$$\Delta L_{вс} = \Delta L_{др} + \Delta L_{кол}. \quad (1)$$

Работа по преодолению гидравлического сопротивления всасывающих клапанов определяется выражением [7]

$$\Delta L_{\partial p} = \Delta P_{\partial p} V_{\text{вс}}, \quad (2)$$

где $\Delta P_{\partial p}$ – средняя потеря давления в клапанах в ходе всасывания, н/м²;

$V_{\text{вс}}$ – объем всасываемого газа, м³.

Потеря давления на дросселирование газа во всасывающих клапанах определяется формулой

$$\Delta P_{\partial p} = \beta_a P_{\text{вс}}, \quad (3)$$

где β_a – относительная потеря давления при всасывании, определяемая экспериментальным путем. По данным [1], $\beta_a = 0,03 \dots 0,07$.

$P_{\text{вс}}$ – номинальное давление в С.Т.В. (стандартная точка всасывания) первой ступени, принимаемое равным атмосферному давлению, Н/м².

Затраты работы на поддержание колебательного процесса определяется уравнением [8]

$$\Delta L_{\text{кол}} = \frac{P_{\text{вс}} (\varepsilon_{mp} - 1)}{3} V_{\text{вс}}, \quad (4)$$

где ε_{mp} – степень повышения давления газа в процессе колебания давления во всасывающем трубопроводе, настроенного на резонанс по второй (главной) гармонике ($m = 2$).

Работа всасывания идеального компрессора [2], во всасывающем патрубке которого имеют место резонансные колебания давления газа при $m = 2$, определяется формулой [8]

$$L_{\text{вс}} = P_{\text{вс}} V_{\text{вс}} \left(\frac{4 - \varepsilon_{mp}}{3} \right), \quad (5)$$

а относительные затраты энергии с учетом выражений (1)...(5)

$$\frac{\Delta L_{\text{вс}}}{L_{\text{вс}}} = \frac{3\beta_a + \varepsilon_{mp} - 1}{4 - \varepsilon_{mp}}. \quad (6)$$

С учетом приращения удельной энтальпии газа при дросселировании и затрат энергии на поддержание резонансных колебаний давле-

ния газа во всасывающей системе, получены выражения для определения теоретического приращения температуры газа в цилиндре за весь период всасывания:

а) за счет дросселирования

$$\Delta T_{др}'' = \frac{K-1}{K} \frac{(3\beta_a + \varepsilon_{mp})(4 - \varepsilon_{mp})}{9\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}}(1 + \beta_a)} T_{вс}; \quad (7)$$

б) за счет затрат энергии на поддержание колебательного процесса

$$\Delta T_{кол}'' = \frac{K-1}{K} \frac{(\varepsilon_{mp} - 1)(4 - \varepsilon_{mp})}{9\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}}(1 + \beta_a)} T_{вс}; \quad (8)$$

