

**Andrzej Kosucki
Piotr Malenta
Łukasz Stawiński
Sławomir Halusiak**

Energochłonność i przeciążalność mechanizmu podnoszenia suwnicy z układem zmniejszania obciążeń eksploatacyjnych

Energy consumption and overloads of crane lifting mechanism with system reducing operational loads

Streszczenie: W artykule przedstawiono badania mechanizmu podnoszenia dla różnych przypadków podnoszenia ładunku. Dla opracowanej metody zmniejszania przeciążeń eksploatacyjnych układu napędowego mechanizmów podnoszenia przeprowadzono badania porównawcze energochłonności cyklu roboczego i przeciążalności dynamicznej napędów (i konstrukcji nośnej) w stosunku do innych sposobów rozruchu. Określony został wpływ czasu rozruchu na przeciążalność i przeciążalność energetyczną mechanizmu z uwzględnieniem czasu całego cyklu roboczego. Przedstawiono badania wpływu wysokości podnoszenia i masy podnoszonego ładunku na przeciążalność mechanizmu i energochłonność cyklu roboczego. Badania wykazały dobre własności eksploatacyjne napędu wykorzystującego metody kompensacji przeciążeń.

Słowa kluczowe: *wciągarka, przeciążenia, energochłonność, efektywność energetyczna*

Abstract: The paper presents the study of the lifting mechanism for various lifting cases. Using the developed method of reducing an operating overloads of the driving system of the lifting mechanisms, studies of the energy consumption of the cycle and the dynamic overloads of the drive (and bearing structure) have been carried out in comparison with other methods of the payload lifting. The influence of a start-up time on the overloads and energy overloads of the mechanism was determined, taking into account the whole duty cycle time. Using the proposed start-up time, the influence of a lifting height and a weight of the lifted load on the drive overload and duty cycle power consumption were shown. Studies have shown good operating properties of a drive with overloads compensation system.

Keywords: *hoisting winch, overloads, energy consumption, energetic efficiency*

Abstract: The paper presents the study of the lifting mechanism for various lifting cases. Using the developed method of reducing an operating overloads of the driving system of the lifting mechanisms, studies of the energy consumption of the cycle and the dynamic overloads of the drive (and bearing structure) have been carried out in comparison with other methods of the payload lifting. The influence of a start-up time on the overloads and energy overloads of the mechanism was determined, taking into account the whole duty cycle time. Using the proposed start-up time, the influence of a lifting height and a weight of the lifted load on the drive overload and duty cycle power consumption were shown. Studies have shown good operating properties of a drive with overloads compensation system.

Wstęp

Energochłonność procesów produkcyjnych jest coraz częściej rozpatrywana w kontekście możliwych oszczędności energii. Dużą rolę w procesie czasie wytwarzania produktów odgrywają różnego rodzaju urządzenia transportowe, w tym suwnice. Urządzenia te, wyposażone w minimum trzy mechanizmy charakteryzują się różnymi charakterystykami ich pracy. Pod względem energetycznym - najbardziej energochłonnym jest mechanizm podnoszenia. Daje on jednak również największe możliwości odzyskiwania energii (przy opuszczaniu) lub zmniejszania energochłonności podnoszenia. Problemy związane z zapotrzebowaniem energii mechanizmów podnoszenia są obecnie rozpatrywane w kontekście oszczędzania energii, zmniejszania obciążeń konstrukcji stalowej (również wytyczne do projektowania) czy też możliwości jej magazynowania.

Autorzy artykułu [4] omawiając energochłonność procesów produkcyjnych zwracają uwagę na duży wpływ energochłonności operacji transportowych, jako jednego z procesów

pomocniczych w zautomatyzowanych cyklach produkcyjnych. Zakładają, że przedstawiona przez nich uproszczona metoda oceny energochłonności może posłużyć, jako narzędzie przy analizie różnych strategii sterowania urządzeniami transportowymi tak, aby realizować transport z minimalnym zużyciem energii.

Mechanizmy podnoszenia w wielu badaniach są traktowane jako „generatory” obciążeń konstrukcji stalowej oraz drgań mających wpływ na odkształcanie się ustrojów nośnych dźwignic. Przykładem może być artykuł [3], w którym autor przedstawia hybrydowe ujęcie metody elementów skończonych oraz symulacji dynamiki ustroju nośnego podczas unoszenia ładunku w celu określenia drgań w wybranym miejscu konstrukcji suwnicy pomostowej wskazując, że pozwala to na określenie obciążeń dynamicznych ustroju nośnego dźwignicy już na etapie jego konstrukcji. Podobnie w artykule [1] przedstawiony jest model suwnicy do oceny dynamicznego wskaźnika obciążania konstrukcji od podnoszenia ładunku z ziemi. Autorzy wskazują również, że w przyszłych badaniach należy uwzględnić wpływ układu napędowego mechanizmu podnoszenia na przeciążenia dynamiczne. W artykule [15] autorzy zwracają uwagę na nieuchronność rozpatrywania zużycia energii przy projektowaniu suwnic, jednakże skupiają się głównie na aspektach konstrukcyjnych urządzenia wykorzystując rozkład prawdopodobieństwa obciążenia mechanizmu podnoszenia. Zmniejszanie przeciążeń i oscylacji pionowych ustroju nośnego suwnicy, wynikających z pracy mechanizmu podnoszenia, z wykorzystaniem układów regulacji z regulatorem PID przedstawia praca [5]. Badania związane z optymalizacją konstrukcji ustroju nośnego suwnicy ze względu na energooszczędność z uwzględnieniem wskaźników dynamicznych podnoszenia przedstawiono w publikacji [18]. Wyniki sprowadzają się do zmniejszania masy urządzenia, co powoduje zmniejszone zapotrzebowanie mocy dla ruchów poziomych.

Wiele zespołów koncentruje się na badaniach mechanizmów suwnic w kontekście prowadzenia ładunku i minimalizacji wahań ładunku za pomocą odpowiednich funkcji wymuszających. Potwierdzeniem tego jest choćby publikacja [13], w której autorzy wskazują jako główne kierunki badań i rozwoju rozwiązań systemów sterowania ruchem suwnic, systemy przeciwdziałające wahanom ładunku oraz ukosowaniu suwnic.

Niektóre zespoły koncentrują się na badaniach efektywności energetycznej silników stosowanych do napędów mechanizmów podnoszenia zasilanych falownikami. Badania przedstawione w publikacji [12] pokazują, że ze względu na stosunkowo krótki czas pracy i duży udział częściowych obciążeń mechanizmu, zwiększenie efektywności energetycznej silników nie daje wymiernych oszczędności energii lub kosztów.

