

Jacek CINK, Andrzej KOSUCKI

Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn

Zakład Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania

jacek.cink@p.lodz.pl, andrzej.kosucki@p.lodz.pl

WYBRANE METODY KSZTAŁTOWANIA PRĘDKOŚCI MECHANIZMÓW JAZDY W CELU MINIMALIZACJI WAHAŃ ŁADUNKU

Streszczenie: W pracy opisano sposób sterowania prędkością mechanizmu według metody CST. Dla opracowanego i zweryfikowanego eksperymentem modelu wózka suwnicowego z napędem i zawieszonym na linach ładunkiem przeprowadzono badania symulacyjne, porównując sterowanie metodą CST ze sterowaniem według funkcji trapezowej zapewniającej wytlumienie wahań ładunku w ruchu ustalonym oraz po zakończeniu całego ruchu roboczego.

1. Wprowadzenie

W literaturze traktującej o mechanizmach i sposobach sterowania opisany został sposób sterowania ruchem roboczym według sposobu nazywanego po angielsku „cubic spline trajektory” (CST), co w wolnym tłumaczeniu oznacza „trajektorię krzywą sześcienną (trzeciego stopnia)”. Dokładny charakter tego sterowania został opisany poniżej. Sterowanie takie pojawia się coraz częściej w maszynach dźwigowych. W pracy [3] zastosowano je przy analizie ruchu mechanizmu obrotu żurawia. Zastosowanie zmodyfikowanego sterowania CST przy napędzie mechanizmów robotów opisano w pracy [4]. Różnego rodzaju krzywe (sześciennie, piątego rzędu oraz trygonometryczne) wykorzystane są przy transporcie ładunków za pomocą współpracujących robotów [7]. Sterowanie CST nie zawsze jest korzystne np. w mechanizmach jazdy dźwignic, kiedy celem jest wytlumienie wahań zawieszzonego na linach ładunku. Aby uzasadnić taką tezę, w referacie porównano w badaniach symulacyjnych sterowanie według znanych, opracowanych przez autorów optymalnych funkcji sterujących (prace [1], [2], [5]) ze sterowaniem CST dla tego samego urządzenia.

2. Sterowanie według metody CST

Sposób sterowania według „trajektorii krzywej sześcienniej” (CST) należy do grupy tzw. sterowań kinematycznych, w których element napędowy mechanizmu porusza się ze ściśle określonym przyspieszeniem oraz prędkością w całym ruchu roboczym. Czas ruchu roboczego t_k został podzielony na cztery równe etapy T ($t_k = 4T$). W każdym etapie stała jest

wartość tzw. szarpnięcia p , definiowanego jako pierwsza pochodna przyspieszenia a względem czasu $\left(p = \frac{da}{dt} \left[\frac{m}{s^3} \right] \right)$.

Jeśli przyjąć $j \left(j \left[\frac{m}{s^3} \right] = const \wedge j > 0 \right)$ jako szarpnięcie przykładowe, to

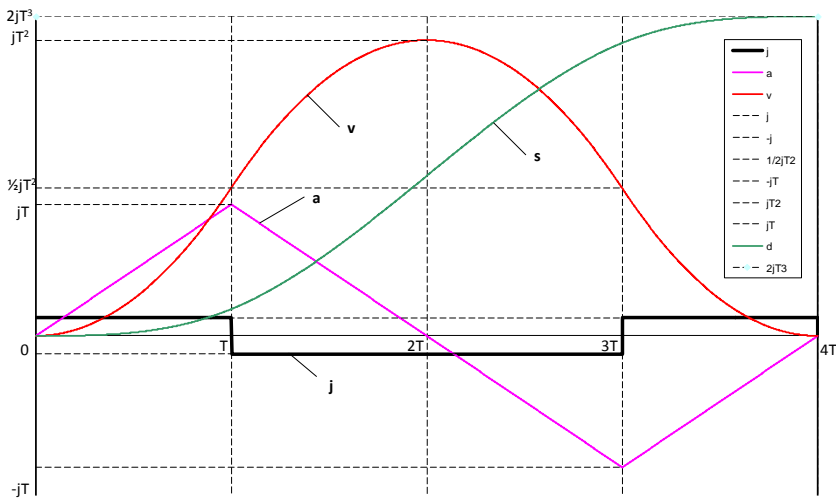
wartość szarpnięcia p w ruchu roboczym jest następująca (rys. 1):

- dla czasu $t \in (0, T) \Rightarrow p = j$,
- dla czasu $t \in (T, 3T) \Rightarrow p = -j$,
- dla czasu $t \in (3T, 4T) \Rightarrow p = j$.

