

Igor MACIEJEWSKI¹

PRZYKŁAD SYSTEMU STEROWANIA DRGANIAMI SEMI-AKTYWNEGO UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA

W niniejszej pracy przedstawiono przykład systemu sterowania drganiami semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska. Obiektem badań jest seryjnie produkowane siedzisko z lepko-sprężystym układem zawieszenia, którego właściwości wibroizolacyjne są kształtowane poprzez semi-aktywne sterowanie siłą tłumika magneto-reologicznego. Zaprojektowany system sterowania oraz procedura optymalizacji jego nastaw przyczyniają się do jednoczesnej minimalizacji przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji: współczynnika przenoszenia drgań siedziska oraz przemieszczenia względnego układu zawieszenia.

EXAMPLE OF VIBRATION CONTROL SYSTEM OF SEMI-ACTIVE SEAT SUSPENSION

In this paper an example of a vibration control system of a semi-active seat suspension is presented. Presently manufactured seats with a viscous-elastic suspension is the object of investigation. Its vibro-isolation properties became shaped by a semi-active control of the magneto-rheological damper force. A designed control system and an optimisation procedure of its controller settings contribute the simultaneous minimization of conflicted vibro-isolation criteria: the SEAT factor (Seat Effective Amplitude Transmissibility) and the suspension travel.

1. WSTĘP

Eksplatacja 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 rozwiązanie problemu wibroizolacji należy poszukiwać tylko w zawieszeniu siedziska [2].

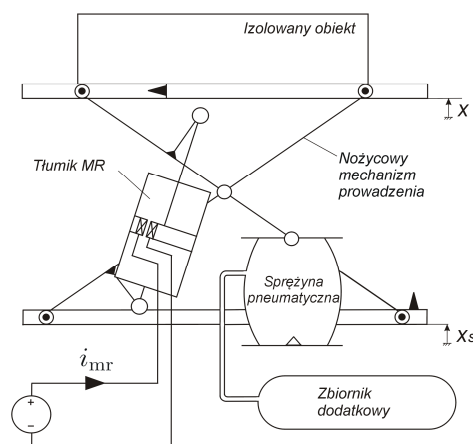
Wibracje podłogi kabiny operatora leżą często w zakresach częstotliwości drgań własnych siedzisk i w wielu przypadkach są one niestety wzmacniane (problem rezonansu pasywnych zawieszonych siedzisk), a nie tłumione [4]. Uzasadnione jest więc udoskonalanie układów pasywnych zawieszonych siedzisk w celu poprawienia ich właściwości wibroizolacyjnych, jak również ich modyfikacja poprzez opracowanie układów semi-

¹Politechnika Koszalińska, Instytut Mechatroniki Nanotechnologii i Techniki Próżniowej,
Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, e-mail: igor.maciejewski@tu.koszalin.pl

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. SEMI-AKTYWNY UKŁAD ZAWIESZENIA SIEDZISKA

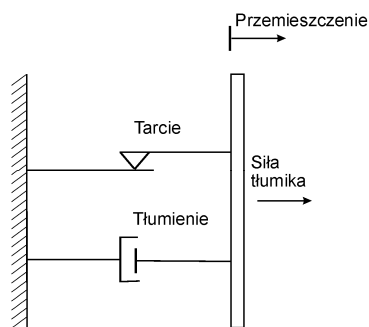
Do rozważań, przedstawionych w pracy, przyjęto jedno z obecnie produkowanych układów zawieszenia siedziska. System ten składa się z nożycowego mechanizmu prowadzenia sprężyny pneumatycznej i amortyzatora hydraulicznego. Jego model matematyczny szczegółowo przedstawiono w pracy [7]. W celu umożliwienia sterowania właściwościami wibroizolacyjnymi tegoż układu zawieszenia siedziska, zaproponowano jego modyfikację poprzez dołączenie do sprężyny pneumatycznej nieodkształcalnego, dodatkowego zbiornika powietrza. Zastosowanie dodatkowego zbiornika powietrza pozwala obniżyć sztywność układu zawieszenia, a w konsekwencji zmniejszyć wpływ siły od sprężyny pneumatycznej na działanie układu. W niniejszej pracy skoncentrowano się na sterowaniu drganiem siedziska z wykorzystaniem elementu tłumiącego. Dlatego też w miejsce konwencjonalnego amortyzatora hydraulicznego zastosowano tłumik magneto-reologiczny (rys. 1). 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. Dławik otoczony jest cewką, do której doprowadzany jest prąd o określonym natężeniu. Istotą efektu MR jest zmiana lepkości cieczy w szczelinie roboczej na skutek zmian pola elektromagnetycznego. W wyniku zmian lepkości zmieniają się opory przepływu cieczy przez szczelinę, co umożliwia sterowanie siłą tłumienia w układzie [5].



