

## Моделиране процесите в пневматична задвижваща система с отчитане изменението на захранващото налягане

К. Орманджиев, Х. Христов, П. Иванов

*Dynamic processes modeling in variable supply pressure pneumatic power transmission.* In this paper electro pneumatic transmission system operation is represented. Nonlinear mathematical model of the system dynamics was developed. The variation of supply pressure is considered in actuator motion model. The step responses in electropneumatic system should be simulated using the developed model.

**Key words:** electropneumatic transmission systems, nonlinear mathematical model, simulation.

### ВЪВЕДЕНИЕ

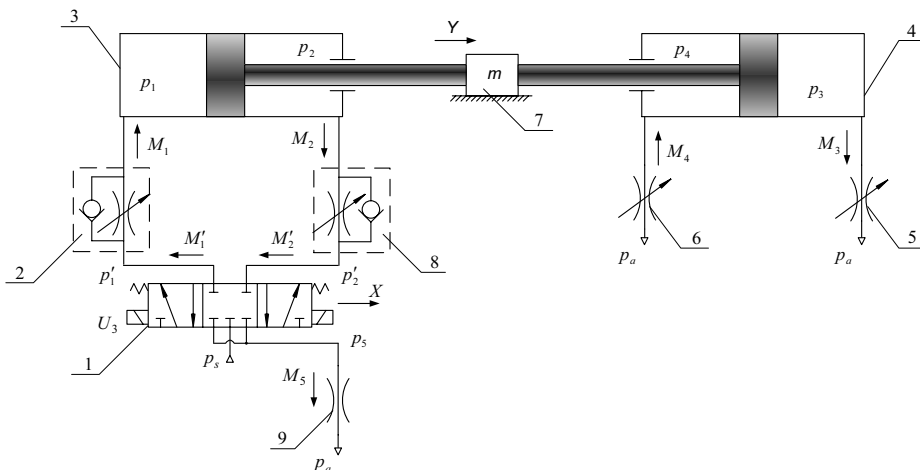
Основни предимства на електропневматичните задвижващи системи са: проста и надеждна конструкция; използване като работен флуид на въздух под налягане; възможност за работа в агресивни и пожароопасни среди; сравнително висок коефициент на полезно действие; ниска чувствителност към вибрации; малки експлоатационни разходи и др. Значителна част от използваните от използваните задвижващи системи на работи и манипулатори в промишлеността са електропневматични със средна товароподемност до 20kg при изходни мощности до 800W и скорости на изпълнителното звено при линейно движение до 1m/s.

В разработените до момента математически модели на подобни системи се приема, че захранващото налягане остава постоянно и не се променя в динамичен режим, което противоречи на резултатите от практическите изследвания.

В [1, 6] са разработени линейни математически модели, което не позволява получаването на резултати адекватно отразяващи процесите протичащи в реалните електропневматични задвижващи системи. В [2, 3] са представени нелинейни математични модели и са изследвани протичащите процеси в електропневматична задвижваща система. Характера на силата от сухо триене е изследван в [4]. Изследване на преходните процеси протичащи в електропневматична задвижваща система с хидравличен стабилизатор на скоростта е извършено в [5].

### МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ

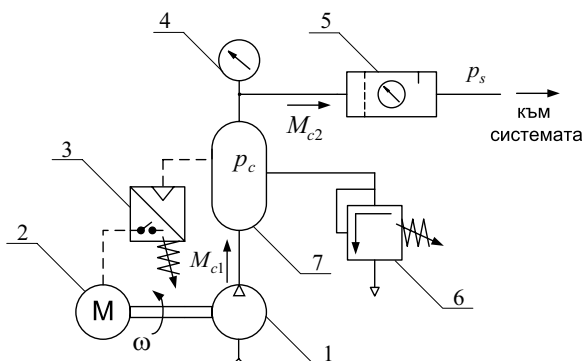
На фиг.1 е показана схема на електропневматична задвижваща система. Съпротивителната сила се моделира чрез настройките на дроселите на натоварващия – 3 и работния – 4 цилиндри. При подаване на напрежение  $U_3$  с положителна стойност към разпределител 1 се реализира превключване на лявата му секция. В резултат на това през разпределителя и обратния клапан на ДРОК 2 преминава въздух под налягане, който постъпва в буталната камера на цилиндър 3. Буталото му започва да се движи надясно заедно с буталото на цилиндър 4 и масата 7 преодолявайки съпротивителните сили. При движението на буталата на двата цилиндъра въздуха от прътовата камера на цилиндър 3 преминава през регулируемия дросел на ДРОК 8, лявата секция на разпределител 1, дросел 9 и през заглушител напуска системата. При движение на буталото на цилиндър 4 в прътовата му камера се създава подналягане, при което се засмуква въздух, преминаващ през регулируем дросел 6. Въздухът от буталната камера на цилиндър 4 преминава през дросел 5 и напуска системата. Движението спира при достигане на крайно дясно положение. При подаване на отрицателна стойност на напрежение  $U_3$  с отрицателна стойност се реализира аналогично движение наляво.



**Фиг. 1. Схема на електропневматичната система**

1 – разпределител; 2, 8 – ДРОК; 3 – работен пневмоцилиндър; 4 – натоварващ пневмоцилиндър; 5, 6 – регулируем дросел; 7 – задвижвана маса; 9 - дросел.

В динамичен режим налягането на входа на разпределителя  $p_s$  не е постоянна величина. То се формира на базата на съвместната работа на разглежданата електропневматична система от фиг.1 и пневматичната захранваща група. Схема на пневматична захранваща група е показана на фиг. 2. При своята работа компресор 1, който се задвижва от електродвигател 2, подава масов дебит  $M_{c1}$  към ресивер 7. Чрез редукционен клапан от въздухоподготвителната група 5 към системата се подава масов дебит  $M_{c2}$ . Налягането на изхода на въздухоподготвителната група и на входа на пневматичната задвижваща система от фиг.1 е  $p_s$ . При достигане в ресивера 7 на налягането на настройка на пресостат 3 се подава управляващ сигнал за спиране работата на електродвигател 2.



**Фиг. 2. Схема на пневматичната захранваща група**

1 – компресор; 2 - електродвигател; 3 – пресостат; 4 – манометър; 5 – въздухоподготвителна група; 6 – предпазен клапан; 7 – ресивер.

Динамиката на електропневматичната система (фиг. 1) и пневматичната хранваща група (фиг. 2), при работещ компресор, се описва със следния математичен модел в безизмерен вид:

1. Уравнение за движение на буталото на пневмоцилиндъра:

$$T \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{dy}{dt} + k_{TC} f_{TC} = k_1 \bar{p}_1 - k_2 \bar{p}_2 + k_4 \bar{p}_4 - k_3 \bar{p}_3 \quad (1)$$

2. Уравнения за постъпващите и изходящите масови дебити на работния и натоварващия пневмоцилиндри:

$$\bar{M}_1 = \alpha_1 \left[ \bar{p}_1 \frac{dy}{dt} + (\beta_1 + y) \frac{d\bar{p}_1}{dt} \right] \quad (2)$$

$$\bar{M}_2 = \alpha_2 \left[ \bar{p}_2 \frac{dy}{dt} - (\beta_2 - y) \frac{d\bar{p}_2}{dt} \right] \quad (3)$$

$$\bar{M}_3 = \alpha_3 \left[ \bar{p}_3 \frac{dy}{dt} - (\beta_3 - y) \frac{d\bar{p}_3}{dt} \right] \quad (4)$$

$$\bar{M}_4 = \alpha_4 \left[ \bar{p}_4 \frac{dy}{dt} + (\beta_4 + y) \frac{d\bar{p}_4}{dt} \right] \quad (5)$$