Przyspieszenie a jako całka szarpnięcia p ma postać poniższą (rys. 1):

- dla czasu $t \in (0, T) \Rightarrow a = j \cdot t$,
- dla czasu $t \in (T, 3T) \Rightarrow a = j \cdot (2T - t)$,
- dla czasu $t \in (3T, 4T) \Rightarrow a = j \cdot (-4T + t)$.

Ekstremalne przyspieszenia przypadają dla czasów T ($t = T \Rightarrow a_{\max} = j \cdot T$) oraz $3T$ ($t = 3T \Rightarrow a_{\min} = -j \cdot T$).



Rys. 1. Zależności kinematyczne w metodzie CST

Prędkość v jako całka przyspieszenia a przyjmuje wartości (rys. 1):

- dla czasu $t \in (0, T) \Rightarrow v = 0,5 \cdot j \cdot t^2$,
- dla czasu $t \in (T, 3T) \Rightarrow v = j \cdot T^2 - 0,5 \cdot j \cdot (t - 2T)^2$,
- dla czasu $t \in (3T, 4T) \Rightarrow v = 0,5 \cdot j \cdot (t - 4T)^2$.

Prędkość maksymalna osiągnięta jest w chwili $2T$ ($t = 2T \Rightarrow v_{\max} = j \cdot T^2$).

Przemieszczenie s jest całką prędkości v . Opisują je funkcje sześciennne względem czasu (wykres pokazano na rys. 1).

- dla czasu $t \in (0, T)$ $\Rightarrow s = (1/6) \cdot j \cdot t^3$,
- dla czasu $t \in (T, 3T)$ $\Rightarrow s = (1/6) \cdot j \cdot (-t^3 + 6Tt^2 - 6T^2t + 2T^3)$,
- dla czasu $t \in (3T, 4T)$ $\Rightarrow s = (1/6) \cdot j \cdot (-t^3 - 12Tt^2 + 48T^2t - 52T^3)$.

Po czasie $t_k = 4T$ przemieszczenie osiąga wartość maksymalną $s_{max} = 2 \cdot j \cdot T^3$. Przy sterowaniu według metody CST to samo zadane przemieszczenie $s_z = s_{max}$ można uzyskać poprzez kombinację wartości szarpnięcia j i czasu T . Na ogół dąży się do minimalizacji czasu T , ale to prowadzi do dużych wartości szarpnięcia j , które decyduje o maksymalnym przyśpieszeniu a_{max} oraz maksymalnej prędkości v_{max} , a te z kolei nie mogą przekraczać wartości dopuszczalnych a_{dop} i v_{dop} dla konkretnego mechanizmu. Prowadzi to w praktyce do ograniczenia szarpnięcia j i wydłużenia czasu ruchu roboczego ($t_k = 4T$). Słuszne jest poniższe rozumowanie.

$$s_z = 2 \cdot j \cdot T^3 \quad \Rightarrow \quad j = \frac{s_z}{2 \cdot T^3} \quad (1)$$

W przypadku, gdy o ograniczeniu szarpnięcia j decyduje dopuszczalna prędkość., spełniony musi być poniższy warunek.

$$v_{max} \leq v_{dop} \quad v_{max} = j \cdot T^2 \quad (2)$$

Po wykorzystaniu zależności (1) w (2) otrzymuje się pierwszy warunek na minimalny czas ruchu roboczego t_k .

$$v_{max} = \frac{s_z}{2 \cdot T} \quad \frac{s_z}{2 \cdot T} \leq v_{dop} \quad \Rightarrow \quad T \geq \frac{s_z}{2 \cdot v_{dop}} \quad (3)$$

$$t_k = 4 \cdot T \quad \Rightarrow \quad T = \frac{t_k}{4} \quad \frac{t_k}{4} \geq \frac{s_z}{2 \cdot v_{dop}} \quad \Rightarrow \quad t_k \geq \frac{2 \cdot s_z}{v_{dop}}$$

W przypadku, gdy o ograniczeniu szarpnięcia j decyduje dopuszczalne przyśpieszenie, spełniony musi być poniższy warunek.

$$a_{max} \leq a_{dop} \quad a_{max} = j \cdot T \quad (4)$$

Po wykorzystaniu zależności (1) w (4) otrzymuje się drugi warunek na minimalny czas ruchu roboczego t_k .

$$a_{max} = \frac{s_z}{2 \cdot T^2} \quad \frac{s_z}{2 \cdot T^2} \leq a_{dop} \quad \Rightarrow \quad T \geq \sqrt{\frac{s_z}{2 \cdot a_{dop}}} \quad (5)$$

$$t_k = 4 \cdot T \quad \Rightarrow \quad T = \frac{t_k}{4} \quad \frac{t_k}{4} \geq \sqrt{\frac{s_z}{2 \cdot a_{dop}}} \quad \Rightarrow \quad t_k \geq 2 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{s_z}{2 \cdot a_{dop}}}$$

Spełnione muszą być jednocześnie oba warunki, zatem decyduje ostrzejszy z nich i to on determinuje minimalny czas ruchu roboczego t_k niezbędny do pokonania zadanego przemieszczenia s_z . Warunek przyjmuje postać (6).