Rys.1. Semi-aktywny układ zawieszenia siedziska

3. MODEL ODWROTNY TŁUMIKA MAGNETO-REOLOGICZNEGO

W przypadku analizowanego w pracy układu semi-aktywnego wymagane jest stworzenie opisu matematycznego tłumika magneto-reologicznego (MR), którego opracowanie na podstawie modelu konstytutywnego cieczy jest dość trudnym zadaniem [6]. Zdecydowanie łatwiejszym i najczęściej stosowanym podejściem jest jego opis fenomenologiczny [10]. Jak pokazano w pracy [6], wzorując się na modelu ciała Bingham'a można opisać działanie tłumika z cieczą MR. Schemat strukturalny takiego modelu został pokazany na rys. 2.



Rys.2. Model strukturalny Bingham'a dla tłumika z cieczą MR

Siła F_{mr} pochodząca od tłumika magneto-reologicznego, działająca w kierunku pionowym na izolowany od drgań obiekt, zdefiniowana jest następująco:

$$F_{mr} = d_{mr} \left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_{mr}} \right) + \alpha_{mr} \operatorname{sgn} \left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_{mr}} \right) \quad (1)$$

gdzie: δ_{mr} - jest przełożeniem siły tłumika w stosunku do siły działającej na wibroizolowany obiekt,
 d_{mr} - współczynnik reprezentujący właściwości lepkie układu,
 α_{mr} - współczynnik charakteryzujący tarcie suche układu.

Zależności opisujące zmienność współczynników tłumienia d_{mr} oraz tarcia suchego w funkcji prądu sterującego i_{mr} stanowią aproksymację wyników pomiarów dla danego rozwiązania technicznego tłumika MR. Przyjmując modele wielomianowe zmian tych współczynników mogą one zostać zapisane jako [8]:

$$d_{mr} = a_{mr} i_{mr} + b_{mr} \quad \alpha_{mr} = e_{mr} i_{mr}^2 + f_{mr} i_{mr} + g_{mr} \quad (2)$$

gdzie: a_{mr} , b_{mr} , e_{mr} , f_{mr} , g_{mr} - są parametrami równań aproksymujących badane współczynniki, które wyznaczono w pracy [8].

W przypadku tak uproszczonego modelu tłumika MR należy wyznaczyć jego model odwrotny, tzn. obliczyć wartość prądu sterującego tłumikiem, która jest niezbędna do częściowego zrealizowania pożądanej siły F_a w układzie zawieszenia siedziska. Wartość prądu sterującego pracą tłumika przy znanej prędkości jego ruchu $(\dot{x} - \dot{x}_s)/\delta_d$ jest obliczana przy pomocy następującej zależności:

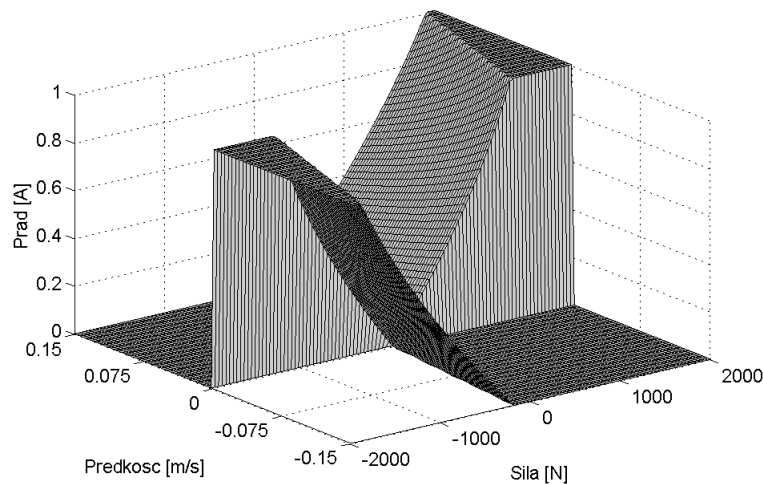
$$i_{mr} = \frac{f_{mr} \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right) - a_{mr}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right) + \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right)\sqrt{\Delta}}{2f_{mr} \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right)} \quad (3)$$

gdzie:

$$\Delta = \left(f_{mr} \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right) + a_{mr}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right) \right)^2 - \dots \quad (4)$$

$$4e_{mr} \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right) \left(g_{mr} \operatorname{sgn}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right) + b_{mr}\left(\frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{\delta_d}\right) - \delta_d F_a \right)$$

Prezentacja graficzna wartości obliczonego prądu sterującego tłumikiem magneto-reologicznym na podstawie jego modelu odwrotnego została przedstawiona na rys. 3.



Rys.3. Wartości obliczonego prądu sterującego tłumikiem magneto-reologicznym na podstawie jego modelu odwrotnego

Jak wynika z rezultatów przedstawionych na rys. 3, w semi-aktywnym układzie zawieszenia siedziska można sterować elementem tłumiącym tylko w określonych sytuacjach. Świadczy o tym obliczona wartość prądu sterującego, która jest większa od zera

jedynie w sytuacjach, gdy pożądana siła w układzie zawieszenia posiada znak zgodny ze znakiem prędkości ruchu tłumika MR. W pozostałych sytuacjach wartość prądu sterującego tłumikiem MR jest zerowa, tzn. tłumik generuje najmniejszą z możliwych sił tłumienia.

4. POŻĄDANA SIŁA TŁUMIKA W UKŁADZIE ZAWIESZENIA SIEDZISKA

Postać matematyczną pożądaney siły F_a , która może być skutecznie odtworzona w układzie semi-aktywnym zawieszenia siedziska, wyprowadzono w pracy [9]. Jej chwilowa wartość jest określona następującą zależnością:

$$F_a = \left| \frac{\dot{x} - \dot{x}_s}{(\dot{x} - \dot{x}_s)_n} \right| (K_{a1}(x - x_s) + K_{a2}\dot{x}) \quad (5)$$

gdzie: $\dot{x} - \dot{x}_s$ - aktualna wartość prędkości względnej układu zawieszenia,

$(\dot{x} - \dot{x}_s)_n$ - nominalna wartość prędkości względnej układu zawieszenia,

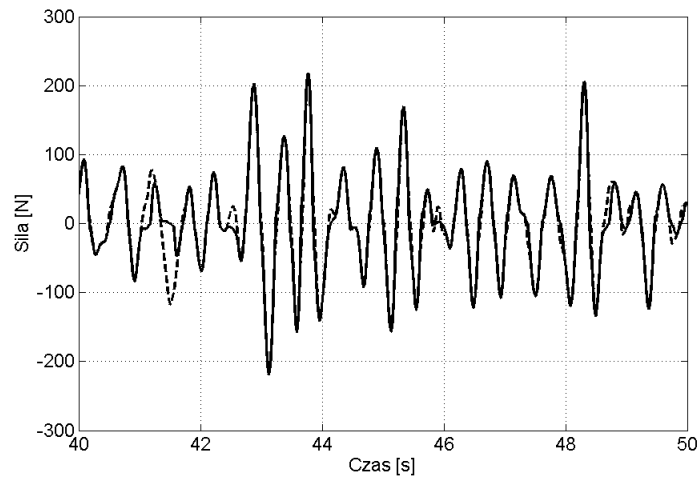
\dot{x} - prędkość bezwzględna izolowanego obiektu,

$x - x_s$ - przemieszczenie względne układu zawieszenia,

K_{a1} - wzmocnienie pętli sprzężenia zwrotnego od przemieszczenia względnego układu zawieszenia,

K_{a2} - wzmocnienie pętli sprzężenia zwrotnego od prędkości bezwzględnej izolowanego obiektu.