в) суммарное приращение температуры газа при всасывании

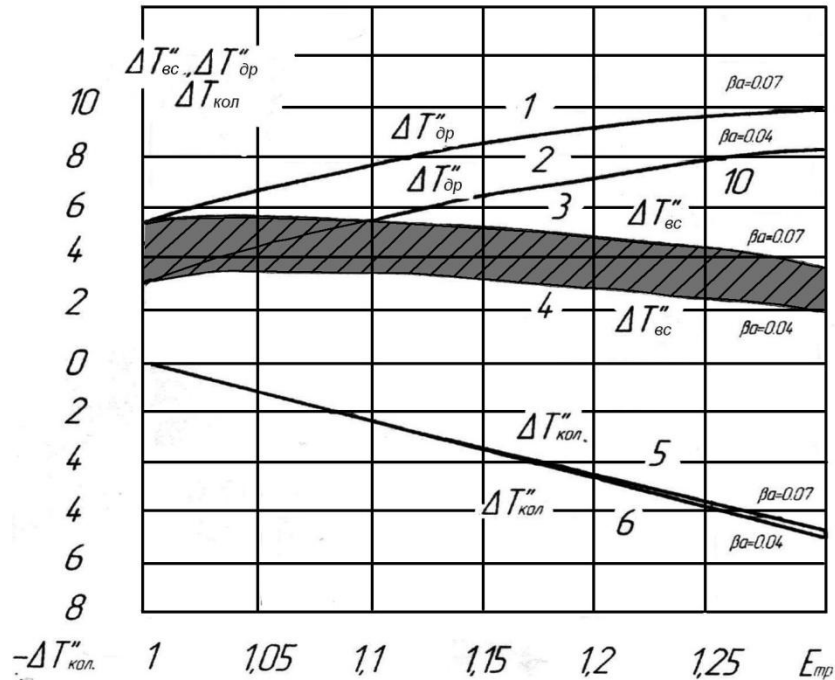
$$\Delta T_{вс}'' = \frac{K-1}{K} \frac{\beta_a(4 - \varepsilon_{mp})}{3\varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}}(1 + \beta_a)} T_{вс}, \quad (9)$$

где $T_{вс}$ – номинальная абсолютная температура газа в С.Т.В. первой ступени;

K – показатель адиабаты.

На рисунке 1 показаны зависимости изменения температуры газа в цилиндре первой ступени компрессора в результате дросселирования и колебаний давлений газа. Зависимости носят практически линейный характер и показывают, что положительное приращение температуры газа в цилиндре в результате дросселирования (кривые 1 и 2) зависит от сопротивления всасывающих клапанов и степени ε_{mp} , в то время как снижение температуры всецело определяется амплитудой волнового процесса, т.е. ε_{mp} , и не зависит практически от сопротивления всасывающих клапанов (прямые 5 и 6).

На этом же рисунке показано результирующее изменение температуры газа в цилиндре $\Delta T_{вс}'' = \varphi(\varepsilon_{mp})$ (кривые 3 и 4) при $\beta_a = 0,07$ (кольцевые клапаны) и $\beta_a = 0,04$ (прямоточные клапаны). Эти кривые могут быть получены путем алгебраического вычитания ординат линий 5 и 6 из ординат линий 1 и 2 при одинаковых значениях ε_{mp} .



- 1 и 2 – повышение температуры $\Delta T''_{vc, dp}$ за счет дросселирования;
 5 и 6 – понижение температуры $\Delta T''_{vc, kol}$ за счет адиабатического расширения газа в фазе в волнового процесса;
 3 и 4 – результирующее изменение температуры в цилиндре в процессе всасывания.

Рисунок 1 – Изменение температуры газа в цилиндре первой ступени от степени ϵ_{mp} адиабатического сжатия и разряжения газа во всасывающем трубопроводе при различных значениях β_a

Такой же результат дает формула (9), которая при $T_{vc}=300^\circ$, $K=1,4$ принимает расчетный вид

для $\beta_a = 0,04$

$$\Delta T''_{vc} = \frac{1,1(4 - \epsilon_{mp})}{\frac{1}{\epsilon_{mp}^K}}; \quad (10)$$

для $\beta_a = 0,07$

$$\Delta T''_{vc} = \frac{1,87(4 - \epsilon_{mp})}{\frac{1}{\epsilon_{mp}^K}}. \quad (11)$$

Зависимости результирующего изменения температуры $\Delta T''_{vc} = \varphi(\epsilon_{mp})$ (кривые 3 и 4) лежат в пределах изменения температуры 2° и свидетельствуют о том, что температура газа в цилиндре при вса-

сывании в течении времени прохождения поршня основного участка А – В (рисунок 2), остается практически постоянной. Таким образом, положительный прирост температуры газа в цилиндре в результате дроселирования газа через всасывающие клапаны компенсируется практически равнозначным отрицательным изменением температуры за счет фазы снижения давления в волновом процессе. Отсюда можно сделать вывод, что величина теплового коэффициента λT , а следовательно, и изменение производительности, будет определяться исключительно влиянием положительной волны колебания давления во всасывающем трубопроводе, максимальное значение которого при резонансе совпадает с моментами прихода поршня в М.Т. в цилиндре двухстороннего действия.