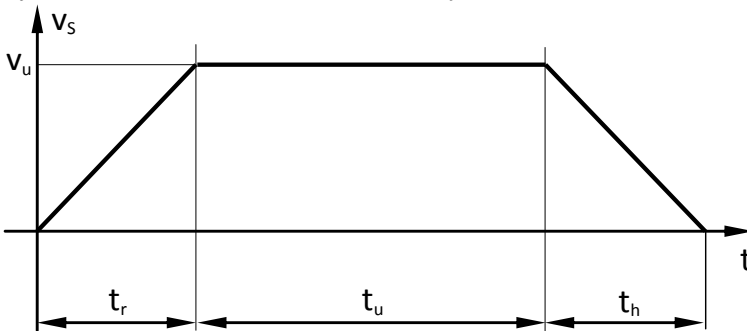
$$t_k \geq \max \left(\frac{2 \cdot s_z}{v_{dop}}, 2 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{s_z}{2 \cdot a_{dop}}} \right) \quad (6)$$

Łatwo zauważyć, że w przypadku sterowania według metody CST czas ruchu roboczego t_k jest zdeterminowany jedynie przez zadane przemieszczenie s_z oraz dopuszczalną prędkość v_{dop} lub dopuszczalne przyspieszenie a_{dop} mechanizmu.

W przedstawionej pracy zbadany zostanie wpływ sterowania ruchem roboczym mechanizmu jazdy wózka suwnicowego według metody CST na wahania zawieszonoego na linach ładunku.

3. Tłumienie wahań ładunku przy sterowaniu wg funkcji trapezowej

Metoda tłumienia wahań ładunku za pomocą sterowania ruchem poziomym punktu zawieszenia jego lin, opisana w pracy [2], polega na zastosowaniu trapezowej funkcji sterowania prędkością z odpowiednio określonym czasem rozruchu i hamowania (rys. 2).



Rys. 2. Trapezowa funkcja sterowania prędkością punktu zawieszenia lin ładunku

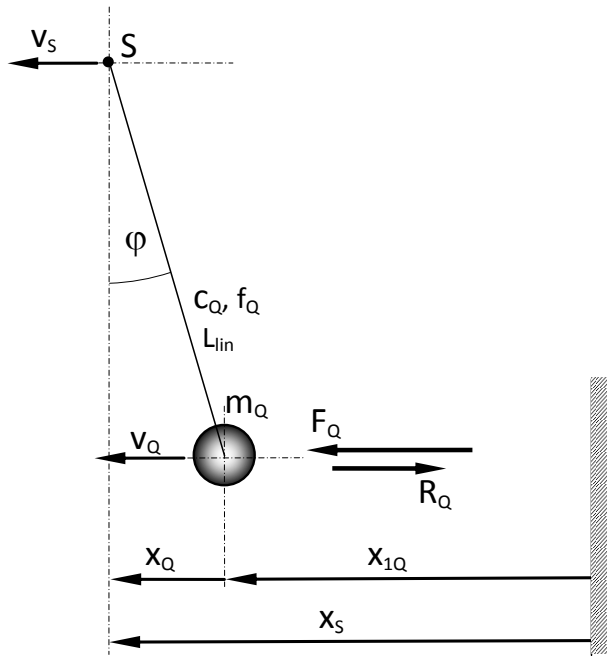
Efekt sterowania według funkcji trapezowej sprawdzono w badaniach symulacyjnych modelu ładunku, potraktowanego jako wahadło matematyczne o ruchomym punkcie zawieszenia ciężna przy małych kątach φ wychylenia ładunku, przedstawionym na rys. 3. Model zweryfikowano eksperymentem (prace [2] i [6]). Równanie ruchu ładunku ma postać:

$$m_Q \frac{dv_Q}{dt} = F_Q + R_Q \quad (7)$$

Siła oddziaływania lin na ładunek $F_Q = c_Q \cdot x_Q$

Siła oporu powietrza ładunku

$$R_Q = -\rho_Q \cdot v_Q$$



Rys. 3. Siły poziome działające na ładunek

Przyjęte oznaczenia:

c_Q [N/m] - sztywność pozioma zawieszenia ładunku,

$$c_Q = \frac{m_Q \cdot g}{L_{lin}} \quad (8)$$

m_Q [kg] - masa ładunku zawieszonoego na linach potraktowanego jako punkt materialny,

L_{lin} [m] - długość lin (długość ciągną wahadła matematycznego),

g [m/s²] - przyspieszenie ziemskie,

x_Q [m] - wychylenie punktu zaczepienia lin ładunku x_S względem położenia ładunku w kierunku ruchu,

ρ_Q [Ns/m] - współczynnik oporu powietrza dla ładunku,

v_Q [m/s] - prędkość pozioma ładunku.

