

Таким образом, решение краевой задачи (1) – (3) свелось к численному решению задачи Коши для системы обыкновенных дифференциальных уравнений (7) при начальных условиях:

$$C_{ij}(0) = C_0 \quad (8)$$

Задача Коши (7) – (8) численно интегрировалась при помощи метода Рунге-Кутты, причем погрешность метода равна $O(hx^2 + hy^2)$.

Выводы. Процесс сушки увлажненного материала в аппарате, работающем в режиме «кипящего слоя», адекватно описывается детерминированной математической моделью, основанной на системе дифференциальных уравнений. Задачей дальнейших исследований может быть разработка комплексной математической модели процесса сушки с учетом комплекса механических, термодинамических и конвективных параметров.

Список литературы: 1. Филиппов В.А. Технология сушки и термоаэроклассификации углей. – М., «Недра», 1987, 287с. 2. Павлыш В.Н., Тарабаева И.В. Математическое моделирование процесса сушки при переработке углей. Наукові праці ДонНТУ, серія: „Гірничо-електромеханічна”, випуск 94. – Донецьк, 2005, с. 165-171. 3. Павлыш В.Н., Тарабаева И.В. Расчет параметров машин, осуществляющих сушку в “кипящем слое”. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международной сборник научных трудов, вып. 30. – Донецьк, 2005, с. 176-181. 4. Самарский А.А. Теория разностных схем. – М.:Наука, 1977. – 656с.

Сдано в редакцию 17.05.06

Рекомендовано д.т.н., проф. Прутяну О.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УСИЛИТЕЛЯ ДАВЛЕНИЯ В УСТРОЙСТВАХ ПНЕВМОАВТОМАТИКИ

Поливцев В.П., Поливцев В.В.(СевНТУ, г.Севастополь, Украина),
Тараненко В., Свиць А.(ИТСИ, Политехника Любельска, г. Люблин, Польша)

Theoretical questions of pressured air supercharge by means of natural gas energy are considered Produced mathematical model are confirmed by experimental researches and engineer developments Represented models allow designing gas-air transformer-amplifier for gas-distribution station.

В ряде отраслей промышленности в частности газовой на газораспределительных станциях (ГРС) требуется автоматизировать процессы управления задвижками и регулирования давления в магистралях. В целях безопасности применение электрической энергии исключается. В данной работе 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 магистралях с низким давлением (6 – 10 атм.). Насос работает на перепаде газа (с минимальным перепадом 2.5 атм.). Насос усилитель представляет собой два цилиндра разных диаметров штоки, которых конструктивно связаны между собой. Физическая модель насоса усилителя представлена на рис. 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, то есть такие, при которых во всех точках объема потоков и полостей предполагаются одинаковые параметры (давление, температура и плотность). Условие движения поршня цилиндра 1 и 2 представлены в работе [1] и описывается 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:

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

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

Изменение давления в замкнутой безштоковой полости цилиндра 2 в общем виде описывается уравнением Клапейрона:

$$PV = mRT, \quad (4)$$

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, P - давление газа, V - объем газа, m - масса газа, R - универсальная газовая постоянная, T - температура газа в (K), dP_1, dP_2 - давление 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.

