

Citation info:

Kosucki A, Malenta P. The possibilities of reducing the operational load of hoisting mechanisms in case of dynamic hoisting. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2016; 18 (3): 390–395, <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2016.3.10>.

Andrzej KOSUCKI

Piotr MALENTA

MOŻLIWOŚCI ZMNIEJSZENIA OBCIĄŻEŃ EKSPLOATACYJNYCH MECHANIZMÓW DŹWIGNIC DLA PRZYPADKU DYNAMICZNEGO PODNOŻENIA ŁADUNKU

THE POSSIBILITIES OF REDUCING THE OPERATIONAL LOAD OF HOISTING MECHANISMS IN CASE OF DYNAMIC HOISTING

Streszczenie: *W artykule przedstawiono badania symulacyjne i eksperymentalne mechanizmu podnoszenia dla przypadku podrywania ładunku. Opisane zostały metody zmniejszania przeciążeń układu napędowego mechanizmów podnoszenia. Wskazano w oparciu o badania symulacyjne metodę zapewniającą minimalizację przeciążeń dynamicznych w czasie podrywania ładunku z kilkudziesięciu do kilku procent. Określony został wpływ poziomu czułości pomiaru sił w linach na minimalizację przeciążeń. Zaprezentowano przykłady zastosowań metody na rzeczywistej wciągarnie bębnowej.*

Słowa kluczowe: *wciągarka, przeciążenia, sterowanie*

Abstract: *The simulation and experimental tests of hoisting mechanism in case of dynamic lifting the load with clearance of ropes were presented in this paper. The minimization methods of the overloading of hoisting mechanisms were described. Basing on simulation tests the method that assured minimization of dynamics overloading with a few dozen to a few percent was introduced. It was determined the impact of the level of sensitivity of forces in ropes measurement on minimization of the overloading. The examples of the method implementation using for the real hoisting mechanism were shown.*

Keywords: *hoisting winch, overloads, control*

1. Wstęp

Pozycjonowanie, wykorzystanie mocy i zmniejszenie obciążeń dynamicznych to oprócz niezawodności główne wymagania stawiane w transporcie pionowym. Pod względem pojawiającego się przeciążenia, najgorszym przypadkiem jest rozruch mechanizmu podnoszenia do góry z luzem w układzie linowym, zwanym podrywaniem ładunku. Najbardziej niekorzystne podrywanie ładunku odbywa się wówczas, gdy lina jest na tyle zluźwana, że w momencie rozpoczęcia jej napinania, prędkość nawijania na bęben jest na poziomie prędkości ustalonej. Badania przeciążeń w układach napędowych najczęściej pojawiały się w kontekście ich oddziaływania na konstrukcję stalową urządzeń. Przykładowo w publikacjach [1], [7] i [11] opisano badania dynamiki obciążeń konstrukcji suwnicy pomostowej w czasie podnoszenia ładunków. W publikacji [14] autorzy przedstawili model mechanizmu podnoszenia z uwzględnieniem sztywności belki suwnicowej. W publikacjach tych przedstawiono badania zachowania konstrukcji dźwignic pod dynamicznym obciążeniem – stosując na ogół metodę elementów skończonych. W publikacji [15] opisany został wpływ mechanizmu podnoszenia z napędem hydraulicznym na konstrukcję żurawia. Przedstawiono przebiegi sił w linach dla różnych sposobów narastania prędkości bębna od trapezowego po

inercyjny z różnymi stałymi czasowymi. Problem obciążenia konstrukcji dźwignic pionowymi siłami dynamicznymi pojawiał się również w publikacjach [4] i [16] opisujących układy z przemieszczającą się masą. Zmniejszanie obciążeń dynamicznych wynikających z pracy mechanizmu podnoszenia daje wymierne korzyści eksploatacyjne, takie jak zmniejszenie wyężenia konstrukcji, czy też zmniejszenie zapotrzebowania mocy. Prezentowane również metody zmniejszania obciążeń konstrukcji poprzez stosowanie amortyzatorów, opisane np. w publikacji [9]. Badania nad przeciążeniami wciągarek dla różnych przypadków podnoszenia prezentowane były w publikacji [12]. Modelowaniem wciągarek z różnymi układami napędowymi zajmowali się autorzy publikacji [10].

Autorzy publikacji [3] zwracali uwagę na konieczność uwzględniania różnych typów obciążeń mechanizmów wynikających np. ze sposobów sterowania oraz na ograniczony zakres zastosowań automatyzacji pracy dźwignic. Nasuwa się wniosek, że układy sterowania zmniejszające obciążenia chwilowe powinny być stosowane zarówno w przypadku pracy automatycznej, jak i sterowania ręcznego wciągarek.

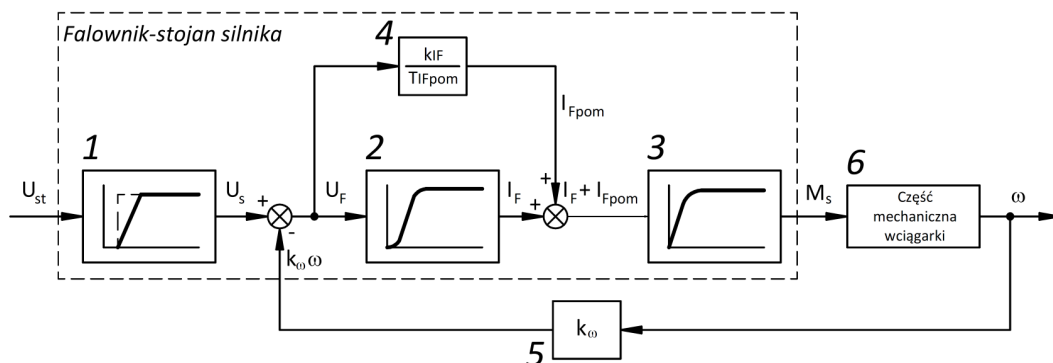
W artykule [5], autorzy wskazują na specyfikę napędów mechanizmów podnoszenia, które „wyróżniają się pod względem stawianych im wymagań dotyczących głębokości regulacji prędkości i położenia oraz przeprowadzania rozruchów w warunkach działania czynnych obciążeń”. Stosowanie nowoczesnych układów napędowych opartych o przetwornice częstotliwości pozwala te wymagania spełniać.