Związek między przemieszczeniem względnym ładunku a prędkością punktu zaczepienia lin jest następujący:

$$x_Q = x_S - x_{1Q} \quad \frac{dx_Q}{dt} = \frac{dx_S}{dt} - \frac{dx_{1Q}}{dt} = v_S - v_Q \quad (9)$$

Otrzymany opis matematyczny ruchu ładunku w przestrzeni zmiennych stanu jest następujący:

$$\frac{dv_Q}{dt} = -\frac{\rho_Q}{m_Q} \cdot v_Q + \frac{c_Q}{m_Q} \cdot x_Q \quad (10)$$

$$\frac{dx_Q}{dt} = v_S - v_Q$$

Sterowaniem dla tego układu jest zadana prędkość v_S punktu zawieszenia lin ładunku, natomiast zmiennymi stanu są prędkość ładunku v_Q i wychylenie względne x_Q .

W pracy [1] wykazano, że w celu wy tłumienia wahań ładunku po rozruchu i hamowaniu należy czasy rozruchu t_r i hamowania t_h przy sterowaniu według funkcji trapezowej (rys. 2) przyjąć jako wielokrotności okresu wahań wahadła matematycznego T_Q o długości równej mierzonej długości lin, wg zależności:

$$T_Q = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{L_{lin}}{g}} \quad (11)$$

Czas ruchu ustalonego (t_u) dla zadanych przemieszczeń s_z przy znanych czasach rozruchu (t_r) i hamowania (t_h) oraz prędkości w ruchu ustalonym (v_u) obliczane są przy wykorzystaniu poniższej zależności:

$$t_u = \frac{s_z}{v_u} - \frac{I}{2} \cdot (t_r + t_h) \quad (12)$$

Wartość ujemna t_u oznacza, że nie jest możliwy ruch mechanizmu z maksymalną założoną prędkością. W takim przypadku przyjmuje się zerową wartość czasu ruchu ustalonego ($t_u = 0$) i wyznacza nową prędkość maksymalną ruchu roboczego v_{lu} korzystając z następującej zależności:

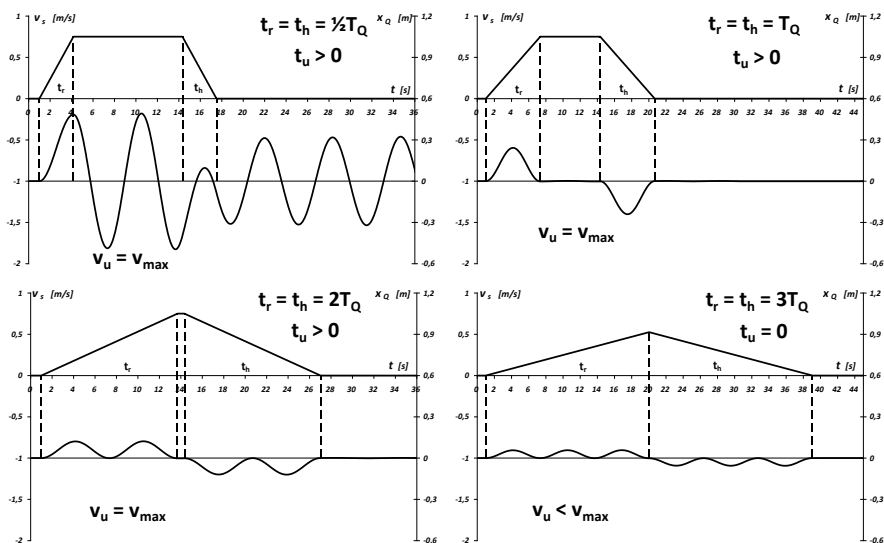
$$v_{lu} = \frac{s_z}{\frac{I}{2} \cdot (t_r + t_h)} \quad (13)$$

Czasy rozruchu i hamowania decydują o przyśpieszeniach a_S punktu S zaczepienia lin ładunku. Należy je tak dobrać, aby przyśpieszenie to było zawsze mniejsze od dopuszczalnego a_{dop} , wynikającego z warunku niewystępowania poślizgu oraz możliwości napędowych mechanizmu jazdy, z jakim związany jest punkt S.

$$a_S = \frac{v_u}{t_r} \leq a_{dop} \quad \Rightarrow \quad t_r = t_h \geq \frac{v_u}{a_{dop}} \quad (14)$$

Znajomość minimalnych czasów t_r i t_h umożliwia podjęcie decyzji, jaką wielokrotność T_Q należy przyjąć. Kwestia ta musi być rozstrzygnięta dla każdej suwnicy indywidualnie.

