

Kazimierz GIERLOTKA

Abdelmouttaleb DOULEN

DOBÓR REGULATORÓW W UKŁADZIE STEROWANIA MECHANIZMU JAZDY SUWNICY

Streszczenie. Artykuł dotyczy układu sterowania suwnicy umożliwiającego uzyskanie skutecznego tłumienia kołysań podnoszonego ładunku. Podano strukturę układu regulacji i metodę doboru nastaw regulatorów. Przedstawione wyniki badań symulacyjnych potwierdzają skuteczną pracę układu.

METHOD OF CHOICE OF CONTROLLERS IN THE CONTROL SYSTEM OF THE OVERHEAD TRAVELLING CRANE

Summary. The paper deals with the control system of the overhead travelling crane, which makes it possible to obtain the strong damping of the load oscillations. The control system and method of the controllers' parameters determination are described. The presented results of the simulation tests show effective operation of the system.

1. WPROWADZENIE

Kołysanie ładunku generowane podczas rozruchu i hamowania suwnicy może być przyczyną znacznego wydłużenia czasu cyklu pracy suwnic, w których wymagana jest wysoka precyzja pozycjonowania. Problemowi realizacji antywahaniowych układów regulacji napędów mechanizmu jazdy suwnic poświęconych jest wiele publikacji. Znane są również rozwiązania praktyczne układów antywahaniowych oferowane przez firmy produkujące suwnice lub elementy ich wyposażenia.

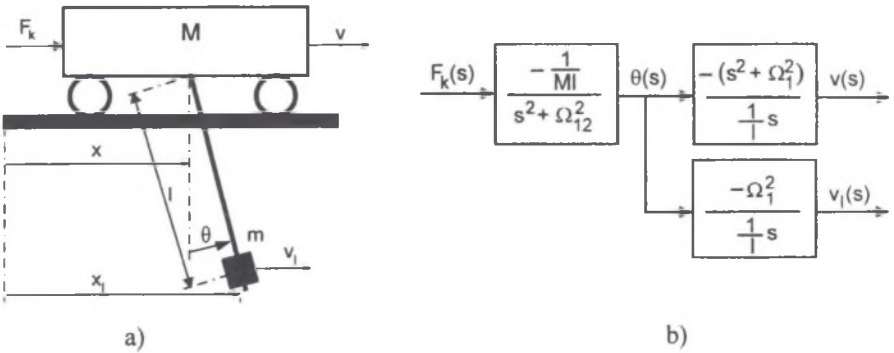
W publikacjach na temat sterowania suwnic dobór parametrów i struktury układu regulacji zapewniającego tłumienie wahań ładunku prowadzony jest albo na drodze doświadczalnej przy wykorzystaniu klasycznych regulatorów [5, 8] lub regulatorów rozmytych [1, 4, 6, 9], albo w oparciu o wyrafinowane metody teorii sterowania [7]. Brak jest natomiast prostych

metod inżynierskich, umożliwiających w sposób sformalizowany określenia parametrów antywahaniowego układu regulacji i tego dotyczy niniejsza praca.

W przypadku zastosowania w układzie regulacji mechanizmu jazdy suwnicy tradycyjnego regulatora prędkości układ tłumiący włączany jest najczęściej równoległe do niego (sygnał sterujący jest sumą sygnałów wyjściowych regulatora prędkości i układu (regulatora) tłumiącego. W artykule rozważono więc taką strukturę układu regulacji.

2. MODEL MATEMATYCZNY SUWNIICY

Przemieszczanie ładunku suwnicy zachodzi w trzech wzajemnie prostopadłych osiach i realizowane jest za pomocą mechanizmów jazdy mostu (oś x) i wózka (oś y) oraz mechanizmu podnoszenia (oś z). Kołysania ładunku mogą być wzbudzone przez obydwa mechanizmy jazdy. Ponieważ tłumienie kołysań realizowane jest niezależnie w osi x i w osi y, analiza i model suwnicy zostanie ograniczony do ruchu ładunku wzdłuż osi x.