На рисунке 2 показано изменение давления газа в С.Т.В. первой ступени компрессора ВП-50/8М при наличии резонансных колебаний давления во всасывающем трубопроводе, осуществляемых по второй гармонике вынуждающих импульсов. Колебания давления в трубопроводе и давления в цилиндре первой ступени записывались пневмоэлектрическим индикатором МАИ-2. Расчетные значения температур воздуха в цилиндре определялись по формулам (10) и (11).

Как показывает анализ индикаторных диаграмм, время повышения давления на участке хода поршня $B - C$ длится не более 10% времени половины оборота коленчатого вала. Для компрессора ВП-50/8М это время составляет 0,008 с. На этом участке, ввиду уменьшения скорости поршня, а следовательно, и скорости газа, потери давления от сопротивления всасывающих клапанов уменьшаются до минимального значения, а давление и температура адиабатически возрастают за счет процесса сжатия газа в волне колебательного процесса во всасывающем трубопроводе (рисунок 2), распространяющейся в полость цилиндра при всасывании без изменения [6].

Как видно из рисунка 2, температура газа в цилиндре первой ступени за время фазы сжатия (участок $B - C$) при степени сжатия $\varepsilon_{mp} = 1,25$, повышается с $T_{ec} = 300^\circ \text{K}$ до температуры в точке E (момент нахождения поршня в МТ), равной 321°K , т.е. теоретическое увеличение температуры составляет 21° . Следует указать, что теплообмен с горячими стенками на это повышение температуры практически не влияет и при сравнительном анализе его можно не учитывать.



Рисунок 2 – Изменение давления и температуры в С.Т.В. первой ступени компрессора ВП-50/8М при резонансных колебаниях давления воздуха во всасывающем трубопроводе за время половины оборота коленчатого вала ($n = 375 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$; клапаны прямоточные типа ПИК; температура воздуха $T_{\text{вс.ном}} = 300^\circ \text{K}$).

Дадим аналитическую и графическую оценки влияния резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе на значения тепловых коэффициентов λ_{T1} , λ_{T2} , λ_{T3} и результирующий тепловой коэффициент λ_T , учитывающий совместное влияние всех тепловых факторов на наполнение цилиндра газом.

Тепловой коэффициент λ_{T1} учитывает уменьшение производительности компрессора за счет непосредственного нагрева газа в цилиндре в результате теплообмена между нагретыми стенками цилиндра и всасываемым газом. Ориентировочно он может быть определен по формуле [7]:

$$\lambda_{T1} = 1 - \frac{0,06}{(D \rho C_{cp})^{0,2}} \left(\frac{S}{D} + 1 \right) \left(\varepsilon^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right), \quad (12)$$

где D – диаметр цилиндра, м;

S – ход поршня, м;

ε – относительное повышение давления в цилиндре;

C_{cp} – средняя скорость поршня, м/с;

ρ – плотность газа, кг/м³.

При использовании резонансного способа интенсификации поршневого компрессора плотность и масса газа в цилиндре увеличиваются и, как видно из формулы (12), увеличивается коэффициент λ_{T1} . Однако, изменение его величины незначительно. Расчет по формуле (12) показывает, что при наличии в трубопроводе резонансных колебаний газа со степенью $\varepsilon_{mp} = 1,25 \left(\Delta P_{кол.мах} = 24525 \frac{H}{M^2} \right)$, повышение теплового коэффициента λ_{T1} составит не более 0,1%.

