

Badania laboratoryjne modelu semiaktywnego zawieszenia z odzyskiem energii

Bogdan Sapiński*, Maciej Rosół**, Łukasz Jastrzębski*

*Katedra Automatykacji Procesów, AGH Akademia Górniczo-Hutnicza,

**Katedra Automatyki, AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych modelu zawieszenia semiaktywnego z odzyskiem energii. Głównymi elementami układu są tłumiki MR oraz generator elektromagnetyczny. Wyznaczono charakterystyki przenoszenia drgań i przebiegi czasowe najważniejszych wielkości charakteryzujących działanie układu.

Słowa kluczowe: zawieszenie semiaktywne, tłumik MR, generator elektromagnetyczny, drgania, odzyskiwanie energii

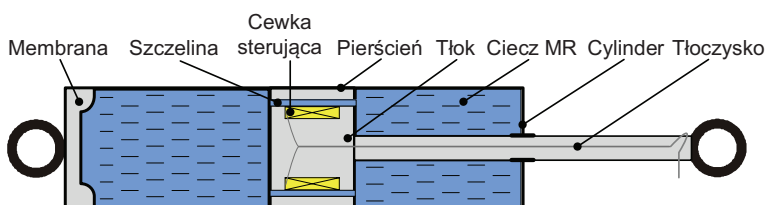
1. Wstęp

Przez wiele lat rozwiązania problemu rozpraszania energii kinetycznej wynikającej z ruchu oraz drgań pojazdów upatrywano w projektowaniu optymalnych układów hamowania i zawiesznień oraz wprowadzaniu metod aktywnego sterowania.

W ostatniej dekadzie duże zainteresowanie wzbudzają zawieszzenia semiaktywne z odzyskiwaniem energii drgań. W wyniku prowadzonych na ten temat badań powstało wiele publikacji i przyznano szereg patentów. Na szczególną uwagę zasługują zawieszzenia semiaktywne z odzyskiwaniem energii i elementami wykonawczymi z cieczami magnetoreologicznymi (MR) oraz elektroteoreologicznymi (ER) [2, 7]. Należy zaznaczyć, że odzyskiwanie energii podczas hamowania zostało skomercjalizowane w pojazdach hybrydowych, natomiast do chwili obecnej nie wdrożono zawiesznień pojazdów z odzyskiem energii.

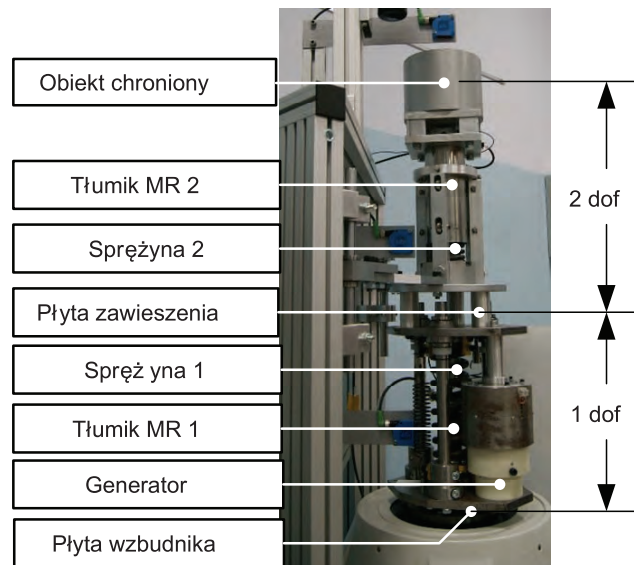
W pracy opisano badania modelu zawieszenia semiaktywnego z odzyskiem energii. Celem badań było wyznaczenie charakterystyk (współczynników) przenoszenia drgań oraz przebiegów czasowych wielkości charakteryzujących działanie układu. Elementami badanego modelu zawieszenia były tłumiki MR typu RD-1005-3 firmy Lord Corporation (www.lord.com) i doświadczalny generator elektromagnetyczny.