W pracy [2] zwrócono uwagę na konieczność oszczędzania energii w urządzeniach, które podnoszą ładunki. Autorzy stwierdzają, że oszczędność energii możliwa jest zarówno poprzez jej odzyskiwanie w czasie opuszczania jak i poprzez zwiększenie prędkości (dla małych mas podnoszonych ładunków). Metodę wyznaczania zapotrzebowania energii przez obliczanie zmiany energii potencjalnej przy podnoszeniu i pracy dla ruchów poziomych przedstawiono w pracy [16]. Przedstawiony został również sposób oszczędzania energii z wykorzystaniem koła zamachowego. Problemami oceny efektywności energetycznej suwnicy pomostowej z wykorzystaniem sieci neuronowych zajmują się również autorzy publikacji [17]. Inny sposób magazynowania, związany z coraz większym rozwojem superkondensatorów przedstawiono m.in. w [10] i [11]. Superkondensatory zaczynają być używane jako magazyny energii uzyskiwanej przy opuszczaniu ładunków lub hamowaniu suwnic.

Badania nad efektywnością energetyczną eksploatacji urządzeń transportowych są prowadzone wielotorowo, jednak możliwe są również pewne oszczędności w sposobie przeprowadzenia rozruchu mechanizmów podnoszenia. Oszczędności w tym obszarze dają duże (np. w stosunku do mocy mechanizmów jazdy) efekty energetyczne, zarówno w postaci zmniejszenia zapotrzebowania mocy, jak i zmniejszenia przeciążeń dynamicznych w układzie napędowym, a co za tym idzie i konstrukcji stalowej.

W pracy [8] autorzy wskazują na zalety badań modelowych jakimi m. in. jest możliwość zwiększenia precyzji optymalizacji konstrukcji, ze względu na jej geometrię oraz wytrzymałość oraz przewidywanie wpływu sterowania mechanizmami wykonawczymi na drgania mechaniczne konstrukcji stalowej i generowane nadwyżki dynamiczne. Podkreślają, że jednym z ważniejszych obciążeń jakie należy uwzględnić podczas projektowania suwnic pomostowych są dynamiczne obciążenia od mechanizmu podnoszenia. Zarówno siły dynamiczne jak i energochłonność podnoszenia ładunku określone są w prezentowanych badaniach przy wykorzystaniu badań symulacyjnych przeprowadzanych na zweryfikowanym eksperymentalnie modelu.

Autorzy pracy [14] analizując i prognozując ewolucję wybranych zespołów dźwignic, zwracają uwagę na rozwój aplikacji transportowo-przeładunkowych ładunków, rozwijanie nowych technik sterowania dźwignicami oraz doskonalenie układów zabezpieczających.

Artykuł przedstawia kontynuację prac rozwojowych przedstawionych w publikacji [6] w zakresie energochłonności podstawowych metod podnoszenia ładunku oraz efektywności energetycznej opracowanej metody zmniejszania obciążeń dynamicznych w stosunku do standardowych sposobów podnoszenia. Oprócz podstawowych sposobów podnoszenia ładunku uwzględniono również metodę poprawiającą parametry eksploatacyjne wciągarki, która oparta jest na odpowiedniej strukturze układu sterowania i algorytmie fazy rozruchowej z wykorzystaniem liniowych funkcji zmiany prędkości podnoszenia oraz regulatora stałej mocy. Prezentowane badania pozwalają na oszacowanie korzystnych parametrów fazy rozruchu mechanizmu podnoszenia, pozwalających zarówno na zmniejszenie przeciążeń dynamicznych, jak i poprawę efektywności energetycznej. Przedstawione analizy pozwalają na wykorzystanie metody zarówno przy podrywaniu jak i innych sposobach podnoszenia ładunku. Opisane poniżej badania przedstawiono na zweryfikowanym eksperymentalnie modelu mechanizmu podnoszenia suwnicy pomostowej.

Mechanizm podnoszenia

Rozpatrywany mechanizm podnoszenia suwnicy pomostowej przedstawiono na rysunku 1. Składa się ze zdwojonego układu linowego o przełożeniu dwa, napędzanego przy pomocy motoreduktora zasilanego falownikiem. Mechanizm umożliwia podnoszenie ładunków o masach do 5t na wysokość do 7 m. Oprzyrządowanie stanowiska pozwalało na pomiary podstawowych parametrów pracy mechanizmu, takich jak prędkość podnoszenia, siła w linach i parametry falownika zasilającego napęd.

Stanowisko zostało wykorzystane do weryfikacji modelu mechanizmu. Model mechanizmu podnoszenia zasilanego falownikiem szerzej omówiono między innymi w publikacji [6] a układu falownik stojan silnika w publikacji [7]. W części mechanicznej wciągarki wykorzystano znane równania dynamiki opisane m. in. w [9] oraz zależności kinematyczne dla ładunku i elementów związanych z silnikiem. Model przedstawiono na rysunku 2.

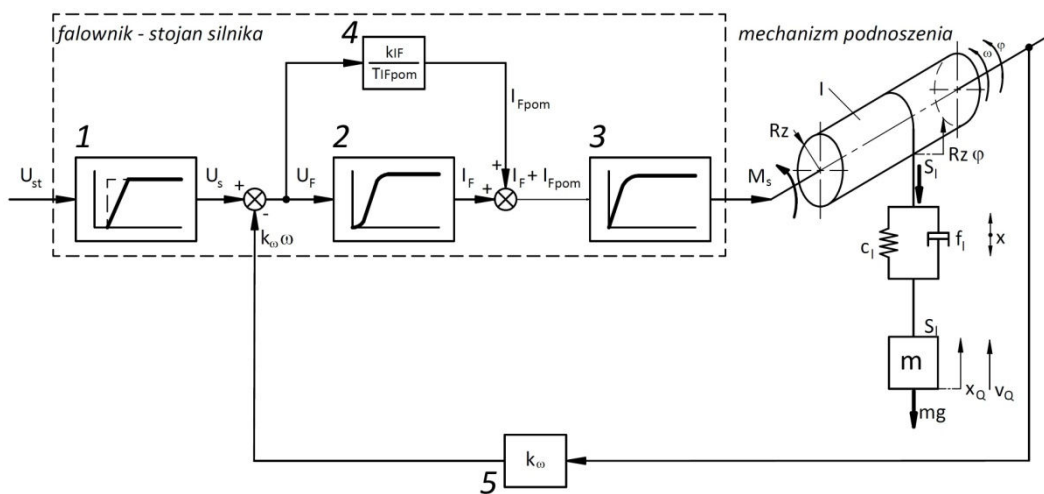
Określono następujące parametry elementów układu oraz zmienne:

- I - zredukowany moment bezwładności części obrotowych wciągarki
- m - masa podnoszonego ładunku
- R_z - promień zastępczy części mechanicznej
- c_1 - sztywność zastępcza układu linowego
- f_1 - współczynnik tłumienia układu linowego
- T_{F1}, T_{F2} - stałe czasowe członu 2,
- k_{IF} - współczynnik przeliczeniowy członów 2 i 4,
- k_{wzm} - współczynnik wzmocnienia,
- T_{IFpom} - stała czasowa członu 4,
- k_{ω} - współczynnik przeliczeniowy prędkości kątowej

