

Kazimierz GIERLOTKA

Piotr ZALEŚNY

METODA OBLICZANIA PARAMETRÓW UKŁADU REGULACJI NAPĘDU Z POŁĄCZENIEM SPRĘŻYSTYM Z DODATKOWYMI SPRĘŻENIAMI ZWROTNYMI

Streszczenie. W artykule przedstawiono układ sterowania napędu z połączeniem sprężystym z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi oraz metodę doboru jego parametrów. Syntezę obwodu regulacji przeprowadzono przy uwzględnieniu stałej czasowej τ_{μ} wewnętrznego obwodu regulacji momentu silnika. Przedstawiona w artykule metoda doboru parametrów układu regulacji umożliwia uzyskanie silnego tłumienia drgań i krótkiego czasu regulacji także w przypadku, gdy stała czasowa τ_{μ} nie jest pomijalna w porównaniu z okresem drgań układu mechanicznego. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych.

METHOD OF DETERMINATION OF THE CONTROL SYSTEM PARAMETERS OF THE DRIVE WITH ELASTIC JOINT WITH ADDITIONAL FEEDBACK LOOPS

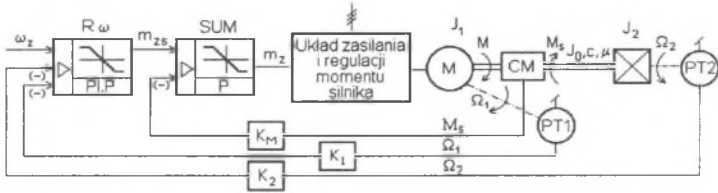
Summary. A control system of the drive with elastic joint with two additional feedback loops and the method of its parameter determination are described in the paper. The time constant τ_{μ} of the inner closed-loop of the motor torque control is taken into account in synthesis of the outer control system. The method of the control system parameter determination described in the paper makes it possible to obtain strong vibrations damping and short setting time also in the case, when time constant τ_{μ} is not neglected in comparison with the vibrations period of a mechanical system. The chosen results of the simulation tests are presented.

1. WPROWADZENIE

Skuteczność tłumienia drgań napędów z połączeniami sprężystymi w dużej mierze zależy od informacji o stanie obiektu regulacji. Dlatego w zamkniętych układach sterowania takich napędów stosuje się dodatkowe sprzężenia zwrotne. W publikacji [3] wykazano, że stosując w napędzie z połączeniem sprężystym przedstawioną na rys. 1 strukturę układu regulacji z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi można uzyskać skrócenie czasu regulacji w porównaniu ze znanymi układami regulacji z pojedynczym sprzężeniem zwrotnym od momentu skracającego w elemencie sprężystym (albo równoważnego sprzężenia od kąta skreślenia ϕ elementu sprężystego) [1, 4] lub prędkości mechanizmu za połączeniem sprężystym [2].

Przedstawiono tam metodę doboru parametrów układu regulacji takiego napędu przy założeniu, że stała czasowa zamkniętego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika jest pomijalnie mała w porównaniu z okresem drgań własnych układu mechanicznego. Przyjęto więc, że zamknięty obwód regulacji momentu jest elementem bezinercyjnym opisanym w wielkościach względnych transmitancją operatorową:

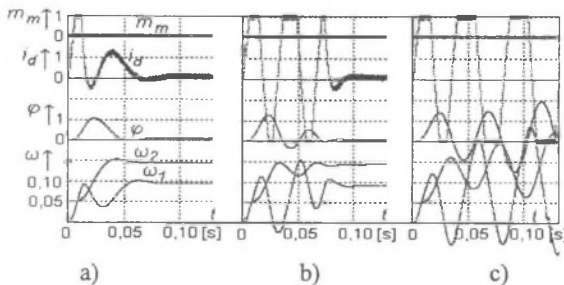
$$G_{zm}(s) = \frac{m(s)}{m_z(s)} = 1. \quad (1)$$



Rys.1. Schemat układu regulacji prędkości napędu z połączeniem sprężystym
Fig. 1. Functional diagram of the control system of the drive with elastic joint

W rezultacie uzyskano zależności na dobór parametrów regulatora prędkości i dodatkowych sprzężeń zwrotnych umożliwiające uzyskanie teoretycznie nieskończenie krótkiego czasu regulacji [3, 5]. Jednak ich zastosowanie dla napędu, w którym inercja obwodu regulacji momentu silnika nie jest pomijalnie mała lub przy przyjęciu bardzo krótkiego czasu regulacji (zależnego od wartości parametru ω_0), powoduje, że przebiegi w układzie mogą być słabo tłumione (rys.2b) lub praca napędu będzie niestabilna (rys.2c).