Tłumik RD-1005-3 jest elementem wykonawczym przeznaczonym do zawiesznień foteli kierowców ciężarówek. Budowę tego tłumika pokazano na rys. 1. Działanie tłumika



Rys. 1. Budowa tłumika MR

Fig. 1. MR damper structure



Rys. 2. Model układu zawieszenia

Fig. 2. Model of the suspension

MR polega na zmianie lepkości cieczy MR znajdującej się w szczelinie tłoka pod wpływem pola magnetycznego wzbudzanego prądem płynącym w cewce sterującej [3].

Działanie generatora doświadczalnego polega na wykorzystaniu prawa Faradaya [4]. Model zawieszenia (rys. 2) jest układem o dwóch stopniach swobody. Pierwszy stopień tworzą tłumik MR 1, sprężyna 1 i generator elektromagnetyczny, zamocowane z jednej strony do płyty wzbudnika drgań, z drugiej zaś do płyty zawieszenia. Drugi stopień tworzą obiekt chroniony, sprężyna 2 oraz tłumik MR 2.

Działanie badanego układu polega na odzyskiwaniu energii drgań obiektu chronionego i jej przetworzeniu na energię elektryczną służącą do aktywacji tłumika MR 1. Wytwarzana przez generator energia musi być wystarczająca do wytworzenia przez tłumik MR 1 siły umożliwiającej redukcję energii drgań obiektu chronionego. Szczegółową analizę bilansu energii w układzie redukcji drgań tego typu przedstawiono w pracy [6].

Dla celów badawczych założono, że tłumik MR 1 jest elementem sterującym drganiami zawieszenia, natomiast tłumik MR2 służy wyłącznie do nastawienia tłumienia w drugim stopniu swobody.

Do oceny działania układu przyjęto wartość współczynnika przenoszenia drgań w założonym zakresie częstotliwości wymuszenia.

2. Stanowisko badawcze

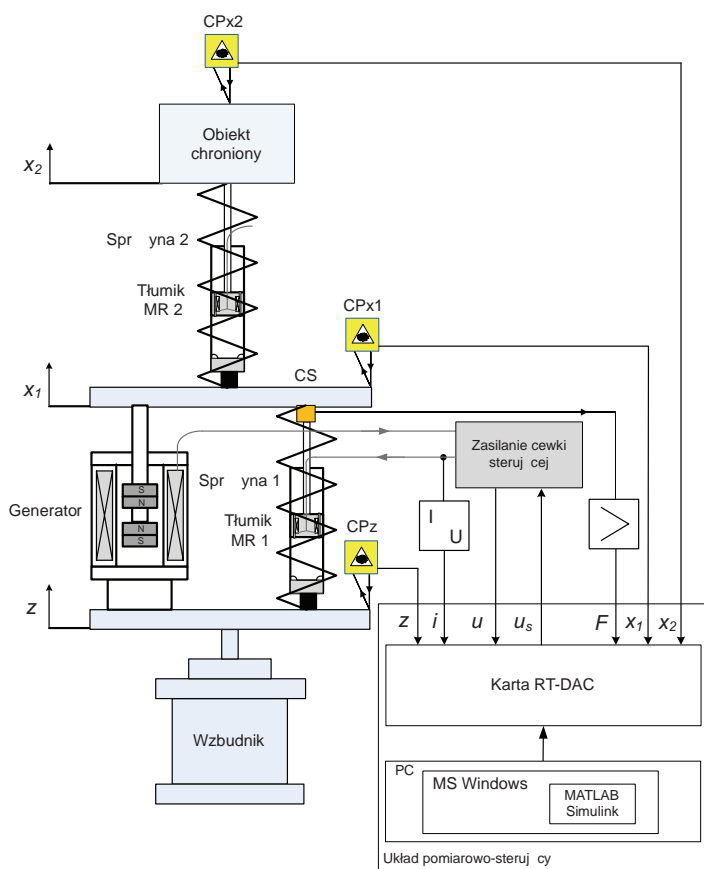
Schemat stanowiska badawczego pokazano na rys. 3. W skład stanowiska wchodziły: elektromagnetyczny wzbudnik drgań, model zawieszenia i układ pomiarowo-sterujący (komputer PC z kartą wejść/wyjść AC/CA i oprogramowaniem MATLAB/Simulink) [5].

