

Оптимално управление на електропневматична следяща система

Красимир Орманджиев

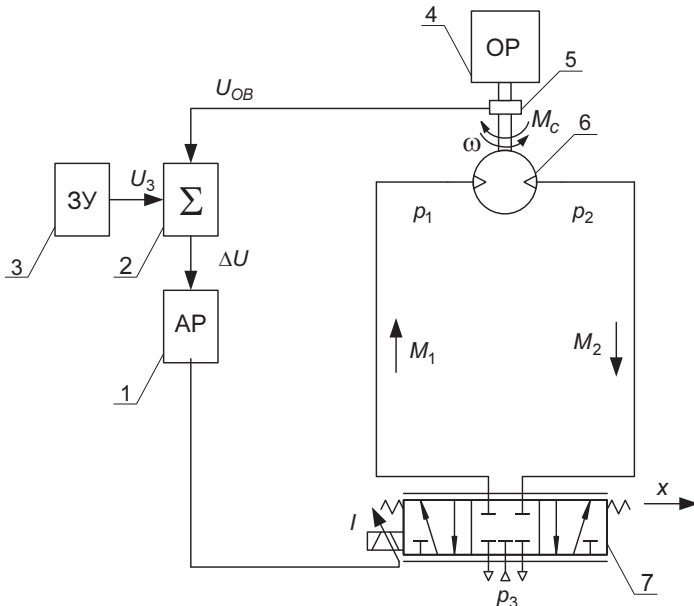
Optimal Control of Electropneumatic Transmission System: The article studies a mathematical model of electropneumatic transmission system with the typical nonlinearities in the servovalve and the pneumatic motor. The adjustment of the electronic PID controller is optimal and in the admissible alteration range of the adjustment parameters. The processes, which occur in the electropneumatic system with optimal adjustment of the controller, are being simulated. The obtained results are shown in a graphical curve.

Key words: Electropneumatic System, Nonlinear Mathematical Model, Optimal System, Simulation.

ВЪВЕДЕНИЕ

Използваните в индустриалното производство пневмозадвижващи системи се характеризират със сравнително проста конструкция, лесно обслужване и експлоатация, високо бързодействие, добра надеждност, функционална гъвкавост и невисока цена. Успешно могат да бъдат използвани за работа в агресивни, взривоопасни и пожароопасни среди.

Разработката на нови материали, технологии на конструиране и производство обуславят повишаване на качествата и постоянното разширяване на номенклатурата и областите на приложение на автоматичните пневматични устройства и системи. Развитието и интензивното внедряване на електронната и микропроцесорната техника в автоматизираното оборудване и технологичните процеси спомага за развитието на пневматичните системи и превръщането им в интелектуални електропневматични системи.



Фиг.1 Схема на електропневматичната следяща система

1 - автоматичен регулатор; 2 – сумиращо устройство; 3 – задаващо устройство; 4 – обект на регулиране (OP); 5 – сензор за обороти; 6 – пневмомотор; 7 – електропневматичен сервоклапан;

Всичко това показва необходимостта от изследване работата на пневматичните следящи системи преди всичко в динамични режими на работа. Повечето разработени до момента математически модели на електропневматични системи са предимно линейни [4, 5], което не позволява адекватно получаване на процесите протичащи в реалните системи. В [1, 3] е разработен нелинеен математичен модел на електропневматична задвижваща система за възвратно постъпателно движение на изпълнителния механизъм и са изследвани протичащите динамични процеси при различни режими на работа. Характера на силата от сухо триене е изследван в [2].

В настоящата работа е разработен и е изследван нелинеен математичен модел, описващ работата на електропневматична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм. На базата на предварително зададен еталонен процес е разработена процедура за оптимална настройка на параметрите на електронния регулатор и коефициента на обратна връзка. Резултатите от динамичните изследвания са представени в графичен вид.

На фиг.1 е показана схема на електропневматична задвижваща система с ротационен изпълнителен механизъм.

МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА АВТОМАТИЧНАТА СИСТЕМА

1. Уравнение на електронния ПИД регулатор:

$$U = k_p \left(\Delta U + \frac{1}{T_I} \int_0^t \Delta U dt + T_D \frac{d\Delta U}{dt} \right) \quad (1)$$

където:

U – изходно напрежение на регулатора;

ΔU – входно напрежение, постъпващо от сумиращото устройство

k_p – коефициент на усилване на регулатора;

T_I, T_D – времекостанти на интегриране и диференциране на регулатора;

2. Уравнение на електромеханичния преобразувател на сервоклапана:

$$T_u \frac{dI}{dt} + I = k_u U \quad (2)$$

където:

T_u, k_u – времекоstanta и коефициент на усилване на електромеханичния преобразувател;

I – изходящ ток от електромеханичния преобразувател;

3. Уравнение за преместване на плунжера на сервоклапана:

На базата на логаритмичните честотни характеристики на сервоклапан тип 5/3-Wege-Servoventile, производство на фирмата Herion [6], работата му в динамичен режим може да бъде описана приближено чрез диференциално уравнение от втори ред [1]:

$$T_v^2 \frac{d^2 x}{dt^2} + 2\xi_v T_v \frac{dx}{dt} + x = k_I I \quad (3)$$

където:

T_v, ξ_v, k_I – времекоstanta, коефициент на демпфиране и коефициент на усилване на сервоклапана.

4. Уравнение на сумиращото устройство:

$$\Delta U = U_3 - U_{OB} \quad (4)$$

където:

U_3 – задаващо напрежение;

U_{OB} – напрежение на обратната връзка.

5. Уравнение на обратната връзка:

$$U_{OB} = k_{OB} \omega \quad (5)$$

където: k_{OB} – коефициент на усилване на обратната връзка.

6. Уравнение за движение на вала на пневмомотора:

$$J \frac{d\omega}{dt} + k_T \omega + M_{Tc} = w(p_1 - p_2) - M_c(t) \quad (6)$$

където:

ω – ъглова скорост на въртене на вала на пневмомотора;

w – характерен обем на пневмомотора;

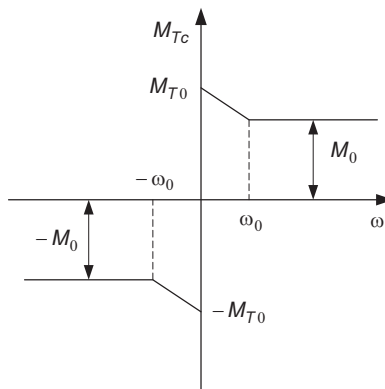
p_1, p_2 – абсолютни налягания, действащи от двете страни на пневмомотора;

J – приведен инерционен момент;

k_T – коефициент на вискозно триене;

M_{Tc} – момент от сухо триене (фиг.2);

$M_c(t)$ – съпротивителен момент.



Фиг.2 Характеристика на момента от сухо триене

Математическото описание на момента от сухо триене M_{Tc} има вида:

$$M_{Tc} = \begin{cases} (M_{T0} - k_{Tc}\omega) \text{sign}(\omega), & 0 < |\omega| \leq \omega_0 \\ M_0 \text{sign}(\omega), & \omega_0 < |\omega| \\ M_{T0} \text{sign}\left(\frac{d\omega}{dt}\right), & \omega = 0 \end{cases} \quad (7)$$

7. Уравнения за постъпващия и изходящия масови дебити към и от пневмомотора:

$$M_1 = \frac{1}{RT_1} \left[p_1 w \omega + V_{10} \frac{dp_1}{dt} \right] \quad (8)$$

$$M_2 = \frac{1}{RT_2} \left[p_2 w \omega - V_{20} \frac{dp_2}{dt} \right] \quad (9)$$

където:

M_1, M_2 – масови дебити;

R – газова константа;

T_1, T_2 – абсолютни температури на въздуха от лявата и дясната страна на пневмомотора;

V_{10}, V_{20} – обеми на пространствата от лявата и дясната страни на пневмомотора; $V_{10} = V_{T1} + 0.5 q_M$; $V_{20} = V_{T2} + 0.5 q_M$.

