

НАУЧНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ (SCIENTIFIC PUBLICATIONS)

ISSN 2519-8742. Механика. Исследования и инновации. Вып. 18. Гомель, 2025

УДК 621.512

Н. А. АХРАМЕНКО

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь

ОСОБЕННОСТИ НАРАСТАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В РЕСИВЕРЕ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Рассматриваются процессы, происходящие в поршневом компрессоре с ресивером. Исследуются закономерности нарастания давления в ресивере в случае постоянной температуры сжимаемого газа. Получено выражение, позволяющее провести оценку величины давления в ресивере в зависимости от числа циклов возвратно-поступательного движения поршня в компрессоре. Определено число циклов движения поршня, необходимое для достижения половины максимально возможного давления.

Ключевые слова: сжатие, поршневой компрессор, давление, ресивер.

Введение. Компрессоры – это энергетические машины для повышения давления и перемещения газов. На практике такие машины создают перепад давлений, благодаря которому механическая энергия используется для последующего совершения механической работы, преодоления сопротивлений в трубопроводах при транспортировке газов и решения иных задач.

Название «компрессор» происходит от латинского слова *compressio*, в переводе означающего «сжатие», под которым здесь понимают процесс уменьшения объема, занимаемого рассматриваемым количеством газа, связанный либо с увеличением давления, либо с уменьшением температуры. При этом функции компрессора реализуются не уменьшением удельного объема (сжатия), а в результате повышения давления. Вместо термина «повышение давления» в литературе для краткости часто используют слово «сжатие».

Изобретение поршневого воздушного насоса – прототипа современных компрессоров с одной ступенью сжатия – связано с именем физика Отто фон Герике (Германия, 1650 г.) [1]. Совершенствованию компрессоров в XVIII и XIX вв. способствовало развитие горнорудной промышленности и металлургии. Во второй половине XVIII в. в Англии Джон Вилкинсон запатентовал

двухцилиндровый поршневой компрессор, в то же время Джеймс Уатт изготовил воздуходушную машину с паровым приводом [2]. Поршневой компрессор как машина для сжатия и перемещения газа был впервые использован для подачи воздуха в металлургическую печь в 1765 г., его изобретателем и изготовителем был знаменитый творец паровой машины Иван Ползунов. Почти до конца XIX в. поршневые компрессоры были единственным типом воздуходушных машин, применяемых в промышленности [3].

В настоящее время компрессорное оборудование используется в химических производствах, при добыче и переработке нефти, при транспортировке природного газа по газопроводам, в холодильной технике, на транспорте [4]. В машиностроении, горнодобывающей и других отраслях промышленности компрессоры используются с целью механизации трудоемких процессов для сжатия воздуха, который приводит в движение всевозможные машины и инструменты. Во многих случаях компрессоры устанавливают в отдельных помещениях (компрессорные станции) и централизованно подают сжатый воздух в цеха. На ряде предприятий на выработку сжатого воздуха идет значительная часть всей расходуемой мощности.

Принцип работы. В компрессорном оборудовании происходит преобразование энергии, подводимой двигателем к валу машины, в энергию газов. Способ передачи энергии является основой для классификации компрессоров по принципу действия, в соответствии с которой такие машины подразделяют на объемные и динамические. В объемных компрессорах передача энергии от двигателя к газу происходит в рабочей камере, периодически изменяющей свой объем (из-за перемещения одной или нескольких стенок). В процессе изменения объема камера поочередно соединяется с полостью низкого и высокого давления газа. При этом двигателем производится работа по перемещению стенок камеры.

В противоположность объемным компрессорам, работающим с постоянной производительностью, динамические компрессоры (их также называют турбокомпрессорами) работают с постоянным давлением. Они бывают осевой и радиальной конструкций. Последние также называют центробежными. К динамическим также относят струйные компрессоры, представляющие собой эжекторы, в которых энергия активного газа увеличивает давление пассивной рабочей среды. Они востребованы на газовых месторождениях, химических производствах.