Na rysunku 4 przedstawiono badania symulacyjne dla różnych czasów rozruchu i hamowania ładunku, uzależnionych od wielokrotności okresu wahań ładunku.



Rys. 4. Wpływ różnych czasów ruchów nieustalonych na wahań ładunku

Są to przykładowe przejazdy z ładunkiem o masie 5000 kg, zawieszonym na linach o długości 10 m, przy przemieszczeniu mostu 10 m. Przyjęto czasy rozruchu i hamowania równe odpowiednio $0,5 T_Q$; T_Q ; $2T_Q$; $3T_Q$. Dla trzykrotności T_Q niezbędne było obniżenie wartości prędkości v_u , zgodnie z zaleceniami przedstawionymi w algorytmie. Na rysunkach przedstawione są przebiegi prędkości punktu zaczepienia lin v_s (górny) oraz wychylenia ładunku x_Q (dolny).

Widoczne jest utrzymywanie się dużych wahań ładunku po zatrzymaniu dla czasu rozruchu i hamowania równego połowie okresu wahań. W pozostałych przypadkach następuje zminimalizowanie wahań zaraz po zakończeniu cyklu jak również mniejsze wychylenie się ładunku w ruchach nieustalonych.

4. Mechanizm jazdy wózka wraz z napędem

Do porównań jakości tłumienia wahań ładunku dla różnych sposobów generowania funkcji wymuszających przyjęto, że liny ładunku zaczepione są do wózka suwnicowego. Napęd jazdy wózka zasilany jest silnikiem wyposażonym w falownik. Przy budowie modeli dynamicznych wózka i układu falownik stojan silnika oparto się na wcześniejszych pracach wykonanych w Katedrze Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania,

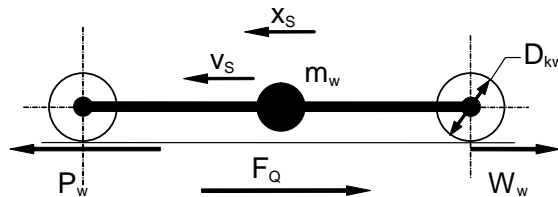
dotyczących własności dynamicznych maszyn roboczych o ruchach płaskich (prace [1], [2], [5]).

Zastosowanie falownikowych układów napędowych, a co za tym idzie możliwości dowolnego kształtowania i regulacji prędkości poszczególnych mechanizmów pozwala na nieuwzględnianie w modelu takich zjawisk, jak poślizgi kół napędowych, czy tarcia obrzeży kół jezdnych.

Przy budowie modelu mechanizmu jazdy wózka przyjęto następujące założenia:

- masy poszczególnych elementów układu przyjęto jako skupione,
- nie uwzględniono strat w reduktorach
- oddziaływanie ładunku wiszącego na linach przyjęto jako siłę poziomą F_Q równoległą do osi toru wózka wywołaną odchyleniem ładunku od położenia pionowego,
- siły obciążające wózek pochodzące od mostu i działające w kierunku jego ruchu nie mają wpływu na ruch wózka

Model dynamiczny wózka dla ruchu w płaszczyźnie poziomej przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Model dynamiczny wózka

Przyjęte zostały następujące oznaczenia:

- m_w - masa wózka,
- v_s - prędkość wózka
- P_w - pozioma siła sprzężenia ciernego między kołem napędowym i szyną wózka,
- W_w - opory ruchu wózka,
- F_Q - siła pozioma wywołana odchyleniem ładunku od położenia pionowego, równoległa do osi toru wózka.

Równanie ruchu wózka wzdłuż mostu suwnicy jest następujące:

$$m_w \cdot \frac{dv_s}{dt} = P_w - W_w - F_Q \quad (15)$$

Zależności kinematyczne między prędkością kątową ω_s silnika napędowego a prędkością wózka v_w są następujące:

$$\omega_s = \frac{l}{R_{zw}} \cdot v_s \quad \frac{d\omega_s}{dt} = \frac{l}{R_{zw}} \cdot \frac{dv_s}{dt} \quad (16)$$

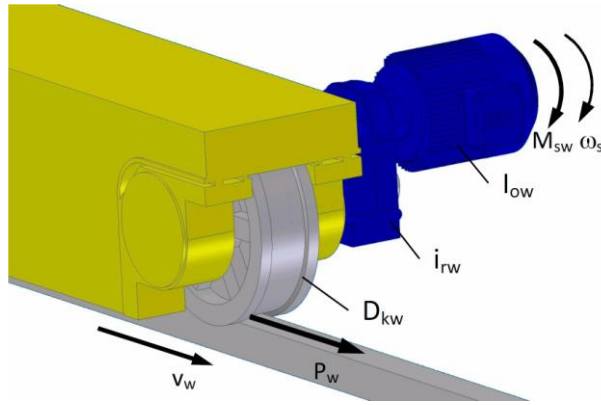
- ω_s - prędkość kątowa silnika mechanizmu jazdy wózka,