- k_{Ms} - współczynnik wzmocnienia członu 3,
- T_{Ms} - stała czasowa członu 3.
- U_F - napięcie sterujące
- S_l - siła w linach
- x_Q - przemieszczenie ładunku
- φ - przemieszczenie kątowe silnika



Rys. 1 Mechanizm podnoszenia



Rys. 2 Model mechanizmu podnoszenia i układu falownik – stojan silnika

Model został opisany w przestrzeni zmiennych stanu w następującej postaci:

część mechaniczna mechanizmu podnoszenia

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

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

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

(1)

układ falownik – stojan silnika

$$\begin{aligned}
 \frac{dU_s}{dt} &= \frac{1}{T_C} \cdot U_{sz} \\
 \frac{dI_F'}{dt} &= \frac{k_{IF} \cdot k_{wzm}}{T_{F1}^2} \cdot (U_s - k_\omega \cdot \omega) - \frac{T_{F2}}{T_{F1}^2} \cdot I_F' - \frac{1}{T_{F1}^2} \cdot I_F \\
 \frac{dI_F}{dt} &= I_F' \\
 \frac{dM_s}{dt} &= \frac{k_{Ms}}{T_{Ms}} \cdot (I_F + I_{Fpom}) - \frac{1}{T_{Ms}} \cdot M_s \\
 \frac{dI_{Fpom}}{dt} &= \frac{k_{IF}}{T_{IFpom}} \cdot (U_s - k_\omega \cdot \omega)
 \end{aligned} \tag{2}$$

Przyjęte zostały następujące zmienne stanu:

- x - wydłużenie lin ładunku
- v_Q - prędkość ładunku
- ω - prędkość kątowna silnika.
- 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

Jako wielkość sterującą przyjęto sygnał napięciowy U_{st} , który jest proporcjonalny do zadanej prędkości kątownej silnika.

Badania porównawcze

Ze względu na warunki na początku cyklu podnoszenia rozpatrywane były cztery przypadki, oznaczane w dalszej części:

- Podnoszenie uniesionego ładunku (liny wstępnie napięte – przyjęto oznaczenie pow)
- Podnoszenie z ziemi (liny nienapięte – przyjęto oznaczenie z)
- Podrywanie (liny z luzem, napinanie rozpoczyna się przy ustalonej prędkości silnika wciągarki – przyjęto oznaczenie podr)
- Dodatkowo rozpatrywano metodę opisaną w publikacji [6], która pozwala na zmniejszenie obciążeń dynamicznych układu napędowego poprzez odpowiednie kształtowanie funkcji rozruchowej – przyjęto oznaczenie podr_k

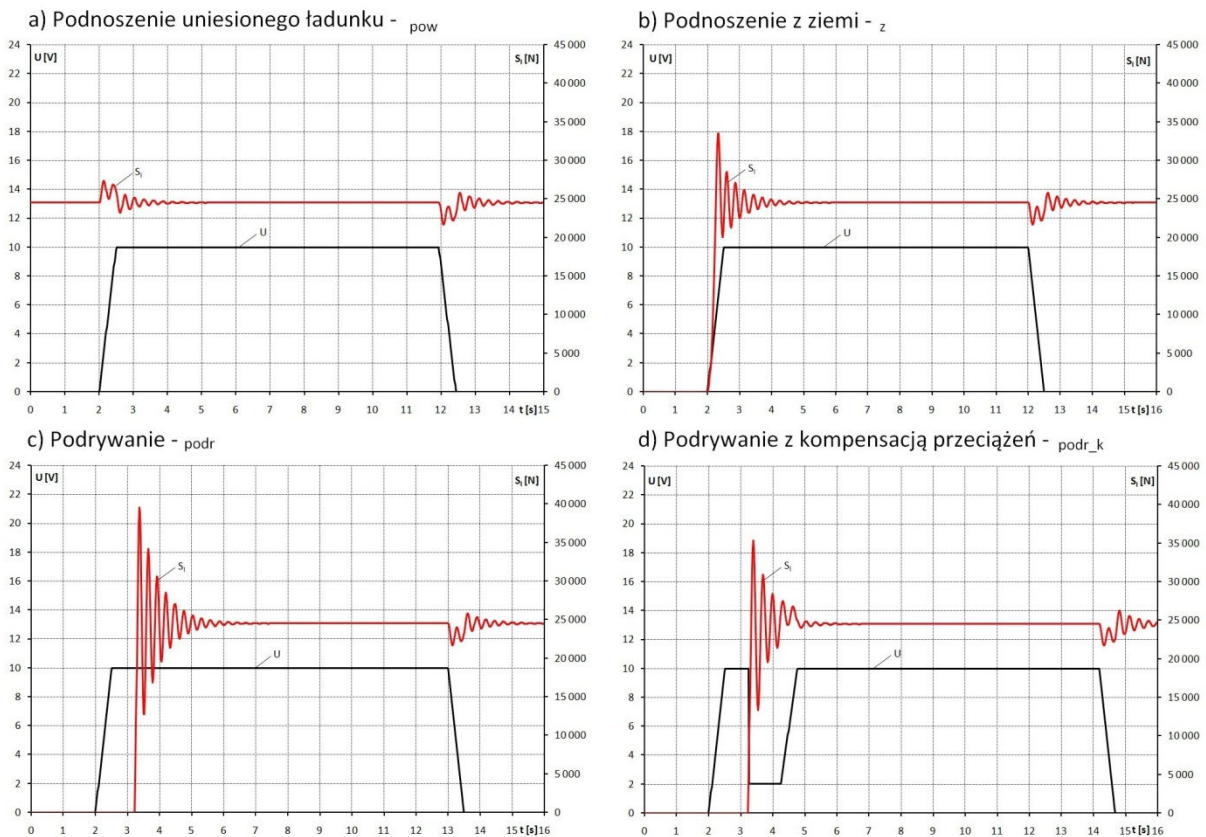
Przykładowe, uzyskane z badań modelowych przebiegi czasowe funkcji wymuszających oraz sił w linach dla omawianych przypadków przedstawia rysunek 3.