Jak widać problem przeciążeń mechanizmów podnoszenia pojawia się głównie w kontekście obciążeń dynamicznych konstrukcji podporowych lub badania dynamiki układów napędowych. W naszej opinii opartej o lekturę dostępnej literatury, zagadnienia zmniejszania obciążeń dynamicznych nie jest poza powyższym kontekstem prezentowane.

W niniejszej pracy przedstawiamy układ napędowy, który pozwala ograniczyć przeciążenia dynamiczne podnieszonego ładunku, które w szczególności podczas podrywania są duże. Przyjęto założenie, że odpowiednia kontrola przebiegu cyklu podnoszenia pozwoli ograniczyć pojawiające się przeciążenia. W publikacji przedstawiono opracowaną przez autorów metodę minimalizowania przeciążeń dynamicznych przy podrywaniu ładunków wykorzystującą ciągły pomiar masy ładunku oraz wykorzystujący regulator stałej mocy dla mechanizmu podnoszenia. W oparciu o opracowane modele oraz przeprowadzone badania, zarówno symulacyjne jak i eksperymentalne, przedstawiono wyniki zastosowania tych metod.

2. Model wciągarki

Do zbadania możliwości zmniejszania przeciążeń układu napędowego wciągarki bębnowej wykorzystano zweryfikowane eksperymentalnie modele układu mechanicznego wciągarki opisanego wcześniej m. in. w publikacji [2] oraz układu falownik – stojan silnika, który był przedstawiony w pracy [8].



Rys.1. Model układu falownik- stojan silnika

Model układu falownik-stojan silnika, przedstawiony na rysunku 1, opisany został typowymi równaniami członów dynamicznych. Człon 2, 3 i 4 opisano odpowiednio jako człony inercyjne drugiego i pierwszego rzędu oraz jako człon całkowy. Zamodelowany został również zadajnik całkujący 1, mający za zadanie ograniczenie szybkości narastania wartości dynamicznych sygnału U_s przy gwałtownych zmianach wymuszenia U_{st} . Istnienie wewnętrznego sprzężenia zwrotnego od prędkości ω_s w falowniku przedstawiało sprzężenie z członem 5 przeliczającym wartość prędkości silnika na napięcie.

Zapis przedstawionego na rys. 1 układu w przestrzeni zmiennych stanu przyjął następującą postać:

$$\frac{dU_s}{dt} = \frac{1}{T_C} \cdot U_{sz} \quad - \text{człon 1}$$

$$\frac{dI_F'}{dt} = \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot (U_s - k_\omega \cdot \omega) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot I_F' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot I_F \quad - \text{człon 2}$$

$$\frac{dI_F}{dt} = I_F'$$

$$\frac{dM_s}{dt} = \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (I_F + I_{Fpom}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_s \quad - \text{człon 3}$$

$$\frac{dI_{Fpom}}{dt} = \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot (U_s - k_\omega \cdot \omega) \quad - \text{człon 4}$$

W równaniach przyjęto następujące oznaczenia:

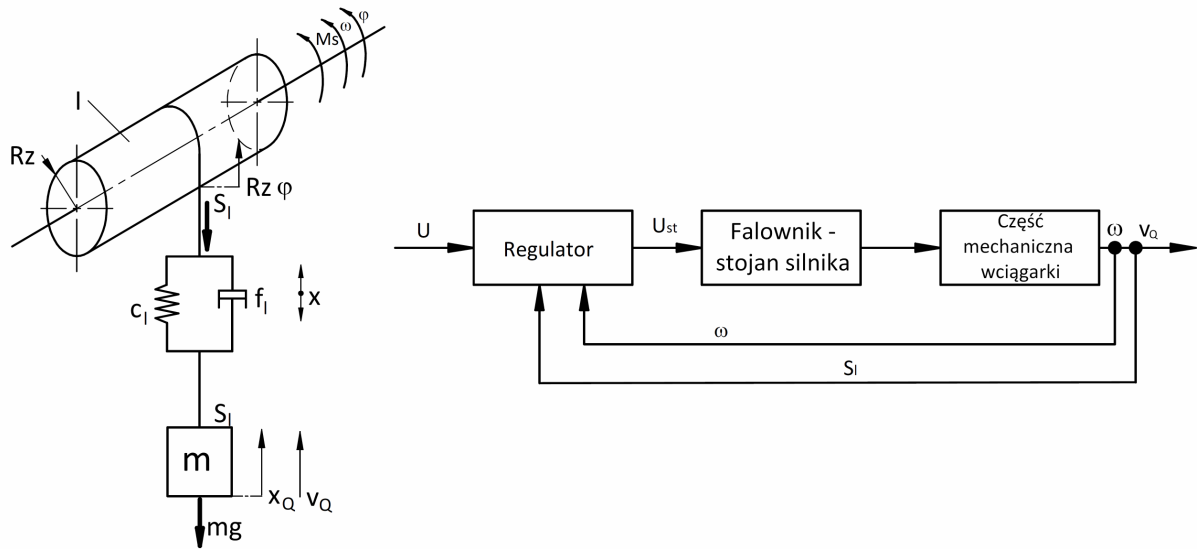
- U_s - napięcie sterujące
- I_F - natężenie prądu zasilającego stojan,
- I_{Fpom} - pomocnicze natężenie prądu zasilającego stojan,
- M_s - moment na stojanie silnika,
- ω - prędkość kątowna silnika.
- T_{F1}, T_{F2} - stałe czasowe członu 2,
- k_{IF} - współczynnik przeliczeniowy członów 2 i 3,
- k_{wzm} - współczynnik wzmocnienia,
- T_{IFpom} - stała czasowa członu 3,
- k_ω - współczynnik przeliczeniowy prędkości kątowej
- k_{Ms} - współczynnik wzmocnienia członu 4,
- T_{Ms} - stała czasowa członu 4.