Тепловой коэффициент λ_{T2} учитывает уменьшение массовой производительности компрессора за счет влияния затрат работы на дросселирование газа через всасывающий клапан и поддержание резонансных колебаний давления во всасывающем трубопроводе. Его значение определяется формулой [5]

$$\lambda_{T2} = 1 - \frac{K-1}{K} \frac{\beta_a (4 - \varepsilon_{mp}) - (\varepsilon_{mp} - 1)}{3 \varepsilon_{mp}^{\frac{1}{K}} (1 + \beta_a)}. \quad (13)$$

Тепловой коэффициент λ_{T3} учитывает уменьшение массовой производительности компрессора из-за повышения температуры газа в цилиндре в конце всасывания за счет адиабатического сжатия газа в фазе повышения давления в колебательном процессе. Его значение определяется формулой [6]

$$\lambda_{T3} = 2 - \varepsilon_{mp}^{\frac{K-1}{K}}. \quad (14)$$

Таким образом, интегральный тепловой коэффициент при наличии резонансных по второй гармонике колебаний давления газа во всасывающей системе можно определить по формуле

$$\lambda_T = 1 - \frac{\Delta T''_{bc}}{T_{bc}} = \lambda_{T1} \lambda_{T2} \lambda_{T3}. \quad (15)$$

На рисунке 3 представлены зависимости четырех тепловых коэффициентов $\lambda_{T1} = \varphi(\varepsilon_{mp})$, $\lambda_{T2} = \varphi(\varepsilon_{mp})$, $\lambda_{T2} = \varphi(\varepsilon_{mp})$ и результирующего $\lambda_T = \varphi(\varepsilon_{mp})$ от степени ε_{mp} . Как видно, резонансные колебания давления не повлияли на значения тепловых коэффициентов λ_{T1} и λ_{T2} . Из анализа рисунка следует, что наибольшее изменение претерпевает третий тепловой коэффициент λ_{T3} , отражающий влияние резонансных процессов во всасывающем трубопроводе, и вместе с ним, результирующий тепловой коэффициент λ_T . Вероятные значения этих коэффициентов находятся в заштрихованных областях рисунка 3. Верхняя граница относится к компрессорам большой производительности и быстроходным при условии хорошего охлаждения цилиндра и невысоких скоростей газа во всасывающих клапанах, а нижняя граница к компрессорам тихоходным малой производительности и с воздушным охлаждением[4].

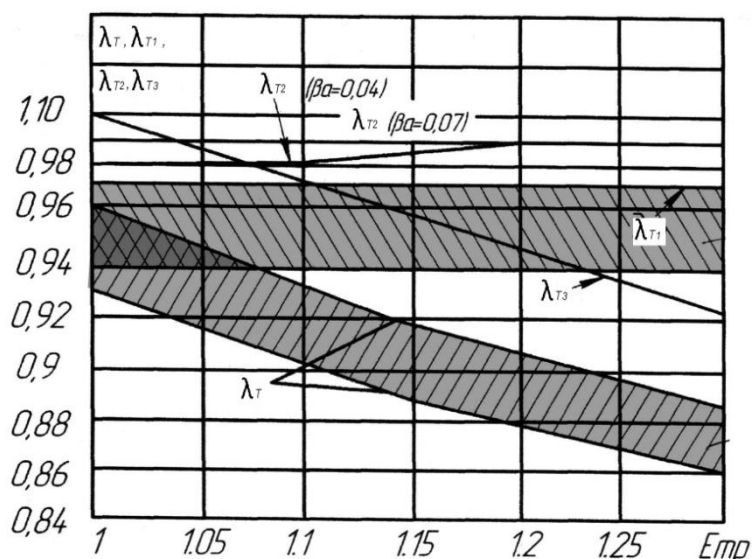


Рисунок 3 – Тепловой коэффициент λ_T , первый тепловой коэффициент λ_{T1} , второй тепловой коэффициент λ_{T2} , третий тепловой коэффициент λ_{T3} в зависимости от степени ε_{mp} газа во всасывающем трубопроводе поршневого компрессора

Анализ поведения кривых $\lambda_T = f(\varepsilon_{mp})$ показывает, что в диапазоне изменения $\varepsilon_{mp} = 1,0 \dots 1,25$ снижение величины теплового коэффициента λ_T составляет 6,2 % (0,95...0,9), что, в свою очередь, повлияет на уменьшение коэффициента подачи λ и снижение производительности компрессора.

