

Kazimierz GIERLOTKA

UKŁAD STEROWANIA MECHANIZMU JAZDY SUWNICY Z SZEREGOWYM POŁĄCZENIEM REGULATORÓW PRĘDKOŚCI I KĄTA WYCHYLENIA LINY

Streszczenie. W artykule zaprezentowano koncepcję układu sterowania suwnicy z szeregowo połączonymi regulatorami prędkości i kąta wychYLENIA liny oraz podano metodę obliczania nastaw regulatora prędkości. Zaproponowany układ umożliwia uzyskanie skutecznego tłumienia kołysań podnoszonego ładunku i jest mało wrażliwy na zmiany długości liny. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych.

CONTROL SYSTEM OF THE OVERHEAD TRAVELLING CRANE WITH SERIES CONNECTION OF SPEED AND ROPE ANGLE CONTROLLERS

Summary. The idea of the control system of the overhead travelling cranes with series connection of speed and rope angle controllers as well as the method of determination of the speed controller parameters are described in the paper. The proposed system makes it possible to damp the load oscillations too strongly. Moreover its sensitivity to rope length variations is low. The results of simulation tests are given.

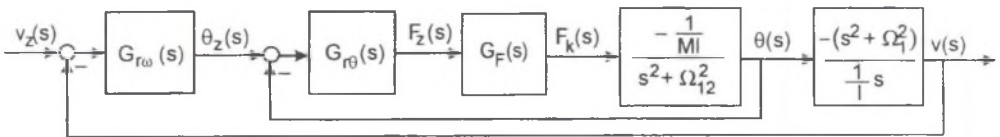
1. WPROWADZENIE

W przypadku zastosowania w układzie regulacji mechanizmu jazdy suwnicy układu tłumiącego kołysania ładunku włączany jest on z reguły równolegle do regulatora prędkości lub położenia. Wyjściowy sygnał sterujący jest wówczas sumą sygnałów wyjściowych regulatora prędkości (położenia) i układu tłumiącego. Metodę doboru nastaw regulatorów w takim układzie regulacji przedstawiono w pracy [1]. Wadą struktury z równolegle połączonymi obwodami regulacji prędkości i kąta θ wychYLENIA liny od pionu oddziałującymi na wspólny węzeł sumacyjny jest ich wzajemna interakcja, co uniemożliwia odrębny dobór obydwu regulatorów oraz pogarsza odporność układu regulacji na zmianę parametrów mechanicznych napędu,

szczególnie długości liny [1]. Pewnym rozwiązaniem tego problemu jest zastosowanie układu sterowania suwnicy o zmiennej strukturze [2].

Problem interakcji nie występuje w układzie z szeregowym połączeniem regulatorów, struktury najczęściej stosowanej w wieloobwodowych układach regulacji napędów elektrycznych, w której poszczególne obwody regulacji tworzą strukturę hierarchiczną. Było to powodem analizy układu z szeregowo połączonymi regulatorami prędkości i kąta wychylenia liny suwnicy, mimo że struktura taka w znanych autorowi antywahaniowych układach regulacji napędów dźwignic nie jest stosowana.

2. UKŁAD ZE SPRZĘŻENIEM ZWROTNYM OD PRĘDKOŚCI SUWNICY



Rys. 1. Schemat blokowy układu regulacji suwnicy z szeregowym podłączeniem regulatorów prędkości i kąta θ oraz sprzężeniem od prędkości jazdy suwnicy

Fig. 1. Block diagram of the control system of the overhead travelling crane with series connected speed and angle θ controllers and feedback loop of the crane speed

Schemat blokowy układu regulacji suwnicy wykorzystujący jej model matematyczny opisany w pracy [1] przedstawiono na rys. 1. Przy założeniu że parametry regulatora kąta wychylenia liny θ typu PD zostały dobrane wg metody przedstawionej w pracy [1], transmitancja zamkniętego obwodu regulacji kąta θ może być wyrażona zależnością [1]:

$$G_{z\theta}(s) = \frac{\theta(s)}{\theta_z(s)} = \frac{\left(1 - \frac{\Omega_{12}^2}{\omega_\theta^2}\right)}{\frac{2\xi_\theta}{\omega_\theta} s + 1}, \quad (1)$$