Dla układu określono następujące zmienne stanu:

- 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

W tak opisanym układzie wielkością sterującą był sygnał napięciowy U_{st} proporcjonalny do zadanej prędkości kątowej silnika. Jako wielkość wyjściową przyjęto prędkość kątowną silnika asynchronicznego ω i moment silnika M_s . Do wyznaczenia prędkości

niezbędny był opis części mechanicznej wciągarki. Rysunek 2 przedstawia model części mechanicznej wciągarki oraz schematu układu napędowego.



Rys. 2 Model części mechanicznej wciągarki i schemat układu napędowego

Model opisano w przestrzeni zmiennych stanu korzystając m. in. z zasad opisanych w publikacji [13]. Zapis modelu w przestrzeni zmiennych stanu przedstawiają poniższe równania:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{I_z} \cdot M_s - \frac{c_l}{I_z} \cdot x - \frac{R_z \cdot f_l}{I_z} \cdot \omega + \frac{f_l}{I_z} \cdot v_Q$$

$$\frac{dx}{dt} = R_z \cdot \omega + v_Q$$

$$\frac{dv_Q}{dt} = \frac{c_l}{m} \cdot x - \frac{R_z \cdot f_l}{m} \cdot \omega + \frac{f_l}{m} \cdot v_Q - g$$

gdzie:

- x - wydłużenie układu linowego
- I_z - zredukowany moment bezwładności części obrotowych wciągarki
- m - masa podnoszonego ładunku
- R_z - promień zastępczy
- c_l - sztywność zastępcza układu linowego
- f_l - współczynnik tłumienia
- v_Q - prędkość ładunku

Przyjęto następujące zmienne stanu:

- x - wydłużenie układu linowego
- v_Q - prędkość ładunku
- ω - prędkość kątowa silnika.

W efekcie uzyskano opis układu mechanicznego wciągarki wraz z falownikowym układem napędowym, w którym przyjęto następujące zmienne wyjściowe:

- ω - prędkość kątowa wału silnika
- v_Q - prędkość ładunku
- x - wydłużenie układu linowego
- M_s - moment napędowy silnika asynchronicznego
- S_l - siła w linach nabiegających na bęben

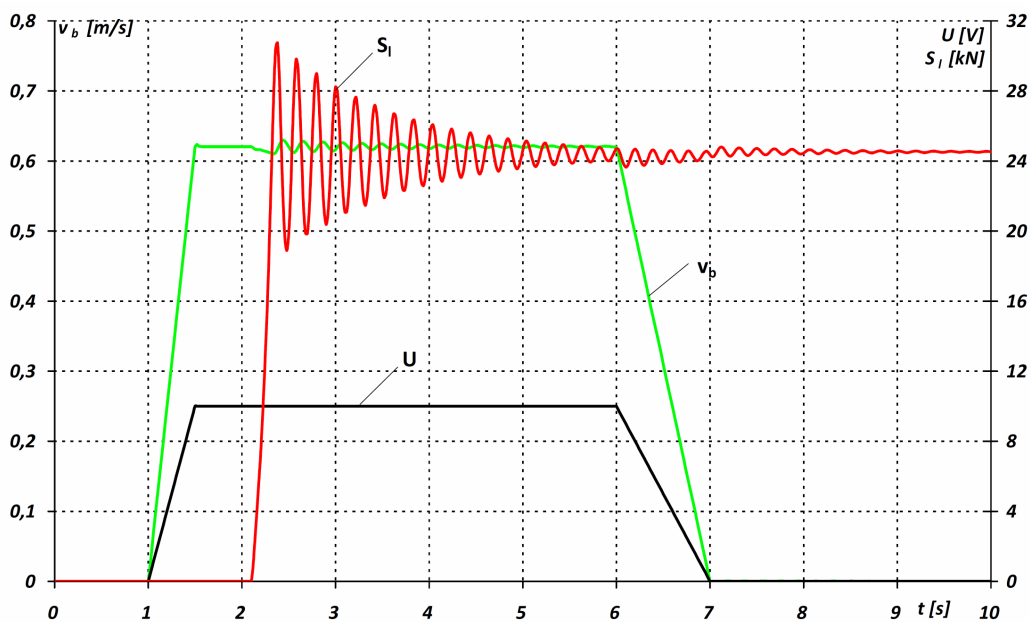
Wymuszeniem był sygnał U sterujący falownikiem - proporcjonalny do zakładanej prędkości kątowej silnika.

Rozwiązanie modelu pozwoliło na przeprowadzenie szeregu badań symulacyjnych mających za zadanie określenie własności dynamicznych wciągarki w różnych przypadkach pracy, przy różnych parametrach układu oraz różnych układach sterowania.

3. Metody ograniczające przeciążenia przy podnoszeniu

Dla pracy wciągarki przy podrywaniu ładunku – dającym największe przeciążenia w układzie napędowym sprawdzono kilka metod i układów sterowania pozwalających minimalizować pojawiające się przeciążenia.

Najczęściej stosowana metoda sterowania mechanizmem podnoszenia polega na rozruchu i hamowaniu wg tzw. trapezu (liniowa zmiana prędkości w czasie rozruchu i hamowania) niezależnie od początkowego stanu mechanizmu podnoszenia. Na rysunku 3. widoczny jest przykładowy przebieg prędkości nabiegania liny na bęben v_b i siły S_l w układzie linowym oraz sygnału sterującego U dla podrywania podnoszonego ładunku z wymuszeniem trapezowym. Podrywanie ładunku następuje, gdy lina po zaczepieniu do ładunku pozostaje zluzowana. Zatem rozruch silnika odbywa się praktycznie bez obciążenia. Uzyskanie prędkości ustalonej silnika (a co za tym idzie prędkości bębna linowego) następuje jeszcze przy zluzowanych linach. Po skasowaniu luzu następuje etap napinania liny widoczny na rysunku 3 jako gwałtowny wzrost siły w linie. Dopiero przekroczenie wartości granicznej siły, równej ciężarowi podnoszonego ładunku daje efekt podnoszenia ładunku. W przypadku prezentowanym poniżej przeciążenie w układzie linowym powyżej wartości ustalonej osiągało ponad 25%. Przypadek ten dotyczył ładunku o masie 2,5t, podnoszonego z prędkością około 0,63 m/s.