В промышленности наибольшее распространение получили поршневые компрессоры, к преимуществам которых относятся высокий коэффициент полезного действия при средних и малых производительностях, а также возможность достижения высоких давлений в одной установке.

Рассмотрим рабочий цикл поршневого компрессора с одной рабочей камерой, в котором изменение ее объема происходит вследствие возвратно-поступательного движения поршня. Схемы компрессора для крайних левого и правого положений поршня изображены на рисунке 1.

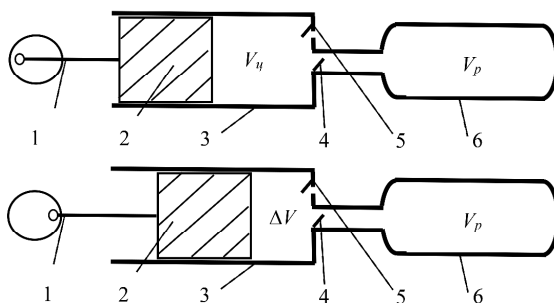


Рисунок 1 – Положение поршня в крайнем левом (а) и крайнем правом (б) положениях: 1 – кривошипно-шатунный механизм; 2 – поршень; 3 – цилиндр; 4 – нагнетательный клапан; 5 – всасывающий клапан; 6 – ресивер (воздухосборник)

Поршень 2 перемещается двигателем компрессора с помощью кривошипно-шатунного механизма 1. Наличие разности давлений ведет к перемещению воздуха через клапаны. Цикл работы компрессора включает два этапа.

При движении поршня влево нагнетательный клапан 4 закрыт, всасывающий клапан 5 открыт, и объем под поршнем увеличивается. Давление за всасывающим клапаном больше давления под поршнем и поэтому происходит всасывание воздуха в цилиндр 3. В крайнем левом положении объем воздуха становится равным $V_{ц}$.

При движении поршня вправо нагнетательный клапан 4 открыт, всасывающий клапан 5 закрыт, и объем под поршнем уменьшается. Давление за нагнетательным клапаном меньше давления под поршнем и поэтому воздух нагнетается из цилиндра в ресивер 6. В реальном компрессоре обязательно остается зазор между крышкой цилиндра и днищем поршня, поэтому при крайнем правом положении поршня всегда остается невытесненный объем ΔV , называемый вредным пространством. Относительный объем такого пространства обычно не превышает 0,05.

При повышении степени сжатия в компрессоре количество всасываемого газа (воздуха) уменьшается, т. е. происходит снижение производительности машины, и она в пределе может стать равной нулю. Степень повышения давления, при которой поршневой компрессор не всасывает свежую порцию газа (воздуха) (прекращает его подачу), называют объемным пределом сжатия. В этом случае газ, находящийся во вредном пространстве, расширяясь, занимает весь объем цилиндра, и всасывание становится невозможным [5].

Очевидно, что нарастание давления в ресивере зависит от числа циклов поршня. Чем их больше, тем больше давление в ресивере. При этом интерес представляет то, как именно происходит процесс нарастания давления.

Физические основы работы. Соотношениями, которые связывают между собой величины, определяющие состояние газа, являются давление p , под

которым находится газ, его температура T и объем V , занимаемый определенной массой газа. Их называют параметрами состояния. Перечисленные три величины не являются независимыми. Каждая из них – функция двух других. Уравнение, связывающее все три величины (давление, объем и температуру газа для данной его массы), называется уравнением состояния и в общем виде записывается как $p = f(V, T)$.

Это значит, что состояние газа определяется только двумя параметрами (например, давлением и объемом, давлением и температурой или, наконец, объемом и температурой), третий параметр однозначно определяется двумя другими. Если уравнение состояния известно в явном виде, то любой параметр можно вычислить, зная два других [6].

