

УДК 621.757.007.52

В.П. Поливцев, доц., канд. техн. наук,

В.В. Поливцев, инженер

Севастопольский национальный технический университет

Студгородок, г. Севастополь, Украина. 99053

E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ «ГАЗ – ВОЗДУХ» ДЛЯ ПРОЦЕССА ПОЛУЧЕНИЯ СЖАТОГО ВОЗДУХА

Рассматриваются теоретические вопросы нагнетания сжатого воздуха с помощью энергии природного газа. Построенная математическая модель, подтвержденная экспериментальными исследованиями и инженерными разработками. Приведенные модели позволяют проектировать преобразователь-усилитель «газ – воздух» для газораспределительных станций.

В ряде отраслей промышленности в частности газовой на газораспределительных станциях (ГРС) требуется автоматизировать процессы управления задвижками и регулирования давления в магистральных. В целях безопасности применение электрической энергии практически исключается. Известны устройства для повышения давления сжатого воздуха (усилители фирмы Фесто) работающие на воздухе, но в теоретических и практических разработках не рассматриваются устройства для преобразования и усиления давления «природный газ – воздух». Отсутствуют методики для расчета динамических характеристик скорости исполнительных органов, времени накачивания до заданных значений давлений сжатого воздуха, а также для расчета геометрических параметров таких преобразователей – усилителей. Целью данных исследований является на основе динамики пневмогазовых линейных приводов разработать инженерную методику проектирования насосов – усилителей давления «природный газ – воздух» для устройств пневмоавтоматики

Рассматривается применение пневматических приводов, работающих на сжатом воздухе. Энергия сжатого воздуха получается путем преобразования энергии газа протекающего по трубопроводам ГРС. Используется преобразователь в виде насоса – усилителя типа «газ – воздух». Усиление требуется при работе на газовых магистральных с низким давлением (0,2 – 1 МПа). Насос работает на перепаде газа (с минимальным перепадом 0,25 МПа). Насос усилитель представляет собой два цилиндра разных диаметров штоки, которых конструктивно связаны между собой. Физическая модель насоса усилителя изображена на рисунке 1. В насос усилитель входят два обратных клапана и ресивер для хранения сжатого воздуха.

Рассмотрим динамическую модель накачивания сжатого воздуха в ресивер. Движение потоков природного газа и воздуха рассматриваем как квазистационарные, т. е. такие, при которых во всех точках объема потоков и полостей предполагаются одинаковые параметры (давление, температура и плотность). Условие движения поршня цилиндра 1 и 2 описаны в работе [1] и описываются следующими уравнениями:

$$m\ddot{x} = P_1S_1 - P_2S_2 - P_3S_3 - F_T. \quad (1)$$

Изменение давления в полостях цилиндра находим из следующих выражений:

$$dP_1 = \frac{dt}{X_{01} + X} \left(\frac{RT_1G_1}{S_1} - P_1\ddot{x} \right), \quad (2)$$

$$dP_2 = \frac{dt}{X_K - X + X_{02}} \left(P_2\ddot{x} - \frac{RT_2G_2}{S_2} \right), \quad (3)$$

где m – масса подвижных частей (штоков с поршнями) цилиндров 1 и 2, $\ddot{x}$ – ускорение подвижных частей цилиндров 1 и 2, P_1, P_2 – давление в полостях цилиндра 1, P_3 – давление в безштоковой полости цилиндра 2, S_1, S_2, S_3 – площади поршней цилиндров 1 и 2, F_T – сила трения в уплотнениях элементов, R – универсальная газовая постоянная, dP_1, dP_2 – давления в полостях цилиндра 1, X_{01}, X_{02} – приведенные начальные объемы полостей цилиндра 1 к начальным координатам поршня, X – текущая координата перемещения поршней со штоком цилиндров 1 и 2, X_K – ход поршня со штоком цилиндров 1 и 2, T_1, T_2 – температура газа в полостях цилиндра 1, G_1, G_2 – массовые расходы при наполнении и опорожнении в полостях цилиндра 1.

Изменение давления в замкнутой безштоковой полости цилиндра 2 в общем виде описывается уравнением для идеального газа:

$$\frac{dp}{dt} \cdot V = m_e \cdot RT. \quad (4)$$

Здесь V – объем газа, m_e – масса газа, p – давление газа, T – температура газа, К.