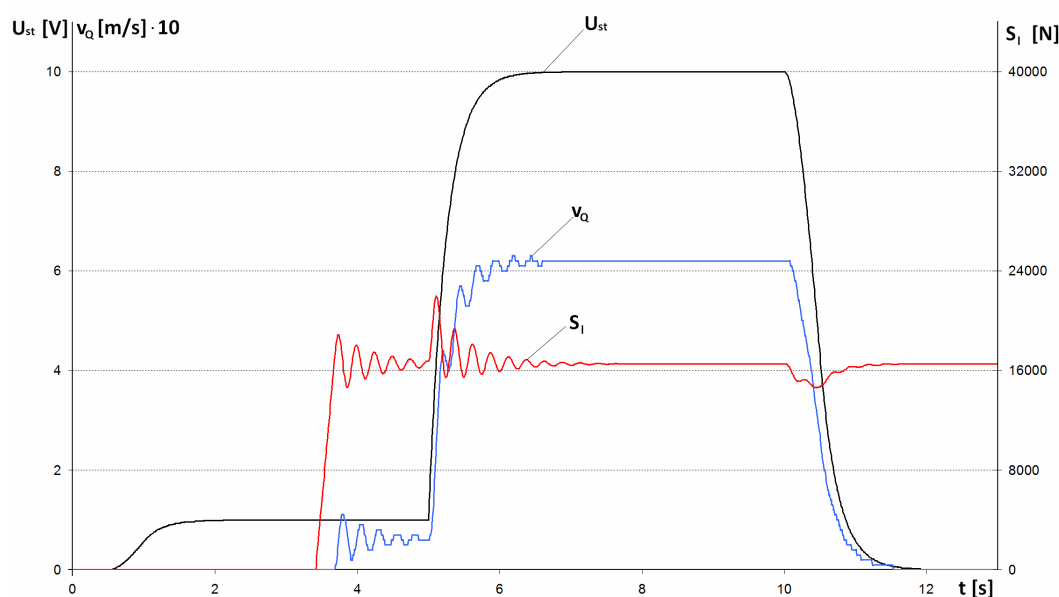


Rys. 3. Podrywanie ładunku przy wymuszeniu trapezowym

Zmniejszenie takich obciążeń mogłoby nastąpić np. poprzez zwiększenie czasu rozruchu, jednak nie zawsze jest to możliwe i celowe ze względu na wydłużenie czasu całego cyklu.

Jedną z metod, które pozwalają zmniejszyć obciążenia dynamiczne jest stosowanie rozruchu ze wstępną prędkością, którą przedstawiono m. in. w [6]. Przykładowy algorytm sterowania obejmuje następujące etapy:

- wstępny ruch z niewielką prędkością (np. 10 % znamionowej) przez określony czas
- pomiar siły w linach,
- ruch z maksymalną dopuszczalną prędkością z wykorzystaniem regulatora stałej mocy.



Rys.4. Podnoszenie ładunku ze wstępną prędkością

Rysunek 4 przedstawia pracę takiego układu. Zaletą tej metody jest możliwość zastosowania regulatora stałej mocy, który zwiększa wydajność całej maszyny i pozwala na pełne wykorzystanie mocy mechanizmu. Wadą jest konieczność skasowania luzu w czasie wstępnego ruchu. Niespełnienie tego warunku spowoduje, że ładunek nadal jest podrywany. Dodatkowo regulator stałej mocy będzie posiadał błędne informacje o obciążeniu, co spowoduje jego błędną pracę. Natomiast w przypadku podnoszenia ładunków o małej masie wstępny ruch jest niepotrzebny, bo wydłuża czas cyklu podnoszenia ładunku.

Wspomniane wady można usunąć stosując nieco inny algorytm sterowania oparty na następujących założeniach:

1. podnoszenie ładunku z maksymalnie dozwoloną prędkością z ciągłym pomiarem sił w linach,
2. w momencie wykrycia obciążenia ładunkiem następuje:
 - a) zatrzymanie podnoszenia,
 - b) po ustaleniu się warunków pomiar siły w linach,
 - c) ponowny rozruch z maksymalną dozwoloną prędkością.

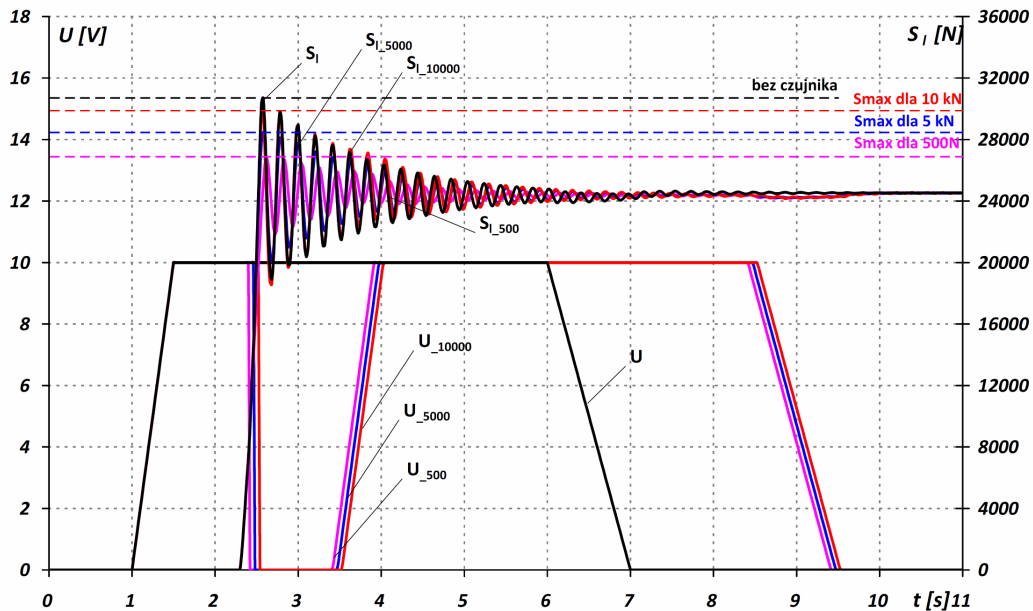
Ważne było określenie odpowiedniego poziomu czułości pomiaru siły, od którego zależna jest wielkość redukcji przeciążeń. Porównanie sił w linach przy różnych nastawach czujnika siły przedstawia rys. 5. Pokazano przebiegi siły w linie dla różnych przypadków progu czułości, wskazano poziomy maksymalnych sił oraz funkcje wymuszające.