R_{zw} - promień zastępczy mechanizmu jazdy wózka $\left(R_{zw} = \frac{D_{kw}}{2 \cdot i_{rw}} \right)$,

D_{kw} - średnica koła jezdneho wózka,

i_{rw} - przełożenie reduktora mechanizmu jazdy wózka.

Równanie ruchu układu napędowego jazdy wózka wyznaczono w oparciu o model dynamiczny mechanizmu jazdy przedstawiony na rysunku 6.



Rys. 6. Model dynamiczny mechanizmu jazdy wózka

Równanie ruchu dla mechanizmu jazdy wózka przyjmuje następującą postać:

$$I_{ow} \cdot \frac{d\omega_S}{dt} = M_{sw} - M_P \quad (17)$$

M_{sw} - moment napędowy silnika wózka,

M_P - moment oporów mechanizmu wywołany siłą P_w zredukowany do wału silnika,

I_{ow} - zredukowany do wału silnika napędowego moment bezwładności elementów obrotowych mechanizmu jazdy wózka.

Zależność między momentem M_P i siłą P_w określa związek (18).

$$M_P = P_w \cdot R_z \quad (18)$$

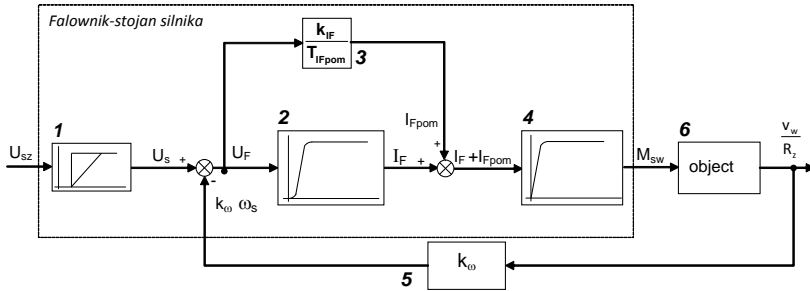
Z układu równań (15), (16), (17) i (18) można wyznaczyć przyspieszenie wózka $\frac{dv_S}{dt}$ eliminując pozostałe niewiadome: $\frac{d\omega_S}{dt}$, P_w , M_P .

W efekcie otrzymuje się jedno równanie opisujące jednoelementowy model wózka wraz z mechanizmem jazdy zredukowany do osi szyny.

$$\frac{dv_w}{dt} = \frac{l}{m_{zw}} \cdot \left(\frac{M_{sw}}{R_{zw}} - W_w - F_Q \right) \quad (19)$$

$$m_{zw} = \frac{I_{ow}}{R_{zw}^2} + m_w$$

Wymuszeniem dla tego układu jest moment elektromagnetyczny M_{sw} rozwijany w silniku asynchronicznym, który można uzyskać rozwiązując układ falownik-stojan silnika, opisanego szczegółowo w publikacji [2]. Model ten przedstawiony jest na rys. 7.



Rys. 7. Model układu falownik-silnik

Wykorzystując typowe równania członów dynamicznych, po odpowiednich przekształceniach i uporządkowaniu otrzymujemy opis matematyczny powyższego układu w przestrzeni zmiennych stanu:

$$\frac{dU_s}{dt} = \frac{1}{T_C} \cdot U_{sz}$$

$$\frac{dI_F'}{dt} = \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot \left(U_s - k_\omega \cdot \frac{v_w}{R_z} \right) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot I_F' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot I_F$$

$$\frac{dI_F}{dt} = I_F' \quad (20)$$

$$\frac{dI_{Fpom}}{dt} = \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot \left(U_s - k_\omega \cdot \frac{v_w}{R_z} \right)$$

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (I_F + I_{Fpom}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_{sw}$$

Zmiennymi stanu układu są:

- I_F - natężenie prądu zasilającego stojan,
- I_F' - zmienna pomocnicza - natężenie prądu
- I_{Fpom} - natężenie prądu zasilającego stojan,
- M_s - moment na stojanie silnika,
- U_s - napięcie sterujące.

Wielkością sterującą jest sygnał napięciowy U_{sz} proporcjonalny do zadanej prędkości kątowej silnika. Jako wielkość wyjściową przyjęto prędkość kątową silnika asynchronicznego ω_s i jego moment M_s .