Rys. 1. Schemat kinematyczny suwnicy (a) i jej uproszczony schemat blokowy (b)

Fig. 1. The overhead travelling crane system (a) and its block diagram (b)

Przedstawiony na rys. 1.a układ mechaniczny suwnicy opisany jest równaniami:

$$\begin{aligned} [m^2 l^2 \cos^2 \theta - (M + m)(ml^2 + J)] \ddot{x} = & -(2ml\dot{l} + J)ml\dot{\theta} \cos \theta + \\ & + (ml^2 + J)(2m\dot{l} \cos \theta \dot{\theta} - m\ddot{l} \sin \theta - ml \sin \theta \dot{\theta}^2 - m\ddot{l} \sin \theta - F_k) - m^2 l^2 g \sin \theta \cos \theta, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} [m^2 l^2 \cos^2 \theta - (M + m)(ml^2 + J)] \ddot{\theta} = & (M + m)(J\dot{\theta} + mgl \sin \theta) + \\ & + 2ml\dot{\theta}(M + m - m \cos^2 \theta) + ml \cos \theta (ml \sin \theta \dot{\theta}^2 - m\ddot{l} \sin \theta + F_k) \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie: F_k – siła napędowa,

x – przemieszczenie mostu (wózka) suwnicy,

M, m – masa mostu (wózka) suwnicy oraz masa ładunku,
 J – moment bezwładności wahadła względem środka masy,
 θ – kąt wychylenia liny od pionu .

Zakładając stałą długość liny oraz prowadząc założenia wynikające z małych wartości kąta θ :

$$\sin \theta = \theta, \quad \cos \theta = 1, \quad \sin \theta \cdot \dot{\theta}^2 = 0, \quad (3)$$

otrzymuje się zlinearyzowany model suwnicy:

$$\ddot{x} = \frac{mg}{M} \theta + \frac{1}{M} F_k, \quad (4)$$

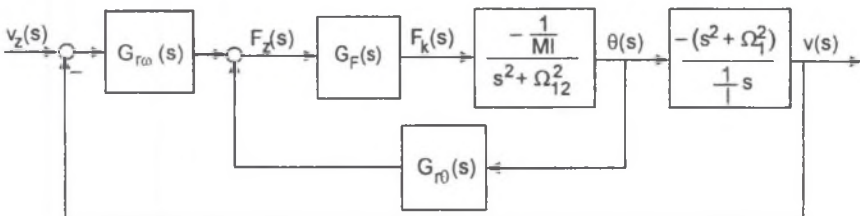
$$\ddot{\theta} = - \left(1 + \frac{m}{M} \right) \frac{g}{l} \theta - \frac{1}{Ml} F_k. \quad (5)$$

Na podstawie zależności (4) i (5) otrzymuje się przedstawiony na rys. 1.b schemat blokowy suwnicy, w którym oznaczono:

$$\Omega_{12} = \sqrt{\left(1 + \frac{m}{M} \right) \frac{g}{l}}, \quad \Omega_1 = \sqrt{\frac{g}{l}}. \quad (6)$$

3. UKŁAD REGULACJI Z RÓWNOLEGLYM POŁĄCZENIEM REGULATORÓW PRĘDKOŚCI I KĄTA θ

Schemat układu regulacji przedstawiony jest na rys. 2. Zadana wartość siły napędowej jest sumą sygnałów wyjściowych regulatora prędkości G_{rv} i regulatora kąta $G_{r\theta}$. W przypadku napędu pozycyjnego układ może być wyposażony w nadrzędny regulator drogi.



Rys. 2. Schemat układu regulacji suwnicy z równoległym podłączeniem regulatora kąta θ

Fig. 2. Control system of the overhead travelling crane with parallel connected controller of angle θ

