

Kazimierz GIERLOTKA

Piotr ZALEŚNY

PORÓWNANIE METOD WYZNACZANIA PARAMETRÓW UKŁADU REGULACJI POŁOŻENIA NAPĘDU Z WIĘZAMI ELASTYCZNYMI

Streszczenie. W artykule przedstawiono nową metodę doboru parametrów układu regulacji położenia napędu z połączeniem sprężystym. Polega ona na równoczesnym doborze parametrów wewnętrznego obwodu regulacji prędkości i nadrzędnej pętli regulacji położenia. Umożliwia to uzyskanie aperiodycznego pozycjonowania mechanizmu za połączeniem sprężystym i krótkiego czasu pozycjonowania. Dokonano porównania tej metody z klasyczną metodą przedstawioną w artykule [1]. Przedstawiono wybrane wyniki badań symulacyjnych.

COMPARISON OF THE METHODS OF THE POSITION CONTROL SYSTEM PARAMETERS DETERMINATION OF THE DRIVE WITH ELASTIC JOINTS

Summary. A new method of the position control system parameter determination of the drive with elastic joints is presented in the paper. It is based on simultaneous determination of the inner speed control circuit and outer position control circuit parameters. Application of this method makes it possible to get aperiodic positioning of the mechanism beyond the elastic joint and to obtain the short positioning time. The presented method is compared with the method described in the paper [1]. The chosen examples of simulation test results are presented in the paper.

1. WPROWADZENIE

W artykule [1] przedstawiono strukturę układu regulacji położenia napędu z elastycznymi więzami mechanicznymi oraz podano zależności na dobór parametrów regulatorów. Do ich wyznaczania posłużono się klasyczną metodą polegającą na kolejnym doborze regulatorów poczynając od najbardziej wewnętrznej pętli regulacji do zewnętrznej regulacji położenia. W rezultacie uzyskano możliwość praktycznie bezoscylacyjnego (bez przeregulowań) pozycjonowania organu wykonawczego mechanizmu połączonego z silnikiem elementem, którego sprężystości nie można pominąć. Wadą przedstawionej w [1] metody jest stosunkowo długi czas pozycjonowania, co można stwierdzić na podstawie małego forsowania prądu (momentu)

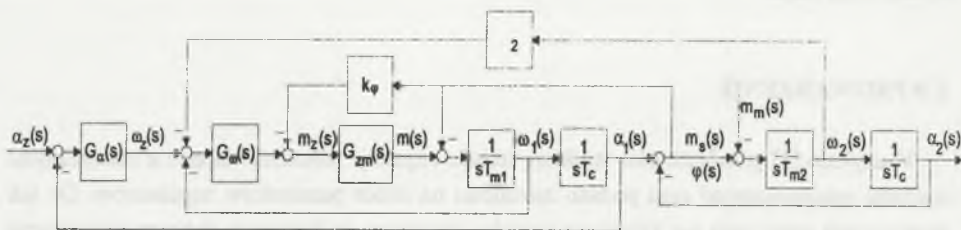
silnika podczas pozycjonowania (rys. 3.b w artykule [1]) lub małej średniej wartości prądu (rys. 3.c w artykule [1]).

W niniejszej publikacji przedstawiono inną, nietypową, metodę doboru nastaw regulatorów w napędach pozycyjnych, zawierających elementy sprężyste. Polega ona na jednoetapowym (równoczesnym) doborze nastaw regulatora prędkości i regulatora położenia. W rezultacie uzyskano aperiodyczne pozycjonowanie organu wykonawczego przy skróconym, w porównaniu z metodą przedstawioną w [1], czasie regulacji. Przeprowadzone porównanie obydwu metod doboru regulatorów pozwoli ocenić zalety i przydatność każdej z nich.