Wielkościami mierzonymi były: przemieszczenie płyty wzbudnika z , przemieszczenie płyty zawieszenia x_1 oraz przemieszczenie obiektu chronionego x_2 (czujniki laserowe CPz, CPx1, CPx2), siła tłumika MR 1 F (czujnik tensometryczny CS), napięcie na zaciskach generatora u oraz natężenie prądu i w cewce sterującej tłumika MR 1.

3. Wyniki badań

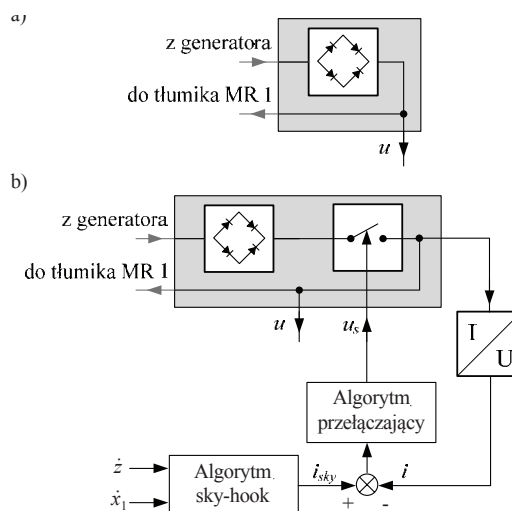
Badania wykonano przy wymuszeniu sinusoidalnym z o amplitudzie 3,5 mm i liniowo narastającej częstotliwości od 2 do 14 Hz, w czasie 240 s. Zakładając, że cewka sterująca tłumika MR 2 nie jest zasilana (tłumik pasywny), zbadano działanie układu dla następujących wariantów zasilania cewki sterującej tłumika MR 1:

1. napięciem z generatora,
2. napięciem z generatora wyprostowanym przez mostek Graetz'a (rys. 4a),
3. prądem o natężeniu sterowanym przez klucz elektroniczny znajdujący się na wyjściu mostka Graetz'a (rys. 4b),
4. brak zasilania.



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego

Fig. 3. Schematic diagram of the experimental set-up



Rys. 4. Zasilanie cewki sterującej tłumika MR 1: a) wariant 2, b) wariant 3

Fig. 4. Power supply of the MR 1 damper control coil: a) variant 2, b) variant 3

W wariant 3 wymaganą wartość natężenia prądu i_{sky} wyznaczano stosując algorytm sky-hook zapisany wzorem [1]:

$$i_{sky} = \begin{cases} b_i \cdot |\dot{x}_1|, & \dot{x}_1 (\dot{x}_1 - \dot{z}) \geq 0 \\ 0, & \dot{x}_1 (\dot{x}_1 - \dot{z}) < 0 \end{cases} \quad (1)$$

Algorytm ten zakłada, iż siła F tłumika MR 1 jest proporcjonalna do modułu prędkości bezwzględnej \dot{x}_1 płyty zawieszenia. Wartość współczynnika proporcjonalności $b_i = 0,002 \text{ A} \cdot \text{s/mm}$ dobrano empirycznie. Aby wytworzyć dwustanowy sygnał sterujący (załącz/wyłącz) kluczem elektronicznym u_s , należy porównać wartość chwilową natężenia prądu i w cewce tłumika MR 1 z wartością natężenia prądu i_{sky} , obliczoną przez algorytm sky-hook, zgodnie z wzorem:

$$u_s = \begin{cases} u_{sw} & \text{dla } i < i_{sky} \\ u_{sn} & \text{dla } i \geq i_{sky} \end{cases} \quad (2)$$

Załączenie klucza następuje gdy $u_s = u_{sw} = 3,3 \text{ V}$, natomiast jego odcięcie gdy $u_s = u_{sn} = 0 \text{ V}$.

Dla ułatwienia analizy wyników badań wprowadzono następujące oznaczenia dla wariantów zasilania cewki sterującej tłumika MR 1: wariant 1 (układ UG), wariant 2 (układ UG-K), wariant 3 (układ UG-K-sh), wariant 4 (układ UP).