Факт снижения коэффициента подачи λ нашел отражение при испытании компрессора ВП-5018М на стенде Краснодарского компрессорного завода [4]. Прирост производительности при интенсификации

компрессора резонансным способом составил 15,8 % вместо 19,6 %, получаемого теоретическим путем без учета изменения температурного коэффициента. При этом температура воздуха после первой ступени в С.Т.Н. изменилась с 130°С до 150°С, т. е. возросла на 20° градусов. Температура воздуха в С.Т.В. второй ступени возросла на 8° градусов. Температура воздуха в С.Т.Н. второй ступени оказалась практически без изменения. Такая же картина наблюдалась и при испытании других типов двухступенчатых компрессоров с цилиндрами двухстороннего действия в первой ступени[4].

Выводы и направление дальнейших исследований

На основании теоретического исследования тепловых процессов в поршневых компрессорах в условиях резонансной интенсификации их работы можно сделать следующие выводы:

1. Впервые определено влияние резонансных колебаний давления газа во всасывающей системе на изменение температуры газа в цилиндре при всасывании. Получены расчетные формулы для определения приращения температуры газа в цилиндре при всасывании в зависимости от амплитуды резонансных колебаний давления газа во всасывающем трубопроводе и сопротивления всасывающих клапанов. Установлен возможный диапазон изменения температур газа в условиях резонансной интенсификации поршневого компрессора.

2. Получены аналитические формулы для определения тепловых коэффициентов λ_{T2} , λ_{T3} и результирующего λ_T , которые позволяют всесторонне учесть влияние затрат энергии на поддержание резонансных колебаний давления газа и преодоление сопротивления всасывающих клапанов на изменение производительности компрессора. В практику теоретического анализа термодинамических процессов введен новый тепловой коэффициент λ_{T3} учитывающий уменьшение производительности компрессора за счет повышения температуры газа в фазе адиабатического сжатия в колебательном волновом процессе. Вывод подтвержден результатами экспериментальных исследований.

3. Полученные в исследовании новые теоретические положения резонансной интенсификации поршневых компрессоров позволяют более полно оценить влияние термодинамических и газодинамических процессов в системе “всасывающий трубопровод – всасывающий клапан – цилиндр” и получить в дальнейшем аналитические и экспериментальные температурные характеристики машин, необходимые для определения оптимальных режимов работы поршневых компрессоров в промышленных условиях их эксплуатации.

Библиографический список

1. Фотин Б.С., Пирунов И.Б., Прилуцкий И.К., Пластинин П.И. Поршневые компрессоры-Л.: Машиностроение, 1987,-372 с.
2. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет.- М.: Колос, 2000.-456 с.
3. Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П., Платонов А.Г. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах- Л.: Машиностроение, 1972.-224 с.
4. Гозин Ю.Н., Рутковский Ю.А., Усачев М.Г. Оптимальные режимы работы поршневых компрессоров // Вестник машиностроения, 1967-№11-С. 47-50.
5. Рутковский Ю.А. Термодинамические и газодинамические процессы в поршневых компрессорах в условиях резонансных явлений во всасывающих системах // Сб. науч. тр. Дон ГТУ, вып. 29-Алчевск, 2009.- С. 137-156.
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. 87-92.
7. Френкель М.И. Поршневые компрессоры-М.: Машиностроение, С. 1949.-742.
8. Рутковский Ю.А. Работа поршневого компрессора при наличии колебаний давления воздуха во всасывающем трубопроводе // Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2008.-№(13)- С. 83-93.

Рекомендовано к печати д.т.н., проф. Литвинским Г.Г.