Na rys. 4 przedstawiono przebieg siły generowanej przez tłumik magneto-reologiczny na tle siły pożądaney w przypadku losowego wymuszenia ruchu układu zawieszenia siedziska. Jak wynika z rezultatów przedstawionych na tym rysunku, wartość pożądaney siły w układzie zawieszenia F_a jest często naśladowana przez tłumik MR, który generuje siłę F_{mr} . Jedynie w sytuacjach, gdy znak aktualnej prędkości ruchu tłumika MR jest przeciwny do znaku siły pożądaney, wtedy to tłumik MR generuje najmniejszą z możliwych sił tłumienia.



Rys.4. Przebieg siły tłumika magneto-reologicznego F_{mr} (linia ciągła) na tle siły pożądaney F_a (linia przerywana)

5. OPTIMALIZACJA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH SIEDZISKA

5.1. Zmienne decyzyjne i kryteria optymalizacji

W celu rozważenia możliwości poprawy właściwości wibroizolacyjnych semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska zdefiniowano kryteria optymalizacji jako:

- współczynnik przenoszenia drgań siedziska $SEAT$,
- maksymalne przemieszczenie względne systemu zawieszenia $(x-x_s)_{\max}$.

Natomiast za zmienne decyzyjne wybrano nastawy regulatora nadrzędnego, które znacząco wpływają na przebieg pożądaney siły tłumika magneto-reologicznego:

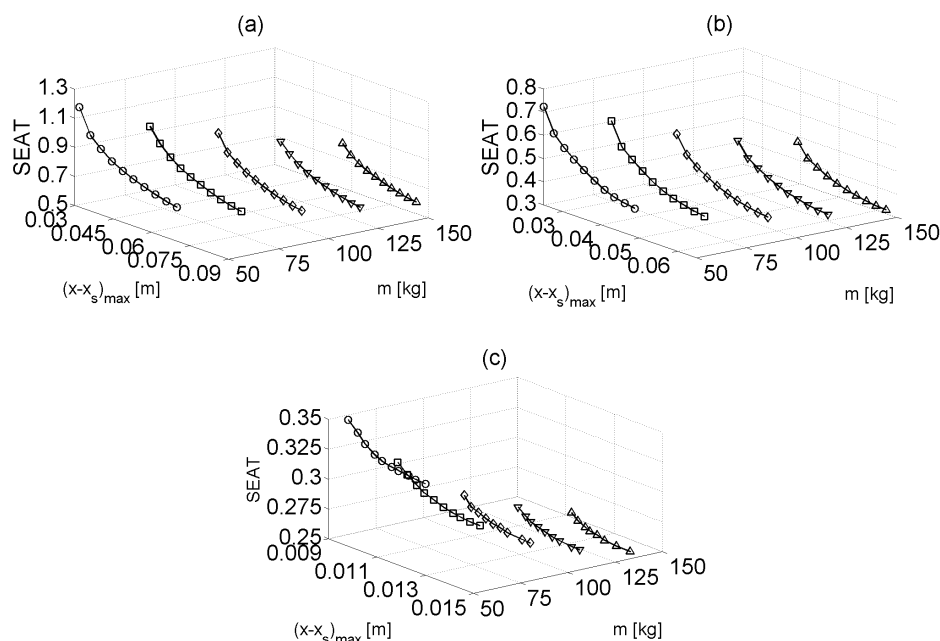
- wzmocnienie pętli sprzężenia zwrotnego od przemieszczenia względnego układu zawieszenia $K_{a1} = 5 \div 50 \times 10^3 \text{ N/m}$,
- wzmocnienie pętli sprzężenia zwrotnego od prędkości bezwzględnej izolowanego obiektu $K_{a2} = 0,5 \div 5 \times 10^3 \text{ Ns/m}$.