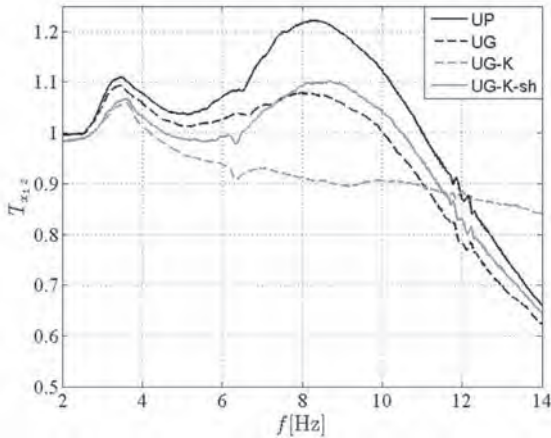
Współczynniki przenoszenia drgań wyznaczono na podstawie danych pomiarowych: przemieszczenia płyty wzbudnika z , przemieszczenia płyty zawieszenia x_1 oraz przemieszczenie obiektu chronionego x_2 . Ze względu na charakter wymuszenia z (sygnał chirp), do obliczenia zależności współczynnika przenoszenia drgań od częstotliwości, wykorzystano dyskretne transformaty Fouriera (DFT) sygnałów przemieszczeń z , x_1 i x_2 wyrażone wzorem:

$$Y(k) = \sum_{j=1}^N y(j) \omega_N^{(j-1)(k-1)} \quad (3)$$

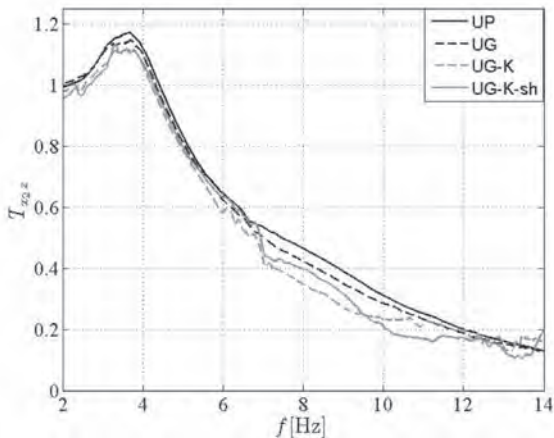
$$\omega_N = e^{\frac{2\pi i}{N}}$$

gdzie:

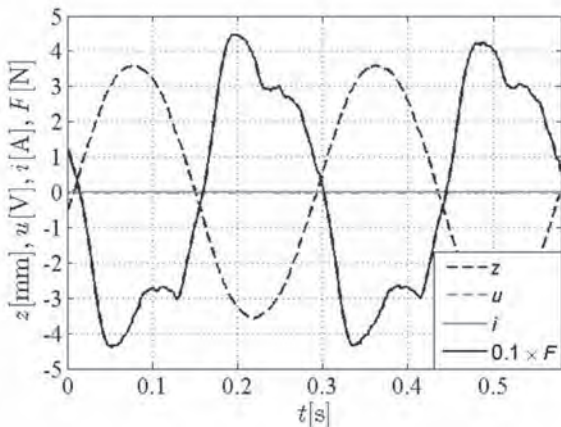
$Y(k)$ – dyskretna transformata Fouriera sygnału y dla harmonicznej k : $Z(k)$, $X_1(k)$ i $X_2(k)$,



Rys. 5. Współczynnik przenoszenia drgań T_{x_1z}
Fig. 5. Transmission coefficient T_{x_1z}



Rys. 6. Współczynnik przenoszenia drgań T_{x_2z}
Fig. 6. Transmission coefficient T_{x_2z}



Rys. 7. Przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u , natężenia prądu i oraz siły F ; układ UP, $f = 3,45$ Hz

Fig. 7. Time sequences of displacement z , voltage u , current i and force F ; UP system, $f = 3,45$ Hz

$y(j)$ – wartość j -tej próbki sygnału y : $z(j)$, $x_1(j)$ i $x_2(j)$,
 N – liczba próbek sygnału y (przyjmuje się $N=2^n$, $n \geq 1$),
 k – numer harmonicznej.