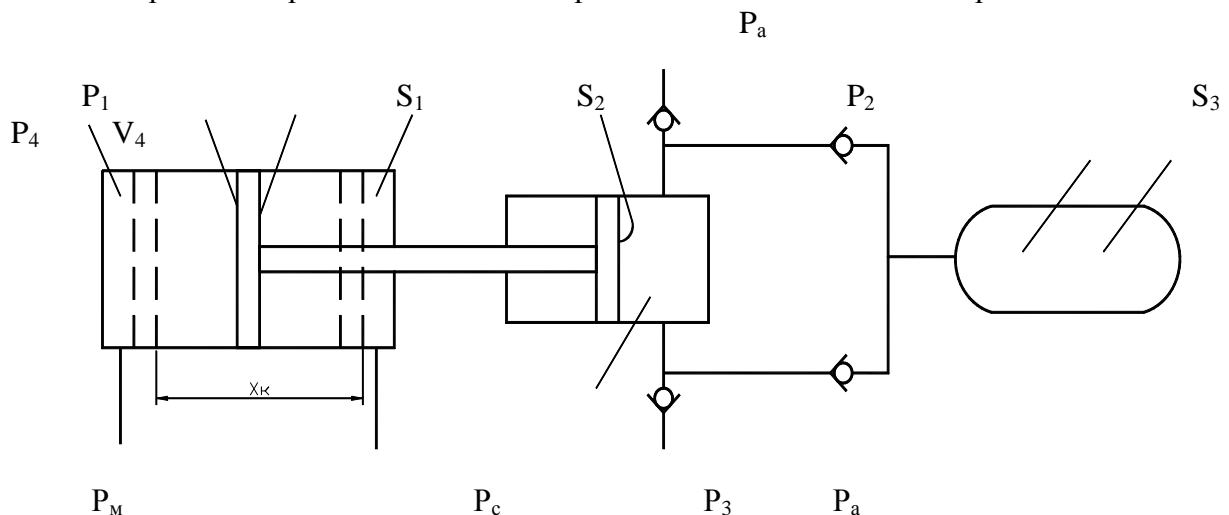


Рис. 1 Физическая модель насоса-усилителя

Предполагая, что процесс наполнения и опорожнения полостей цилиндра 1 происходит по адиабатическому закону, а расход газа в общем виде описывается формулой Сен – Венана и Ванцеля то с учетом того, что истечение газа для адиабатического процесса может быть докритическим и надкритическим, воспользуемся формулами массового расхода [3]:

$$G_1 = \mu_1 S_{1d} P_M \sqrt{\frac{2}{RT_1} \left[\frac{P_1}{P_M} \left(1 - \frac{P_1}{P_M} \right) \right]}, \text{ если } P_1 / P_M \geq 0.5, \quad (5)$$

$$G_1 = \mu_1 S_{1d} P_M \sqrt{\frac{1}{2RT_1}}, \text{ если } P_1 / P_M \leq 0.5.$$

$$G_2 = \mu_2 S_{2d} P_2 \sqrt{\frac{2}{RT_2} \left[\frac{P_C}{P_2} \left(1 - \frac{P_C}{P_2} \right) \right]}, \text{ если } P_C / P_2 \geq 0.5, \quad (6)$$

$$G_2 = \mu_2 S_{2d} P_2 \sqrt{\frac{1}{2RT_2}}, \text{ если } P_C / P_2 \leq 0.5.$$

где μ_1, μ_2 - коэффициенты расхода, S_{1d}, S_{2d} - площади проходных отверстий полостей цилиндра 1, P_M, P_C - давления напорной и стравливающей магистрали цилиндра 1, k – коэффициент адиабатического процесса. P_M, P_C - давления подводящей и отводящей магистралей.

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 :

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

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

С учетом объемов приведенных к перемещению подставим в выражение (8), условия (9) 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. Подставляя в выражение (7) Z_3 из выражения (10) получаем зависимость для нахождения давления в полости цилиндра при движении поршня вида:

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

Ресивер представленный на рисунке 1 является полостью постоянного объема $V_4 = const$. Давление в ресивере при закачивании сжатого воздуха из вытесняемой полости цилиндра 2 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:

$$G_4 = \mu_4 S_{4d} P_3 \sqrt{\frac{2}{RT_4} \left[\frac{P_4}{P_3} \left(1 - \frac{P_4}{P_3} \right) \right]}, \text{ если } P_4 / P_3 \geq 0.5, \quad (13)$$

$$G_4 = \mu_4 S_{4d} P_3 \sqrt{\frac{1}{2RT_4}}, \text{ если } P_4 / P_3 < 0.5.$$

Полость цилиндра 2 есть замкнутая камера, а при движении поршня объем и давление в ней изменяются по зависимостям (7...11) 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 остается 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, расход G_4 можно подсчитать по более удобной, чем из выражения (13) следующей зависимости:

$$G_4 = \frac{\rho S_3 X_K}{t_{ци}}, \quad (14)$$

где $t_{ци}$ - время одного цикла закачивания сжатого воздуха (хода поршня со штоком цилиндра 1 и 2), а $S_3 X_K$ - объем безштоковой полости цилиндра 2.

Возможны два варианта закачивания сжатого воздуха в ресивер. Первый – до максимального давления, зависящего от коэффициента усиления и давления подаваемого в первый цилиндр. Насос усилитель перестанет закачивать в ресивер, когда давление в ресивере и полости цилиндра 2 станут максимальными и силы действующие на поршни цилиндров 1 и 2 станут равными. Зависимость времени накачивания давления в ресивер близко к экспотенциальному 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 при накачивании до максимальных значений.

Пневматическая схема усилителя насоса «газ – воздух» и система управления газовыми задвижками представлена на рис. 2 [4], она состоит из элементов преобразователя давления и узла газораспределения. Преобразователь давления содержит газовую и воздушную части. Газовая часть включает в себя следующие элементы. Пневмоцилиндры Пц 1 и Пц 2 связаны между собой штоками при помощи кулачка. Пневмоцилиндр Пц 1 имеет диаметр 63 мм, а Пц 2 – 32 мм.