Большинство промышленных газов при давлениях и температурах, характерных для компрессоров низкого и среднего давления, с достаточной точностью подчиняются уравнению состояния Менделеева – Клапейрона [7, 8].

$$pV = \frac{m}{M} RT, \quad (1)$$

где p – давление; V – объем; m – масса; M – молярная масса; R – универсальная газовая постоянная, $R = 8,31$ Дж/(моль·К); T – термодинамическая температура.

Так как $m/M = \gamma$ (γ – количество вещества), то уравнение (1) можно также записать в виде

$$pV = \gamma RT. \quad (2)$$

Газы, которые подчиняются закону Менделеева – Клапейрона, называются идеальными, а само уравнение – уравнением состояния идеального газа. Для двух состояний газа (для данной массы одного и того же газа) можно записать

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}.$$

Согласно ГОСТ 28567-90 [9] различают следующие виды КПД компрессора: изотермный, политропный и механический. Под изотермным КПД понимается отношение изотермной мощности компрессора к мощности на его валу. Далее будут рассматриваться процессы в компрессоре при постоянной температуре ($T = \text{const}$). В этом случае

$$p_1 V_1 = p_2 V_2. \quad (3)$$

Давление в ресивере поршневого компрессора. Для изотермического процесса при первом сжатии согласно выражению (3) можно записать

$$p_0 (V_p + V_u) = p_1 (V_p + \Delta V), \quad (4)$$

где p_0 – атмосферное давление; V_p – объем ресивера; V_u – объем цилиндра; p_1 – давление после первого сжатия в ресивере и недовытесненном объеме ΔV .

Для давления после первого сжатия из выражения (4) получаем

$$p_1 = p_0 \frac{V_p + V_u}{V_p + \Delta V}. \quad (5)$$

Рассмотрим второе сжатие. В конце него давление в ресивере и объеме ΔV станет равным p_2 . Тогда согласно (2) можно записать

$$p_2(V_p + \Delta V) = \gamma RT, \quad (6)$$

где γ – количество вещества (количество молей воздуха) в объеме, равном $V_p + \Delta V$, после процесса сжатия. Это же количество воздуха было до начала сжатия в цилиндре и ресивере, т. е. $\gamma = \gamma_u + \gamma_p$.

Количество вещества в цилиндре и ресивере перед началом второго сжатия

$$\gamma_u = \frac{p_0 V_u}{RT}, \quad \gamma_p = \frac{p_1 V_p}{RT}. \quad (7)$$

Тогда, подставив $\gamma = \gamma_u + \gamma_p$ в выражение (6) с учетом (7), получим

$$p_2(V_p + \Delta V) = \left(\frac{p_0 V_u}{RT} + \frac{p_1 V_p}{RT} \right) RT. \quad (8)$$

Для нахождения давления после второго сжатия подставим давление p_1 из соотношения (5) в (8), в результате чего получим

$$p_2(V_p + \Delta V) = p_0 V_u + p_0 V_p \frac{V_p + V_u}{V_p + \Delta V}. \quad (9)$$

Из (9) находим давление в ресивере после второго сжатия

$$p_2 = p_0 \left(\frac{V_u}{V_p + \Delta V} + V_p \frac{V_p + V_u}{(V_p + \Delta V)^2} \right). \quad (10)$$

Рассмотрим третье сжатие. В конце третьего сжатия давление в ресивере и объеме ΔV станет равным p_3 . Тогда можно записать

$$p_3(V_p + \Delta V) = \gamma RT, \quad (11)$$

где γ – количество вещества (количество молей воздуха) в объеме равном $V_p + \Delta V$ после третьего сжатия. Это же количество воздуха было до начала третьего сжатия в цилиндре и ресивере, т. е. $\gamma = \gamma_u + \gamma_p$.

