

Igor MACIEJEWSKI

POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA, INSTYTUT MECHATRONIKI, NANOTECHNOLOGII I TECHNIKI PRÓŻNIOWEJ

Właściwości wibroizolacyjne semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska z tłumikiem magneto-reologicznym

Dr inż. Igor MACIEJEWSKI

Adiunkt zatrudniony w Instytucie Mechatroniki, Nanotechnologii i Techniki Próżniowej Politechniki Koszalińskiej; od 8 lat zajmuje się badaniem układów wibroizolacji do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami; autor lub współautor kilkunastu publikacji w międzynarodowych i krajowych czasopiśmie z zakresu mechatroniki.



e-mail: igor.maciejewski@tu.koszalin.pl

Streszczenie

W pracy zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych oraz pomiarów eksperymentalnych układu zawieszenia siedziska operatora maszyny roboczej. Właściwości wibroizolacyjne zawieszenia poprawiono poprzez semi-aktywne sterowanie siłą tłumika magneto-reologicznego, który rozprasza szkodliwą dla zdrowia człowieka energię drgań mechanicznych. Zastosowany w układzie zawieszenia regulator generuje elektryczny sygnał sterujący, proporcjonalny do prędkości bezwzględnej ruchu siedziska. W celu porównania wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych wykorzystano przebiegi gęstości widmowych mocy przyspieszenia drgań siedziska oraz jego funkcje przenoszenia przy wymuszeniach o charakterze losowym.

Słowa kluczowe: drgania, system zawieszenia siedziska, semi-aktywne sterowanie.

Vibro-isolation properties of the semi-active seat suspension with magneto-rheological damper

Abstract

The object of simulation and experimental research is the visco-elastic passive seat suspension with an air-spring, hydraulic shock-absorber and scissors guidance mechanism. Passive seat suspension amplifies the vibration amplitude at low frequency range of excitation signal (the resonance effect) [6]. In order to help the working machine operator against vibration, the vibro-isolation properties of conventional seat suspension are improved by using the magneto-rheological damper. A controllable force of the magneto-rheological damper dissipates a harmful energy vibration for the human bodies. This paper studies the vibration isolation characteristics of semi-active damping control strategy, which are based on sky-hook control [9]. The control strategy named "sky-hook" simulates a passive damper hooked to an imaginary inertial reference point. Therefore, the controller applied in suspension system generates the electrical control signal, which is proportional to absolute velocity of the seat motion. The dynamical behaviour of conventional passive and semi-active seat suspension are compared on the basis of seat effective amplitude transmissibility factor [3, 4] and conflicted suspension travel [10]. As the results of computer simulation and experimental research the power spectral densities of seat acceleration and the transmissibility functions are presented for random excitation.

Keywords: vibration, seat suspension system, semi-active control.

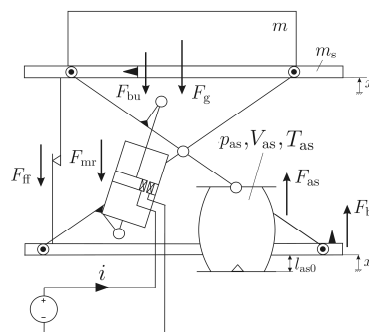
1. Wprowadzenie

Eksploatacja maszyn roboczych naraża ich operatorów na szkodliwe działanie wibracji, które najczęściej wynikają z poruszania się maszyn po nierównej nawierzchni [1]. Brak elementów redukujących szkodliwe działanie drgań w maszynach pozbawionych zawieszenia (koła jezdne są bezpośrednio związane z podwoziem pojazdu) powoduje, że rozwiązania problemu wibroizolacji należy poszukiwać tylko w zawieszeniu siedziska [2].