V_{T1}, V_{T2} – обеми на левия и десния тръбопровод свързващи сервоклапана и пневмомотора;

q_M – работен обем на пневмомотора, $q_M = 2\pi w$.

8. Уравнения за преминаващите масови дебити през сервоклапана:

- за $x \geq 0$

$$M_1 = \mu_1 \pi d x p_3 \sqrt{\frac{2k}{RT_1(k-1)} \left[\left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (10)$$

$$M_2 = \mu_2 \pi d x p_2 \sqrt{\frac{2k}{RT_2(k-1)} \left[\left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (11)$$

- за $x < 0$

$$M_1 = \mu_1 \pi d x p_1 \sqrt{\frac{2k}{RT_1(k-1)} \left[\left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (12)$$

$$M_2 = \mu_2 \pi d x p_3 \sqrt{\frac{2k}{RT_2(k-1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (13)$$

където:

μ_1, μ_2 – коефициенти на дебит;

d – диаметър на плунжера на сервоклапана;

x – преместване на плунжера на сервоклапана;

k – показател на адиабатата ($k=1.4$);

p_3 – захранващо налягане.

ПАРАМЕТРИЧНА ОПТИМИЗАЦИЯ НА СИСТЕМАТА

За определяне на стойностите на параметрите на настройка на автоматичната система е разработена идентификационна процедура на *Matlab*, която е базирана на метода за нелинейна оптимизация. Чрез нея се минимизира интегралния критерий за близост J :

$$J = \int_0^{t_n} \varepsilon(t)^2 dt \quad (14)$$

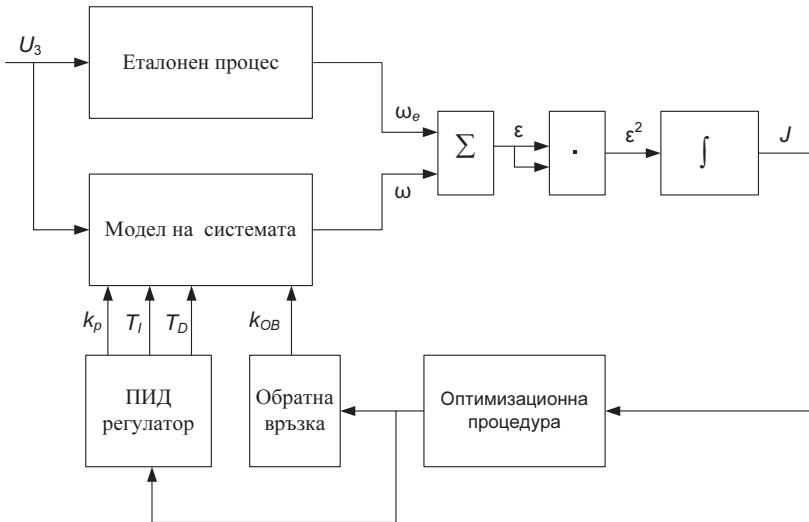
където:

$$\varepsilon = \omega_e - \omega;$$

t_n - време за протичане на преходния процес;

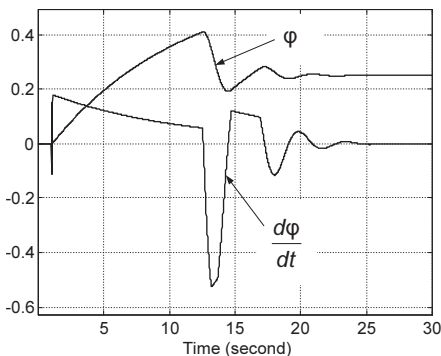
ω_e , - ъглова скорост на въртене на вала на пневмомотора от еталонния процес.