gdzie: ω_θ - pulsacja kołysań w zamkniętym obwodzie regulacji kąta θ ,

ξ_θ -względny współczynnik tłumienia kołysań w zamkniętym obwodzie regulacji,

$$\Omega_{12} = \sqrt{\left(1 + \frac{m}{M}\right) \frac{g}{l}}. \quad (2)$$

Wówczas transmitancja zamkniętego obwodu regulacji prędkości przyjmuje postać:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{v(s)}{v_z(s)} = \frac{\frac{G_{r\omega}(s)k_1(s^2 + \Omega_1^2)l}{s(sT_1 + 1)}}{1 + \frac{G_{r\omega}(s)k_1(s^2 + \Omega_1^2)l}{s(sT_1 + 1)}}, \quad (3)$$

gdzie:

$$k_1 = \frac{\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2}{\omega_\theta^2}, \quad T_1 = \frac{2\xi_\theta}{\omega_\theta}, \quad \Omega_1 = \sqrt{\frac{g}{l}}. \quad (4)$$

2.1. Układ z proporcjonalnym regulatorem prędkości

Dla regulatora prędkości o transmitancji $G_{r\omega}(s) = k_\omega$ transmitancja (3) przyjmuje postać:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{v(s)}{v_z(s)} = \frac{\frac{k_\omega k_1 l (s^2 + \Omega_1^2)}{k_\omega k_1 l + T_1}}{s^2 + \frac{1}{k_\omega k_1 l + T_1} s + \frac{k_\omega k_1 l \Omega_1^2}{k_\omega k_1 l + T_1}}, \quad (5)$$

którą można przedstawić jako:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{L(s)}{s^2 + 2\xi\omega_0 s + \omega_0^2}, \quad (6)$$

gdzie ξ jest współczynnikiem tłumienia oscylacji.

Po porównaniu wyrażenia (4) i (6) otrzymuje się zależność na dobór wzmocnienia regulatora prędkości przy założonej wartości współczynnika tłumienia ξ :

$$k_\omega = \frac{\xi_\theta \omega_\theta}{(\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2)l} \left(\sqrt{1 + \frac{\omega_\theta^2}{4\xi^2 \xi_\theta^2 \Omega_1^2}} - 1 \right). \quad (7)$$

Szybkość działania układu regulacji określona jest wartością parametru ω_0 :

$$\omega_0 = \frac{\omega_\theta^2}{2\xi [2\xi_\theta \omega_\theta + k_\omega l (\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2)]}. \quad (8)$$

2.2. Układ z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości

Dla proporcjonalno-całkującego regulatora prędkości:

$$G_{r\omega}(s) = k_\omega \left(1 + \frac{1}{sT_\omega} \right), \quad (9)$$

transmitancja zamkniętego obwodu regulacji prędkości przyjmuje postać:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{\frac{k_{\omega}k_1l}{T_{\omega}(k_{\omega}k_1l + T_1)}(1 + sT_{\omega})(s^2 + \Omega_1^2)}{s^3 + \frac{T_{\omega} + k_{\omega}k_1l}{T_{\omega}(k_{\omega}k_1l + T_1)}s^2 + \frac{k_{\omega}k_1l\Omega_1^2}{(k_{\omega}k_1l + T_1)}s + \frac{k_{\omega}k_1l\Omega_1^2}{T_{\omega}(k_{\omega}k_1l + T_1)}}, \quad (10)$$

którą można przedstawić w postaci:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{L(s)}{s^3 + (2\xi + 1)\omega_0 s^2 + (2\xi + 1)\omega_0^2 s + \omega_0^3}. \quad (11)$$

Po porównaniu wyrażenia (10) i (11) otrzymuje się układ równań (12 – 14), z którego można obliczyć wzmocnienie k_{ω} i stałą czasową T_{ω} regulatora prędkości:

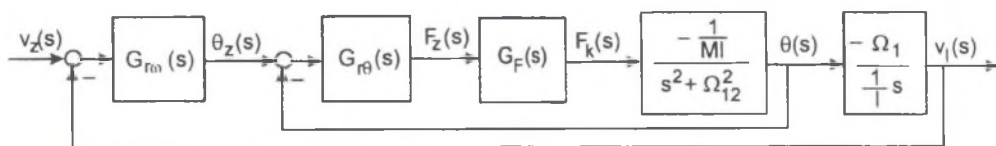
$$\frac{T_{\omega}\omega_{\theta}^2 + k_{\omega}(\omega_{\theta}^2 - \Omega_{12}^2)l}{T_{\omega}[k_{\omega}(\omega_{\theta}^2 - \Omega_{12}^2)l + 2\xi_{\theta}\omega_{\theta}]} = (2\xi + 1)\omega_0, \quad (12)$$

$$\frac{k_{\omega}(\omega_{\theta}^2 - \Omega_{12}^2)\Omega_1^2}{k_{\omega}(\omega_{\theta}^2 - \Omega_{12}^2)l + 2\xi_{\theta}\omega_{\theta}} = (2\xi + 1)\omega_0^2, \quad (13)$$

$$\frac{k_{\omega}(\omega_{\theta}^2 - \Omega_{12}^2)\Omega_1^2}{T_{\omega}[k_{\omega}(\omega_{\theta}^2 - \Omega_{12}^2)l + 2\xi_{\theta}\omega_{\theta}]} = \omega_0^3. \quad (14)$$

3. SPRZĘŻENIE ZWROTNE OD SKŁADOWEJ POZIOMEJ PRĘDKOŚCI PRZEMIESZCZANIA ŁADUNKU

Inną możliwością realizacji układu regulacji suwnicy, wykorzystaną m.in. w mocy [3], jest zastosowanie w obwodzie regulacji prędkości sprzężenia zwrotnego od prędkości przemieszczanego ładunku.



Rys. 2. Schemat blokowy układu regulacji suwnicy z szeregowym podłączeniem regulatorów prędkości i kąta θ oraz sprzężeniem od prędkości ładunku suwnicy

Fig. 2. Block diagram of the control system of the overhead travelling crane with series connected speed and angle θ controllers and feedback loop of the load speed

Na podstawie zależności geometrycznych dla układu przedstawionego w pracy [1] składową poziomą prędkości ładunku v_l można odtworzyć na podstawie wyrażenia:

$$v_l = v + \frac{d(l \sin \theta)}{dt}. \quad (15)$$

Schemat blokowy układu regulacji ze sprzężeniem od prędkości ładunku przedstawia rys. 2. Zakładając, że transmitancja zamkniętego obwodu regulacji kąta wychylenia liny może być wyrażona zależnością (1), transmitancja zamkniętego obwodu regulacji prędkości przyjmuje postać:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{v_l(s)}{v_z(s)} = \frac{G_{r\omega}(s)(\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2)\Omega_1^2 l}{s\omega_\theta^2 \left(\frac{2\xi_\theta}{\omega_\theta} s + 1 \right) + G_{r\omega}(s)(\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2)\Omega_1^2 l}. \quad (16)$$

Postępując identycznie jak dla układu ze sprzężeniem od prędkości suwnicy uzyskuje się zależności na obliczanie nastaw regulatora prędkości oraz pulsacji ω_0 , określającej szybkość działania układu regulacji.

3.1. Układ z proporcjonalnym regulatorem prędkości

$$k_\omega = \frac{\omega_\theta^3}{2\xi_\theta \Omega_1^2 (\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2) l}, \quad \omega_0 = \frac{\omega_\theta}{4\xi_\theta^2}. \quad (17)$$

3.2. Układ z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości

$$k_\omega = \frac{\omega_\theta^3}{2(2\xi + 1)(\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2) \frac{\xi_\theta}{\Omega_1^2} l}, \quad T_\omega = (2\xi + 1)^2 \frac{2\xi_\theta}{\omega_\theta}, \quad (18)$$

$$\omega_0 = \frac{\omega_\theta}{2\xi_\theta(2\xi + 1)}. \quad (19)$$

Zależności określające wartość pulsacji ω_0 wskazują, że układy z regulatorami prędkości typu P lub PI są stosunkowo wolne. Dlatego wzięto pod uwagę w tym przypadku również regulator prędkości typu PID.