Częstotliwość odpowiadającą harmonicznej k wyznacza się ze wzoru (4).

$$f(k) = \frac{f_0}{2} [f_d + (k-1)\Delta f] \quad (4)$$

$$\Delta f = \frac{f_g - f_d}{N/2}$$

gdzie:

$f(k)$ – częstotliwość k -tej harmonicznej ($1 \leq k \leq N/2+1$),

f_0 – częstotliwość próbkowania,

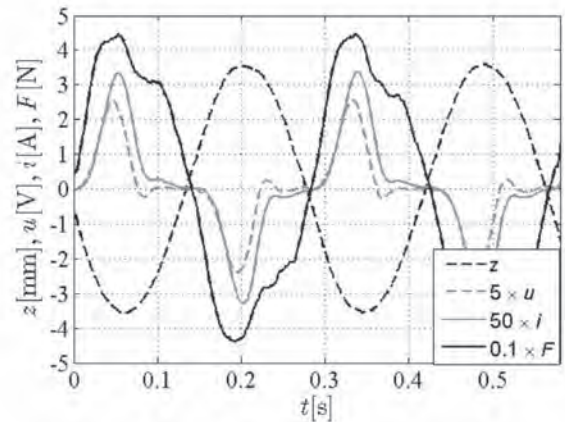
Δf – przyrost częstotliwości,

f_d , f_g – dolna i górna częstotliwość graniczna.

Współczynniki przenoszenia drgań T_{x_1z} i T_{x_2z} obliczono ze wzorów:

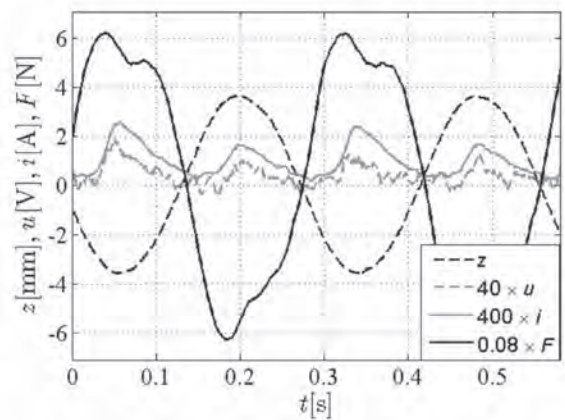
$$T_{x_1z}(k) = \frac{|X_1(k)|}{|Z(k)|}, \quad T_{x_2z}(k) = \frac{|X_2(k)|}{|Z(k)|} \quad (5)$$

Wykresy tak zdefiniowanych współczynników przenoszenia drgań T_{x_1z} i T_{x_2z} w funkcji częstotliwości przedstawiono na rys. 5 i 6.



Rys. 8. Przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u , natężenia prądu i oraz siły F ; układ UG, $f = 3,45$ Hz

Fig. 8. Time sequences of displacement z , voltage u , current i and force F ; UG system, $f = 3,45$ Hz



Rys. 9. Przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u , natężenia prądu i oraz siły F ; układ UG-K, $f = 3,45$ Hz

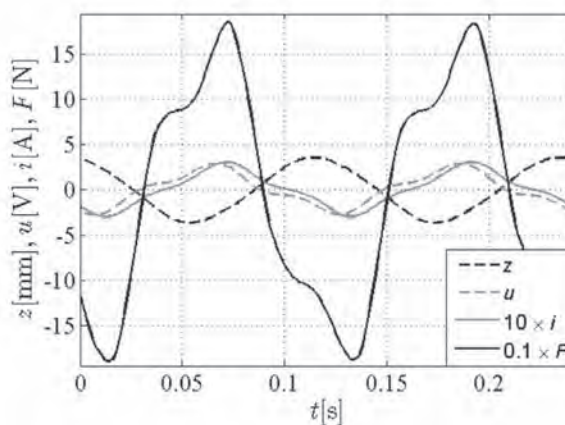
Fig. 9. Time patterns of displacement z , voltage u , current i and force F ; UG-K system, $f = 3,45$ Hz