Mechanizm jazdy napędzany jest jednym lub kilkoma silnikami zasilanymi z przekształtników energoelektronicznych. Silniki łącznie z przekształtnikami i wewnętrznymi obwodami regulacji momentu (prądu w przypadku silników obcowzbudnych) tworzą sterowane źródło siły napędowej F_k , które opisane jest transmitancją $G_F(s)$. Z uwagi na bardzo małą częstotliwość oscylacji ładunku, o wiele mniejszą od inercji wnoszonej przez obwód regulacji momentu silnika, w dalszej analizie założono, że transmitancja $G_F(s)$ przyjmuje postać:

$$G_F(s) = \frac{F_k(s)}{F_z(s)} = k_F. \quad (7)$$

Z rozważań teoretycznych [7] oraz badań doświadczalnych i symulacyjnych [5, 8] wynika, że w układzie tłumiącym optymalne jest zastosowanie sprzężenia od kąta θ i jego pochodnej. Realizuje to regulator kąta θ (z zerową wartością zadaną) typu PD o transmitancji:

$$G_{r\theta}(s) = k_\theta(1 + sT_\theta). \quad (8)$$

3.1. Wyznaczanie parametrów regulatora kąta θ

Obwód regulacji kąta θ z regulatorem typu PD opisany jest transmitancją operatorową:

$$G_{z\theta}(s) = \frac{\frac{k_\theta k_F}{Ml}(1 + sT_\theta)}{s^2 + \frac{k_\theta T_\theta k_F}{Ml}s + \frac{k_\theta k_F}{Ml}}, \quad (9)$$

którą można przedstawić w postaci:

$$G_{z\theta}(s) = \frac{L(s)}{s^2 + 2\xi_\theta \omega_\theta s + \omega_\theta^2}, \quad (10)$$

gdzie ω_θ jest pulsacją kołysań w zamkniętym obwodzie regulacji, a ξ_θ względnym współczynnikiem tłumienia kołysań w zamkniętym obwodzie regulacji. Po porównaniu transmitancji (9) i (10) otrzymuje się zależności na dobór parametrów regulatora:

$$k_\theta = \frac{(\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2)Ml}{k_F}, \quad T_\theta = \frac{2\xi_\theta \omega_\theta}{\omega_\theta^2 - \Omega_{12}^2}. \quad (11)$$

Wartość pulsacji ω_θ może być teoretycznie dowolnie duża, co prowadzi do skrócenia czasu tłumienia drgań. W praktyce przyjęta do obliczenia nastaw regulatora wartość pulsacji ω_θ powinna być ograniczona tak, by wzmocnienie k_θ nie było nadmiernie duże. Na podstawie zależności (9) i (11) otrzymuje się uproszczoną postać transmitancji (9) dla współczynnika tłumienia ξ_θ zapewniającego bezoscylacyjne przebiegi kąta θ :

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

3.2. Równoczesne wyznaczenie parametrów regulatora prędkości i regulatora kąta θ

W praktyce współdziałanie regulatora kąta θ o nastawach dobranych z zależności (11) z regulatorem prędkości o nastawach dobranych np. z kryterium optimum symetrii prowadzi do interakcji obydwu regulatorów i w konsekwencji do słabego tłumienia kołysań, mimo przyjęcia do obliczeń nastaw dużej wartości współczynnika tłumienia np. $\xi_\theta = 1$. Zjawisko to można wyeliminować przez równoczesne zastosowanie wyznaczania nastaw obydwu regulatorów.

Transmitancja zamkniętego obwodu regulacji prędkości układu przedstawionego na rys. 2 z regulatorem kąta typu PD określona jest zależnością:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{\omega(s)}{\omega_z(s)} = \frac{G_{r\omega}(s) \frac{k_F}{M} (s^2 + \Omega_1^2)}{s \left(s^2 + \frac{k_\theta T_\theta k_F}{Ml} s + \frac{k_\theta k_F}{Ml} + \Omega_{12}^2 \right) + G_{r\omega}(s) \frac{k_F}{M} (s^2 + \Omega_1^2)}. \quad (13)$$

3.2.1. Układ z proporcjonalnym regulatorem prędkości

Dla $G_{r\omega}(s) = k_\omega$ transmitancja (13) przyjmuje postać:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{k_\omega \frac{k_F}{M} (s^2 + \Omega_1^2)}{s^3 + \left(\frac{k_\theta T_\theta k_F}{Ml} + \frac{k_\omega k_F}{M} \right) s^2 + \left(\frac{k_\theta k_F}{Ml} + \Omega_{12}^2 \right) s + \frac{k_\omega k_F}{M} \Omega_1^2}, \quad (14)$$

którą można przedstawić jako [2]:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{L(s)}{s^3 + (2\xi + 1)\omega_0 s^2 + (2\xi + 1)\omega_0^2 s + \omega_0^3}, \quad (15)$$

gdzie ω_0 jest pulsacją przebiegów w zamkniętym obwodzie regulacji, a ξ_0 względnym współczynnikiem tłumienia przebiegów.