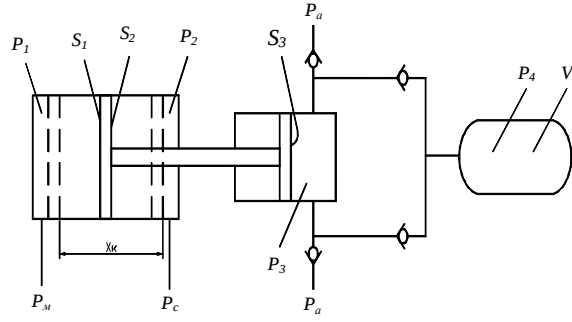


Рисунок 1 – Физическая модель насоса – усилителя «газ – воздух»

Предполагая, что процесс наполнения и опорожнения полостей цилиндра 1 происходит по адиабатическому закону, и с учетом докритического и надкритического режимов истечения газа, массовый расход газа описывается формулой Сен-Венана и Ванцеля [3]:

$$G_1 = \mu_1 S_{1d} P_M \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1} \left[\left(\frac{P_1}{P_M} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_1}{P_M} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad \text{если} \quad P_1 / P_M \geq 0,528, \quad (5)$$

$$G_1 = \mu_1 S_{1d} P_M \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{1}{RT_1} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \right]} \quad \text{если} \quad P_1 / P_M \leq 0,528;$$

$$G_2 = \mu_2 S_{2d} P_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_2} \left[\left(\frac{P_C}{P_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_C}{P_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad \text{если} \quad P_1 / P_M \geq 0,528, \quad (6)$$

$$G_2 = \mu_1 S_{1d} P_2 \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{1}{RT_2} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} \right]} \quad \text{если} \quad P_1 / P_M \leq 0,528.$$

В (6) μ_1, μ_2 – коэффициенты расхода, S_{1d}, S_{2d} – площади проходных отверстий полостей цилиндра 1, P_M, P_C – давления напорной и срабатывающей магистрали цилиндра 1, k – коэффициент адиабатического процесса. Решая совместно уравнения (1) – (6) определяем скорость, ускорение и силы, действующие на шток поршня цилиндров 1 и 2, а также время цикла хода поршня.

В безштоковой полости цилиндра 2 изменение давления происходит за счет сжатия объема воздуха поршнем цилиндра. Для замкнутой камеры в уравнение (4) подставляем выражение $m_3 = Z_3 \rho V_3$ и определим изменение давления от времени в сжимаемой полости цилиндра 2 из выражения вида [2]

$$dP_3 = \rho Z_3 R T_3 dt, \quad (7)$$

где dP_3 – давление в полости цилиндра 2, V_3 – объем безштоковой полости цилиндра 2, T_3 – температура сжимаемого воздуха, Z_3 – коэффициент сжимаемости воздуха, ρ – плотность воздуха при атмосферном давлении.

Коэффициент сжимаемости можно определить через объемы из следующей зависимости

$$Z_3 = \frac{V_{03} + V_{3H}}{V_{3i} + V_{03}}, \quad (8)$$

где V_{03} – объем полостей шлангов до обратных клапанов, V_{3H} – объем полости цилиндра 2 при крайнем положении поршня, V_{3i} – текущий объем сжимаемой полости

$$V_{3H} = X_K S_3, V_{03} = X_{03} S_3, V_{3i} = (X_K - X) S_3; \quad (9)$$

X_{03} – условный приведенный ход полученный от объемов шлангов.

С учетом объемов, приведенных к перемещению, подставим в выражение (8) условия (9) и получим коэффициент сжимаемости воздуха в полости цилиндра 2 в виде:

$$Z_3 = \frac{(X_K - X_{03})}{(X_K - X + X_{03})}. \quad (10)$$

Ход поршней цилиндров 1 и 2 одинаков. С учетом выражений (7) и (10) получаем выражения для нахождения давления в полости цилиндра при движении поршня вида:

$$dP_3 = \frac{\rho(X_K + X_{03})RT_3 dt}{(X_K - X + X_{03})}. \quad (11)$$

Ресивер, показанный на рисунке 1 является полостью постоянного объема $V_4 = \text{const}$. Давление в ресивере при закачивании сжатого воздуха непрерывно в общем виде можно описать уравнением

$$dP_4 = \frac{dt}{V_4} G_4 RT_4, \quad (12)$$

где P_4, V_4, T_4 – давление, объем и температура сжатого воздуха в ресивере, R – универсальная газовая постоянная, G_4 – расход сжатого воздуха поступающего в ресивер.