3.3. Układ z regulatorem prędkości typu PID

Dla regulatora prędkości typu PID

$$G_\omega(s) = k_\omega \left(1 + \frac{1}{sT_\omega} + sT_d \right), \quad (20)$$

transmitancja (16) przyjmuje postać:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{v(s)}{v_z(s)} = \frac{\frac{k_\omega k_1 l \Omega_1^2}{T_\omega T_1} (1 + sT_\omega + s^2 T_\omega T_d)}{s^3 + \left(\frac{1}{T_1} + \frac{T_d k_\omega k_1 l \Omega_1^2}{T_1} \right) s^2 + \frac{k_\omega k_1 l \Omega_1^2}{T_1} s + \frac{k_\omega k_1 l \Omega_1^2}{T_1 T_\omega}} \quad (21)$$

Po porównaniu wyrażenia (11) i (21) otrzymuje się zależności określające wartości parametrów regulatora prędkości typu PID:

$$k_\omega = \frac{2\xi_\theta (2\xi + 1) \omega_\theta \omega_0^2}{(\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2) \Omega_1^2}, \quad T_\omega = \frac{2\xi + 1}{\omega_0}, \quad T_d = \frac{1}{\omega_0} - \frac{\omega_\theta}{2\xi_\theta (2\xi + 1) \omega_0^2}. \quad (22)$$

Wartość pulsacji ω_0 określającej szybkość układu regulacji może być teoretycznie dowolna, ale w praktyce, podobnie jak dla układów z równoległym połączeniem regulatorów prędkości i kąta wychylenia liny, powinna być ograniczona tak, by wzmocnienie regulatora prędkości nie było nadmiernie duże.

W liczniku transmitancji (22) występuje człon forsujący, powodujący przeregulowanie prędkości ładunku, a tym samym i kąta θ . Można je wyeliminować znaną metodą przez umieszczenie w torze zadawania prędkości filtru o transmitancji:

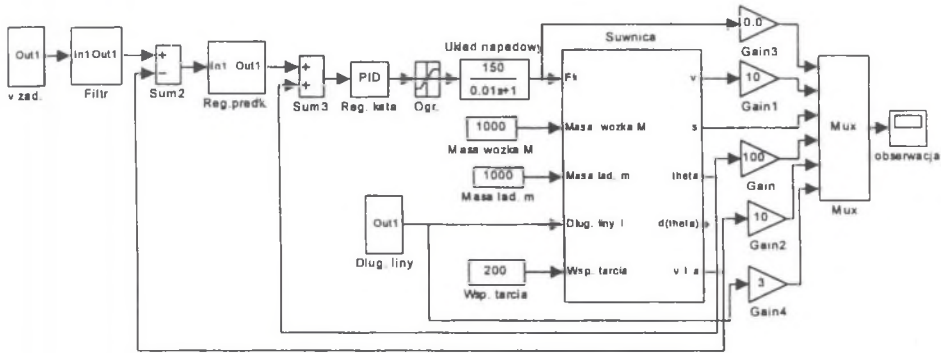
$$G_F(s) = \frac{1}{s^2 T_\omega T_d + s T_\omega + 1}. \quad (23)$$

4. BADANIA SYMULACYJNE

Badania symulacyjne przeprowadzono przy wykorzystaniu programu Matlab-Simulink. Schemat układu regulacji przedstawiono na rys. 3. W modelu suwnicy, opartym na równaniach zamieszczonych w pracy [1], uwzględniono dodatkowo opory ruchu suwnicy (tarcie typu lepkiego). Układ napędowy złożony z silnika, zespołu przekładni, przekształtnika energoelektronicznego i obwodu regulacji momentu silnika zamodelowano jako wzmacniacz inercyjny o stałej czasowej 10 ms.

Badania prowadzono dla różnych wartości masy ładunku i masy mostu (wózka) suwnicy oraz długości liny (przy stałej długości oraz zmieniającej się w czasie cyklu pracy). Wybrane wyniki przedstawione są na rysunkach 4 – 6. Nastawy regulatorów obliczono dla parametrów układu mechanicznego: $M = m = 1 \text{ Mg}$, $l = 10 \text{ m}$. Badano układy regulacji z regulatorem

prędkości typu P i PI ze sprzężeniem od prędkości jazdy suwnicy oraz regulatorem prędkości typu P, PI i PID ze sprzężeniem od prędkości liniowej przemieszczanego ładunku.