Po porównaniu zależności (14) i (15) otrzymuje się:

$$k_\theta = \left[(2\xi + 1)\omega_0^2 - \Omega_{12}^2 \right] \frac{Ml}{k_F}, \quad (16)$$

$$k_\omega = \frac{M\omega_0^3}{k_F \Omega_1^2}, \quad T_\theta = \left[(2\xi + 1) - \frac{\omega_0^2}{\Omega_1^2} \right] \frac{\omega_0}{(2\xi + 1)\omega_0^2 - \Omega_{12}^2}. \quad (17)$$

Podobnie jak dla obwodu regulacji kąta θ wartość pulsacji ω_0 może być teoretycznie dowolnie duża, co prowadzi do skrócenia czasu tłumienia drgań. W praktyce przyjęta do obliczenia nastaw regulatora wartość pulsacji ω_0 powinna być ograniczona tak, by wzmocnienia regulatorów prędkości i kąta θ nie były nadmiernie duże.

3.2.2. Układ z proporcjonalno-całkującym regulatorem prędkości

Dla regulatora prędkości typu PI:

$$G_{r\omega}(s) = k_\omega \left(1 + \frac{1}{sT_\omega} \right), \quad (18)$$

otrzymuje się transmitancję:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{\frac{k_\omega k_F}{T_\omega M} (1 + sT_\omega) (s^2 + \Omega_{12}^2)}{s^4 + \left(\frac{k_\theta T_\theta k_F}{Ml} + \frac{k_\omega k_F}{M} \right) s^3 + \left(\frac{k_\theta k_F}{Ml} + \Omega_{12}^2 + \frac{k_\omega k_F}{T_\omega M} \right) s^2 + \frac{k_\omega k_F \Omega_{12}^2}{M} s + \frac{k_\omega k_F \Omega_{12}^2}{T_\omega M}}, \quad (19)$$

którą można przedstawić w postaci [2]:

$$G_{z\omega}(s) = \frac{L(s)}{s^4 + 4\xi\omega_0 s^3 + (4\xi^2 + 2)\omega_0^2 s^2 + 4\xi\omega_0^3 s + \omega_0^4}, \quad (20)$$

Z transmitancji (19) i (20) otrzymuje się zależności na dobór parametrów regulatorów:

$$k_\theta = \left[(4\xi^2 + 2)\omega_0^2 - \Omega_{12}^2 - \frac{\omega_0^4}{\Omega_{12}^2} \right] \frac{Ml}{k_F}, \quad (21)$$

$$T_\theta = \left(1 - \frac{\omega_0^2}{\Omega_{12}^2} \right) \frac{4\xi\omega_0\Omega_{12}^2}{\left[(4\xi^2 + 2)\omega_0^2 - \Omega_{12}^2 \right] \Omega_{12}^2 - \omega_0^4}, \quad (22)$$

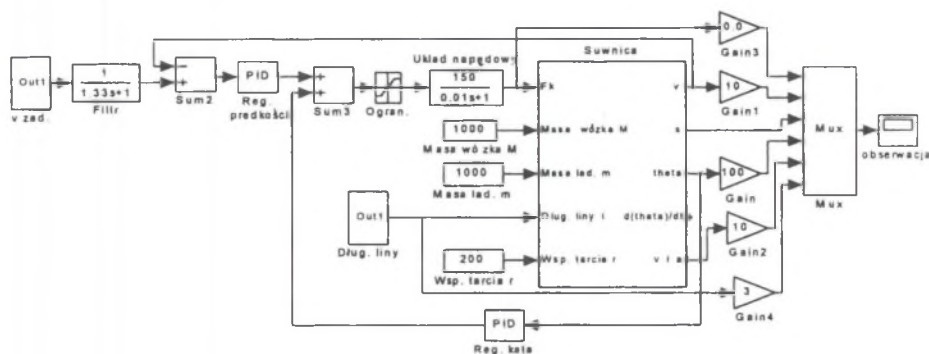
$$k_\omega = \frac{4\xi M \omega_0^3}{k_F \Omega_{12}^2}, \quad T_\omega = \frac{4\xi}{\omega_0}. \quad (23)$$