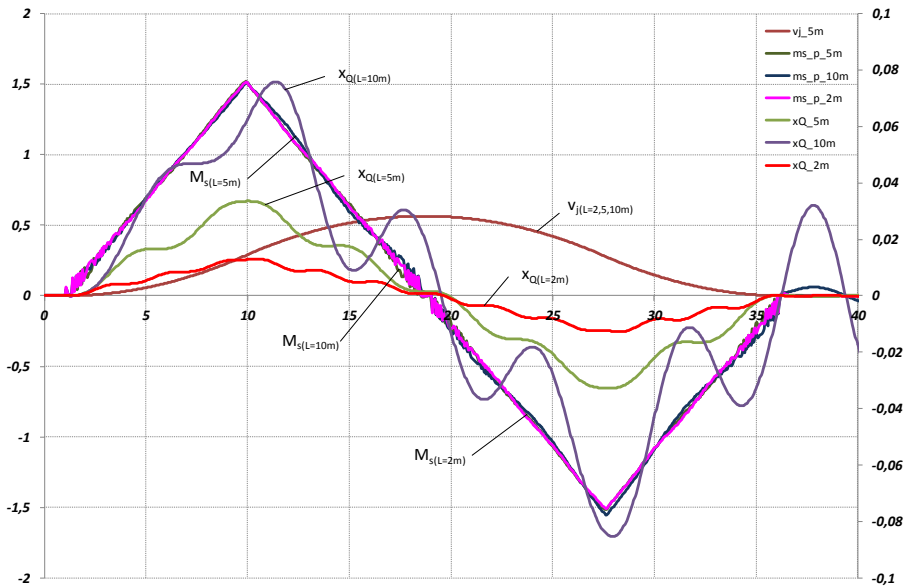
Wszystkie opisane modele zostały zweryfikowane eksperymentalnie, co upoważnia do przeprowadzania z ich wykorzystaniem badań symulacyjnych dotyczących np. różnych sposobów kształtowania funkcji sterujących mechanizmu jazdy mających na celu minimalizację wahań zawieszzonego na linach ładunku.

5. Badania symulacyjne

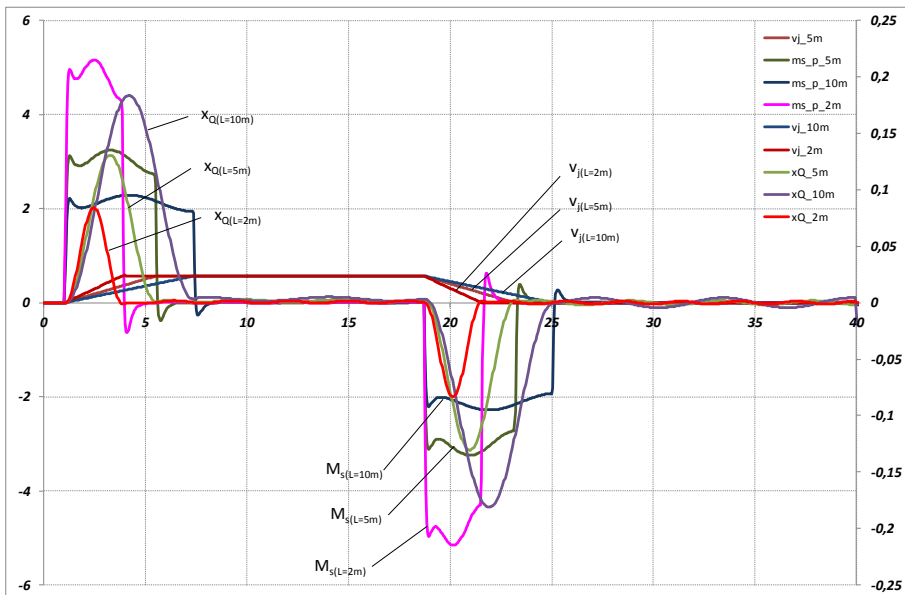
W badaniach symulacyjnych porównano sterowanie mechanizmu jazdy wózka z zawieszonym na linach ładunkiem sposobem CST oraz według funkcji trapezowej. Przyjęto 10 metrowy przejazd wózka obciążonego ładunkiem o masie 500 kg zawieszonym na linach o długościach odpowiednio 2 m, 5 m i 10 m.

Przy metodzie CST długość zadanego przemieszczenia $s_z = 10$ m determinuje jednoznacznie kształt funkcji sterującej i czas ruchu roboczego t_k , który rozpatrywanym przypadku zapewnia wykorzystanie maksymalnej prędkości mechanizmu i nieprzekroczenie dopuszczalnego przyśpieszenia. Natomiast przy sterowaniu według funkcji trapezowej, umożliwiającym wytlumienie wahań ładunku, czasy rozruchu i hamowania, a tym samym czas ruchu roboczego zależą od długości lin ładunku.