Do określenia energochłonności poszczególnych cykli przyjęto wielkości związane z wałem silnika wciągarki tzn. prędkość kątowną i moment z jakim stojan oddziałuje na wirnik silnika. Wielkości te, mierzone (3) lub obliczane (4) w sposób ciągły, umożliwiają oszacowanie chwilowego zapotrzebowania mocy mechanizmu.

$$N = M_s \cdot \omega \tag{3}$$

Ponieważ pracę układu, a co za tym idzie równoważną jej energię, wyznacza się jako całkę mocy chwilowej napędu względem czasu, przyjmuje ona poniższą postać:

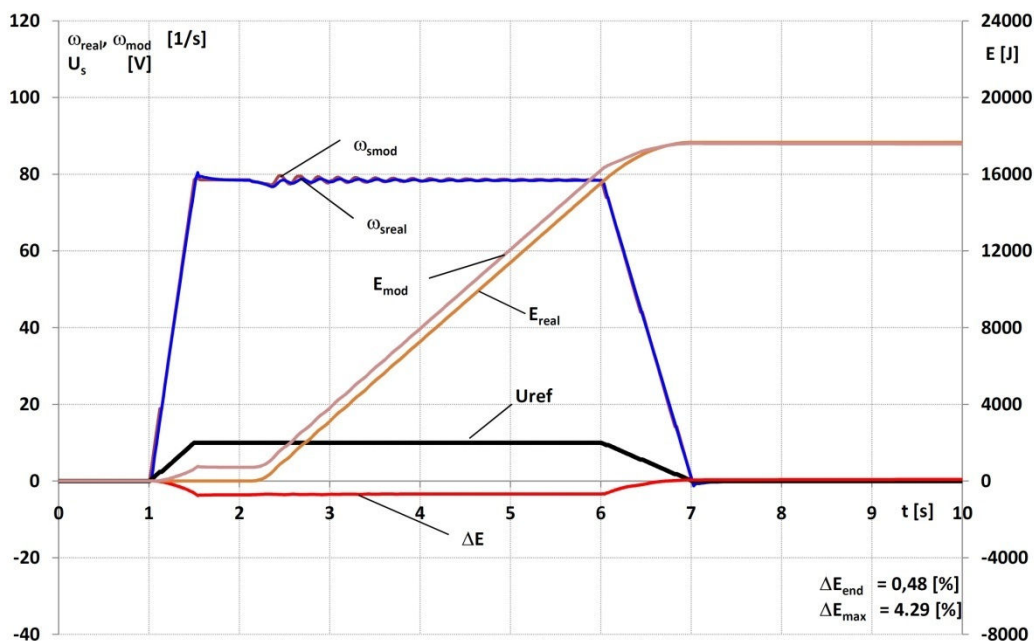
$$E = \int_0^{t_k} N \cdot dt = \int_0^{t_k} M_s \cdot \omega_s \cdot dt \quad (4)$$



Rys. 3 Sposoby podnoszenia ładunku

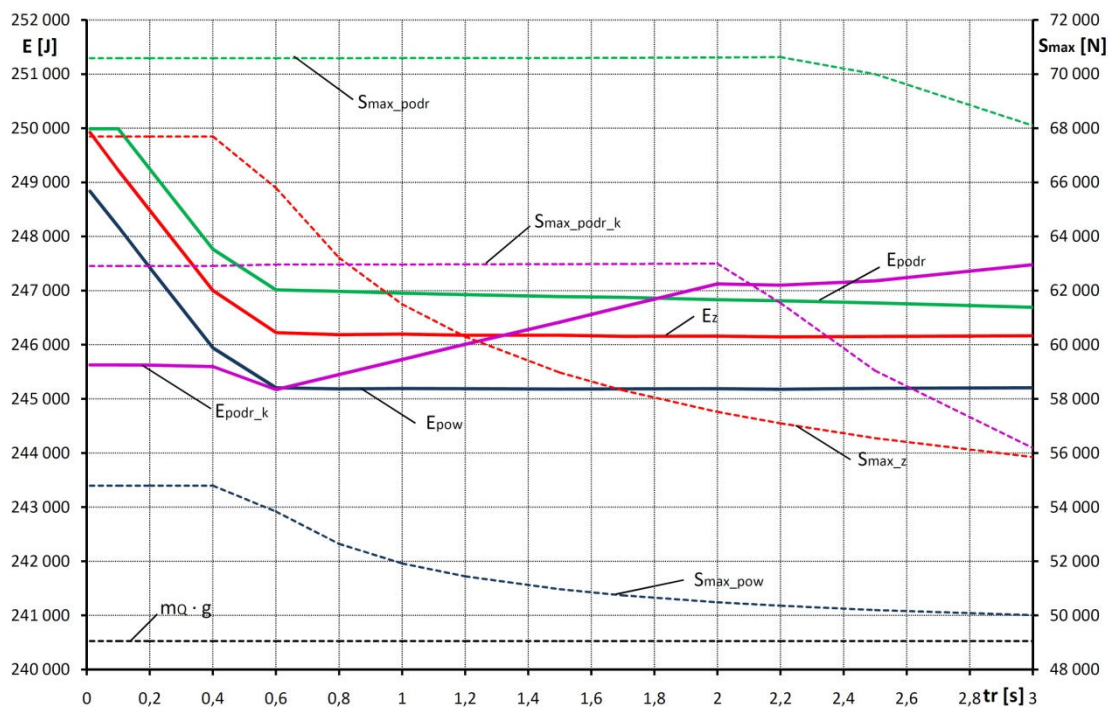
W celu określenia wpływu podstawowych parametrów cyklu roboczego takich jak np. czas czy sposób rozruchu przeprowadzono szereg badań symulacyjnych. Badania mogły być przeprowadzone dzięki badaniom weryfikacyjnym modelu przedstawionym między innymi w publikacji [6]. Użyto danych zarejestrowanych doświadczalnie na wciągarnie i porównano je z wartościami obliczonymi numerycznie przy założeniu takich samych wymuszeń. Na rysunku 4 przedstawiono przebiegi prędkości silnika uzyskane z eksperymentu (ω_{sreal}) oraz modelu (ω_{smod}), wymuszonych określonym napięciem sterującym falownika (U_{ref}) dla cyklu podnoszenia z ziemi ładunku o masie 1130 kg na wysokość 1,6 m. Bazując na danych eksperymentalnych i modelowych wyznaczono całkowitą energochłonność cyklu wynoszącą około 17600 J. Uzyskano dużą zgodność energochłonności cyklu wyznaczonych z pomiarów (E_{real}) i modelu (E_{mod}). Maksymalna odchyłka (ΔE) w czasie cyklu nie przekraczała kilku procent (w prezentowanym przypadku 4,29%), natomiast różnica na koniec cyklu na ogół nie przekraczała 1 %. W oparciu o przeprowadzoną weryfikację przyjęto prezentowany model do szerszych badań nad energochłonnością mechanizmu podnoszenia.

Jednym z ważnych parametrów cyklu jest czas rozruchu, od którego zależą zarówno maksymalne przeciążenia w układzie jak i czas trwania całego cyklu. Badania wpływu czasu rozruchu na energochłonność przeprowadzono dla nominalnych wartości obciążenia, który podnoszono na wysokość 5 m. Czas rozruchu zmieniano od wymuszenia skokowego do 3 sekund. Do celów porównawczych rejestrowano maksymalne siły w układzie linowym oraz zapotrzebowanie energii dla całego cyklu.