Массовый расход воздуха поступающего в ресивер с учетом режима течения определим по упрощенным зависимостям [3]:

$$G_4 = \mu_4 S_{4d} P_3 \sqrt{\frac{2}{RT_4} \left[\frac{P_4}{P_3} \left(1 - \frac{P_4}{P_3} \right) \right]}, \quad \text{если } P_4 / P_3 \geq 0,5, \quad (13)$$

$$G_4 = \mu_4 S_{4d} P_3 \sqrt{\frac{1}{2RT_4}}, \quad \text{если } P_4 / P_3 \leq 0,5.$$

Решая совместно уравнения (12), (13) определяем время наполнения ресивера и давление в ресивере.

Воздух в ресивер закачивается порциями, за счет его сжатия в безштоковой полости цилиндра 2. Полость цилиндра 2 есть замкнутая камера, и при движении поршня объем заключенного в ней воздуха и давление изменяются по зависимостям (7) – (11), то истечение из полости при этом не происходит. Как только давление P_3 в сжимаемой полости цилиндра 2 становится больше давления в ресивере P_4 ($P_3 > P_4$), открывается обратный клапан и сжатый воздух из полости цилиндра 2 начинает поступать в ресивер. С этого момента давление в полости цилиндра 2 считаем постоянным до конца хода поршня. Объем сжатого воздуха, а следовательно и расход поступающего в ресивер, а также вытесненный объем и расход из полости цилиндра 2 одинаков. С учетом того, что за один ход поршня цилиндра 2 в ресивер закачивается порция сжатого воздуха, равная объему V_{3H} безштоковой полости цилиндра 2, массовый расход G_4 для закачивания порциями можно подсчитать по следующей зависимости

$$G_4 = \frac{\rho S_3 X_K}{t_{\text{ци}}}.$$

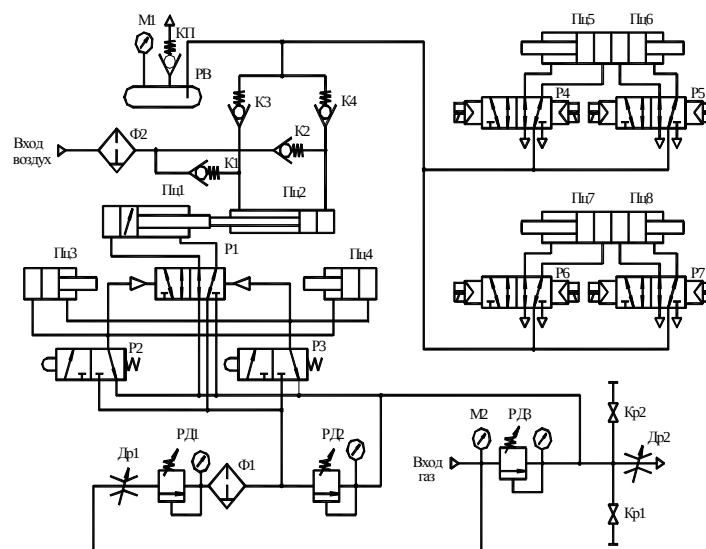
где $t_{\text{ци}}$ – время одного цикла закачивания сжатого воздуха (хода поршня со штоком цилиндра 1 и 2), а $S_3 X_K$ – объем безштоковой полости цилиндра 2, ρ – плотность воздуха при атмосферном давлении. При этом время $t_{\text{ци}}$ с каждым циклом увеличивается.

Возможны два варианта закачивания сжатого воздуха в ресивер.

Первый – до максимального давления, зависящего от коэффициента усиления и давления газа, подаваемого в первый цилиндр. Насос усилитель в этом случае перестанет закачивать в ресивер, когда давление в ресивере и полости цилиндра 2 станут максимальными, а силы, действующие на поршни цилиндров 1 и 2 станут равными. Зависимость времени накачивания давления в ресивер близко к экспоненциальному закону, так как с каждым циклом давление и усилие, действующие на поршень цилиндра 2 растет, соответственно возрастает и время каждого последующего цикла. Первый способ не рациональный.