Na rys. 8 pokazano wyniki badań symulacyjnych dla sterowania według CST. Łatwo zauważyć, że przy niezmiennym sterowaniu prędkością wózka v_s wahania ładunku x_Q zależą od długości lin. Przypadkowo dla długości 2 m uzyskano dobre uspokojenie po zakończeniu ruchu roboczego, natomiast dla długości 10 m wahania pozostają duże. Czas ruchu roboczego wynosi przy sterowaniu CST około 35 s. Dodatkowo na rys. 8 pokazano przebiegi momentu napędowego silnika M_{sw} .



Rys. 8. Porównanie przebiegów dla sterowania CST przy różnych długościach lin



Rys. 9. Porównanie przebiegów dla sterowania trapezowego przy różnych długościach lin

Na rys. 9 pokazano wyniki badań symulacyjnych dla sterowania według funkcji trapezowej. Dla każdej długości lin inne są czasy rozruchu i hamowania, inne są też czasy ruchu roboczego (od 21 s do 24 s). Natomiast wahania ładunku w każdym przypadku są małe zarówno w ruchu ustalonym, jak i po zakończeniu ruchu roboczego. Dodatkowo na rys. 9 pokazano przebiegi momentu napędowego silnika M_{sw} .

6. Podsumowanie

- a) Sterowanie według sposobu CST mimo ograniczenia szarpnięcia i stosunkowo łagodnego przebiegu przyśpieszeń i prędkości nie zawsze jest korzystne dla mechanizmów zawierających więzi sprężyste.
- b) Przy sterowaniu prędkością mechanizmu jazdy wózka suwnicowego z zawieszonym na linach ładunkiem dobre wytłumienie jego wahań uzyskano przypadkowo dla najmniejszej długości lin, przy większych długościach lin wahania ładunku są duże.
- c) Zastosowanie sterowania CST zdecydowanie wydłuża czas ruchu roboczego. Wynika to na ogół z ograniczenia prędkości maksymalnej zgodnie z możliwościami mechanizmu. Na rys. 1 widać dodatkowo, że prędkość rzeczywista w ruchu roboczym jest znacznie mniejsza od maksymalnej i osiąga jej wartość tylko raz w połowie trajektorii.
- d) Sterowanie prędkością mechanizmu jazdy wózka suwnicowego z zawieszonym na linach ładunkiem według funkcji trapezowej z odpowiednio dobranymi czasami rozruchu i hamowania umożliwia wytłumienia wahań ładunku dla każdej długości lin zarówno w ruchu ustalonym, jak i po zakończeniu ruchu roboczego.
- e) Przy sterowaniu według funkcji trapezowej czasy ruchu roboczego są mniejsze. Spowodowane jest to lepszym wykorzystaniem możliwości mechanizmu. W czasie całego ruchu ustalonego wózek jedzie z maksymalną możliwą prędkością.

Abstract: The method CST of speed control of mechanism is described in the paper. For experimentally verified model of carriage with load suspended on ropes and driving traversing mechanism the simulation tests are done. The control CST and trapezoidal control function, providing damping of load oscillations during steady motion and after all working motion, are compared.

Literatura

- [1] CINK J.: Sterowanie optymalne maszyn dźwigowych. Zeszyty naukowe Politechniki Łódzkiej Nr 878. Łódź 2001.
- [2] KOSUCKI Andrzej: Badanie transportu ładunków przy wykorzystaniu skojarzonych ruchów mechanizmów suwnic pomostowych. Rozprawy Naukowe. Politechnika Łódzka z. 474, Zeszyty Naukowe. Politechnika Łódzka nr 1175, WPL, Łódź 2013.

- [3] Lee Chung-Fu, Chang Yau-Zen: Nonlinear Model Predictive Control of a Rotary Crane System Using On-Line Optimization. *Control and Applications – 2011* (729).
- [4] Macfarlane, S., Croft, E.A.: Design of Jerk Bounded Trajectories for On-Line Industrial Robot Applications. *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Seoul, Korea, 2001, s. 979-984.
- [5] TOMCZYK J., CINK J., KOSUCKI A.: Dynamics of an overhead crane under a wind disturbance condition. *Automation in Construction* 42C (2014), pp. 100-111.
- [6] TOMCZYK J.: Identification of the suspended on the rope load physical model. *International Scientific Journal "Transport Problems"*, 2010, volume 5, Issue 1, p. 89-96.
- [7] Vijaya Bhaskar S., Ramesh Babu N., Koshy Varghese: Spline Based Trajectory Planning for Cooperative Crane Lifts. *2006 Proceedings of the 23rd ISARC*, Tokyo, Japan, s. 418-423.