W liczniku transmitancji (19) występuje człon forsujący $(1 + sT_\omega)$, powodujący przeregulowanie prędkości suwnicy, a tym samym i kąta θ . Przeregulowanie to można wyeliminować przez umieszczenie w torze zadawania prędkości filtra o transmitancji:

$$G_F(s) = \frac{1}{sT_\omega + 1}. \quad (24)$$

4. BADANIA SYMULACYJNE

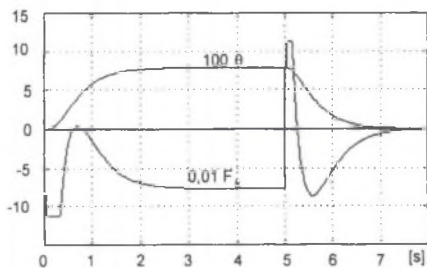
Badania symulacyjne przeprowadzono przy wykorzystaniu programu Matlab-Simulink. Schemat układu regulacji przedstawiono na rys. 3. W badaniach symulacyjnych zastosowano model suwnicy bazujący na równaniach (1) i (2), w którym dodatkowo uwzględniono opory ruchu suwnicy (tarcie typu lepkiego). Układ napędowy złożony z silnika zespołu przekładni, przekształtnika energoelektronicznego i obwodu regulacji momentu silnika zamodelowano jako wzmacniacz inercyjny o stałej czasowej 10 ms.



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

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

Badania prowadzono dla różnych wartości masy ładunku i masy mostu (wózka) suwnicy oraz długości linii, również przy zmianie długości podczas przemieszczania poziomego ładunku. Wybrane wyniki przedstawione są na rysunkach 4 – 9.



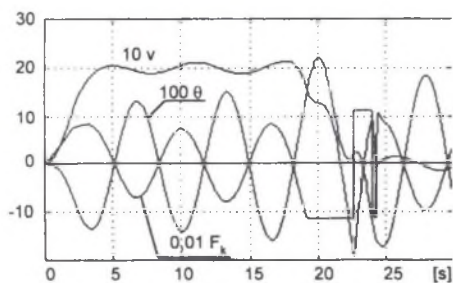
Rys. 4. Przebiegi siły F_k i kąta θ w odpowiedzi na skokowe zmiany wartości zadanej θ_z

Fig. 4. Step responses of the force F_k and angle θ in closed-loop angle control circuit

Nastawy regulatorów obliczono dla parametrów układu mechanicznego: $M = m = 1000$ kg, $l = 10$ m.

Na rys. 4 przedstawiono przebiegi siły napędowej F_k oraz kąta wychYLENIA ładunku w zamkniętym obwodzie regulacji kąta θ przy skokowych zmianach jego wartości zadanej. Parametry regulatora kąta wyznaczono z zależności 11. Przyjmując do obliczeń $\omega_0 = 3,0$ oraz $\xi = 1,0$ otrzymano przebiegi aperiodyczne kąta wychYLENIA linii.

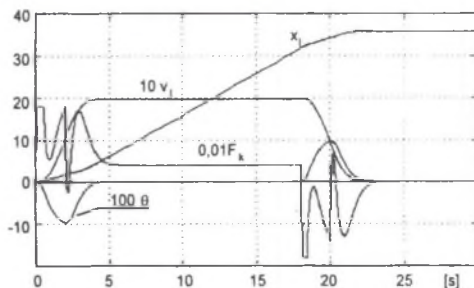
Po dołączeniu do tak zoptymalizowanego układu obwodu regulacji prędkości, jak na