2. METODA JEDNOETAPOWEGO DOBORU NASTAW REGULATORÓW PRĘDKOŚCI I POŁOŻENIA

Schemat funkcjonalny oraz opis układu regulacji położenia napędu z połączeniem sprężystym przedstawiony został w artykule [1]. Jego schemat blokowy przedstawiony jest na rys. 1. Zawiera on obwód regulacji prędkości silnika, nadrzędny obwód regulacji położenia oraz dwa dodatkowe sprzężenia zwrotne: od momentu sprężystości m_s i od prędkości mechanizmu za połączeniem sprężystym ω_2 . Zakładając, że stała czasowa τ_μ zamkniętego obwodu regulacji momentu (prądu) silnika jest mała w porównaniu z okresem drgań własnych układu, w analizie przyjęto, że zamknięty obwód regulacji momentu jest członem proporcjonalnym o transmitancji $G_{zm}(s) = 1$.

Wyrażona w wielkościach względnych transmitancja operatorowa zamkniętego obwodu regulacji położenia układu przedstawionego na rys. 1 ma postać:



Rys.1. Schemat blokowy układu regulacji położenia napędu z połączeniem sprężystym

Fig.1. Block diagram of the position control system of the drive with elastic joint

$$G_{z\alpha}(s) = \frac{\alpha_1(s)}{\alpha_z(s)} = \frac{G_\alpha(s)G_\omega(s)(s^2 + \Omega_f^2)}{M(s)}, \quad (1)$$

gdzie:

$$M(s) = sT_c \left[sT_{m1}(s^2 + \Omega_e^2) + sk_\varphi T_{m2} \Omega_f^2 + \right. \\ \left. + G_\omega(s)(s^2 + \Omega_f^2(1 + k_2)) \right] + G_\alpha(s)G_\omega(s)(s^2 + \Omega_f^2), \quad (2)$$

$G_\omega(s)$, $G_\alpha(s)$ - transmitancje operatorowe regulatora prędkości i regulatora położenia, k_2 , k_φ - wzmocnienia w obwodach dodatkowych sprzężeń zwrotnych od prędkości za elementem sprężystym ω_2 i momentu sprężystości m_s .

Zależności na mechaniczne stałe czasowe T_{m1} i T_{m2} , stałą czasową sprężystości T_c oraz pulsacje drgań własnych układu sprężystego Ω_e , Ω_f podano w artykule [1]. Analizę przeprowadzono dla proporcjonalnego regulatora prędkości, o transmitancji;

$$G_\omega(s) = k_\omega. \quad (3)$$

2.1. Układ z proporcjonalnym regulatorem położenia

Przyjmując transmitancję regulatora położenia:

$$G_\alpha(s) = k_\alpha, \quad (4)$$

transmitancja operatorowa (1) przyjmuje postać:

$$G_{z\alpha}(s) = \frac{\alpha_1(s)}{\alpha_z(s)} = \frac{k_\alpha k_\omega (s^2 + \Omega_f^2)}{T_{m1} T_c M_1(s)}, \quad (5)$$

gdzie:

$$M_1(s) = s^4 + \frac{k_\omega}{T_{m1}} s^3 + \left(\Omega_e^2 + \frac{k_\alpha k_\omega}{T_{m1} T_c} + \frac{k_\varphi T_{m2} \Omega_f^2}{T_{m1}} \right) s^2 + \frac{k_\omega}{T_{m1}} \Omega_f^2 (1 + k_2) s + \frac{k_\alpha k_\omega}{T_{m1}} \Omega_f^2. \quad (6)$$

Mianownik $M_1(s)$ można przedstawić w postaci:

$$M_1(s) = s^4 + a_3 \omega_{0\alpha} s^3 + a_2 \omega_{0\alpha}^2 s^2 + a_1 \omega_{0\alpha}^3 s + \omega_{0\alpha}^4. \quad (7)$$