Celowe jest więc przeprowadzenie analizy napędu z połączeniem sprężystym przy uwzględnieniu inercji wnoszonej przez zamknięty obwód regulacji momentu elektromagnetycznego silnika, sformułowanie zależności na dobór parametrów układu regulacji w tym przypadku oraz określenie zakresu poprawności stosowania zależności na dobór parametrów układu regulacji otrzymanych dla bezinercyjnego [3, 5] modelu obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika.



Rys. 2. Przebiegi w układzie napędowym z rys.1 z regulatorem prędkości typu P i nastawami dobranymi z zależności dla bezinercyjnego modelu obwodu regulacji momentu przy różnych zadanych wartościach szybkości działania układu:

a) $\omega_0 = 1,0$; b) $\omega_0 = 1,15$; c) $\omega_0 = 1,30$

Fig. 2. Results of simulation tests of the control system presented in Fig. 1. Parameters of the control system with P-type speed controller are determined for the model not taking into account time constant τ_μ . The assumed action rate of the system:

a) $\omega_0 = 1,0$; b) $\omega_0 = 1,15$; c) $\omega_0 = 1,30$

2. ANALIZA NAPIĘDU Z MODELEM INERCYJNYM WEWNĘTRZNEGO OBWODU REGULACJI MOMENTU

Dobre własności dynamiczne układu napędowego uwarunkowane są możliwością szybkiego kształtowania momentu elektromagnetycznego silnika. Aby to uzyskać, wyposaża się układy w obwód regulacji momentu elektromagnetycznego silnika występujący najczęściej w formie niejawnej, na przykład jako obwód regulacji prądu silnika obcowzbudnego prądu stałego lub składowej i_{sy} prądu stojana silnika asynchronicznego w układzie sterowania według metody orientacji wektora pola.

W przypadku kiedy stała czasowa zamkniętego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika T_μ nie jest pomijalnie mała w porównaniu z okresem drgań własnych układu mechanicznego, konieczne staje się uwzględnienie inercji wnoszonej przez ten obwód. Przy poprawnie dobranych nastawach regulatora można go opisać w uproszczeniu jako element inercyjny pierwszego rzędu o transmitancji:

$$G_{zm}(s) = \frac{m(s)}{m_z(s)} = \frac{1}{sT_\mu + 1}. \quad (2)$$

Układ mechaniczny napędu (rys.1) scharakteryzowany jest przez momenty bezwładności silnika J_1 , napędzanego mechanizmu za połączeniem sprężystym J_2 , oraz współczynnikiem sztywności połączenia sprężystego c . Przyjęto dwumasowy model układu mechanicznego z bezinercyjnym elementem sprężystym i pominięto jego tłumienie wewnętrzne. Opis matematyczny układu przeprowadzono w wielkościach względnych, przy czym jako wielkości odniesienia przyjęto:

- dla momentów i prędkości: moment i prędkość znamionową silnika M_N, ω_N ,
- dla wielkości w układzie regulacji: wartości odpowiadające znamionowej prędkości i znamionowemu momentowi silnika.

Przy powyższych założeniach obiekt regulacji zawierający zamknięty obwód regulacji momentu elektromagnetycznego, silnik oraz sprężysty układ mechaniczny opisuje równanie operatorowe:

$$\begin{bmatrix} m(s) \\ \omega_1(s) \\ \varphi(s) \\ \omega_2(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{sT_{m1}(sT_\mu + 1)(s^2 + \Omega_e^2)} \begin{bmatrix} sT_{m1}(s^2 + \Omega_e^2) \\ s^2 + \Omega_f^2 \\ sT_{m2}\Omega_f^2 \\ \Omega_f^2 \end{bmatrix} m_z(s) + \frac{1}{sT_{m2}(s^2 + \Omega_e^2)} \begin{bmatrix} 0 \\ -\Omega_g^2 \\ sT_{m1}\Omega_g^2 \\ -(s^2 + \Omega_g^2) \end{bmatrix} m_m(s), \quad (3)$$