Zastosowanie niższego progu pomiarowego czujnika siły pozwala na znaczące zmniejszenie obciążeń dynamicznych w układzie linowym. Porównanie przeciążeń

maksymalnych dla przedstawionych na rysunku 5 przebiegów, liczonych jako stosunek siły maksymalnej do siły ustalonej przy podnoszeniu, daje następujące wyniki:

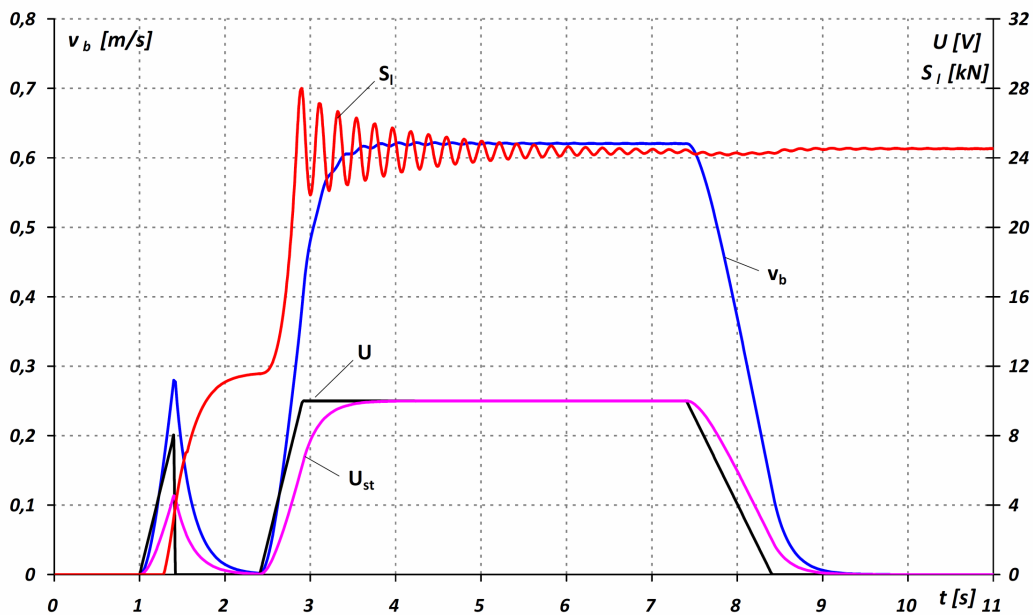
Próg pomiarowy	Bez czujnika	10 000 N	5 000 N	500 N
Przeciążenie	1,252	1,217	1,161	1,097

Można osiągnąć zmniejszenie przeciążeń podczas podrywania ładunku o kilkanaście procent wartości ustalonej obciążenia.



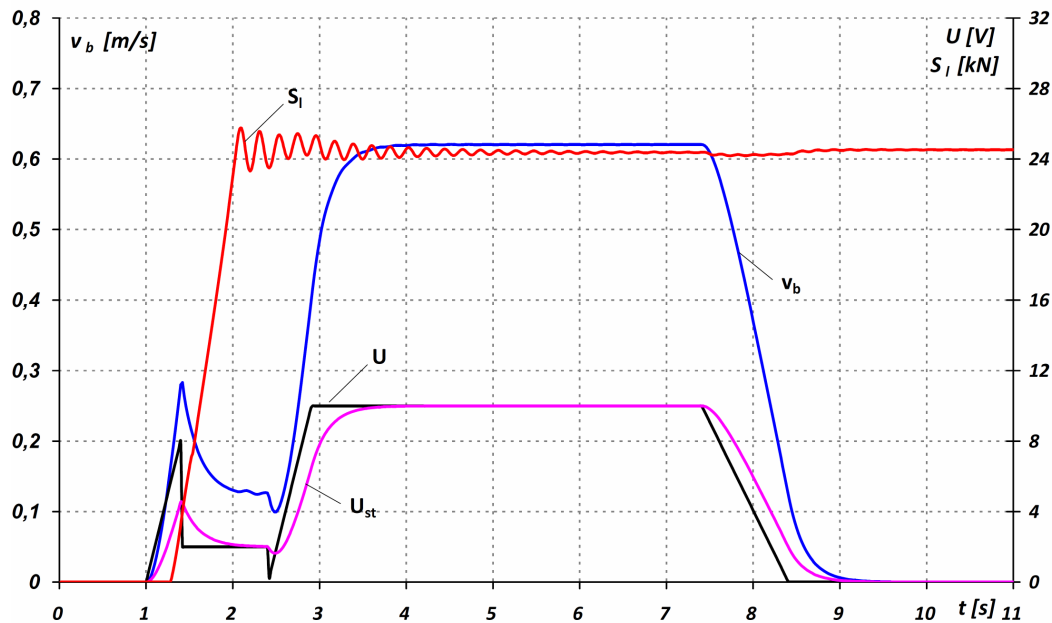
Rys. 5. Porównanie sił w linach przy różnych nastawach czujnika siły

Mogą się pojawić problemy z realizacją takiego algorytmu. Rysunek 6 przedstawia uruchomienie drugiego etapu cyklu w przypadku, gdy więź nie została napięta, co prowadzi do ponownego podrywania i w konsekwencji braku ograniczenia przeciążeń. Istotne, zatem jest zapewnienie, aby ponowne uruchomienie wciągarki odbywało się przy więzi napiętej.