Występująca w równaniu (7) pulsacja $\omega_{0\alpha}$ jest miarą szybkości działania układu. Współczynnik tłumienia przebiegów ξ_α w zamkniętym obwodzie regulacji położenia można związać ze współczynnikami a_1 , a_2 i a_3 relacją [3]:

$$a_1 = a_3 = 2\sqrt{a_2 - 2} = 4\xi_\alpha. \quad (8)$$

Porównując wyrażenia (6) - (8) otrzymuje się ogólne zależności na dobór wzmacnień regulatorów położenia i prędkości oraz w torach dodatkowych sprzężeń zwrotnych:

$$k_\alpha = \frac{T_c \omega_{0\alpha}^3}{4\xi_\alpha \Omega_f^2}, \quad k_\omega = 4\xi_\alpha T_{m1} \omega_{0\alpha} \quad (9)$$

$$k_\varphi = \frac{T_{m1} \omega_{0\alpha}^2}{T_{m2} \Omega_f^2} \left(4\xi_\alpha^2 + 2 - \frac{\omega_{0\alpha}^2}{\Omega_f^2} - \frac{\Omega_c^2}{\omega_{0\alpha}^2} \right), \quad k_2 = \frac{\omega_{0\alpha}^2}{\Omega_f^2} - 1. \quad (10)$$

2.2. Układ z proporcjonalno-całkującym regulatorem położenia

Dla proporcjonalno-całkującego regulatora położenia:

$$G_\alpha(s) = k_\alpha \left(1 + \frac{1}{sT_\alpha} \right) \quad (11)$$

transmitancja operatorowa (1) zamkniętego obwodu regulacji położenia przyjmuje postać:

$$G_{z\alpha}(s) = \frac{\alpha_1(s)}{\alpha_z(s)} = \frac{k_\alpha k_\omega (1 + sT_\alpha) (s^2 + \Omega_f^2)}{T_\alpha T_{m1} T_c M_2(s)}, \quad (12)$$

gdzie:

$$M_2(s) = s^5 + \frac{k_\omega}{T_{m1}} s^4 + \left(\Omega_c^2 + \frac{k_\alpha k_\omega}{T_{m1} T_c} + \frac{k_\varphi T_{m2} \Omega_f^2}{T_{m1}} \right) s^3 + \frac{k_\omega}{T_{m1}} \left[\Omega_f^2 (1 + k_2) + \frac{k_\alpha}{T_\alpha T_c} \right] s^2 + \frac{k_\alpha k_\omega \Omega_f^2}{T_{m1} T_c} s + \frac{k_\alpha k_\omega \Omega_f^2}{T_\alpha T_{m1} T_c}. \quad (13)$$

Mianownik $M_2(s)$ można przedstawić w postaci:

$$M_2(s) = s^5 + a_4 \omega_{0\alpha} s^4 + a_3 \omega_{0\alpha}^2 s^3 + a_2 \omega_{0\alpha}^3 s^2 + a_1 \omega_{0\alpha}^4 s + \omega_{0\alpha}^5. \quad (14)$$

Porównując równania (13) i (14) otrzymuje się ogólne zależności na dobór parametrów regulatorów położenia i prędkości oraz wzmacnień w torach dodatkowych sprzężeń zwrotnych:

$$k_\omega = a_4 T_{m1} \omega_{0\alpha}, \quad k_\alpha = \frac{a_1 T_c \omega_{0\alpha}^3}{a_4 \Omega_f^2}, \quad T_\alpha = \frac{a_1}{\omega_{0\alpha}}, \quad (15)$$

$$k_\varphi = \frac{T_{m1} \omega_{0\alpha}^2}{T_{m2} \Omega_f^2} \left(a_3 - a_1 \frac{\omega_{0\alpha}^2}{\Omega_f^2} - \frac{\Omega_c^2}{\omega_{0\alpha}^2} \right), \quad k_2 = \left(a_2 - \frac{\omega_{0\alpha}^2}{\Omega_f^2} \right) \frac{\omega_{0\alpha}^2}{a_4 \Omega_f^2} - 1. \quad (16)$$

W zależności od sposobu doboru wartości współczynników $a_1 - a_4$ możliwe jest uzyskanie różnych właściwości dynamicznych zamkniętego obwodu regulacji położenia.