w którym pulsacje drgań własnych i stałe czasowe określone są zależnościami:

$$\Omega_e = \sqrt{\frac{1}{T_c} \left(\frac{1}{T_{m1}} + \frac{1}{T_{m2}} \right)}, \quad \Omega_f = \sqrt{\frac{1}{T_c T_{m2}}}, \quad \Omega_g = \sqrt{\frac{1}{T_c T_{mi}}}, \quad (4)$$

$$T_{m1} = \frac{J_1 \Omega_N}{M_N}, \quad T_{m2} = \frac{J_2 \Omega_N}{M_N}, \quad T_c = \frac{c M_N}{\Omega_N}. \quad (5)$$

Biorąc pod uwagę zależność (3) i zmieniając skalę czasu:

$$\tau = t\Omega_f, \quad p = \frac{s}{\Omega_f}, \quad (6)$$

transmitancja operatorowa zamkniętego obwodu regulacji prędkości napędu przedstawionego na rys. 1 przyjmuje postać:

$$G_{z\omega_2}(p) = \frac{\omega_2(p)}{\omega_z(p)} = \frac{G_\omega(p)}{M(p)}, \quad (7)$$

gdzie mianownik :

$$M(p) = p\tau_{m1}(p\tau_\mu + 1)(p^2 + b + 1) + pk_\varphi\tau_{m2} + G_\omega(p)[p^2 + (1 + k_2)], \quad (8)$$

względne stałe czasowe:

$$\tau_\mu = T_\mu\Omega_f, \quad \tau_{m1} = T_{m1}\Omega_f, \quad \tau_\omega = T_\omega\Omega_f, \quad (9)$$

a współczynnik rozłożenia masy:

$$b = \frac{J_2}{J_1} = \frac{\tau_{m2}}{\tau_{m1}} = \frac{\Omega_e^2}{\Omega_f^2} - 1. \quad (10)$$

Dla proporcjonalno-całkującego regulatora prędkości:

$$G_\omega(p) = k_\omega \left(1 + \frac{1}{s\tau_\omega} \right), \quad (11)$$

mianownik $M(p)$ przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} M(p) = p^5 + p^4 \frac{1}{\tau_\mu} + p^3 \left(b + 1 + \frac{k_\omega}{\tau_\mu \tau_{m1}} \right) + p^2 \left(\frac{b+1}{\tau_\mu} + \frac{k_\varphi \tau_{m2}}{\tau_{m1} \tau_\mu} + \frac{k_\omega}{\tau_\mu \tau_\omega \tau_{m1}} \right) + \\ + p \frac{k_\omega}{\tau_\mu \tau_{m1}} (1 + k_2) + \frac{k_\omega}{\tau_\mu \tau_\omega \tau_{m1}} (1 + k_2). \end{aligned} \quad (12)$$

Mianownik $M(p)$ można przedstawić w postaci:

$$M(p) = p^5 + a_4 \omega_0 p^4 + a_3 \omega_0^2 p^3 + a_2 \omega_0^3 p^2 + a_1 \omega_0^4 p + \omega_0^5, \quad (13)$$

w której tłumienie przebiegów zależne jest od współczynników a_1, a_2, a_3, a_4 , a wartość współczynnika ω_0 jest miarą szybkości działania układu. Wartości współczynników a_1, a_2, a_3, a_4 można związać ze współczynnikiem tłumienia drgań ξ relacjami [3]:

$$a_1 = a_4 = 4\xi + 1, \quad a_2 = a_3 = 4\xi^2 + 4\xi + 2. \quad (14)$$

Na podstawie zależności (12) - (14) dla założonej wartości współczynnika tłumienia drgań ξ można wyznaczyć wyrażenia na dobór parametrów obwodu regulacji prędkości napędu z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości i z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi:

$$k_{\omega} = \tau_{m1} \tau_{\mu} \left[\frac{(4\xi^2 + 4\xi + 2)}{(4\xi + 1)^2 \tau_{\mu}^2} - (b + 1) \right], \quad (15)$$

$$k_{\varphi} = \frac{1 - (4\xi + 1)}{\tau_{\mu}^2 b (4\xi + 1)^4} \left[\tau_{\mu}^2 (b + 1) (4\xi + 1)^2 (4\xi + 2) - (4\xi^2 + 4\xi + 2) \right], \quad (16)$$

$$k_2 = \frac{1}{\tau_{\mu}^2 (4\xi + 1) \left[(4\xi^2 + 4\xi + 2) - \tau_{\mu}^2 (4\xi + 1)^2 (b + 1) \right]} - 1, \quad (17)$$

$$\tau_{\omega} = \tau_{\mu} (4\xi + 1)^2, \quad \omega_0 = \frac{1}{\tau_{\mu} (4\xi + 1)}. \quad (18)$$