Rys. 6. Przebieg siły przy małym luzie

Jednym ze sposobów rozwiązania tego problemu jest zastąpienie po wykryciu obciążenia zatrzymania podnoszenia redukcją prędkości do pewnej niewielkiej wielkości, która zapewni napięcie więzi. Czas tego ruchu można dobrać znając charakterystykę pracy wciągarki – jej prędkości podnoszenia i sposoby mocowania ładunku. Przypadek taki przedstawia rysunek 7. Przeciążenie spada wówczas do poziomu około 5% w stosunku do 14% dla przypadku z rysunku 6.



Rys. 7. Przebieg siły przy pośredniej prędkości zredukowanej

Przeprowadzone badania symulacyjne na modelu pozwoliły na sprawdzenie skuteczności omawianych metod na rzeczywistej wciągarcie.

4. Stanowisko badawcze

Dobre wyniki badań symulacyjnych układu zmniejszającego przeciążenia pozwoliły na przeprowadzenie badań eksperymentalnych, potwierdzających jego dobrą pracę na rzeczywistej wciągarcie bębnowej. Przyjęto, że podrywanie będzie przeprowadzane przy linach zluzonych, dla ładunku określonej masy, stojącego na podłożu. Założono trapezowy charakter wymuszeń z różnymi czasami narastania prędkości (rozpoczynając od wymuszenia skokowego). Badania były prowadzone dla wciągarki z włączonym i wyłączonym układem minimalizacji obciążeń.

Stanowisko badawcze składało się z wciągarki bębnowej zainstalowanej na rzeczywistej laboratoryjnej suwnicy pomostowej znajdującej się w Zakładzie Maszyn Roboczych, Napędów i Sterowania Politechniki Łódzkiej wyposażonej w niezbędne układy sterowania i pomiarowe. Omawiana suwnica jednodźwigarowa ma udźwig 50 kN, rozpiętość 10 m i wysokości podnoszenia 6 m. Laboratoryjna suwnica pomostowa przedstawiona jest na rys. 8.

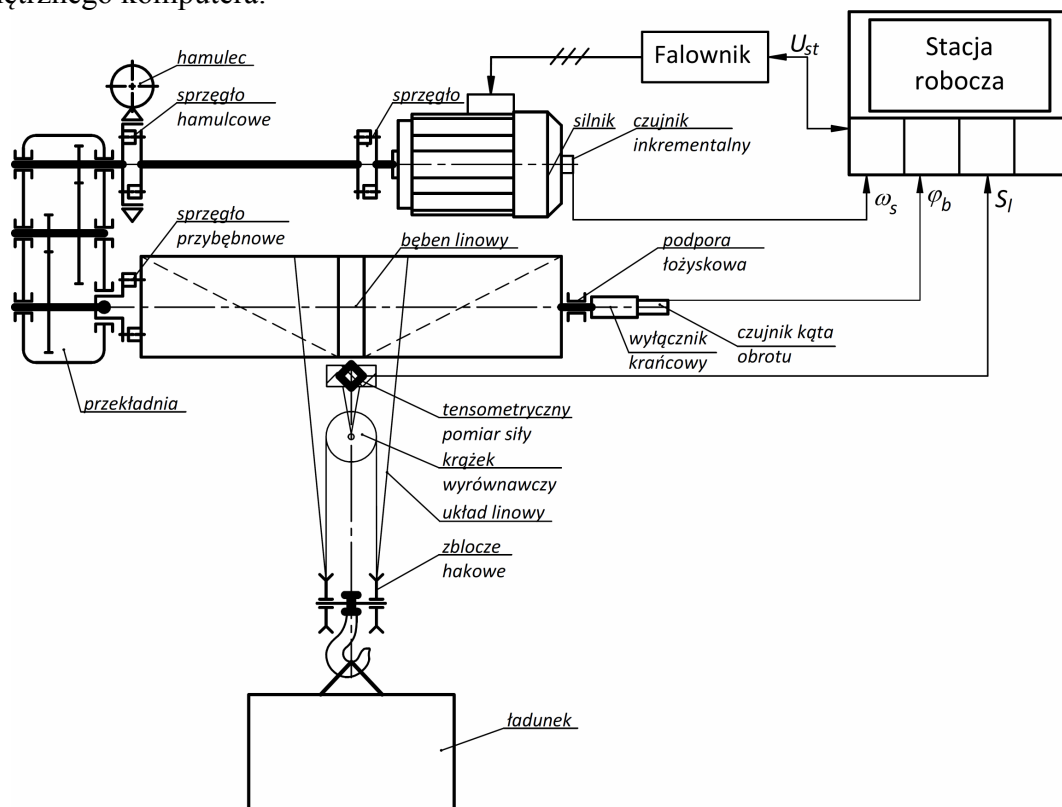
Do napędu wszystkich mechanizmów suwnicy zastosowane zostały układy: falownik - silnik asynchroniczny zwarty. Pracą każdego falownika zarządzał sterownik mikroprocesorowy, który realizował wszystkie wymagane funkcje układu sterownia i regulacji danego mechanizmu. Ponadto sterowniki odpowiedzialne były za zarządzanie wszystkimi funkcjami logicznymi mechanizmów, jak np. sterowanie hamulcami mechanicznymi, czy wyłącznikami krańcowymi. Pracą wszystkich mikrosterowników zarządzał sterownik nadrzędny typu „master”, który za pośrednictwem sieci „BITBUS”

umożliwiał komunikację między nimi oraz manipulatorem sterowania ręcznego, który pozwalał na pracę suwnicy w trybie sterowania ręcznego lub programowego.