Wartości współczynników $a_1 - a_4$ wielomianu piątego stopnia (14) można dobrać według kryteriów sterowania modalnego, korzystając z tabel współczynników standardowych [2]. Uzyskuje się wówczas określoną, dla przyjętej metody doboru współczynników $a_1 - a_4$, wartość współczynnika tłumienia pierwiastków równania charakterystycznego(13). W przypadku układu regulacji położenia, przy wymaganiu pozycjonowania bez przeregulowań, założono wartość tłumienia $\xi_\alpha=1$ (pierwiastki wielokrotne równania charakterystycznego). Współczynniki a_1-a_4 przyjmują wówczas wartość [2]:

$$a_1=a_4=5, \quad a_2=a_3=10. \quad (17)$$

3. PORÓWNANIE WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH UKŁADU REGULACJI POŁOŻENIA PRZY RÓŻNYCH METODACH DOBORU REGULATORÓW

Podstawowym kryterium oceny napędów pozycyjnych jest szybkość działania układu przy pozycjonowaniu organu roboczego bez przeregulowań. Z tego punktu widzenia zostanie dokonane porównanie układu regulacji położenia napędu z połączeniem sprzężystym, przy dwóch metodach wyznaczania parametrów regulatorów:

- przedstawionej w [1] klasycznej metody z kolejnym doбором regulatora prędkości i położenia (metoda 1),
- opisanej w punkcie 3 metody z jednoetapowym (równoczesnym) doбором regulatora prędkości i położenia (metoda 2).

Porównanie przeprowadzono dla regulatorów położenia typu P i PI z różną konfiguracją dodatkowych sprzężeń zwrotnych. Stosując układy regulacji z dwoma lub jednym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym uzyskuje się dowolną wartość tłumienia drgań, w tym także przebiegi bezoscylacyjne. Miarą szybkości układu jest wartość parametru $\omega_{0\alpha}$. Zależna jest ona od liczby dodatkowych sprzężeń zwrotnych, typu zastosowanych regulatorów oraz metody wyznaczania ich parametrów. Zestawienie zależności określających wartość parametru $\omega_{0\alpha}$, otrzymanych metodą kolejnego doboru parametrów (metoda 1) oraz metodą jednoetapowego doboru (metoda 2), zamieszczono w tabeli 1. Otrzymano je, przyjmując w układach z dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi wartość współczynnika tłumienia $\xi_\alpha=1$.

Najlepsze właściwości dynamiczne można uzyskać w układach z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi: w tych przypadkach wartość parametru $\omega_{0\alpha}$ może być teoretycznie dowolnie duża. Porównując właściwości dynamiczne przy różnych metodach doboru nastaw regulatorów, typach regulatorów i rodzajach dodatkowych sprzężeń zwrotnych, można na podstawie przedstawionych w tabeli 1 zależności stwierdzić, że krótszy czas regulacji, a zatem lepsze własności dynamiczne napędu, otrzymuje się dla układów:

- o nastawach dobranych wg metody 2,
- z proporcjonalnym regulatorem położenia,

Tablica 1

Wartości parametru $\omega_{0\alpha}$ dla różnych struktur układu regulacji, typów regulatora położenia oraz metod doboru nastaw parametrów układu regulacji