3. Уравнения за преминаващите масови дебити през разпределителното устройство на работния пневмоцилиндър:

$$\bar{M}'_1 = \begin{cases} k'_{11} x \bar{p}_s \sqrt{\left(\frac{\bar{p}'_1}{\bar{p}_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\bar{p}'_1}{\bar{p}_s}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, & x \geq 0 \\ k'_{12} x \bar{p}'_1 \sqrt{\left(\frac{\bar{p}_s}{\bar{p}'_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\bar{p}_s}{\bar{p}'_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, & x < 0 \end{cases} \quad (6)$$

$$\bar{M}'_1 = \begin{cases} k'_{22} x \bar{p}'_2 \sqrt{\left(\frac{\bar{p}_s}{\bar{p}'_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\bar{p}_s}{\bar{p}'_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, & x \geq 0 \\ k'_{21} x \bar{p}_s \sqrt{\left(\frac{\bar{p}'_2}{\bar{p}_s}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\bar{p}'_2}{\bar{p}_s}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, & x < 0 \end{cases} \quad (7)$$

4. Уравнения за преминаващия масов дебит през нерегулируемия дросел 9 – фиг. 1:

$$\bar{M}_5 = k_5 \bar{p}_5 \sqrt{\bar{p}_5^{\frac{2}{k}} - \beta_5 \bar{p}_5^{\frac{k+1}{k}}} \quad (8)$$

5. Уравнение за преместване на плунжера на разпределителя:

$$T_R \frac{dx}{dt} + x = k_u u_3 \quad (9)$$

6. Уравнения за преминаващите масови дебити през ДРОК 2 и 8 – фиг. 1:

$$\bar{M}_1 = \begin{cases} k_{11} \bar{p}'_1 \sqrt{\left(\frac{\bar{p}_1}{\bar{p}'_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\bar{p}_1}{\bar{p}'_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, & x \geq 0 \\ k_{12}(\gamma_1) \bar{p}_1 \sqrt{\left(\frac{\bar{p}'_1}{\bar{p}_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\bar{p}'_1}{\bar{p}_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, & x < 0 \end{cases} \quad (10)$$

$$\bar{M}_2 = \begin{cases} k_{22}(\gamma_2) \bar{p}_2 \sqrt{\left(\frac{\bar{p}'_2}{\bar{p}_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\bar{p}'_2}{\bar{p}_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, & x \geq 0 \\ k_{21} \bar{p}'_2 \sqrt{\left(\frac{\bar{p}_2}{\bar{p}'_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{\bar{p}_2}{\bar{p}'_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}}, & x < 0 \end{cases} \quad (11)$$

7. Уравнения за преминаващите масови дебити през регулируемите дросели на натоварващия пневмоцилиндър:

$$\bar{M}_4 = \begin{cases} k_{41}(\gamma_4) \sqrt{\bar{p}_4^{\frac{2}{k}} - \bar{p}_4^{\frac{k+1}{k}}}, & v \geq 0 \\ k_{42}(\gamma_4) \bar{p}_4 \sqrt{\bar{p}_4^{\frac{2}{k}} - \beta_{42} \bar{p}_4^{\frac{k+1}{k}}}, & v < 0 \end{cases} \quad (12)$$

$$\bar{M}_3 = \begin{cases} k_{32}(\gamma_3) \bar{p}_3 \sqrt{\bar{p}_3^{\frac{2}{k}} - \beta_{32} \bar{p}_3^{\frac{k+1}{k}}}, & v \geq 0 \\ k_{31}(\gamma_3) \sqrt{\bar{p}_3^{\frac{2}{k}} - \bar{p}_3^{\frac{k+1}{k}}}, & v < 0 \end{cases} \quad (13)$$

8. Уравнение за изменение на налягането  $p_c$  в ресивера:

$$T_c \frac{dp_c}{dt} = \bar{M}_{c1} - \bar{M}_{c2} \quad (14)$$

9. Уравнение за постъпващия масов дебит  $\bar{M}_{c1}$  от компресора към ресивера:

$$\bar{M}_{c1} = \bar{M}_{c1}(\omega, \bar{p}_c, T_k) \quad (15)$$

10. Уравнение за постъпващия масов дебит  $\bar{M}_{c2}$  към системата (вход на разпределител 1 – фиг. 1):

$$\bar{M}_{c2} = k_c \bar{p}_c \sqrt{\left(\frac{\bar{p}_s}{\bar{p}_c}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{\bar{p}_s}{\bar{p}_c}\right)^{\frac{n+1}{n}}} \quad (16)$$

където:

$u$  – безизмерно преместване на буталото, ( $v=dy/dt$ );

$x, u_3, f_{Tc}$  – безизмерни: преместване на плунжера на разпределителя; напрежение; сила от сухо триене.