Z wykresu na rys. 5 wynika, że częstotliwości rezonansowe układu UP wynoszą 3,45 Hz i 8,3 Hz. Częstotliwości rezonansowe pozostałych układów ulegają nieznacznej zmianie. W skrajnych przypadkach częstotliwości te wynoszą: 3,58 Hz (UG-K, UG-K-sh), 7,9 Hz (UG) i 10 Hz (UG-K). Układ UG-K charakteryzuje się najmniejszym współczynnikiem przenoszenia T_{x_1z} dla $f < 12,1$ Hz, nie pogarszając współczynnika przenoszenia T_{x_2z} . Natomiast dla częstotliwości $f > 12,1$ Hz widoczne jest istotne zwiększenie współczynnika przenoszenia drgań T_{x_1z} tego układu w porównaniu z pozostałymi. Współczynniki T_{x_1z} i T_{x_2z} układów UG i UG-K-sh mają wartości mniejsze niż układu UP w całym badanym zakresie częstotliwości.

Na rys. 7–10 oraz 11–14 przedstawiono przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u i natężenia prądu i w cewce sterującej tłumika MR 1 oraz siły tłumienia F uzyskane dla częstotliwości 3,45 Hz i 8,3 Hz. Należy zaznaczyć, że przebiegi siły tłumienia F nie uwzględniają składowej stałej wynikającej z ciśnienia w akumulatorze tłumika [3].

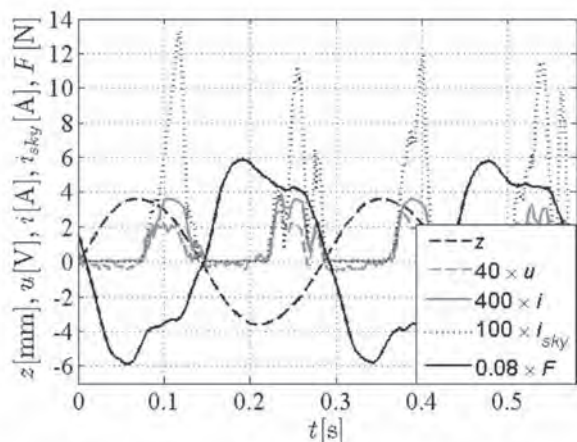
W przypadku układu UG, maksymalna wartość napięcia u na zaciskach cewki przy częstotliwości 3,45 Hz wynosi 0,51 V (rys. 8). Dla układów UG-K i UG-K-sh, maksymalna wartość napięcia u wynosi 0,05 V (rys. 9, 10). Tym war-

tościom napięcia odpowiada natężenie prądu i o wartości 0,067 A (układ UG) i 0,009 A (układy UG-K i UG-K-sh). W przypadku układu UG wartość siły tłumienia F nie przekracza 77 N (rys. 9).



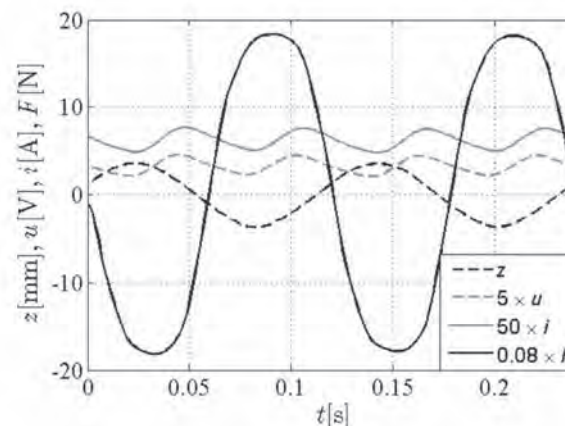
Rys. 12. Przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u , natężenia prądu i oraz siły F ; układ UG, $f = 8,3$ Hz

Fig. 12. Time sequences of displacement z , voltage u , current i and force F ; UG system, $f = 8,3$ Hz