Rys. 3. Schemat układu regulacji suwnicy w notacji Matlab-Simulink

Fig. 3. Control system of the overhead travelling crane in Matlab-Simulink notation

Na rys. 4 pokazano przebiegi siły napędowej F_k , kąta wychylenia linii θ , prędkości ładunku v_l oraz jego drogi x_l podczas cyklu pracy suwnicy przy stałych parametrach układu mechanicznego. Podczas badań symulacyjnych stwierdzono, że przyjęcie do obliczeń parametrów układów regulacji kąta θ i prędkości wartości współczynnika tłumienia drgań $\sqrt{2}/2$ powoduje znaczne skrócenie czasu regulacji przy zachowaniu dużej skuteczności tłumienia kołysania ładunku.

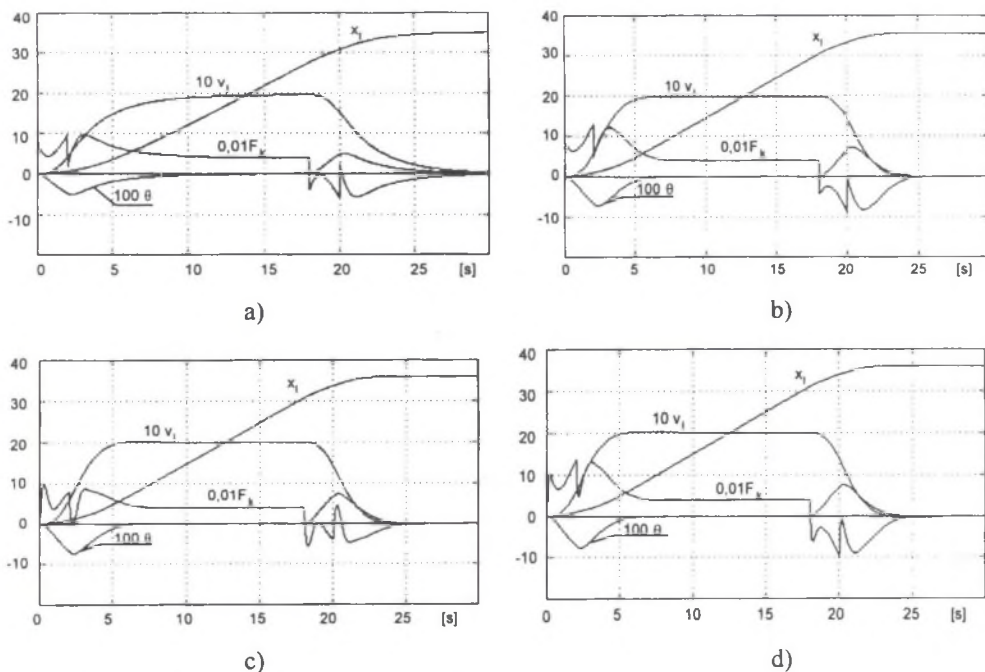
Rysunek 5 obrazuje wpływ zmiany długości linii l oraz podnoszonej masy m na tłumienie kołysań ładunku w układzie z regulatorem prędkości typu P oraz PID (parametry regulatorów dobrano dla $l = 10$ m, $m = 1$ Mg) W obydwu przedstawionych przypadkach, jak również w układzie z regulatorem prędkości typu PI, stwierdzono dużą odporność rozpatrywanej struktury układu regulacji na zmiany parametrów układu mechanicznego. Widoczne jest to również w zamieszczonych na rys. 6 przebiegach w czasie cyklu pracy suwnicy, w której podczas przemieszczania ładunku następowało jego podnoszenia.

5. PODSUMOWANIE

Przedstawiony układ regulacji, z szeregowym połączeniem regulatorów prędkości i kąta θ wychylenia linii od pionu, stanowi rozwiązanie alternatywne w stosunku do układów, w których układ antywahaniowy włączony jest równolegle z regulatorem prędkości lub regulatorem przemieszczenia suwnicy. Opisany układ regulacji może być uzupełniony o zewnętrzny obwód regulacji prze-

mieszczenia suwnicy. Podane metody doboru parametrów obwodów regulacji kąta θ i prędkości umożliwiają skuteczne tłumienie kołysań ładunku.