Wibracje podłogi kabiny operatora leżą często w zakresach częstotliwości drgań własnych siedzisk [4] i w wielu przypadkach są one niestety wzmacniane (problem rezonansu pasywnych zawiesznień siedzisk), a nie tłumione [10]. Uzasadnione jest więc udoskonalanie układów pasywnych zawiesznień siedzisk w celu poprawienia ich właściwości wibroizolacyjnych, jak również ich modyfikacja poprzez opracowanie układów semi-aktywnych i aktywnych. Dostosowanie tych zmian do seryjnie produkowanych siedzisk pozwala na ich wdrożenie do codziennej eksploatacji, przy niewielkim wzroście ostatecznego kosztu produkcji. Z tego względu proponowane przez autora rozwiązanie bazuje na modyfikacji seryjnie produkowanego, pasywnego układu zawieszenia siedziska.

2. Model fizyczny semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska

Do rozważań, przedstawionych w pracy, przyjęto jedno z obecnie produkowanych pasywnych systemów zawieszenia. System ten składa się z nożycowego mechanizmu prowadzenia, sprężyny pneumatycznej i amortyzatora hydraulicznego. W rozważanym zawieszeniu semi-aktywnym, w miejsce konwencjonalnego amortyzatora hydraulicznego zastosowano tłumik magneto-reologiczny. Model fizyczny zmodyfikowanego zawieszenia siedziska przedstawiono na rysunku 1. W modelu uwzględniono: siłę sprężyny pneumatycznej F_{as} , siłę tłumika magneto-reologicznego F_{mr} , siły krańcowych zderzaków systemu, ograniczających jego maksymalne przemieszczenie F_{bu} i F_{bd} , całkowitą siłę tarcia zawieszenia F_{ff} oraz siłę grawitacji wibroizolowanego obiektu F_g . Uproszczeniem modelu jest nie uwzględnienie momentów bezwładności elementów nożycowego systemu prowadzącego obiekt o masie m .



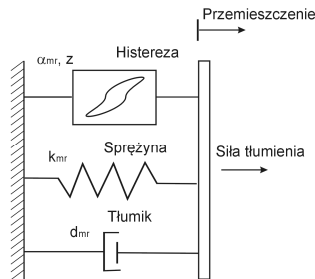
Rys. 1. Model fizyczny semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska
Fig. 1. Physical model of the semi-active seat suspension

Tłumik zastosowany w układzie zawieszenia wypełniony jest cieczą magneto-reologiczną (MR), będącą połączeniem cieczy nośnej z opiłkami ciała ferromagnetycznego. Wymuszony kinematycznie ruch tłoka wewnątrz cylindra powoduje przepływ cieczy MR przez dławik, co w konsekwencji generuje siłę tłumienia F_{mr} . Dławik otoczony jest cewką, do której doprowadzany jest prąd o określonym natężeniu. Istotą efektu MR jest zmiana lepkości cieczy w szelnie roboczej na skutek zmian pola elektro-magnetycznego. W wyniku zmian lepkości zmieniają się opory przepływu cieczy przez szczelinę, co umożliwia sterowanie siłą tłumienia w układzie [5].

3. Model matematyczny tłumika magneto-reologicznego

Równanie ruchu pasywnego systemu zawieszenia siedziska oraz opis poszczególnych sił działających na izolowany od drgań

mechanicznych obiekt został przedstawiony w pracy [10]. W przypadku analizowanego w pracy układu semi-aktywnego wymagane jest stworzenie opisu matematycznego tłumika magneto-reologicznego, którego opracowanie na podstawie modelu konstytutywnego cieczy jest bardzo trudnym zadaniem [8]. Zdecydowanie łatwiejszym i najczęściej stosowanym podejściem jest jego opis fenomenologiczny [11]. Parametry modelu, który przedstawiono na rysunku 2, identyfikowane są eksperymentalnie.