Rys. 8. Laboratoryjna suwnica pomostowa

Praca mechanizmu podnoszenia rozpoczynała się od informacji z komputera nadrzędnego o zadanym położeniu kątowym bębna linowego. Ruch roboczy mechanizmu podnoszenia obejmujący rozruch, ruch ustalony i dojazd do zadanego położenia realizowany był bezpośrednio przez sterownik. Dla celów eksperymentalnych został odłączony sterownik master i został zastąpiony układem bezpośredniego sterowania falownikiem przy pomocy zewnętrznego komputera.



Rys. 9. Schemat wciągarki

Schemat wciągarki wraz z elementami sterującymi i pomiarowymi przedstawiono na rysunku 9.

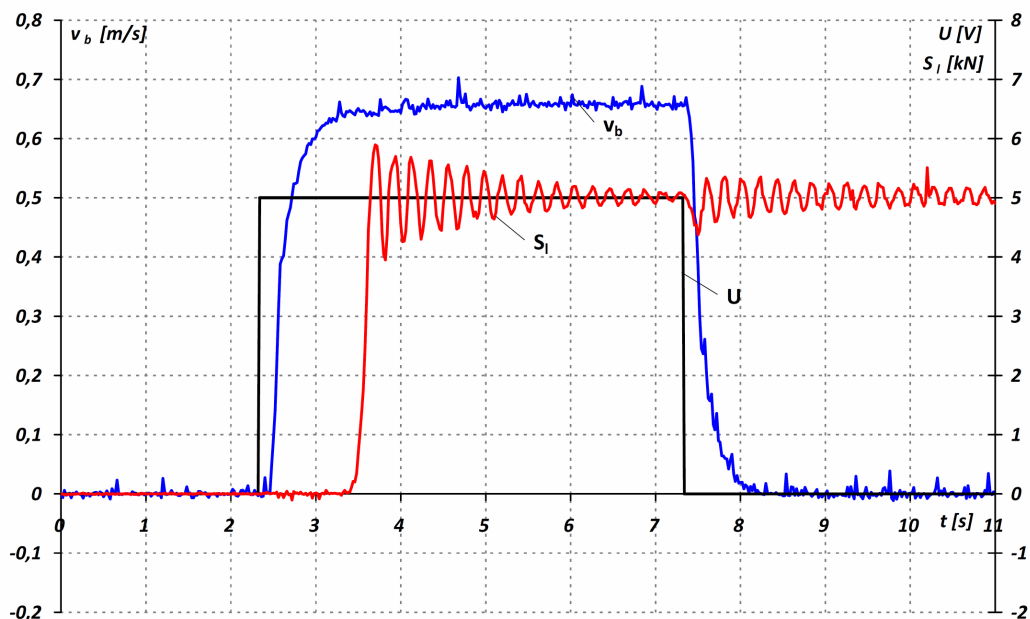
W celu zapewnienia prawidłowej pracy układu oraz uzyskania interesujących nas przebiegów parametrów fizycznych zostały zainstalowane następujące układy pomiarowe:

- układ pomiaru siły w linie S_1 – przy pomocy układów tensometrycznych pod krążkiem wyrównawczym (służy również do wyznaczania masy ładunku)
- układ pomiaru prędkości ω_s – przy pomocy enkodera na wale silnika elektrycznego
- układ pomiaru kąta obrotu bębna φ_b – pomiar z wykorzystaniem czujnika absolutnego położenia kąтового wału

Do rejestracji przebiegów badanych wielkości fizycznych oraz sterowania wykorzystano stację roboczą AWS-842TP firmy Advantech, wyposażoną w zestaw kart pomiarowo-sterujących.

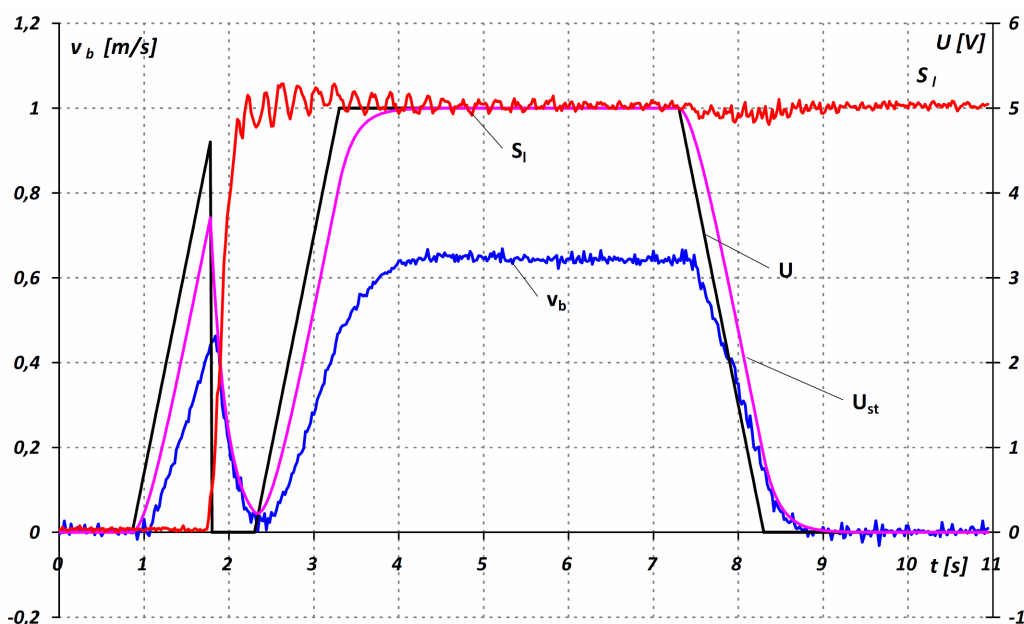
5. Badania eksperymentalne

Przykładowe przebiegi uzyskane z badań eksperymentalnych przedstawiono na rysunkach 10 i 11. Prezentowane są przebiegi sygnału zadanego U , napięcia sterującego falownikiem U_{st} , siły zmierzonej w układzie linowym S_1 oraz rzeczywistej prędkości liny nabiegającej na bęben v_b , wyznaczonej z kąta obrotu wału φ_b . Przypadek podrywania ładunku z wyłączonym układem minimalizacji przeciążeń przedstawia rysunek 10. Jest to przypadek skokowej zmiany sygnału sterującego. Podnoszony ładunek miał masę około 500 kg.