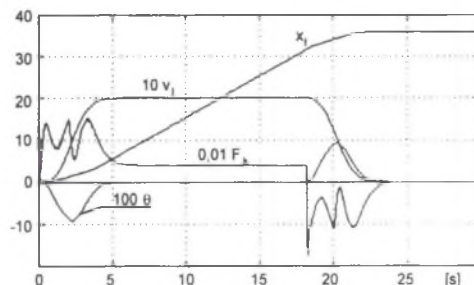
Rys. 5. Przebiegi w czasie cyklu pracy suwnicy przy niezależnym doborze parametrów regulatorów prędkości i kąta θ

Fig. 5. Transients in the control system of the overhead travelling crane if the parameters of speed and angle controllers are determined independently

rys. 3, otrzymuje się przebiegi silnie oscylacyjne (rys. 5). Skuteczne tłumienie kołysań można uzyskać w przypadku równoczesnego doboru parametrów regulatorów prędkości i kąta θ wg zależności podanych w rozdziale 3.2. Na rys. 6 pokazano uzyskane w tym przypadku przebiegi siły napędowej F_k , kąta θ oraz prędkości liniowej przenieszonego ładunku v_l oraz drogi ładunku x_l . Przebiegi kąta wychylenia linii podczas cyklu pracy w zależności od wartości pulsacji ω_0 przyjętej do obliczeń nastaw regulatorów przedstawiono na rys. 7, a wrażliwość tłumienia kołysań na zmianę masy ładunku m i długości liny l na rys. 8.



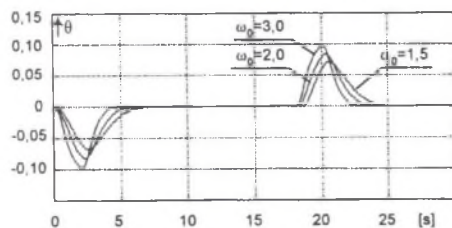
a)



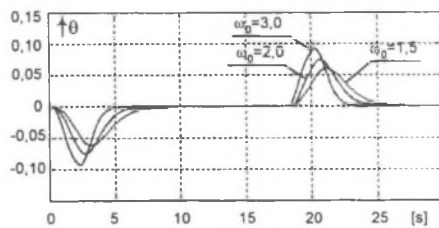
b)

Rys. 6. Przebiegi podczas cyklu pracy suwnicy z regulatorem prędkości typu P (a) oraz PI (b) dla $\omega_0 = 3,0$ oraz $\xi = 1,0$

Fig. 6. Transients in the control system of the overhead travelling crane with P-type (a) and PI-type (b) of speed controller for $\omega_0 = 3,0$ and $\xi = 1,0$



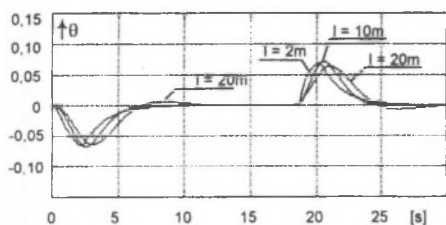
a)



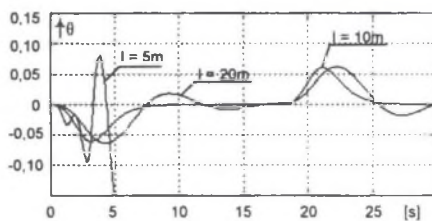
b)

Rys. 7. Przebiegi kąta wychylenia θ w zależności od przyjętej do obliczeń parametrów regulatorów wartości pulsacji ω_0 dla układu z regulatorem prędkości typu P (a) oraz PI (b)

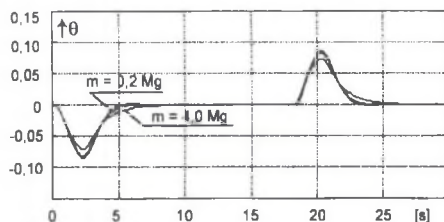
Fig. 7. Transients of the angle θ in dependence of ω_0 value taken for controller parameters determination for the system with P-type (a) and PI-type (b) of speed controller



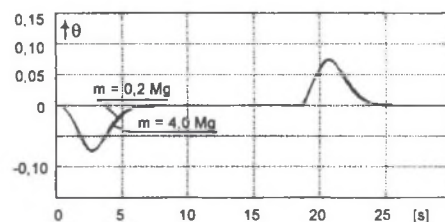
a)



b)