Rys. 2. Model fenomenologiczny tłumika magneto-reologicznego
Fig. 2. Phenomenological model of the magneto-rheological damper

Siłę F_{mr} pochodzącą od tłumika magneto-reologicznego, działającą w kierunku pionowym na izolowany od drgań obiekt, zdefiniowano następująco:

$$F_{mr} = \frac{1}{\delta_d} \left(d_{mr} \left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d} \right) + k_{mr} \left(\frac{x - x_s - x_0}{\delta_d} \right) + \alpha_{mr} z \right), \quad (1)$$

gdzie: δ_d jest przełożeniem siły tłumika w stosunku do siły działającej na wibroizolowany obiekt, d_{mr} i k_{mr} są odpowiednio współczynnikami tłumienia i sprężystości opisującymi właściwości lepko-sprężyste modelowanego elementu, x_0 jest ugięciem wstępnym sprężyny, α_{mr} jest współczynnikiem wpływającym na wysokość histerezy siły tłumienia. Zmienna z jest związana z tworzeniem się pętli histerezy i zgodnie z modelem Bouc-Wen opisana jest następującą zależnością [7]:

$$\dot{z} = \delta_{mr} \left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d} \right) - \beta_{mr} \left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d} \right) |z|^n - \gamma_{mr} \left| \frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d} \right| |z|^{n-1}, \quad (2)$$

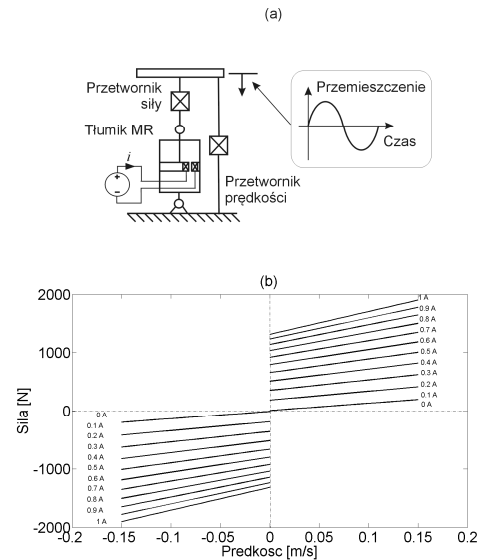
gdzie: δ_{mr} , β_{mr} , γ_{mr} oraz n są współczynnikami, które określają kształt histerezy.

4. Identyfikacja parametrów modelu matematycznego tłumika

Identyfikacji parametrów modelu tłumika magneto-reologicznego dokonano przy wykorzystaniu stanowiska pomiarowego do wyznaczania siły tłumienia w funkcji prędkości ruchu (rysunek 3a). Cylinder tłumika został zamocowany nieruchomo poprzez przetwornik siły, natomiast przemieszczenie tłoka zostało wymuszone kinematycznie. Pomiaru maksymalnych amplitud siły tłumienia dokonano przy maksymalnych prędkościach ruchu o kształcie sinusoidalnym, które wynosiły odpowiednio: 1,1 cm/s; 3,3 cm/s; 6,6 cm/s; 13,1 cm/s. Odcinkowo liniowe aproksymacje wyników pomiarów siły tłumienia w funkcji jego prędkości ruchu przy różnych wartości prądu sterującego i zestawiono na rysunku 3b.

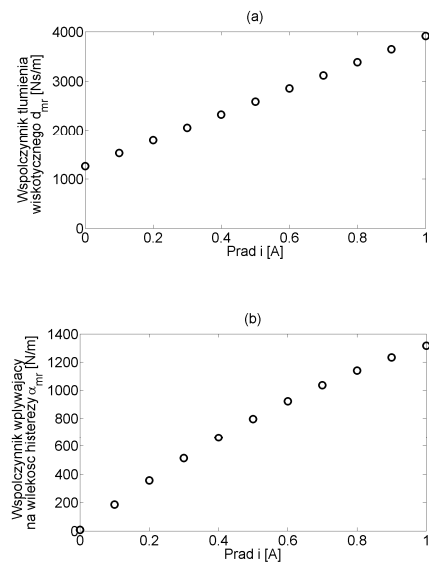
Na podstawie otrzymanych wyników (rysunek 3b) stwierdzono, że współczynnik kierunkowy prostej aproksymującej siłę tłumienia F_{mr} (dla danego prądu sterującego i) jest bezpośrednio powiązany ze współczynnikiem tłumienia wiskotycznego d_{mr} , natomiast wyraz wolny związany jest ze współczynnikiem wpływającym na wysokość histerezy siły tłumienia α_{mr} , zgodnie z zależnością:

$$F_{mr} = d_{mr} (\dot{x} - \dot{x}_s) + \alpha_{mr}. \quad (3)$$



Rys. 3. Siła tłumika magneto-reologicznego przy różnych wartościach prądu sterującego
Fig. 3. Force of the magneto-rheological damper at different control current