Количество вещества в цилиндре до начала третьего сжатия

$$\gamma_u = \frac{p_0 V_u}{RT}. \quad (12)$$

Количество вещества в ресивере до начала третьего сжатия (после второго сжатия)

$$\gamma_p = \frac{p_2 V_p}{RT}. \quad (13)$$

Подставив в (11) $\gamma = \gamma_u + \gamma_p$ с учетом (12) и (13), получим

$$p_3 (V_p + \Delta V) = \left(\frac{p_0 V_u}{RT} + \frac{p_2 V_p}{RT} \right) RT. \quad (14)$$

Из соотношения (14) с учетом соотношения (10) находим давление в ресивере после третьего сжатия:

$$p_3 = p_0 \left(\frac{V_u}{V_p + \Delta V} + \frac{V_p V_u}{(V_p + \Delta V)^2} + V_p^2 \frac{V_p + V_u}{(V_p + \Delta V)^3} \right).$$

После четвертого сжатия аналогично соотношениям (8) и (14) можно записать

$$p_4 (V_p + \Delta V) = \left(\frac{p_0 V_u}{RT} + \frac{p_3 V_p}{RT} \right) RT, \quad (15)$$

где $p_3 V_p / RT$ – количество вещества в ресивере после третьего сжатия (до начала четвертого сжатия).

Далее из (15) получаем для давления p_4

$$p_4 = p_0 \left(\frac{V_u}{V_p + \Delta V} + \frac{V_p V_u}{(V_p + \Delta V)^2} + \frac{V_p^2 V_u}{(V_p + \Delta V)^3} + V_p^3 \frac{V_p + V_u}{(V_p + \Delta V)^4} \right). \quad (16)$$

После пятого сжатия аналогично соотношениям (8), (14) и (15) можно записать

$$p_5 (V_p + \Delta V) = \left(\frac{p_0 V_u}{RT} + \frac{p_4 V_p}{RT} \right) RT,$$

где $p_4 V_p / RT$ – количество вещества в ресивере после четвертого сжатия (до начала пятого сжатия).

С учетом соотношения (16) имеем

$$p_5 = p_0 \left(\frac{V_u}{V_p + \Delta V} + \frac{V_p V_u}{(V_p + \Delta V)^2} + \frac{V_p^2 V_u}{(V_p + \Delta V)^3} + \frac{V_p^3 V_u}{(V_p + \Delta V)^4} + V_p^4 \frac{V_p + V_u}{(V_p + \Delta V)^5} \right).$$

Аналогично рассматривая последующие циклы работы компрессора, получаем, что формула для давления после n -го сжатия имеет вид

$$p_n = p_0 \frac{V_u}{V_p + \Delta V} \left(1 + \frac{V_p}{(V_p + \Delta V)} + \frac{V_p^2}{(V_p + \Delta V)^2} + \dots + \frac{V_p^{n-1}}{(V_p + \Delta V)^{n-1}} \right) + p_0 \frac{V_p^n}{(V_p + \Delta V)^n}.$$

Выражение в скобках в полученном выражении – это геометрическая прогрессия со знаменателем $V_p/(V_p+\Delta V)$. Сумма такой геометрической прогрессии [10, 11]

$$1 + \frac{V_p}{(V_p + \Delta V)} + \frac{V_p^2}{(V_p + \Delta V)^2} + \dots + \frac{V_p^{n-1}}{(V_p + \Delta V)^{n-1}} =$$

$$= \left(1 - \frac{V_p^n}{(V_p + \Delta V)^n} \right) \left(1 - \frac{V_p}{(V_p + \Delta V)} \right)^{-1} = \left(1 - \frac{V_p^n}{(V_p + \Delta V)^n} \right) \frac{V_p + \Delta V}{\Delta V}.$$

Следовательно, формула давления после n -го сжатия принимает вид

$$p_n = p_0 \frac{V_n}{\Delta V} \left(1 - \frac{V_p^n}{(V_p + \Delta V)^n} \right) + p_0 \frac{V_p^n}{(V_p + \Delta V)^n}. \quad (17)$$

При $n \rightarrow \infty$ получаем

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \left(\frac{V_p^n}{(V_p + \Delta V)^n} \right) = \frac{1}{\lim_{n \rightarrow \infty} \left(1 + \frac{\Delta V}{V_p} \right)^n} \rightarrow 0.$$