Sprzęż. zwrotne	Metoda kolejnego doboru		Metoda jednoetapowego doboru	
	R α typu P	R α typu PI	R α typu P	R α typu PI
m_s, ω_2	$\omega_{0\alpha} = 0,207\omega_0$	$\omega_{0\alpha} = 0,138\omega_0$	dowolna wartość $\omega_{0\alpha}$	dowolna wartość $\omega_{0\alpha}$
m_s	$\omega_{0\alpha} = 0,322\Omega_f$	$\omega_{0\alpha} = 0,215\Omega_f$	$\omega_{\alpha 0} = \Omega_f$	$\omega_{\alpha 0} = 0,726\Omega_f$
ω_2	$\omega_{0\alpha} = 0,133\Omega_e$	$\omega_{0\alpha} = 0,089\Omega_e$	$\omega_{0\alpha} = \Omega_f \sqrt{3} \sqrt{1 \pm \sqrt{1 - \left(\frac{\Omega_e}{3\Omega_f}\right)^2}}$	$\omega_{0\alpha} = \Omega_f \sqrt{1 \pm \sqrt{1 - 0,2 \left(\frac{\Omega_e}{\Omega_f}\right)^2}}$
brak	$\omega_{0\alpha} = 0,5\Omega_f \sqrt{\frac{\Omega_f}{\Omega_e}}$	$\omega_{0\alpha} = 0,333\Omega_f \sqrt{\frac{\Omega_f}{\Omega_e}}$	$\omega_{\alpha 0} = \Omega_f, \xi = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{\Omega_e}{\Omega_f}\right)^2 - 1}$	Przedstawioną metodą nie można dobrać parametrów obwodu regulacji

- w przypadku zastosowania pojedynczego dodatkowego sprzężenia zwrotnego; w układzie ze sprzężeniem od momentu sprężystości.

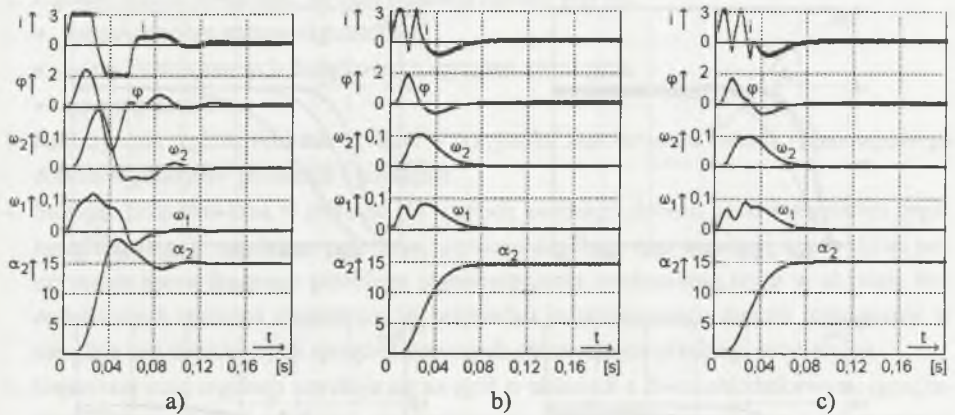
4. BADANIA SYMULACYJNE

Badania symulacyjne przeprowadzono dla układu o następujących danych:

$$T_{m1} = 0,280 \text{ s}, T_{m2} = 0,196 \text{ s}, T_c = 223 \cdot 10^{-6} \text{ s}, \Omega_e = 197,1 \text{ rad/s}, \Omega_f = 151,2 \text{ rad/s.}$$

W modelu silnik zasilany był z przekształtnika tranzystorowego typu DC/DC. Odpowiedzi na skokową zmianę zadanej wartości położenia układu z regulatorami dobranymi metodą jednoetapowego doboru pokazano na rys. 2. Przedstawiono na nim przebiegi prądu silnika i , kąta skręcenia elementu sprężystego φ , prędkości silnika ω_1 i mechanizmu ω_2 oraz przemieszczenia mechanizmu za połączeniem sprężystym α_2 . W przypadku braku dodatkowych sprzężeń zwrotnych pozycjonowanie mechanizmu za połączeniem sprężystym nie jest aperiodyczne (rys. 2.a). Stosując dodatkowe sprzężenia zwrotne uzyskuje się bezoscylacyjne przebiegi prędkości ω_2 i przemieszczenia kąтового α_2 mechanizmu za połączeniem sprężystym, a czas pozycjonowania jest krótszy niż na przebiegach przedstawionych w [1].