5.2. Procedura optymalizacji

Proces optymalizacji przeprowadzono dla losowo wybranych punktów startowych, w którym początkowo wyznaczono minimalne wartości poszczególnych kryteriów optymalizacji. Kolejno poszukiwano rozwiązań kompromisowych (Pareto-optymalnych) dla obu kryteriów optymalizacji. W celu znalezienia najmniejszych wartości obu kryteriów minimalizowano współczynnik przenoszenia drgań siedziska ($SEAT$) jako kryterium nadrzędne, natomiast maksymalne przemieszczenia względne systemu zawieszenia $(x-x_s)_{\max}$ przeniesiono do ograniczenia nierównościowego. Szczegółowy opis procedury optymalizacji przedstawiono w pracy [9].

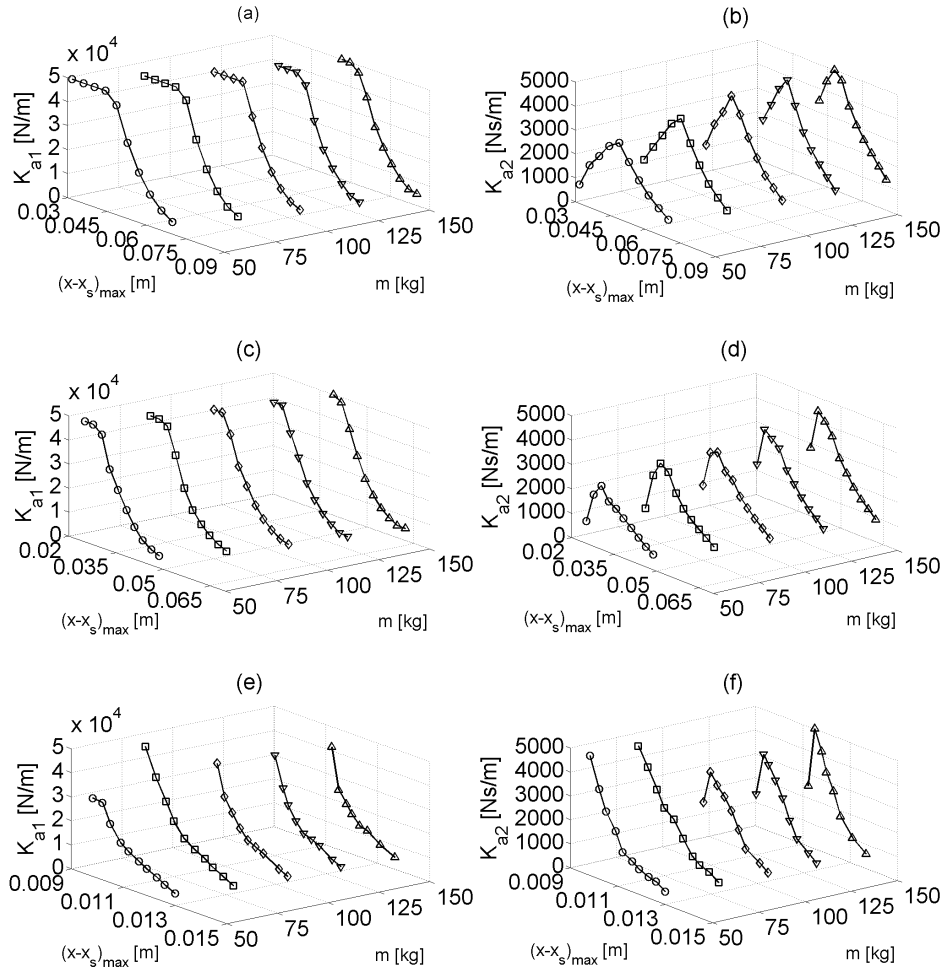
5.3. Wyniki optymalizacji

Wyniki optymalizacji w postaci zbioru rozwiązań Pareto-optymalnych w przestrzeni kryteriów przedstawiono na rys. 5. Rezultaty te otrzymano dla trzech przykładowych sygnałów wymuszających ruch semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska [3]: EM3 - sygnał o niewielkich częstotliwościach i dużych amplitudach drgań, EM5 - sygnał o szerszym zakresie częstotliwości i średnich amplitudach drgań, EM6 - sygnał o dużych częstotliwościach i niewielkich amplitudach drgań. W przypadku każdego z rozpatrywanych sygnałów wymuszających znaleziono dziesięć niezdominowanych rozwiązań dla układu zawieszenia przy masie izolowanego obiektu wynoszącej odpowiednio: 50 kg, 75 kg, 100 kg, 125 kg oraz 150 kg. Rozwiązania te charakteryzują się uzyskaniem największego kompromisu pomiędzy zmniejszaniem szkodliwego oddziaływania wibracji na operatora maszyny roboczej i ograniczaniem przemieszczeń względnych układu zawieszenia. Pierwsze z rozwiązań niezdominowanych, które posiadają największe wartości współczynnika *SEAT* na poszczególnych krzywych (rys. 5), określają bardzo twarde układy zawieszenia siedziska (minimum $(x-x_s)_{\max}$). Natomiast ostatnie z rozwiązań niezdominowanych, które posiadają najmniejsze wartości współczynnika *SEAT* na poszczególnych krzywych (rys. 5), określają bardzo miękkie układy zawieszenia siedziska (minimum *SEAT*). Rozwiązanie kompromisowe, które są położone w środkowej części poszczególnych krzywych na rys. 5, wyznaczają pośrednie właściwości wibroizolacyjne układu zawieszenia siedziska.



Rys.5. Reprezentacja graficzna zbioru rozwiązań Pareto-optymalnych w przestrzeni kryteriów dla sygnałów wymuszających: EM3 (a), EM5 (b), EM6 (c)