Rys. 4 Porównanie energii cyklu podnoszenia

Na rysunku 5 przedstawiono wartości energochłonności i maksymalnej siły w linach dla cyklu podnoszenia ładunku o masie 5000 kg na wysokość 5 m w zależności od czasu rozruchu.



Rys. 5 Zależności energochłonności podnoszenia z ziemi, uniesionego ładunku oraz podrywania ładunku w zależności od czasu rozruchu i hamowania dla podnoszenia ładunku o masie $m_Q=5t$ na wysokość 5 m.

Przedstawione na rysunku 5 przebiegi wskazują, że wydłużanie czasów rozruchu (i hamowania) dla podstawowych sposobów rozruchu od pewnej wartości (około 0,6 s) przestaje mieć znaczenie dla energochłonności cyklu roboczego. Dla sterowania

minimalizującego przeciążenia energochłonność cyklu jest mniejsza dla krótszych czasów, co więcej jest mniejsza lub porównywalna z energochłonnością podnoszenia uniesionego ładunku. Równocześnie występuje kilkunastoprocentowy spadek maksymalnej siły w linach.

Przyjęto wskaźniki przeciążalności i przeciążalności energetycznej dla porównania efektywności poszczególnych sposobów podnoszenia. Odpowiednie zależności analityczne dane są równaniami:

$$p = \frac{S_{\max}}{m_Q \cdot g}$$

$$p_E = \frac{E}{m_Q \cdot g \cdot h} \quad (5)$$

gdzie

p – przeciążalność

p_E - przeciążalność energetyczna

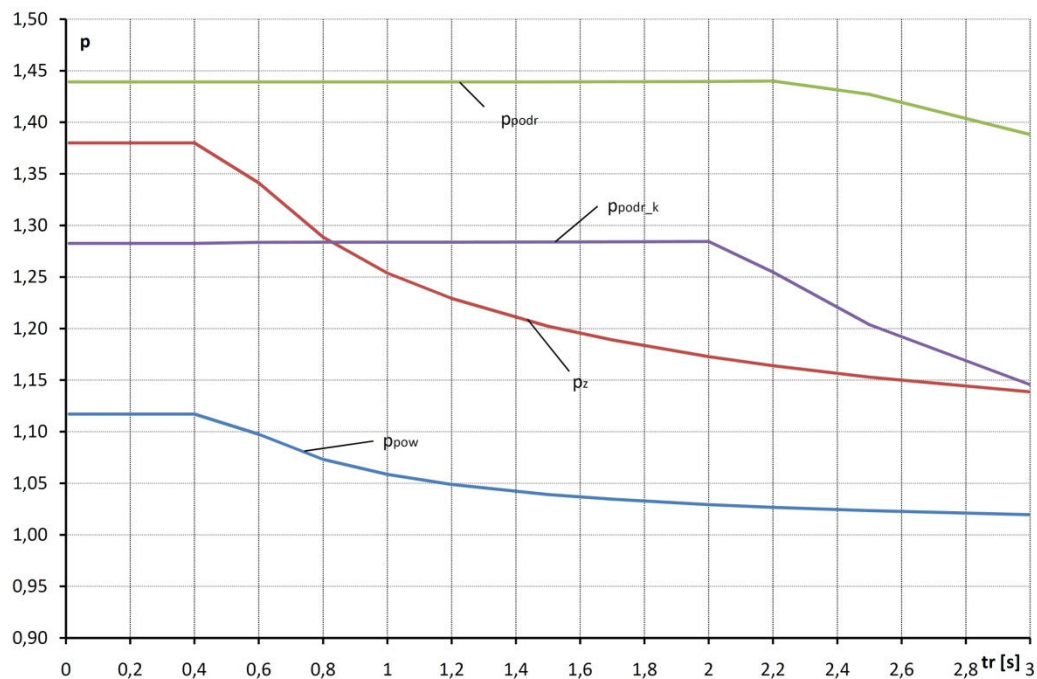
S_{\max} - maksymalna siła w linach

E - energochłonność cyklu roboczego podnoszenia

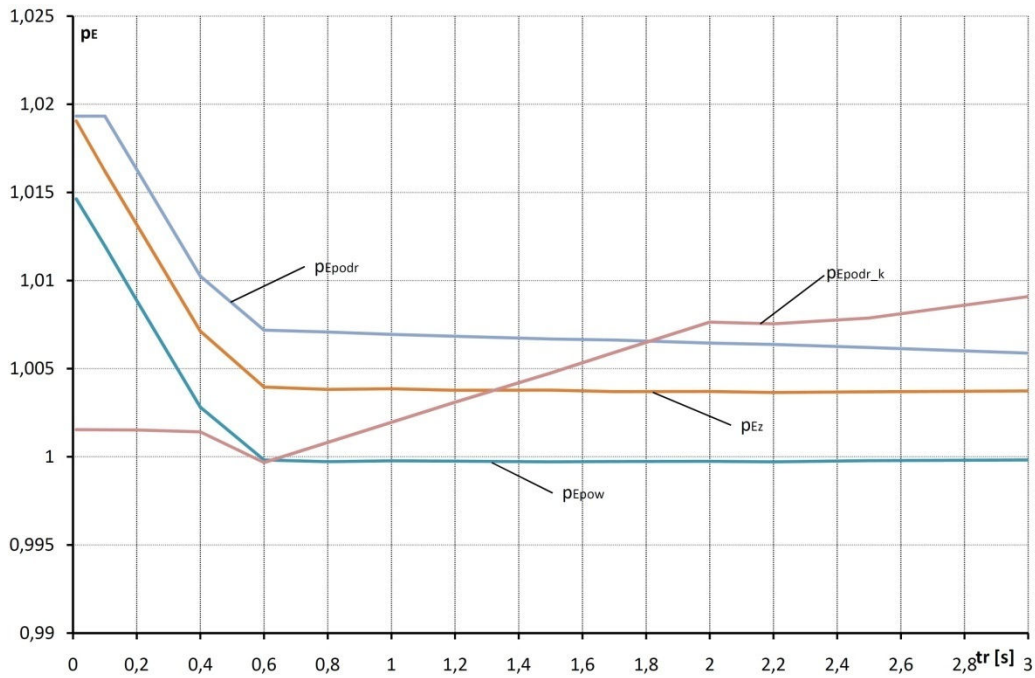
m_Q - masa ładunku

h - wysokość podnoszenia

Porównanie wskaźników przedstawiono na rysunkach 6a i 6b.