Едновременно се стартират двата процеса: еталонен и теоретичен от математичния модел на системата. На всяка стъпка от изчислителния процес се определя критерия J и се търси неговия минимум, чрез вариране с неизвестните параметри от модела. Параметрите, по които се извършва параметрична оптимизация на електропневматичната следяща система с ротационен изпълнителен механизъм са: k_p , T_I , T_D , k_{OB} . Принципно схемата за извършване на оптимизацията на системата е показана на фиг. 3.

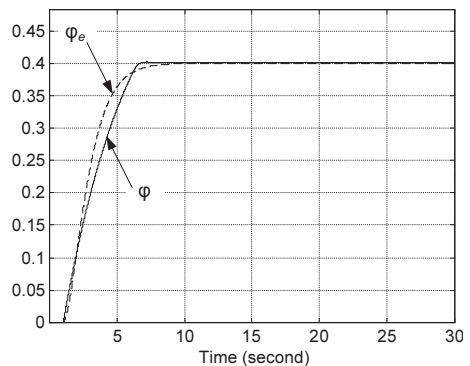


Фиг. 3 Схемата за извършване на параметричната оптимизация.

На фиг. 4 са показани преходните процеси в безизмерен вид за ъгловата скорост и ускорението на вала на пневмомотора преди извършване на парамет-



Фиг. 4. Преходни процеси преди параметричната оптимизация.



Фиг. 5. Преходни процеси след параметричната оптимизация.

ричната оптимизация ($\varphi = \frac{\omega}{\omega_0}$ - безизмерна ъглова скорост на вала на пневмомотора; ω_0 – установена ъглова скорост.)

На фиг. 5 са показани преходните процеси в безизмерен вид за ъгловата скорост на въртене на вала на пневмомотора от еталонния процес φ_e и този след извършване на параметрична оптимизация - φ .

Стойностите на параметрите преди и след извършване на оптимизацията са посочени в табл. 1

Таблица 1

k_P	T_I	T_D	$K_{ОВ}$	J
1.300	4.500s	1.150s	1.475	0.858
1.502	2.932s	0.089s	1.921	0.249

ИЗВОДИ

Разработеният математичен модел дава възможност за определяне на динамичните процеси в разглежданата следяща електропневматична система с ротационен изпълнителен механизъм при различни закони за промяна на натоварването на пневмомотора и задаващото напрежение.

Чрез избраният ПИД регулатор сравнително лесно може да се достигне до оптимална настройка, тъй като се варира с три параметъра.

Основното различие между еталонния и получения оптимален процес се дължи на момента от сухо триене, който влияе негативно върху работата на автоматичната система.

По-точното съвпадане между еталонния и оптималния процес може да се осъществи ако се извърши структурна оптимизация и се синтезира оптимален закон за управление, на базата на който да се разработи съответен реален регулатор.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Иванов П., К. Орманджиев, Х. Христов, Изследване на динамичните процеси в електропневматична задвижваща система - част I, ТРУДОВЕ на НАУЧНАТА СЕСИЯ РУ'2002, Русе, 2002.
- [2] Кръстанов А., М. Дудулов, Анализ на силите на триене при еднодействие пневматичен цилиндър, Научна конференция ЕМФ'98, Созопол, септ. 1998, сборник доклади, том III, с. 85 – 90.
- [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] Rusterholtz R., U. Widmer, Grundlagenbetrachtungen zur Auslegung pneumatischer Servoantriebe, O+P "Olhydraulik und pneumatik", 10/1985, Vol. 29, pp. 757 – 762.
- [5] Rusterholtz R., U. Widmer, Grundlagenbetrachtungen zur Auslegung pneumatischer Servoantriebe, Fortsetzung aus o+p 10/85, O+P "Olhydraulik und pneumatik", 11/1985, Vol. 29, pp. 814 – 816.
- [6] Проспектни материали на фирма Herion, 1988.

За контакти:

Доц. д-р инж. Красимир Орманджиев, Катедра "Енергийна техника", Технически университет - Габрово, тел.: 066-827-367, e-mail:khormandzhiev@abv.bg

Докладът е рецензиран.