Wartości nastaw regulatora nadrzędnego: K_{a1} i K_{a2} , które odpowiadają optymalnym rozwiązaniom semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska, przedstawiono na rys. 6.



Rys.6. Reprezentacja graficzna współczynników wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych od przemieszczenia względnego układu zawieszenia dla sygnałów wymuszających: EM3 (a), EM5 (c), EM6 (e) oraz od prędkości bezwzględnej izolowanego obiektu dla sygnałów wymuszających: EM3 (b), EM5 (d), EM6 (f)

6. WNIOSKI

Rozwiązanie zaproponowane w niniejszej pracy bazuje na dotychczasowej konstrukcji układu zawieszenia, niemniej jednak poprawiono skuteczność jego działania poprzez zastosowanie w układzie tłumika magneto-reologicznego. Umożliwiono jednocześnie

kształtowanie właściwości wibroizolacyjnych układu zawieszenia za pomocą opracowanego systemu sterowania oraz procedury optymalizacji jego nastaw. Dzięki zastosowaniu sterowania siłą tłumienia możliwe jest skuteczne 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 zawieszonych siedzisk.

6. BIBLIOGRAFIA

- [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 7096: *Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration*, Genewa 2000.
- [4] Kowal J.: *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996.
- [5] Kołek K., Rosół M., *Zastosowanie tłumika magnetoreologicznego w tłumieniu drgań*, *Pomiary Automatyka Robotyka* 5/2007.
- [6] Lewandowski D., *Właściwości tłumiące kompozytów magnetoreologicznych. Badania, modele, identyfikacja*, rozprawa doktorska, Instytut Materiałoznawstwa i Mechaniki Technicznej Politechniki Wrocławskiej, 2005.
- [7] Maciejewski I., Meyer L., Krzyżynski T.: *Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties*, *Journal of Sound and Vibration* 324 (2009), 520-538.
- [8] Maciejewski I.: *Właściwości wibroizolacyjne semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska z tłumikiem magneto-reologicznym*, *Pomiary Automatyka Kontrola* Nr 9/2009, 727-730.
- [9] Maciejewski I.: *System sterowania drganiami do semi-aktywnego układu zawieszenia siedziska*, *Logistyka* 2/2011 (artykuł opublikowany w wersji elektronicznej).
- [10] Spencer J., Dyke S., Carlson J., *Phenomenological Model for Magnetorheological Dampers*, *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, 123(3), 1997.