Тогда максимально возможное значение давления в ресивере при $n \rightarrow \infty$

$$p_\infty = p_0 \frac{V_n}{\Delta V}.$$

Найдем число циклов возвратно поступательного движения поршня в компрессоре, необходимое для достижения половины максимально возможного давления. Для этого в формулу (17) вместо p_n подставим величину $p_0 V_n / (2\Delta V)$. После сокращения p_0 получим уравнение

$$\frac{V_n}{2\Delta V} = \frac{V_n}{\Delta V} \left(1 - \frac{V_p^n}{(V_p + \Delta V)^n} \right) + \frac{V_p^n}{(V_p + \Delta V)^n}.$$

Его решение имеет вид

$$n = \frac{\ln \frac{2(V_n - \Delta V)}{V_n}}{\ln \frac{V_p + \Delta V}{V_p}}.$$

Например, при $\Delta V \sim 0,05 V_n$ и $\Delta V \sim 0,001 V_p$ получим $n \sim 642$.

Заключение. В результате рассмотрения процессов последовательных сжатий газа в компрессоре получено выражение, позволяющее провести оцен-

ку величины давления в ресивере в зависимости от числа циклов возвратно поступательного движения поршня в компрессоре при изотермическом процессе. Выполнена оценка числа циклов, необходимого для достижения половины максимально возможного давления. Полученные соотношения можно использовать для оценки энергоэффективности работы компрессора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Harsch, V.** Otto von Guericke (1602–1686) and his pioneering vacuum experiments / V. Harsch // *Aviation, Space, and Environmental Medicine*. – 2007. – Vol. 78, is. 11. – P. 1075–1077.
- 2 **Черкасский, В. М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры / В. М. Черкасский – 2-е изд. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 415 с.
- 3 Поршневые компрессоры / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 371 с.
- 4 **Бусаров, С. С.** Моделирование рабочих процессов в тихоходных поршневых компрессорах компактных холодильных установок / С. С. Бусаров, А. В. Недовенчаный, А. А. Капелюховская // *Вестник Международной академии холода*. – 2023. – № 4. – С. 22–27.
- 5 **Овчинников, В. М.** Тепловые машины и теплообменные аппараты железнодорожного подвижного состава / В. М. Овчинников. – Гомель : БелГУТ, 2022. – 241 с.
- 6 **Кикоин, А. К.** Молекулярная физика / А. К. Кикоин, И. К. Кикоин. – М. : Наука, 1976. – 480 с. – (Общий курс физики).
- 7 **Шиляева, К. П.** Физика. Краткая теория и задачи / К. П. Шиляева, И. О. Деликатная, Н. А. Ахраменко. – Гомель : БелГУТ, 2021. – 211 с.
- 8 **Ахраменко, Н. А.** Молекулярная физика и термодинамика. Задачи для самостоятельной работы / Н. А. Ахраменко, И. И. Проневич, К. П. Шиляева. – Гомель : БелГУТ, 2019. – 61 с.
- 9 ГОСТ 28567-90. Компрессоры. Термины и определения. – Введ. 01.07.1991. – М. : Стандартинформ, 2005. – 19 с.
- 10 **Воднев, В. Т.** Основные математические формулы : справочник / В. Т. Воднев, А. Ф. Наумович, Н. Ф. Наумович. – 2-е изд. – Минск : Выш. шк., 1988. – 268 с.
- 11 **Бронштейн, И. Н.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – СПб. : Лань, 2010. – 608 с.

N. A. AKHRAMENKO

Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus

FEATURES OF PRESSURE INCREASE IN THE PISTON COMPRESSOR RECEIVER

The article investigates the processes occurring in a piston compressor with a receiver. The patterns of pressure increase in the receiver during processes occurring at a constant temperature are investigated. There is obtained the expression for estimating the receiver pressure depending on the number of piston reciprocating cycles in the compressor. The number of piston motion cycles required to reach half the maximum possible pressure is estimated.

Keywords: compression, piston compressor, pressure, receiver.

Получено 03.10.2025