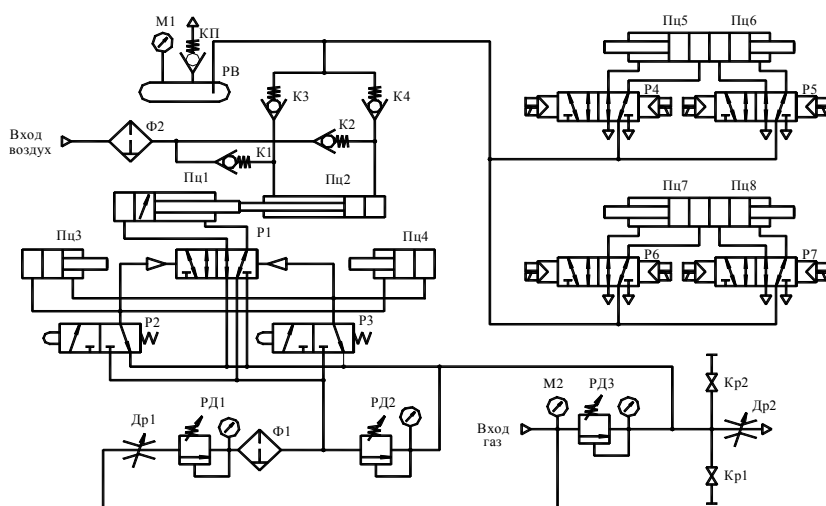


Рис. 2. Пневматическая схема

Питание пневмоцилиндра Пц 1 осуществляется газом от двухпозиционного пятилинейного распределителя Р1 с импульсным управлением и ручным дублированием. Управляющие полости этого распределителя, а также полости короткоходовых цилиндров Пц 3 и Пц 4 соединены с выходами трехлинейных распределителей Р 2 и Р3 с механическим управлением от рычага с роликом. Питание распределителей осуществляется от блока подготовки, включающего в себя дроссель Др 1, регулятор давления без сброса в атмосферу РД 1 с фильтром Ф1 и манометром. Регулятор давления РД 2 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, уравниваются, 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.

Цифровые пневмоцилиндры осуществляют перемещение задвижек шаровых кранов Кр1 и Кр2. Имитация линии газораспределения осуществлена с помощью трубопровода, на входе которого установлен манометр М1, регулятор давления Рд3 с манометром и дроссель Др2. Сжатый воздух, имитирующий газ подается на штуцер «Вход газ», манометр М2 фиксирует входное давление. Регулятор Рд3 обеспечивает необходимый перепад давления, а воздух из трубопровода истекает в атмосферу через дроссель Др2. Входная полость газораспределителя соединяется со входом блока подготовки, а выход регулятора давления Рд3 соединяется с атмосферными каналами преобразователя давления.

Список литературы: 1. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. - Герц Е.В., М.: Машиностроение, 1985. – 256с. 2. Ибрагимов И.А. Элементы и системы пневмоавтоматики. – Ибрагимов И.А., Фарзани Н.Г., Ильясов А.В., Учебное пособие для вузов. М.: «Высшая школа», 1975. 360 с. 3. Дмитриев В.Н. Основы пневмоавтоматики.- Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г., М: Машиностроение, 1973, 360 с. 4. Wolkow S., Krugowoj A., Poliwcew W., Taranenko W. Moduł wzmacniania ciśnienia dla układów pneumatycznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2006.

Сдано в редакцию 30.05.06
Рекомендовано д.т.н., проф. Бухач А.

РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ РОЗЧИНОЗМІШУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ УРЗ-3,8 НА ЗНОС

Попов С.В. (ПолтНТУ, м. Полтава, Україна)

This paper is devoted to sliding friction. The problem of determination sliding surfaces size of separate components after loading is attacked in the article. The scientist pays attention to a special construction of mobile mortar mixer with special conical sliding bearings. Main gear is spur tooth pinion and wheel with barrel-shaped axles. The article describes equations of deterioration a new structure conical bearings of this mixer in details. The theory investigations indicate that conical size of bearing parts has an influence on deterioration value. A new mixer is more efficient than the former ones

Постановка проблеми. Для механізації незначних обсягів оздоблюваних робіт у будівництві Полтавським національним технічним університетом імені Юрія Кондратюка спроектована і виготовляється універсальна розчинозмішувальна установка УРЗ-3,8