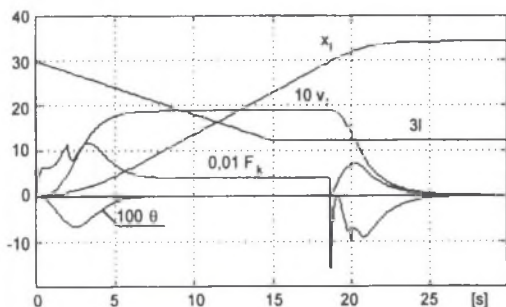
c)



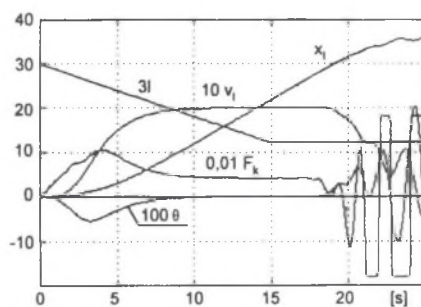
d)

Rys. 8. Wrażliwość tłumienia kołysań ładunku na zmiany długości liny l oraz masy ładunku m w układzie z regulatorem prędkości typu P (a, c) oraz PI (b, d). Parametry regulatorów dobrano dla $m = 1,0 \text{ Mg}$, $l = 10 \text{ m}$; $\omega_0 = 1,5$ (a, b), $\omega_0 = 2,0$ (c, d)

Fig. 8. Sensitivity of the load oscillations damping on rope length l and load mass m variations for P-type (a, c) and PI-type (b, d) of speed controller. Parameters of controllers are determined for $m = 1,0 \text{ Mg}$, $l = 10 \text{ m}$; $\omega_0 = 1,5$ (a, b), $\omega_0 = 2,0$ (c, d)



a)



b)

Rys. 9. Przebiegi podczas cyklu pracy suwnicy z podnoszeniem ładunku podczas przemieszczania i regulatorem prędkości typu P (a) oraz PI (b) dla $\omega_0 = 1,5$ oraz $\xi = 1,0$

Fig. 9. Transients in the control system of the overhead travelling crane during simultaneous load displacement and uplift. System with P-type (a) and PI-type (b) of speed controller for $\omega_0 = 1,5$, $\xi = 1,0$

Na rys. 9 przedstawiono przebiegi podczas cyklu pracy suwnicy z równoczesnym przemieszczaniem i podnoszeniem ładunku (zmiana długości liny l od wartości początkowej 10 m do 4 m w czasie 15 s.). Nastawy regulatorów zostały dobrane dla długości liny $l = 10$ m. W układzie z regulatorem prędkości typu PI, podobnie jak w przypadku pokazanym na rys. 8.b w końcowym etapie cyklu, dochodzi do niestabilności układu.

5. PODSUMOWANIE

W układzie regulacji z równoległe połączonymi regulatorami prędkości i kąta wychylenia liny, z powodu wzajemnej interakcji obydwu układów regulacji, konieczny jest równoczesny dobór parametrów obydwu regulatorów. Przedstawiona w artykule metoda doboru parametrów układu regulacji napędu mechanizmu jazdy dźwigni umożliwia skuteczne tłumienie kołysania ładunku.

Na podstawie wstępnych badań symulacyjnych stwierdzono dość dużą wrażliwość analizowanego układu regulacji na zmianę długości liny, co może nawet doprowadzić do niestabilności układu (rys. 8.b, 9.b). Wrażliwość tłumienia kołysań na zmianę masy podnoszonego ładunku jest niewielka (rys. 8.c, d).

Przy zmianach długości liny większą wrażliwością cechują się układy regulacji:

- z regulatorem prędkości typu PI aniżeli typu P,
- o parametrach regulatorów dobranych dla większych wartości pulsacji ω_0 , czyli cechujące się krótszym czasem tłumienia kąta wychylenia liny.

W związku z tym, jeżeli w układzie napędowym wystarczające jest zastosowanie proporcjonalnego regulatora prędkości oraz przyjęcie mniejszej wartości pulsacji ω_0 do obliczeń nastaw regulatorów, możliwy jest dobór nastaw parametrów układu regulacji zapewniających skuteczne tłumienie kołysań ładunku w szerokim zakresie zmian długości liny i masy ładunku (rys. 8.a, 8.c, 9.a). W przeciwnym przypadku konieczna jest adaptacja parametrów układu regulacji w zależności od długości liny.