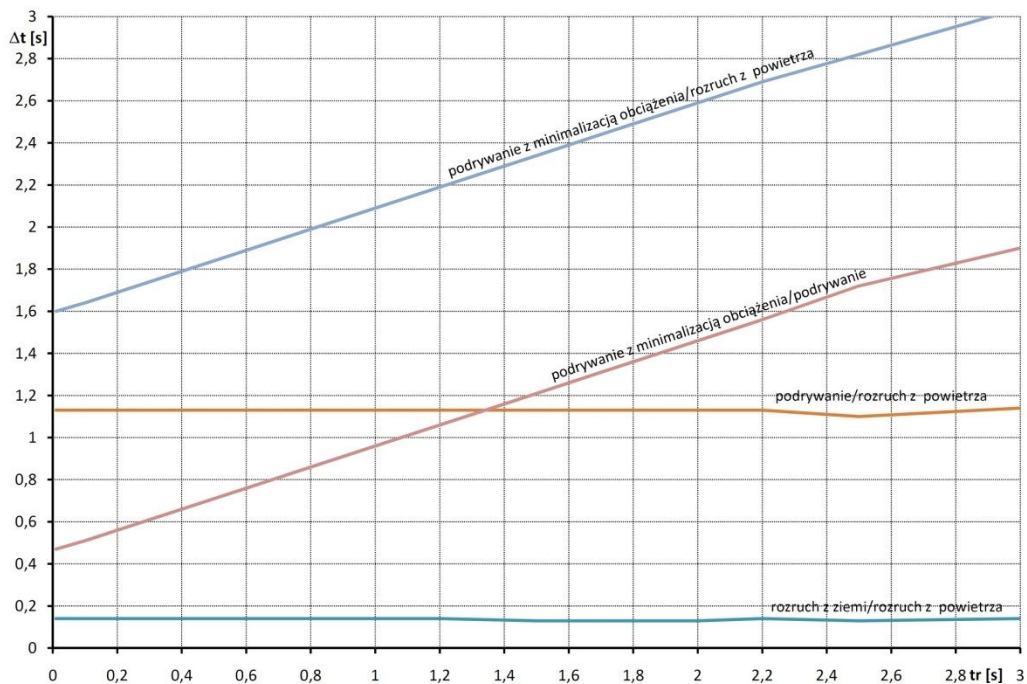


Rys. 6a Przeciężalność (p) w zależności od sposobu podnoszenia i czasów rozruchu



Rys. 6b Przepiężalność energetyczna (p_E) w zależności od sposobu podnoszenia i czasów rozruchu

Przepiężalność energetyczna cykli podnoszenia nie przekracza kilku setnych powyżej jedności przy krótkich czasach, a zbliża się do jedności już przy czasie rozruchu równym ok. 0,6 s, co jest informacją istotną w kontekście poprawy efektywności energetycznej całego urządzenia (suwnicy) jak również szacowania możliwości odzyskiwania energii. Ze względu na przepiężalności w układzie linowym czasy rozruchu nie powinny być mniejsze niż 0,8 s, co zapewni porównywalne obciążenia konstrukcji przy podnoszeniu z ziemi oraz podrywaniu z minimalizacją obciążenia.



Rys. 7. Wydłużenie cyklu w zależności od sposobu podnoszenia i czasu rozruchu mechanizmu przy podnoszeniu

Zwiększanie czasów rozruchu ma swoje konsekwencje, związane z wydłużeniem czasu całego cyklu. Zależności czasu trwania cyklu dla poszczególnych przypadków rozruchu przedstawia rysunek 7. Dla czasu rozruchu równego 1 s wydłużenie czasu całego cyklu w stosunku do czasu podniesienia uniesionego ładunku wynosi 2,1 s, zaś w stosunku do podrywania 0,96 s.

Przyjmując stałą wartość czasu rozruchu równą 1 s, przeprowadzone zostały badania energochłonności cykli dla pełnego spectrum obciążeń i różnych wysokości podnoszenia. Począwszy od nieobciążonego haka rozpatrywano ładunki do wartości nominalnej. Obliczenia przeprowadzono dla wysokości podnoszenia ładunku 1, 3, 5 i 7 metrów.

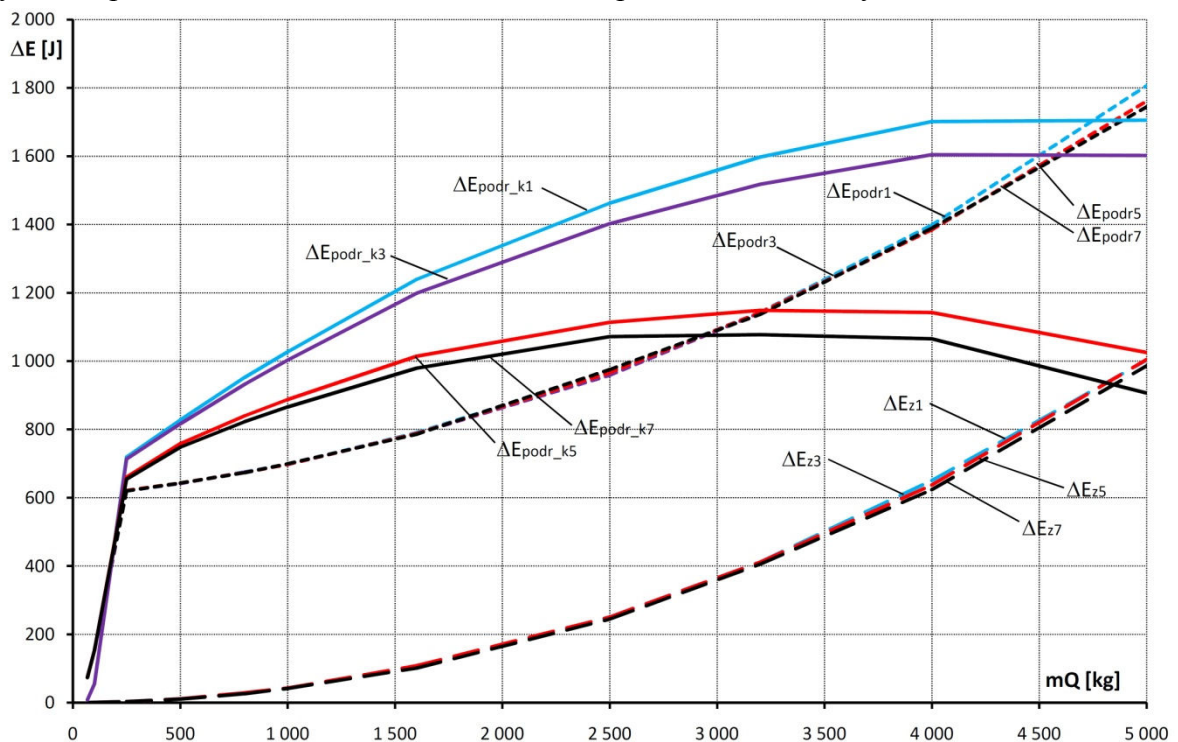
Przyjmując jako odniesienie energochłonność podnoszenia uniesionego ładunku, wprowadzono wskaźniki wzrostu energochłonności (ΔE) określone następującymi równaniami:

$$\Delta E_z = E_z - E_{pow} \quad \text{- dla podnoszenia z ziemi}$$

$$\Delta E_{podr} = E_{podr} - E_{pow} \quad \text{- dla podrywania}$$

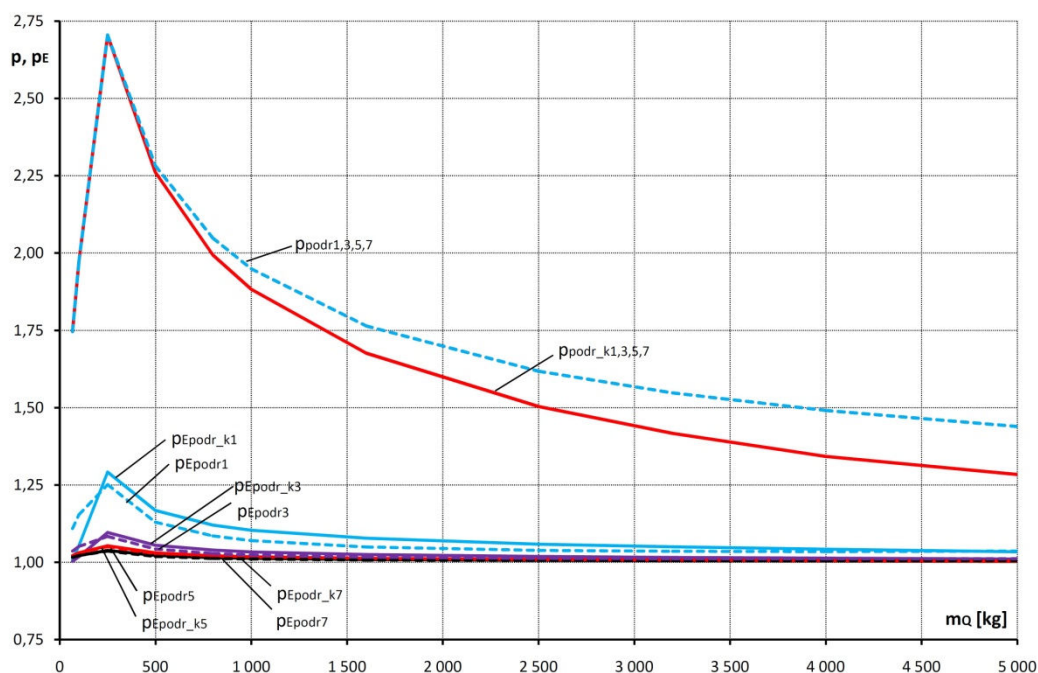
$$\Delta E_{podr_k} = E_{podr_k} - E_{pow} \quad \text{- dla podrywania z minimalizacją obciążeń}$$

Dodatkowe indeksy 1, 3, 5 i 7 zamieszczone na wykresie oznaczają odpowiednie wysokości podnoszenia. Zestawienie wskaźników przedstawiono na rysunku 8.

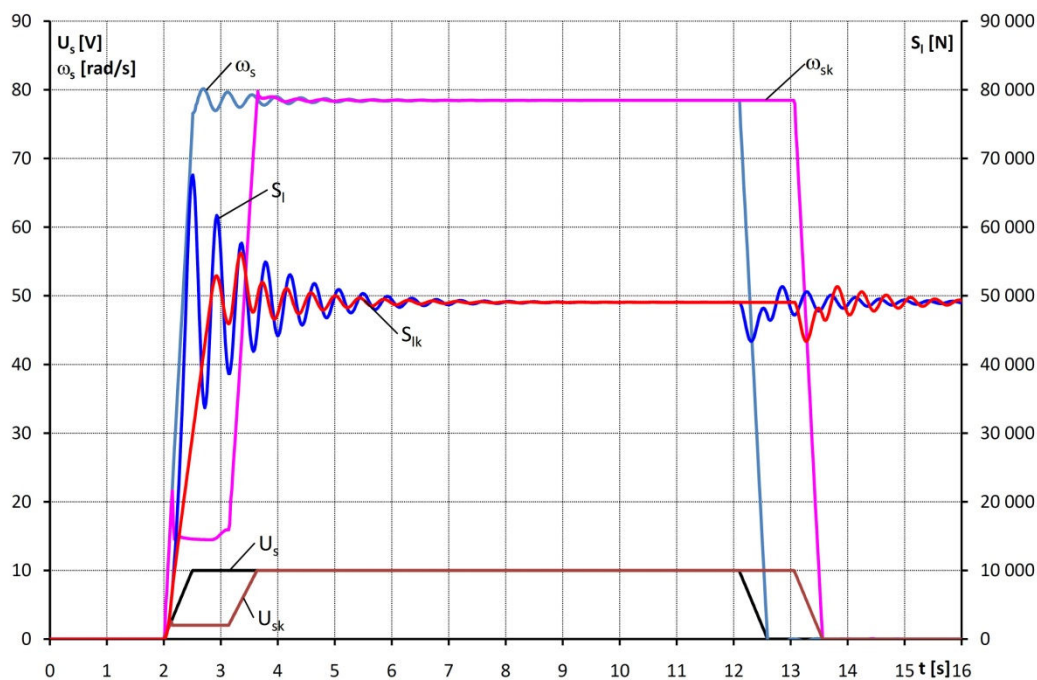


Rys. 8 Wskaźniki wzrostu energochłonności podnoszenia z ziemi, podrywania i podrywania z minimalizacją obciążeń dla różnych mas i wysokości podnoszenia

Dla małych wysokości podnoszenia metoda zmniejszania obciążeń dynamicznych wprowadza zwiększone zapotrzebowanie energii w całym zakresie udźwigu. Natomiast przy większych wysokościach podnoszenia, już powyżej połowy udźwigu, energochłonność jest mniejsza niż w przypadku czystego podrywania. Przeciężalność energetyczna mechanizmu podnoszenia powinna być rozpatrywana łącznie z przeciężalnością układu napędowego, szczególnie w przypadku podrywania i podrywania z kompensacją. Porównanie takie przedstawia rysunek 9.



Rys. 9 Porównanie przeciążalności i przeciążalności energetycznej dla podrywania i podrywania z kompensacją dla różnych wysokości podnoszenia i mas



Rys. 10. Porównanie przebiegów sygnałów sterujących w falowniku (U_s), prędkości silnika (ω_s) i siły w linach (S_i) dla podnoszenia z ziemi bez kompensacji i z kompensacją (indeks k).

Uzyskane wyniki wskazują, że przeciążalności przy podrywaniu są niezależne od wysokości podnoszenia, bowiem zależą tylko od charakteru rozruchu mechanizmu. Dla małych ładunków (do około 10% udźwigu), przeciążalność jest niezależna od sposobu rozruchu. Dla następuje dla cięższych ładunków obserwuje się sukcesywny spadek przeciążalności dla przypadku podrywania z kompensacją w stosunku do czystego

podrywania. Rozpatrując przeciążalności energetyczne większe różnice pomiędzy poszczególnymi przypadkami są widoczne tylko w obszarze małych mas.