Второй – когда прекращение работы процесса накачивания осуществляется от реле давления настроенного на заданное давление. В этом случае можно подобрать заданное давление исходя из требований по времени накачивания. Обычно при таком варианте время накачивания до заданного давления в 2...3 раза меньше чем при первом варианте, т. е. при накачивании до максимальных значений.

Пневматическая схема усилителя – насоса «газ – воздух» и система управления газовыми задвижками изображена на рисунке 2, она состоит из элементов преобразователя давления и узла газораспределения. Преобразователь давления содержит газовую и воздушную части. Газовая часть включает в себя следующие элементы. Пневмоцилиндры Пц1 и Пц2 связаны между собой штоками при помощи кулачка. Пневмоцилиндр Пц1 имеет диаметр 63 мм, а Пц2 – 32 мм.



Питание пневмоцилиндра Пц1 осуществляется газом от двухпозиционного пятилинейного распределителя Р1 с импульсным управлением и ручным дублированием. Управляющие полости этого распределителя, а также полости короткоходовых цилиндров Пц3 и Пц4 соединены с выходами трехлинейных распределителей Р и Р3 с механическим управлением от рычага с роликом. Питание распределителей осуществляется от блока подготовки включающего в себя дроссель Др1, регулятор давления без сброса в атмосферу РД1 с фильтром Ф1 и манометром. Регулятор давления РД2 может быть установлен между выходом блока подготовки и полостью сброса для обеспечения требуемого перепада давления 0,15 МПа. Выхлопные каналы распределителей Р1...Р3 соединены между собой и подаются на выход газовой части. Такое соединение исключает попадание газа в атмосферу. При расположении штока пневмоцилиндра Пц1 в крайнем положении, например, левом, кулачок воздействует на рычаг распределителя Р2, который при срабатывании запитывает пневмоцилиндр Пц3 и левую управляющую полость распределителя Р1 что приводит к его переключению в левую позицию. В результате шток пневмоцилиндра перемещается вправо, при этом кулачок перестает воздействовать на ролик распределителя Р2, но движение штока продолжается, так как распределитель Р1 имеет импульсное пневматическое управление. При достижении штоком правого положения кулачок воздействует на ролик распределителя Р3, в результате чего устанавливается правая позиция распределителя Р1 и шток пневмоцилиндра Пц1 перемещается влево. Таким образом, при запитывании газовой части схемы давлением пневмоцилиндр Пц1 совершает возвратно-поступательные перемещения. Воздушная часть схемы состоит из пневмоцилиндра Пц2, обратных клапанов К1...К4, входного воздушного фильтра Ф2 и ресивера РВ, снабженного предохранительным клапаном КП и манометром М1. При совершении штоком пневмоцилиндра Пц2 возвратно-поступательных перемещений воздух через обратные клапаны К1 и К2 поступает из атмосферы в полости пневмоцилиндра, а через клапаны К3 и К4 подается в ресивер. Возвратно-поступательные перемещения пневмоцилиндров происходят до тех пор, пока давление в ресивере не достигнет 0,6 МПа. После этого, усилия, действующие на штоках пневмоцилиндров, уравновешиваются, и движение прекращается. После уменьшения давления в ресивере возвратно-поступательные перемещения пневмоцилиндров возобновляются автоматически. Узел газораспределения включает в себя два цифровых пневмоцилиндра Пц5, Пц6 и Пц7, Пц8, управление которыми осуществляется от распределителей Р4...Р7. Питание этих распределителей происходит воздухом из ресивера.

Предложенная методика расчета преобразователя позволяет выбрать необходимые конструктивные (геометрические) параметры приводов в зависимости от требуемой производительности устройства, давления и времени нагнетания сжатого воздуха в ресивер. Дальнейшие исследования в данном направлении позволят спроектировать конструктивный ряд по давлению и расходу насосов – усилителей «газ – воздух» для газовой отрасли Украины.

1. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин / Е.В. Герц — М.: Машиностроение, 1985. — 256 с.
2. Ибрагимов И.А. Элементы и системы пневмоавтоматики Учеб. пособие для вузов/ И.А. Ибрагимов, Н.Г. Фарзана, А.В. Ильясов— М.: Выс. шк., 1975. — 360 с.
3. Дмитриев В.Н. Основы пневмоавтоматики/ В.Н.Дмитриев, В.Г. Градецкий — М.: Машиностроение, 1973. — 360 с.

Поступила в редакцию 10.04.2006 г.