Porównanie właściwości dynamicznych układu regulacji położenia z regulatorami dobranymi metodą kolejnego doboru i jednoetapowego doboru uwidacznia rys. 3. Przedstawiono na



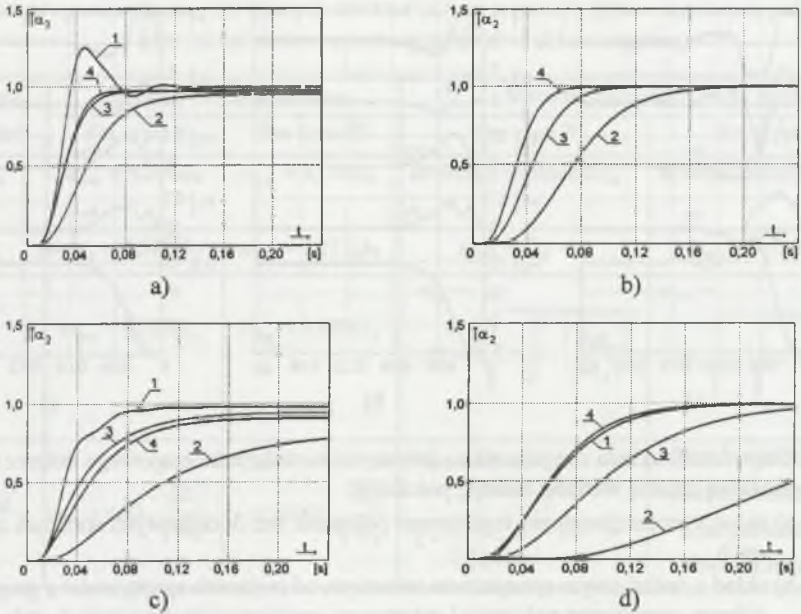
Rys. 2. Odpowiedzi układu z regulatorami dobranymi metodą jednoetapowego doboru na skokową zmianę wartości zadanej położenia:

- układ z proporcjonalnym regulatorem położenia bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych,
- układ z dodatkowym sprzężeniem zwrotnym od momentu sprężystości z proporcjonalnym regulatorem położenia i założonym współczynnikiem tłumienia $\xi_a = 1$,
- układ z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi od momentu sprężystości i prędkości mechanizmu, z proporcjonalno-całkującym regulatorem położenia i założonym współczynnikiem tłumienia $\xi_a = 1$

Fig.2. Step responses of the drive with position control system. Parameters of the controllers' were determined simultaneously:

- system with P type position controller without additional feedback loops,
- system with spring torque additional feedback loop, P type position controller and damping coefficient $\xi_a = 1$,
- system with spring torque and load speed additional feedback loops PI type position controller and damping coefficient $\xi_a = 1$

nim przebiegi przemieszczenia kąтового α_2 mechanizmu za połączeniem sprężystym w odpowiedzi na skok jednostkowy zadanej wartości położenia. Przy jednoetapowym doborze parametrów obwodu regulacji prędkości i położenia w układzie bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych występują niedopuszczalne przeregulowania przemieszczenia mechanizmu α_2 (rys. 3.a). Pozostałe struktury układu regulacji i metody doboru nastaw regulatorów umożliwiają uzyskanie przebiegów aperiodycznych α_2 .



Rys. 3. Przebiegi przemieszczenia kąowego α_2 mechanizmu za połączeniem sprężystym dla układu bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych (1), z dodatkowym sprzężeniem od momentu sprężystości (2), dodatkowym sprzężeniem od prędkości mechanizmu (3) oraz z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi (4), z regulatorami:

- położenia i prędkości typu P dobranymi metodą jednoetapowego doboru,
- położenia typu PI oraz prędkości typu P dobranymi metodą jednoetapowego doboru,
- położenia i prędkości typu P dobranymi metodą kolejnego doboru,
- położenia typu PI oraz prędkości typu P metodą kolejnego doboru