Określone w ten sposób współczynniki tłumienia wiskotycznego d_{mr} oraz współczynniki wpływające na wysokość histerezy siły tłumienia α_{mr} zestawiono przy różnych wartości prądu sterującego i i siły tłumienia. Ilustracja graficzna zmienności tych współczynników w funkcji prądu sterującego została przedstawiona na rysunku 4.



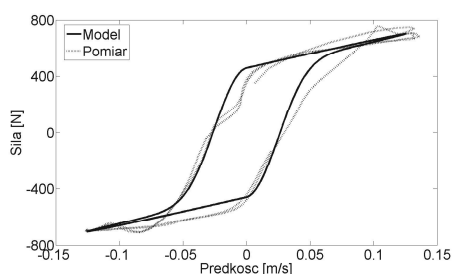
Rys. 4. Współczynnik tłumienia wiskotycznego w funkcji prądu sterującego (a), współczynnik wpływający na wartość histerezy w funkcji prądu sterującego (b)
Fig. 4. Viscous damping coefficient in the input current domain (a), scale factor of the hysteresis in the input current domain (b)

Właściwości dynamiczne tłumika zamodelowano w postaci członu inercyjnego rzędu pierwszego [12] ze stałą czasową t_{mr} , której wartość określa szybkość narastania (spadku) siły tłumienia po zmianie wartości prądu sterującego. Wartość stałej została odczytana na podstawie danych producenta tłumika i wynosi $t_{mr} = 0,025$ s [8]. Ostatecznie zależności opisujące zmienność współczynnika tłumienia d_{mr} oraz współczynnika wpływającego na wysokość histerezy α_{mr} w funkcji prądu sterującego zostały zapisane jako:

$$t_{mr} \dot{d}_{mr} + d_{mr} = a_{mr} i + b_{mr}, \quad (4)$$

$$i_{mr} \dot{\alpha}_{mr} + \alpha_{mr} = e_{mr} i^2 + f_{mr} i + g_{mr}, \quad (5)$$

gdzie: $a_{mr}=2647$ Ns/(Am); $b_{mr}=1265$ Ns/m; $e_{mr}=-539$ N/(A²m); $f_{mr}=1849$ N/(Am); $g_{mr}=6,47$ N/m są parametrami równań aproksymujących badane współczynniki (rysunek 4). Pozostałe parametry modelu matematycznego tłumika wyznaczane w procesie identyfikacji przyjmują stałe wartości, niezależne od wielkości prądu sterującego [8]. Na podstawie pomiaru siły ugięcia tłumika wyznaczono jego sztywność, która wynosi $k_{mr}=1000$ N/m. Natomiast parametry wpływające na kształt histerezy siły tłumienia dobrano na podstawie porównania charakterystyk tłumienia otrzymanych z pomiarów i modelu. Wynoszą one odpowiednio: $\delta_{mr}=2000$, $\beta_{mr}=300$ m², $\gamma_{mr}=2000$ m⁻¹, $n=2$. Przykładowy przebieg siły tłumika magneto-reologicznego w funkcji jego prędkości ruchu zaprezentowano na rysunku 5.



Rys. 5. Siła tłumika magneto-reologicznego w funkcji prędkości ruchu
Fig. 5. Force of the magneto-rheological damper in the velocity domain

5. System sterowania semi-aktywnym zawieszeniem siedziska

Siła tłumienia, jaką należy wytworzyć w systemie zawieszenia siedziska, powinna być proporcjonalna do prędkości bezwzględnej ruchu izolowanego od drgań obiektu. Taki sposób generowania siły tłumienia w układzie pasywnym mógłby być zrealizowany za pomocą tłumika zawieszonoego w inercyjnym punkcie odniesienia (eng. „Sky-hook damper”) [9]. Jednak w wielu systemach zawieszono nie jest możliwy taki sposób zainstalowania tłumika. Sytuacja taka ma miejsce np. w układach zawieszono samochodowych, w których nie jest możliwe zamontowanie tłumika do nieruchomego względem pojazdu punktu odniesienia. Stosuje się wtedy układy semi-aktywne, których algorytm sterowania siłą tłumienia naśladuje działanie tłumika pasywnego zamocowanego w inercyjnym punkcie odniesienia.