Na rysunku 10 przedstawiono przykład zastosowania omawianej metody dla przypadku podnoszenia z ziemi. Przedstawiono podnoszenie ładunku o masie 5000 kg na wysokość 3 m, uzyskując przy minimalnie zwiększonej przeciążalności energetycznej (z 1,008 na 1,017), zmniejszenia przeciążalności dynamicznej z $p=1,378$ na $p_k=1,146$.

Podsumowanie

Przeprowadzone badania wykazują celowość stosowania kompensacji nadwyżek dynamicznych zarówno ze względów wyraźnego zmniejszenia przeciążeń dynamicznych, ale również z powodu energochłonności cyklu podnoszenia.

Zwiększona przeciążalność energetyczna występuje tylko dla małych mas podnoszonego ładunku oraz przy małych wysokościach podnoszenia. Dla większych wysokości podnoszenia, już powyżej połowy udźwigu widoczny jest zysk energetyczny dla stosowanej metody kompensacji w stosunku do podrywania.

Zaproponowany czas rozruchu na poziomie 1 s jest korzystny zarówno ze względu na obciążenia dynamiczne układu napędowego (i konstrukcji nośnej), jak i ze względu na energochłonność cyklu czy czas jego trwania, niezależnie od sposobu rozruchu.

Przedstawiona metoda zmniejszania obciążeń eksploatacyjnych może być stosowana niezależnie od sposobu podnoszenia ładunku. Struktura układu sterowania nie wprowadza zakłóceń przy innych sposobach podnoszenia, a w przypadku podnoszenia z ziemi daje poprawę własności dynamicznych.

Zastosowanie metody daje również możliwość uwzględniania mniejszych przeciążeń przy obliczeniach konstrukcji nośnych suwnic. Metoda zmniejsza obciążenia konstrukcji, zatem w przypadku zastosowania jej w suwnicach istniejących, przyczynia się do zwiększenia ich żywotności, jak również skutkuje poprawą niezawodności tych urządzeń.

Prowadzone są wstępne prace nad zaimplementowaniem metody z wykorzystaniem wbudowanych funkcji falowników, związanych z programowaniem procesów rozruchu. Umożliwi to stosowanie metody kompensacji nawet w przypadku ręcznego sterowania wciągarką.

Widoczny wpływ przebiegu prędkości silnika, przy rozruchu, na przeciążenia w układzie napędowym upoważnia do kontynuacji badań nad innymi, niż przedstawiony, sposobami kształtowania tej prędkości włącznie z zastosowaniem metod optymalizacyjnych.

Dobre własności energetyczne układu z kompensacją pozwalają na zastosowanie go w systemach napędowych urządzeń transportowych z magazynowaniem energii odzyskiwanej np. w czasie opuszczania.

Literatura

- [1] Gąska D., Margielewicz J., Haniszewski T., Matyja T., Konieczny Ł., Chróst P.: Numerical identification of the overhead travelling crane's dynamic factor caused by lifting the load off the ground. *Journal Of Measurements In Engineering* 2015; 3(1): 1-8.
- [2] Grygorov O.V., Zaytsev Y.I., Svirgun V.P., Srtyzhak V.V.: Realization of energy-saving control modes on cranes of great load - carrying capacity. *Annals of the University of Petroșani, Mechanical Engineering* 2010; 12: 111-118.
- [3] Haniszewski T.: Hybrid analysis of vibration of the overhead travelling crane. *Transport Problems (Problemy Transportu)* 2014; 9(2): 89-100.

- [4] Honczarenko J., Berliński A.: Modelowanie energochłonności procesów transportowych w zautomatyzowanych systemach montażowych. *Technologia i Automatykacja Montażu* 2011;4: 49-52.
- [5] Kiviluoto S., Eriksson L., Koivo H. N.: Modelling and control of vertical oscillation in overhead cranes. *Proc. of American Control Conference* 2015: 1290-1295.
- [6] 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.
- [7] Kosucki A.: Badanie transportu ładunków przy wykorzystaniu skojarzonych ruchów mechanizmów suwnic pomostowych. *Rozprawy Naukowe. Politechnika Łódzka z. 474 ; Zeszyty Naukowe. Politechnika Łódzka nr 1175, Łódź: 2013.*
- [8] Margielewicz J., Haniszewski T., Gąska D., Pypno C.: Badania modelowe mechanizmów podnoszenia suwnic. *Komisja Transportu, Polska Akademia Nauk Oddział w Katowicach. Katowice 2013.*
- [9] Newton I. *Mathematical Principles of Natural Philosophy*. NY: 1846.
- [10] Parise G., Honorati A.: Port Cranes with Energy Balanced Drive, *proc. of AEIT Annual Conference - From Research to Industry: The Need for a More Effective Technology Transfer (AEIT) 2014: 1-5.*
- [11] Plotnikov I., Braslavsky I., Ishmatov Z., Polunin F.: About Using the Frequency-Controlled Electric Drives with Supercapacitors in the Hoisting Applications. *Proc. of International Siberian Conference on Control and Communications (SIBCON) 2015: 1-9.*
- [12] Repo A., Montonen J., Sizonenko V., Lindh P., Pyrhönen J.: Energy efficiency of hoisting motors. *Proc. of International Conference on Electrical Machines (ICEM) 2014: 144-149.*
- [13] Smoczek J., Szpytko J.: Sposoby sterowania zautomatyzowanymi pomostowymi suwnicami. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport, 2010, z. 73: pp. 95-104.*
- [14] Szpytko J. Chodacki J.: Analiza ewolucji wybranych zespołów dźwignic, *Konferencja LOGITRANS 2010, Logistyka, systemy transportowe, bezpieczeństwo w transporcie, Czasopismo: Logistyka 2010, nr 2.*
- [15] Tong Yifei, Tang Zhaohui, Mei Song, Shen Guomin, Gu Feng: Research on Energy-Saving Design of Overhead Travelling Crane Camber Based on Probability Load Distribution. *Mathematical Problems in Engineering* 2014: 1-9.
- [16] Xinyi Xiao, Shiqing Lu: Study on Measurement of Energy Consumption for Cranes and Designing of Energy Saving Device. *Applied Mechanics and Materials* 2012; 159: 326-330.
- [17] Yifei T., Ruiwen Z., Wei Y., Dongbo L.: Research on energy efficiency evaluation for overhead crane. *Kybernetes* 2016; 45 (5): 788-797.
- [18] Yifei T, Zhaohui T, Wei Y, Zhen Y. Research on energy-saving optimization design of bridge crane. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 2013; 15 (4): pp. 449–457.

dr hab. inż. Andrzej Kosucki
mgr inż. Piotr Malenta
dr inż. Łukasz Stawiński
dr inż. Sławomir Halusiak

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,
lukasz.stawinski@p.lodz.pl, [sławomir.halusiak@p.lodz.pl](mailto:slawomir.halusiak@p.lodz.pl)