Fig. 3. Courses of the load position for the system without additional feedback loops (1), with spring torque feedback loop (2), with load speed feedback loop (3), with both spring torque and load speed additional feedback loops (4), with the following controllers:

- both position and speed P type controllers determined simultaneously,
- PI type position and P type speed controllers determined simultaneously,
- both position and speed P type controllers determined successively,
- PI type position and P type speed controllers determined successively

5. PODSUMOWANIE

- W artykule przedstawiono nietypową metodę jednoetapowego doboru regulatorów położenia i prędkości napędu z więzami elastycznymi. Porównano ją z przedstawioną w [1] typową metodą kolejnego doboru regulatorów. Obydwie metody doboru regulatorów zapew-

nią skuteczne tłumienie drgań i umożliwiają uzyskanie aperiodycznego pozycjonowania mechanizmu za połączeniem sprężystym.

2. Ogólnie można stwierdzić, że czas regulacji zależy od:
 - metody doboru nastaw regulatorów,
 - liczby zastosowanych dodatkowych sprzężeń zwrotnych,
 - typu regulatorów.
3. Krótszy czas regulacji można uzyskać w przypadku zastosowania metody jednoetapowego doboru regulatorów położenia i prędkości.
4. Stosując przedstawioną w artykule [1] metodę kolejnego doboru nastaw regulatora prędkości a następnie regulatora położenia, uzyskuje się dłuższy czas regulacji, ale możliwe jest uzyskanie aperiodycznego przebiegu przemieszczenia mechanizmu także w układzie bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych. W przypadku jednoetapowego doboru regulatorów w napędzie bez dodatkowych sprzężeń zwrotnych otrzymuje się przebiegi oscylacyjne.
5. Najkrótszy czas regulacji uzyskuje się na ogół w układach z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi: od prędkości mechanizmu za połączeniem sprężystym i od momentu sprężystości w elemencie elastycznym. W układach z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym krótszy czas regulacji otrzymuje się stosując sprzężenie od momentu sprężystości.
6. Krótsze czasy regulacji można uzyskać w układzie z regulatorem położenia typu P niż PI.

LITERATURA

1. Gierlotka K., Zalesny P.: Wyznaczanie parametrów układu regulacji położenia napędu z więzami elastycznymi. Zesz.Nauk. Pol. Śl. s.Elektryka, z.160,Gliwice 1998,
2. Krasowski A.A., Pospiełow G.S.: Podstawy automatyki i cybernetyki technicznej. WNT, Warszawa 1965.

Pracę wykonano w ramach projektu nr 8 T10A 070 12 finansowanego przez Komitet Badań Naukowych.

Recenzent: Dr hab. inż. Maciej Tondos

Wpłynęło do Redakcji dnia 16 lipca 1997 r.

Abstract

A new method of the position control system parameter determination of the drive with elastic joints is presented in the paper. The block diagram of the control system is presented in

Fig. 1. The control system contains the inner speed control circuit and the outer position control circuit. Two additional feedback loops are applied in the control system: the spring torque feedback loop and the load speed beyond the elastic joint feedback loop. The analysis presented in the paper deals with the control systems with both additional feedback loops, with one of them, and without additional feedback loops.

The closed loop transfer function of the control system presented in Fig. 1 is expressed by Eqs. (1) and (2). The method presented in the paper bases on simultaneous determination of the inner speed control circuit and outer position control circuit parameters. The analysis presented in the paper deals with the system with P type speed controller and with P type or PI type position controller. Parameters of the control system for P type position controller are expressed by Eqs. (9) and (10) and for PI type position controller by Eqs. (15) and (16).

Application of the presented method of determination of the position control system parameters makes it possible to get aperiodic positioning of the mechanism beyond the elastic joint and to obtain the short positioning time. The method presented in this paper is compared with the method described in paper [1] in table 1 and in Fig.3. The chosen examples of simulation tests' results are presented in Fig. 2.