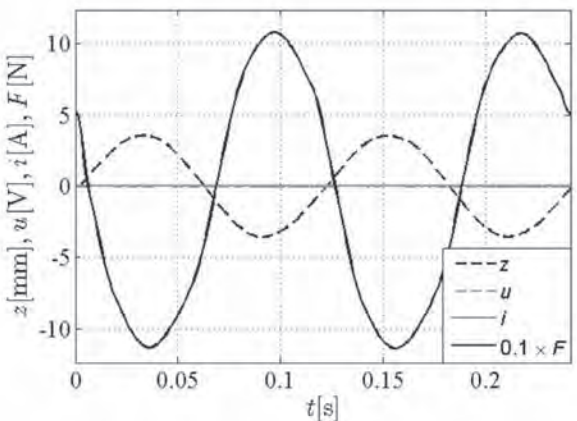
Rys. 10. Przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u , natężenia prądu i oraz siły F ; układ UG-K-sh, $f = 3,45$ Hz

Fig. 10. Time sequences of displacement z , voltage u , current i and force F ; UG-K-sh system, $f = 3,45$ Hz



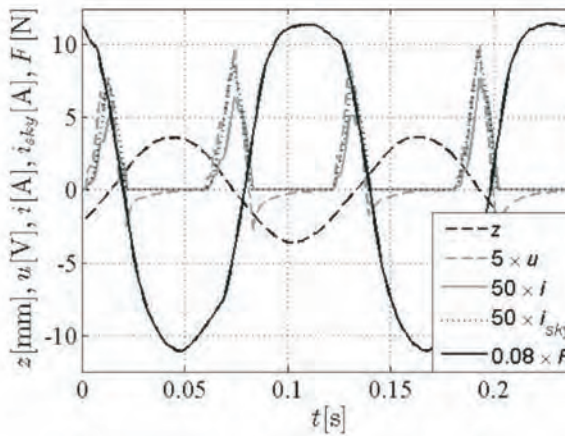
Rys. 13. Przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u , natężenia prądu i oraz siły F ; układ UG-K, $f = 8,3$ Hz

Fig. 13. Time patterns of displacement z , voltage u , current i and force F ; UG-K system, $f = 8,3$ Hz



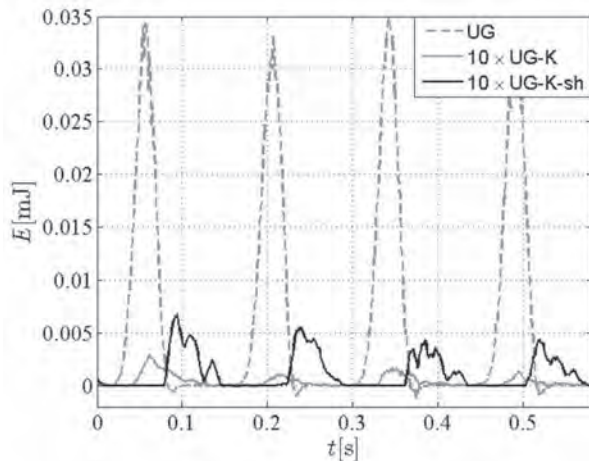
Rys. 11. Przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u , natężenia prądu i oraz siły F ; układ UP, $f = 8,3$ Hz

Fig. 11. Time sequences of displacement z , voltage u , current i and force F ; UP system, $f = 8,3$ Hz



Rys. 14. Przebiegi czasowe przemieszczenia z , napięcia u , natężenia prądu i oraz siły F ; układ UG-K-sh, $f = 8,3$ Hz

Fig. 14. Time patterns of displacement z , voltage u , current i and force F ; UG-K-sh system, $f = 8,3$ Hz



Rys. 15. Przebiegi czasowe energii E dostarczanej do cewki sterującej tłumika MR 1, $f = 3,45$ Hz

Fig. 15. Time sequences of energy E supplying MR 1 damper coil, $f = 3,45$ Hz

Napięcie u na zaciskach cewki przy częstotliwości 8,3 Hz osiąga znacznie większe wartości niż przy częstotliwości 3,45 Hz. Jak widać (rys. 12), maksymalna wartość napięcia u dla układu UG wynosi 2,87 V. Dla układów UG-K i UG-K-sh wartości te wynoszą 0,91 V i 1,9 V (rys. 13, 14). Odpowiadające tym wartościom napięcie, natężenia prądu i wynoszą: 0,3 A (układ UG), 0,15 A (układ UG-K) oraz 0,13 A (układ UG-K-sh). Siła tłumienia F dla układu UG-K przekracza 230 N (rys. 15).