LITERATURA

1. Asplund Ch., Fukuda A.: Fuzzy Logic Control of a Knuckle Boom Crane for Forestry Machines. Rep. Forestry and Forest Product Research Institute, Tsukuba, 1994
2. Gierlotka K. : Układy sterowania napędów elektrycznych z elementami sprzężystymi. ZN Politechniki Śląskiej, Elektryka nr 129, Gliwice 1992
3. Mrozek B. Z. MATLAB 5.x poradnik użytkownika, PLJ 1998.
4. Nowacki Z., Owczarż D.: Hybrid Adaptive and Fuzzy Controller for the Roof Crane. Mat. II Konferencji Sterowanie w Energoelektronice i Napędzie Elektrycznym SENE'95, Łódź 1995, s. 432-438.

5. Nowacki Z., Adamczyk P.: Sterowanie o zmiennej strukturze suwnic o zmiennych parametrach. IV Konferencja Podstawowe Problemy Energoelektroniki i Elektromechaniki. Ustroń 1995, s. 461-466.
6. Palis F., Lehnert M.: Steuerung und Regelung von Kranen mit Fuzzy Logic. Seminar Neue Trends bei automatisierten Kranen, Magdeburg 1993.
7. 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.
8. Stasik M.: Regulacja PID w systemie tłumienia wahań ładunku suwnicy. I Krajowa Konferencja „Metody i systemy komputerowe w badaniach naukowych i projektowaniu inżynierskim”. Kraków 1997, s. 135-140.
9. Yamada S., Fujikawa H., Takeuchi O., Wakasugi Y.: Fuzzy Control of the Roof Crane. ICON'89, 15th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics Society, Philadelphia 1989, vol. 4, pp. 709-714.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Nowacki

Wpłynęło do Redakcji dnia 10 kwietnia 2000 r.

Abstract

Acceleration and braking of the crane can cause oscillations of the transported load. Because of the poor damping in mechanical system, these oscillations are suppressed slowly. Therefore special control systems of the crane drives are used to increase oscillations damping.

Such a control system and the original method of the determination of controllers parameters are the subject of this paper. The mathematical model of the overhead travelling crane presented in Fig. 1.a is described by Eqs. (1) and (2). Making assumptions (3) we obtain the approximate linear equations (4) and (5) and resulting from them the block diagram of the crane shown in Fig. 1.b.

The control system of the overhead travelling crane is presented in Figs. 2, 3. It contains two parallel-connected control circuits: crane speed v with the speed controller G_{v_m} and rope angle θ with the angle controller G_{θ} . For PD-type angle controller the transfer function of the closed-loop rope angle control circuits is described by Eq. (9). Parameters of the angle controller can be determined from Eqs. (11) where ξ_{θ} is the assumed value of the damping coefficient.

It is possible to obtain strong oscillation damping in the control circuit of the rope angle (Fig. 4), but the system can be unstable in co-operation with the speed controller (Fig. 5) because of interaction of the parallel-connected speed and angle controllers. Therefore parameters of the speed and angle controllers should be determined simultaneously as it is presented in Chapter 3.2. The parameters of the both controllers for P-type speed controller are described by Eqs. (16) and (17) and for PI-type speed controller by Eqs. (21) – (23).

in Chapter 3.2. The parameters of the both controllers for P-type speed controller are described by Eqs. (16) and (17) and for PI-type speed controller by Eqs. (21) – (23).

The presented method of determination of the controller parameters determination makes it possible to obtain strong load oscillations damping during acceleration and braking of the crane (Fig. 6). The system with P-type of the speed controller is less sensitive to variations of the rope length and load mass (Figs. 8.a, 8.c, 9.a) than the system with PI-type speed controller. In case of PI-type speed controller sensitivity of the system to variations of the rope length grows up and system can be unstable (Fig. 8.b, 9.b). In this case, the adaptive control system of the overhead travelling crane should be applied.