System sterowania posiada dwie pętle sprzężenia zwrotnego: od prędkości bezwzględnej \dot{x} ruchu izolowanego obiektu oraz od prędkości względnej $\dot{x} - \dot{x}_s$ układu zawieszono. Algorytm regulacji siły tłumika magneto-reologicznego został zdefiniowany następująco [9]:

$$i = \begin{cases} K_{sky} |\dot{x}| & \text{dla } \dot{x}(\dot{x} - \dot{x}_s) \geq 0 \\ 0 & \text{dla } \dot{x}(\dot{x} - \dot{x}_s) < 0 \end{cases} \quad (6)$$

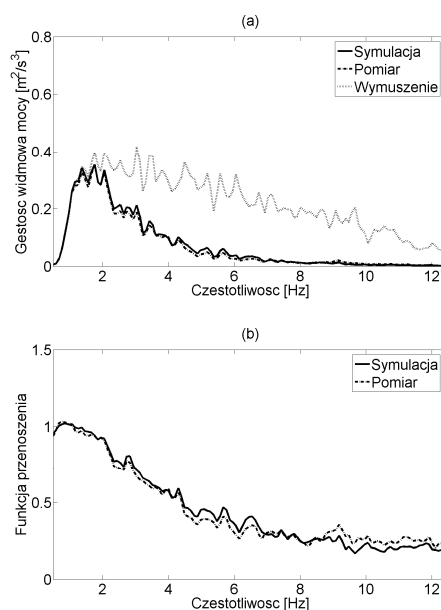
gdzie: K_{sky} jest nastawą regulatora wpływającą na wzmocnienie statyczne pętli sprzężenia zwrotnego od prędkości bezwzględnej izolowanego od drgań obiektu. Siła tłumika magneto-reologicznego jest ograniczona w zakresie założonym dla danego rozwiązania konstrukcyjnego. W przypadku zerowej wartości prądu sterującego element ten generuje najmniejszą z możliwych sił tłumienia, natomiast przy przekroczeniu założonoj wartości maksymalnej prądu sterującego siła tłumienia nasycy się na założonoj poziomie. W celu ograniczenia maksymalnej wartości prądu sterującego pracą tłumika magneto-reologicznego wprowadzono do algorytmu sterowania funkcję nasycenia opisaną zależnością:

$$i = \begin{cases} i & \text{dla } 0 \leq i < i_{max} \\ i_{max} & \text{dla } i \geq i_{max} \end{cases}, \quad (7)$$

gdzie: i_{max} jest maksymalną wartością prądu sterującego i wynosi 1 A.

6. Weryfikacja eksperymentalna modelu semi-aktywnego zawieszono siedziska

Wykorzystano do badań eksperymentalnych stanowisko składające się z hydraulicznego wzbudnika drgań z zamontowanym systemem zawieszono. W czterokanałowym torze pomiarowym, za pomocą przetworników przyspieszenia i przemieszczenia dokonano pomiaru: przyspieszeń drgań pionowych platformy wymuszającej ruch i wibroizolowanego obiektu, jak również przemieszczeń systemu zawieszono siedziska i platformy wibracyjnej. Wyniki badań doświadczalnych układu w postaci gęstości widmowych mocy przyspieszenia drgań i funkcji przenoszenia, w zestawieniu z przebiegami badań symulacyjnych, pokazane zostały na rysunku 6.