Zaletą przedstawionej struktury układu regulacji jest brak interakcji między poszczególnymi obwodami regulacji, co występuje w układach z połączeniem równoległym regulatorów. Konsekwencją braku interakcji jest stwierdzona w badaniach symulacyjnych bardzo dobra odporność proponowanej struktury układu regulacji na zmiany masy przenieszonego ładunku i na zmiany długości liny.

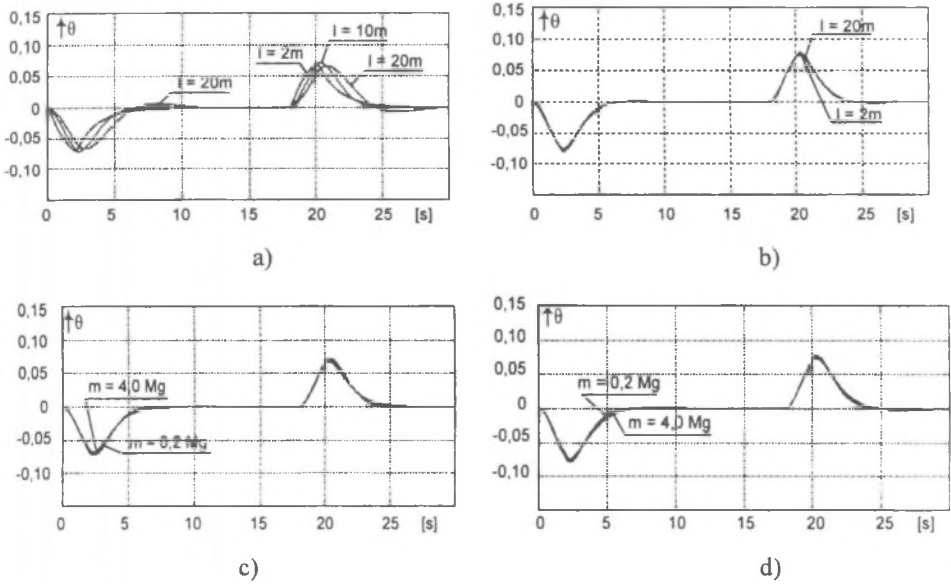


Rys. 4. Przebiegi siły napędowej F_k , kąta θ , prędkości ładunku v_l oraz drogi ładunku x_l podczas cyklu pracy suwnicy w układzie regulacji z regulatorem prędkości:

- typu P oraz sprzężeniem od prędkości suwnicy: $\omega_0=5$, $\xi_\theta=\xi_\omega=1$,
- typu P oraz sprzężeniem od prędkości suwnicy: $\omega_0=5$, $\xi_\theta=\xi_\omega=0,707$,
- typu PI oraz sprzężeniem od prędkości ładunku: $\omega_0=5$, $\xi_\theta=\xi_\omega=0,707$,
- typu PID oraz sprzężeniem od prędkości ładunku: $\omega_0=2$, $\xi_\theta=\xi_\omega=1$

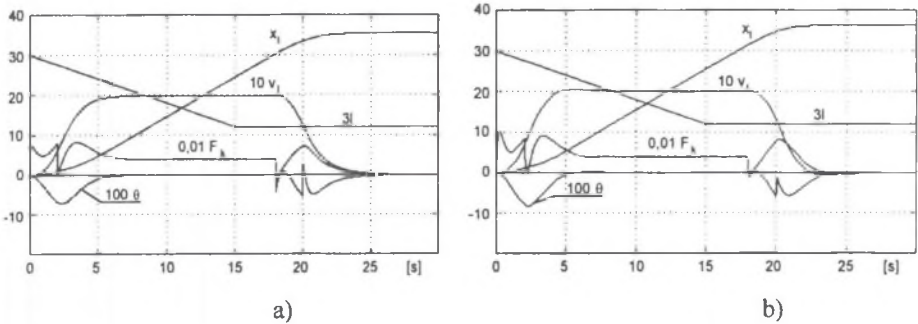
Fig. 4. Transients of the driving force F_k , angle θ , load speed v_l and load position x_l in the control system of overhead travelling crane with speed controller of:

- P-type with feedback loop of crane speed: $\omega_0=5$, $\xi_\theta=\xi_\omega=1$,
- P-type with feedback loop of crane speed: $\omega_0=5$, $\xi_\theta=\xi_\omega=0,707$,
- PI-type with feedback loop of load speed: $\omega_0=5$, $\xi_\theta=\xi_\omega=0,707$,
- PID-type with feedback loop of load speed: $\omega_0=2$, $\xi_\theta=\xi_\omega=1$



Rys. 5. Wrażliwość tłumienia kołysań ładunku na zmiany długości liny l oraz masy ładunku m w układzie z regulatorem prędkości typu P (a, c) oraz PID (b, d). Parametry regulatorów dobrano dla $m = 1,0 Mg$, $l = 10 m$; oraz $\omega_0 = 5$, $\xi_\theta = \xi_\omega = 0,707$ (a, b) lub $\omega_0 = 2,0$, $\xi_\theta = \xi_\omega = 1$ (c, d)

Fig. 5. Sensitivity of the load oscillations damping on rope length l and load mass m variations for P-type (a, c) and PID-type (b, d) of speed controller. Controller parameters are determined for $m = 1,0 Mg$, $l = 10 m$; $\omega_0 = 5$, $\xi_\theta = \xi_\omega = 0,707$ (a, b) or $\omega_0 = 2,0$, $\xi_\theta = \xi_\omega = 1$ (c, d)



Rys. 6. Przebiegi podczas cyklu pracy suwnicy z podnoszeniem ładunku podczas przemieszczania i regulatorem prędkości typu P (rys. a, $\omega_0 = 2,25$, $\xi = 1,0$) oraz PI (rys. b, $\omega_0 = 2,25$, $\xi = 1,0$)

Fig. 6. Transients in the control system of the overhead travelling crane during simultaneous load displacement and uplift. System with P-type (Fig.a, $\omega_0 = 2,25$, $\xi = 0,707$) and PI-type (Fig.b, $\omega_0 = 2,25$, $\xi = 1,0$) of the speed controller

LITERATURA

1. Gierlotka K., Doulen A.: Dobór regulatorów w układzie sterowania mechanizmu jazdy suwnicy. ZN Politechniki Śląskiej Elektryka, nr 172, Gliwice 2000.
2. Nowacki Z., Adamczyk P.: Sterowanie o zmiennej strukturze suwnic o zmiennych parametrach. IV Konferencja Podstawowe Problemy Energoelektroniki i Elektromechaniki. Ustroń 1995, s. 461-466.
3. Pełczewski P.: Adaptive Control of Electric Drives in Poorly Damped Systems. Mat. I Konferencji Sterowanie w Energoelektronice i Napędzie Elektrycznym SENE'93, Łódź 1993, s. 381-399

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Nowacki

Wpłynęło do Redakcji dnia 10 kwietnia 2000 r.

Abstract

In case of application of the load oscillations damping system to control systems of the overhead travelling crane, it is normally parallel connected to speed or position controller. Then the output control signal is the sum of the speed (position) controller output signal and the damping system output signal. Because of interaction of the both control circuits this control system is sensible to mechanical parameters variations, particularly the rope length variations [1]. A possible solution of this problem is application of an adaptive control system [2].

Interaction does not occur in the control system with series connection of controllers. The analysed control systems of the overhead travelling crane with series connected speed and rope angle controllers are presented in Figs. 1, 2 and 3. The method of determination of the rope angle controller parameters was presented in the paper [1]. Speed feedback can be obtained from the crane speed (block diagram in Fig. 1) or from load speed (block diagram in Fig. 2). For the both variants of the speed feedback loops parameters of the speed controller are determined, which makes it possible to obtain strong damping of the load oscillations.

For the control system with crane speed feedback, the speed controller parameters can be determined from Eq. (7) for P-type speed controller and from Eqs. (12) – (14) for PI-type speed controller. If the feedback signal is obtained from load speed then the speed controller parameters can be determined from Eq. (17) for P-type speed controller, from Eqs. (18) for PI-type speed controller and from Eqs. (22) for PID-type speed controller.

The chosen results of simulation tests of the analysed control system are presented in Figs. 4 – 6. They confirm advantages of the presented here control system over the system with parallel connection of speed and rope angle controllers described in [1]. In particular, the presented control system with series connection of the speed and rope angle controllers is very low sensitive to variations of the rope length and load mass (Figs. 5, 6).