$\bar{p}_1, \bar{p}_2, \bar{p}'_1, \bar{p}'_2, \bar{p}_3, \bar{p}_4, \bar{p}_5$  – безизмерни налягания;

$\bar{M}_1, \bar{M}_2, \bar{M}'_1, \bar{M}'_2, \bar{M}_3, \bar{M}_4, \bar{M}_5, \bar{M}_{c1}, \bar{M}_{c2}$  – безизмерни масови дебити;

$k_{Tc}, k_u, k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_{11}, k_{12}, k_{21}, k_{22}, k'_{11}, k'_{12}, k'_{21}, k'_{22}, k_c, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \beta_{12}, \beta_{21}, \beta_{32}, \beta_{42}$  – коефициенти;

$T, T_R, T_c$  – времеконстанти.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Съвместното решаване на уравненията от разработеният математичен модел дава възможност да бъдат определени преходните процеси в електропневматичната задвижваща система (фиг.1) и захранващата група (фиг. 2).

За точното определяне на някои от константите в математичния модел е необходимо да се извърши идентификация на системата на базата на заснети експериментални преходни процеси.

Предложеният математичен модел би спомогнал процеса на проектиране на електропневматични задвижващи системи в различни области на промишлеността. Извършването на симулации на системата при различни параметри на настройка, както и отчитането на изменението на захранващото налягане, биха допринесли до по-добро съвпадение на теоретичните и експерименталните резултати.

### **ЛИТЕРАТУРА**

[1] Ахромев Ж., Н. Дмитриева и др., Приводы роботехнических систем, Москва, Высшая школа, 1986.

[2] Иванов П., К. Орманджиев, Х. Христов, Изследване на динамичните процеси в електропневматична задвижваща система - част I, ТРУДОВЕ на НАУЧНАТА СЕСИЯ РУ'2002, Русе, 2002.

[3] Орманджиев К., П. Иванов, Х. Христов, Изследване на динамичните процеси в електропневматична задвижваща система - част II, ТРУДОВЕ на НАУЧНАТА СЕСИЯ РУ'2002, Русе, 2002.

[4] Кръстанов А., М. Дудулов, Анализ на силите на триене при еднодействащ пневматичен цилиндър, Научна конференция ЕМФ'98, Созопол, септ. 1998, сборник доклади, том III, с. 85 – 90.

[5] Христов Х., К. Орманджиев, П. Иванов, Изследване преходните процеси на електропневматична задвижваща система с хидравличен стабилизатор на скоростта, Списание „Механика на машините“ №62, Серия FH: ПРИЛОЖНА МЕХАНИКА НА ФЛУИДИТЕ ТОПЛО И МАСО ПРЕНОС, Година XIV, Книга 1, Издателство на ТУ-Варна, 2006, стр. 113 – 11.

[6] Rusterholtz R., U. Widmer, Grundlagen-betrachtungen zur Auslegung pneumatischer Servoantriebe, O+P "Olhydraulik und pneumatik", 10/1985, Vol. 29, pp. 757 – 762.

### **За контакти:**

Ст. ас Красимир Христов Орманджиев, Катедра “Енергийна техника”, Технически университет - Габрово, тел.: 066 827 367, e-mail: [orman@tugab.bg](mailto:orman@tugab.bg)

Доц. д-р Христо Недев Христов, Катедра “Енергийна техника”, Технически университет - Габрово, тел.: 066 827 367, e-mail: [christo@tugab.bg](mailto:christo@tugab.bg)

Доц. д-р Петър Серафимов Иванов, Катедра “Енергийна техника”, Технически университет - Габрово, тел.: 066 827 367, e-mail: [psivanov@tugab.bg](mailto:psivanov@tugab.bg)

**Докладът е рецензиран.**