Rys. 6. Przebiegi gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) oraz funkcji przenoszenia (b) w przypadku semi-aktywnego systemu zawieszono siedziska

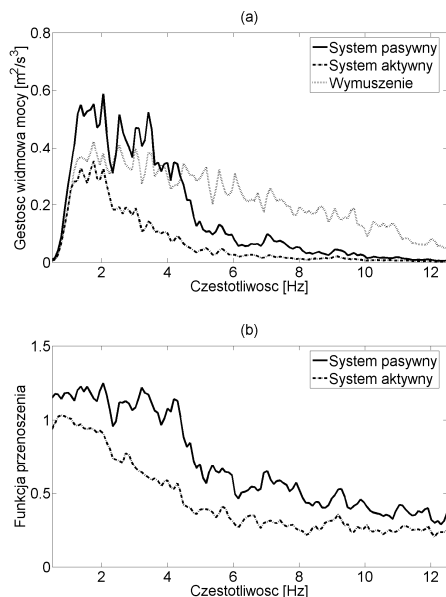
Fig. 6. Power spectral density of acceleration (a) and transmissibility function (b) of the semi-active seat suspension system

Otrzymane przebiegi (rysunek 6) uzyskano dla losowego sygnału wymuszającego ruch systemu zawieszono w zakresie częstotliwości 0,5–12,5 Hz oraz masy obiektu 100 kg. Prezentowane wyniki symulacji komputerowej i pomiarów eksperymentalnych wykazują dużą zgodność modelu semi-aktywnego systemu zawieszono z układem rzeczywistym. Świadczy to o poprawności opisu matematycznego tłumika magneto-reologicznego oraz właściwej identyfikacji jego parametrów.

7. Badanie efektywności działania semi-aktywnego układu zawieszono siedziska

Wyniki badań eksperymentalnych pasywnego i semi-aktywnego systemu zawieszono przedstawiono na rysunku 7. W przypadku pasywnego układu zawieszono przy niskich częstotliwościach wymuszeń (do 4 Hz) obserwowane jest wzmocnienie amplitudy drgań mierzonych na siedzisku w porównaniu z amplitudą drgań wymuszenia. Efekt ten jest wynikiem występowania zjawiska tłumionego rezonansu w pasywnym systemie zawieszono. Natomiast układ ze sterowanym tłumikiem magneto-reologicznym obniża amplitudę drgań mierzonych na siedzisku poniżej amplitudy drgań wymuszenia w całym zakresie rozpatrywanych częstotliwości wy-

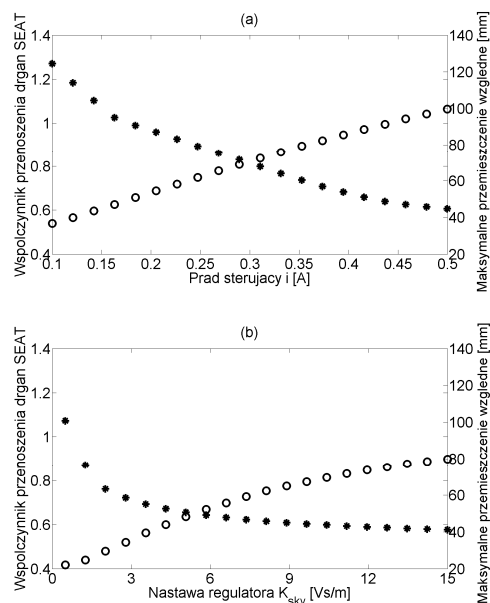
muszenia (0,5–12,5 Hz), przy czym największą efektywność osiąga przy częstotliwości rezonansowej układu pasywnego.



Rys. 7. Przebiegi gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) oraz funkcji przeniesienia (b) w przypadku pasywnego i semi-aktywnego systemu zawieszenia siedziska

Fig. 7. Power spectral density of acceleration (a) and transmissibility function (b) of the passive and semi-active seat suspension system

W celu wyznaczenia właściwości wibroizolacyjnych zawieszenia siedziska przeprowadzono badania symulacyjne przy użyciu zaproponowanego w pracy modelu. Przy tych samych warunkach wymuszenia analizowano działanie układu pasywnego, jak również układu semi-aktywnego z automatycznym sterowaniem siłą tłumienia. Układ pasywny uzyskano przy stałych wartościach prądu sterującego pracą tłumika i , którego wartości dyskretne wprowadzono z przedziału 0,1 ÷ 0,5 A. W zawieszeniu semi-aktywnym aktualna wartość prądu sterującego została wygenerowana przez układ regulacji z algorytmem „Sky-hook damper” (6).