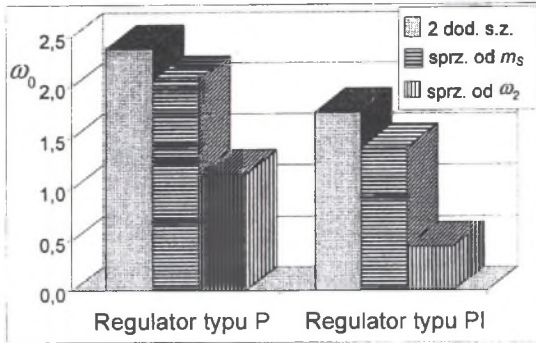
Postępując zgodnie z przedstawioną powyżej metodyką można także wyznaczyć zależności na dobór parametrów obwodu regulacji z proporcjonalnym regulatorem prędkości [5]:

$$k_{\omega} = \tau_{m1} \tau_{\mu} \left(\frac{4\xi^2 + 2}{16\xi^2 \tau_{\mu}^2} - b - 1 \right), \quad k_{\varphi} = \frac{1}{b} \left(\frac{1}{16\xi^2 \tau_{\mu}^2} - b - 1 \right), \quad (19)$$

$$k_2 = \frac{1}{32\xi^2 \tau_{\mu}^2 (2\xi^2 + 1 - 8\xi^2 \tau_{\mu}^2 (b + 1))} - 1, \quad \omega_0 = \frac{1}{\tau_{\mu} 4\xi}. \quad (20)$$

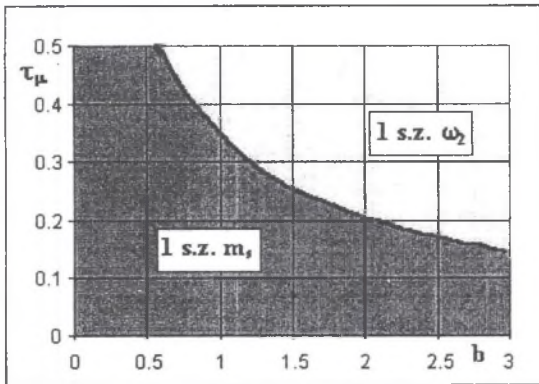
Z powyższych równań wynika, że stosując w układzie regulacji napędu z połączeniem sprzężystym dwa dodatkowe sprzężenia zwrotne można uzyskać dowolną wartość współczynnika tłumienia drgań ξ , natomiast szybkość działania układu ω_0 zgodnie z wyrażeniami (18) i (20) zależna jest od stałej czasowej τ_{μ} zamkniętego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika i założonej wartości współczynnika tłumienia drgań ξ . Nie może być zatem dowolnie duża, jak to wynikało z zależności uzyskanych na podstawie modelu uproszczonego - pomijającego stałą czasową τ_{μ} (na podstawie zależności (18) i (20) można zauważyć, że gdy wartość stałej czasowej $\tau_{\mu} \rightarrow 0$, to wówczas $\omega_0 \rightarrow \infty$).

Zależności (15) - (20) umożliwiają również obliczenie nastaw regulatorów w przypadku układu z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym przez podstawienie w nich $k_2 = 0$ (dla pojedynczego dodatkowego sprzężenia od momentu sprężystości m_s) lub $k_{\varphi} = 0$ (dla dodatkowego sprzężenia od prędkości ω_2). W takim przypadku wartość zarówno współczynnika tłumienia drgań ξ jak i pulsacji ω_0 zależna jest od parametrów układu mechanicznego. Dla przykładowych danych układu napędowego wartości pulsacji ω_0 uzyskanych w układzie napędowym z dwoma lub jednym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym i z regulatorem prędkości typu P i PI o nastawach obliczonych z zależności (15) - (20) przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Porównanie szybkości działania układu napędowego z połączeniem sprężystym dla różnych dodatkowych sprzężeń zwrotnych i typów regulatorów: $\tau_\mu = 0,15$, $b = 0,3$