Rys. 10. Podrywanie ładunku z wyłączonym układem minimalizacji przeciążeń. Badania eksperymentalne

Napinanie lin rozpoczyna się ponad dwie sekundy po rozpoczęciu ruchu silnika napędowego, czyli w czasie, gdy obraca się on z prędkością zbliżoną do synchronicznej, co skutkuje przeciążeniem na poziomie ponad 26% powyżej wartości ustalonych.



Rys. 11. Podrywanie ładunku z włączonym układem minimalizacji przeciążeń. Badania eksperymentalne

Rysunek 11 przedstawia przebiegi w włączonym układem minimalizacji przeciążeń pracujący w trybie startu z maksymalną prędkością i z włączonym regulatorem stałej mocy. Widać, że podczas rozruchu pojawiają się niewielkie oscylacje siły w układzie linowym, nieznacznie przekraczające wartości ustalone. Zarejestrowane przebiegi pozwoliły na wyznaczenie przeciążenia w trakcie rozruchu, które wynosi poniżej 5%.

6. Podsumowanie

Przeprowadzone badania mechanizmu podnoszenia z napędem falownikowym potwierdziły poprawność działania układu sterowania pracującego w trybie regulacji mocy ze wstępnym rozruchem do prędkości maksymalnej. Zarówno badania symulacyjne jak i eksperymentalne pokazały znaczący spadek przeciążeń z ponad 25% do około 5%, co daje 80%- procentowy spadek wartości przeciążenia powyżej wartości ustalonych. Praca układu nie ma wpływu na wartości ustalone prędkości liny. Układ może zostać zastosowany zarówno w przypadku automatycznego sterowania jak i pracy w trybie sterowania ręcznego. Wskazano parametry, które odpowiedzialne są za odpowiednie działanie napędu, takie jak np. próg czułości układu pomiarowego siły.

Literatura

1. Bogdevičius M, Vika A. Investigation of The Dynamics of an Overhead Crane Lifting Process in a Vertical Plane. TRANSPORT 2005; XX (5): 176-180.
2. Bednarski S, Cink J, Malenta P. Pozycjonowanie ładunku w ruchu roboczym wciągarki bębnowej z napędem falownikowym. Materiały IV Konferencji Okrętownictwo i Oceanotechnika. Szczecin 1998: 15-24.
3. Eihab M, Abdel-Rahman, Ali H. Nayfeh, Ziyad N. Masoud. Dynamic and Control of Cranes: A Review. Journal of Vibration and Control 2003; 9: 863-908, <http://dx.doi.org/10.1177/1077546303009007007>.
4. Gašić V, Nenad Zrnić N, Obradović A, Bošnjak S. Consideration of Moving Oscillator Problem in Dynamic Responses of Bridge Cranes. FME Transactions 2011; 39: 17-24.

5. Grabowski E, Morawski A. Nowoczesne napędy falownikowe dźwignic. *Transport Przemysłowy* 2001; 1 (11): 33-37.
6. Grudziecki J, Malenta P, Uciński J. Zmniejszanie obciążeń dynamicznych w elementach mechanizmu podnoszenia. *Problemy Maszyn Roboczych* 2001; 18: 33-40
7. Haniszewski T. Hybrid analysis of vibration of the overhead travelling crane. *Transport Problems* 2014; 9 (2): 89-100.
8. Kosucki A. Badanie transportu ładunków przy wykorzystaniu skojarzonych ruchów mechanizmów suwnic pomostowych. Łódź: z. 474 (1175), 2013.
9. Krukowski J, Maczyński A, Szczotka M. The Influence of a Shock Absorber on Dynamics of an Offshore Pedestal Crane. *Journal Of Theoretical And Applied Mechanics* 2012; 50, 4 (2012): 953-966.
10. Margielewicz J, Haniszewski T, Gąska D, Pypno C. Badania modelowe mechanizmów podnoszenia suwnic. *Polska Akademia Nauk*. Katowice: 2013.
11. Matyja T, Sładkowski A. Modelling of the lift crane vibration caused by the lifting loads. *International Conference Zdvihací Zařízení v Teorii a Praxi*. Brno 2007: 98-105.
12. Michałowski S, Cichocki W. The Peak Dynamic Loading of a Winch in Term of the Rope Flexibility. *Key Engineering Materials* 2013; 542: 105-117, <http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.542.105>.
13. Newton I. *Mathematical Principles of Natural Philosophy*. NY: 1846.
14. Solazzi L, Incerti G, Petrogalli C. Estimation of the dynamic effect in the lifting operations of a boom crane. *Proceedings 28th European Conference on Modelling and Simulation*, 2014, <http://dx.doi.org/10.7148/2014-0309>.
15. Sun G., Kleeberger M, Liu J. Complete dynamic calculation of lattice mobile crane during hoisting motion. *Mechanism and Machine Theory* 2005; 40: 447-466, <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2004.07.014>.
16. Zrnić N, Gašić V, Bošnjak S, Dordević M. Moving Loads in Structural Dynamics of Cranes: Bridging the Gap Between Theoretical and Practical Researches. *FME Transactions* 2013; 41: 291-297.

Andrzej KOSUCKI

Piotr MALENTA

Politechnika Łódzka,

Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn,

ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź

e-mail: andrzej.kosucki@p.lodz.pl, piotr.malenta@p.lodz.pl