Rys. 8. Zestawienie współczynników przeniesienia drgań siedziska (o) i maksymalnych wartości przemieszczeń względnych (*) w przypadku pasywnego (a) i semi-aktywnego zawieszenia (b)

Fig. 8. Setting-up of seat effective amplitude transmissibility factors (o) and maximum relative displacement (*) for the passive (a) and semi-active seat suspension (b)

Na wielkość przepływającego prądu bezpośrednio wpływała nastawa regulatora K_{sky} , której wartości dyskretne podstawiono z przedziału 0,5 ÷ 15 As/m. Dzięki temu stworzono możliwość regulacji tłumienia zarówno w pasywnym, jak i semi-aktywnym układzie zawieszenia siedziska. Porównanie wartości współczynników przenoszenia drgań siedziska SEAT [3, 4] oraz maksymalnych wartości przemieszczeń względnych systemu zawieszenia przedstawiono na rysunku 8.

Zwiększanie wartości przepływającego przez cewki tłumika prądu i ogranicza przemieszczenia względne układu pasywnego, jednak współczynnik przenoszenia drgań siedziska SEAT przyjmuje większe wartości (rysunek 8a). W systemie semi-aktywnym wzrost nastawy regulatora K_{sky} wpływa także na obniżenie maksymalnych wartości przemieszczeń względnych, jednak w tym przypadku współczynnik SEAT przyjmuje mniejsze wartości (rysunek 8b).

8. Podsumowanie

Przeprowadzona w pracy analiza właściwości wibroizolacyjnych wykazała większą skuteczność działania semi-aktywnego układu zawieszania siedziska w porównaniu z układem pasywnym. Dzięki zastosowaniu sterowania siłą tłumienia możliwe jest zmniejszenie współczynnika przenoszenia drgań siedziska przy jednoczesnym ograniczeniu niepożądanych maksymalnych przemieszczeń względnych systemu zawieszenia. Taki sposób sterowania nie wymaga zewnętrznego źródła energii dużej mocy (układ semi-aktywny), a jednak pozwala efektywnie sterować drganiami układów zawieszania siedzisk.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008 - 2010 jako projekt badawczy, numer N N501 326135.

9. Literatura

- [1] Engel Z.: Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [2] Engel Z., Kowal J.: Sterowanie procesami wibroakustycznymi, Wydawnictwa AGH, Kraków 1995.
- [3] ISO 2631 Mechanical vibration and shock – Evolution of human exposure to whole-body vibration, 1997.
- [4] ISO 7096 Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration, 2000.
- [5] Kołek K., Rosół M.: Zastosowanie tłumika magnetoreologicznego w tłumieniu drgań, Pomiary Automatyka Robotyka 5/2007.
- [6] Kowal J.: Sterowanie drganiami, Gutenberg, Kraków 1996.
- [7] Kwok N., Ha Q., Nguyen T., Li J., Samali B.: A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization, Sensors and Actuators A 132 (2006).
- [8] Lewandowski D.: Właściwości tłumiące kompozytów magnetoreologicznych. Badania, modele, identyfikacja. Rozprawa doktorska, Instytut Materiałoznawstwa i Mechaniki Technicznej Politechniki Wrocławskiej, 2005.
- [9] Liu Y., Waters T.P., Brennan M.J.: comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances, Journal of Sound and Vibration 280, 2005.
- [10] Maciejewski I., Krzyżyński T.: Research and development of seat suspension in working machines and its relationship to anti-vibration health protection of operators, Machine Dynamics Problems, Vol. 31, No 2, 2007.
- [11] Spencer J., Dyke S., Carlson J.: Phenomenological Model for Magnetorheological Dampers, Journal of Engineering Mechanics, ASCE, 123(3), 1997.
- [12] Tarnowski W.: Projektowanie układów regulacji automatycznej ciągłych z liniowymi korektorami ze wspomaganiami za pomocą MATLAB'a, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2001.