Fig. 3. Comparison of the action rate of the drive with elastic joint for various additional feedback loops and controller types: $\tau_\mu = 0,15$, $b = 0,3$



Rys.4. Obszary większej szybkości działania układów z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym i proporcjonalnym regulatorem prędkości

Fig. 4. Ranges of the higher action rate of the system with single additional feedback loop and P-type speed controller

m_m . Badania wykazały, że dobór parametrów obwodu regulacji z zależności uwzględniających inercję wewnętrznego obwodu regulacji momentu silnika zapewnia poprawne działanie napędu również w tym zakresie wartości parametrów napędu, w którym występują słabo tłumione drgania w przypadku doboru nastaw regulatorów z zależności uproszczonych.

Najkrótszy czas regulacji można uzyskać w układzie z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi i z proporcjonalnym regulatorem prędkości. Dla układów z pojedynczym dodatkowym sprzężeniem zwrotnym na płaszczyźnie parametrów b , τ_μ można wyznaczyć obszary, w których układ z określonym typem sprzężenia wykazuje lepsze właściwości dynamiczne. Dla układu z proporcjonalnym regulatorem prędkości obrazowane jest to na rys. 4.

W celu porównania właściwości układu napędowego przy doborze nastaw regulatorów z podanych w [3, 5] zależności wyznaczonych na podstawie bezinercyjnego modelu obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika oraz doborze z zależności uwzględniających inercję τ_μ przeprowadzono badania symulacyjne. Podstawowe parametry układu przyjęte do badań były następujące:

$$J_1 = 0,026 \text{ kgm}^2,$$

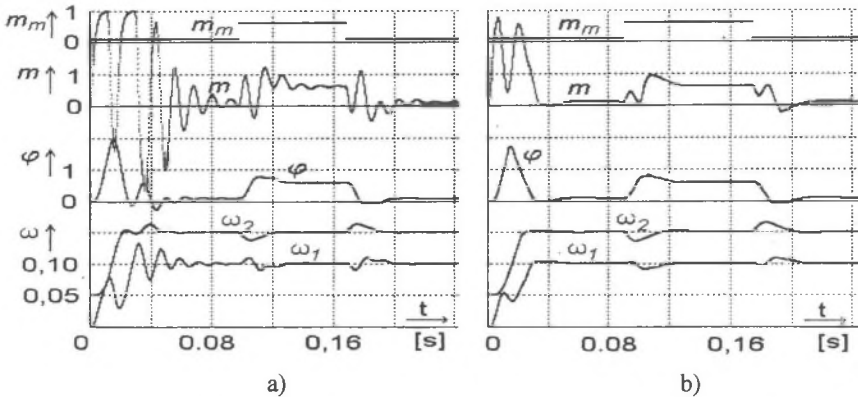
$$J_2 = 0,019 \text{ kgm}^2,$$

$$c = 400 \text{ Nm/rad},$$

$$\Omega_f = 148,25 \text{ rad/s}, b = 0,73,$$

$$\tau_\mu = 0,15.$$

Wybrane wyniki dla napędu z regulatorem prędkości typu PI obrazuje rys. 5. Przedstawia on przebiegi prędkości mechanizmu za połączeniem sprężystym ω_2 , prędkości silnika ω_1 , kąta skręcenia sprężystego wału φ oraz momentu elektromagnetycznego silnika m w odpowiedzi na skokowe zmiany prędkości zadanej, a następnie momentu obciążenia



Rys. 5. Porównanie przebiegów w układzie regulacji napędu z połączeniem sprężystym z dwoma dodatkowymi sprzężeniami zwrotnymi i regulatorem prędkości typu PI o parametrach obliczonych z:

- zależności uproszczonych nie uwzględniających inercji τ_μ : zadana wartość pulsacji $\omega_0=1,25$,
- zależności uwzględniających inercję τ_μ : uzyskana wartość pulsacji $\omega_0=1,25$

Fig. 5. Comparison of the test runs of the drive with elastic joint with two additional feedback loops. Parameters of the control system with PI-type speed controller determined from:

- simplified method neglecting time constant τ_μ : assumed value of $\omega_0=1,25$,
- method taking into account time constant τ_μ : obtained value of $\omega_0=1,25$

3. PODSUMOWANIE

Przedstawiona w pracy metoda doboru parametrów nadrzędnego obwodu regulacji prędkości napędu z połączeniami sprężystymi z dodatkowymi pętlami sprzężeń zwrotnych jest przydatna w przypadku, gdy stała czasowa τ_μ wewnętrznego obwodu regulacji momentu elektromagnetycznego silnika nie jest pomijalnie mała w porównaniu z okresem drgań własnych układu mechanicznego. Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że umożliwi ona uzyskanie przebiegów praktycznie bezoscylacyjnych także w przypadkach, gdy dobór parametrów układu regulacji z zależności pomijających stałą czasową τ_μ prowadził do przebiegów słabo tłumionych lub niestabilnych. Zakres stosowności zależności otrzymanych na podstawie modelu układu napędowego, w którym pominięto stałą czasową τ_μ , został przedstawiony w artykule [6].

Na podstawie przedstawionych w artykule zależności możliwy jest dobór nastaw parametrów układu regulacji napędu z połączeniem sprężystym, w którym zastosowano dwa dodatkowe sprzężenia zwrotne – od prędkości mechanizmu za połączeniem sprężystym oraz od momentu skracającego w elemencie sprężystym – jak i w przypadku zastosowania jednego z tych sprzężeń. Lepsze właściwości dynamiczne (krótszy czas regulacji) uzyskuje się w przypadku jednoczesnego zastosowania obydwu dodatkowych sprzężeń.

LITERATURA

1. Brandenburg G.: Einfluss und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem. Automatisierungstechnik, vol.37, No.1, p.23-31, No.3, 1989, pp. 111-119.
2. Gierlotka K.: Układy sterowania napędów elektrycznych z elementami sprężystymi. ZN Pol. Śląskiej, ser. Elektryka, z. 129, Gliwice 1992.
3. Gierlotka K., Zaleśny P.: Dodatkowe sprzężenia zwrotne w układach napędowych z połączeniem sprężystym. ZN Pol. Śląskiej, ser. Elektryka, z. 147, Gliwice 1996, s. 31-44.
4. Ohmae T., Matsuda T, Kanno M., Saito K., Sukegawa T.: A microprocessor-based motor speed regulator using fast-response state observer for reduction of torsional vibration. IEEE Transaction on Industry Application, vol. IA-23, No. 5, 1987, p. 863-871.
5. Zaleśny P.: Układy napędowe z połączeniami sprężystymi o ulepszonych właściwościach dynamicznych. Rozprawa doktorska, Pol. Śląska, Gliwice 1998.
6. Zaleśny P.: Zakres poprawności stosowania uproszczonego modelu napędu z połączeniem sprężystym przy doborze parametrów układu regulacji. ZN Pol. Śląskiej, ser. Elektryka, z. 169, Gliwice 1999, s.

Recenzent: Dr hab.inż. Maciej Tondos, prof. AGH

Wpłynęło do Redakcji 31 maja 1999 r.

Abstract

The control system of the drive with elastic joint with two additional feedback loops presented in Fig. 1 is described in the paper. This system makes it possible to obtain the shorter setting time than well known [1, 2, 4] control systems of the drive with elastic joint with single additional feedback loop.

The method of determination of the control system parameters with two additional feedback loops is described in the paper [3]. The time constant τ_μ of the inner closed-loop of the motor torque control is neglected in the considerations presented there. Results of application of the relations proposed in [3] for the drives in which time constant τ_μ is not negligible in comparison with the vibration period of a mechanical system can be not satisfactory as shown in Fig. 2.

The method of determination of the control system parameters taking into account the time constant τ_μ is described in this paper. The parameters of the control system with PI-type speed controller are expressed by Eqs. (15) - (18), and for P-type speed controller by Eqs. (19) and (20). These equations make it possible determination of the control system parameters also for the drive with single additional feedback loop.

The action rate of the control system with two additional feedback loops is higher than that of the control system with single additional control loop as shown in Fig. 3. Fig. 5 shows, that application of the method proposed in this paper, makes it possible to obtain the strong vibrations damping also in the case for which application of the method presented in [3] causes vibrations of the drive.