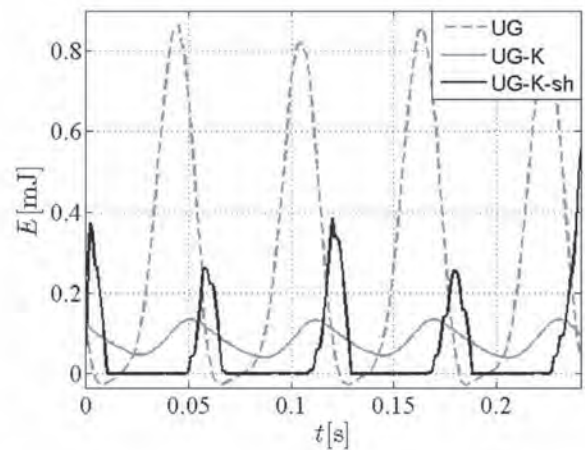
Porównując wykresy z rys. 10 i 14 można zauważyć, iż dla częstotliwości 3,45 Hz (mała prędkość względna) energia wytwarzana przez generator jest niewystarczająca do utrzymania zadanej wartości natężenia prądu i_{sky} (rys. 4b) oraz wymaganej siły tłumika.

Dodatkowo na rys. 15 i 16 przedstawiono wartości chwilowe energii elektrycznej dostarczonej do cewki tłumika MR 1 przy częstotliwościach 3,45 Hz i 8,3 Hz w układach UG, UG-K i UG-K-sh. Odnosząc się do wykresu współczynnika przenoszenia drgań $T_{x,z}$ (rys. 5) można stwierdzić, że o redukcji drgań rozważanego modelu zawieszenia decyduje nie ilość energii, lecz przedział czasu, w którym jest ona dostarczana do cewki (algorytm sterowania).

4. Podsumowanie

W artykule przedstawiono wybrane wyniki badań modelu semiaktywnego zawieszenia z odzyskiem energii, stanowiącego układ o dwóch stopniach swobody. Badania przeprowadzono dla różnych wariantów zasilania cewki sterującej tłumika w pierwszym stopniu swobody (tłumik MR 1). Celem badań było wyznaczenie charakterystyk przenoszenia drgań i przebiegów czasowych wielkości charakteryzujących działanie układu.

Wyniki uzyskane dla układów UG oraz UG-K-sh wykazały zmniejszenie współczynnika przenoszenia drgań $T_{x,z}$ w całym badanym zakresie częstotliwości w porównaniu z układem UP. Wyjątek stanowi układ UG-K, dla którego współczynnik $T_{x,z}$ przyjmuje większe wartości gdy $f > 12,1$ Hz. Układ ten charakteryzuje się jednocześnie najmniejszymi wartościami współczynnika $T_{x,z}$ w otoczeniu częstotliwości 8,3 Hz.



Rys. 16. Przebiegi czasowe energii E dostarczanej do cewki sterującej tłumika MR 1, $f = 8,3$ Hz

Fig. 16. Time sequences of energy E supplying MR 1 damper coil, $f = 8,3$ Hz

Cechą charakterystyczną układów UG, UG-K, UG-K-sh jest znaczne zmniejszenie wartości współczynnika $T_{x,z}$ przy częstotliwości 8,3 Hz w porównaniu z częstotliwością 3,45 Hz. Wynika to z umieszczenia generatora w pierwszym stopniu swobody, który to generator wytwarza wystarczającą energię do zasilania cewki sterującej tłumika MR 1, dopiero przy dużej prędkości względnej ($\dot{x}_1 - \dot{z}$), w otoczeniu częstotliwości 8,3 Hz.

W kolejnym etapie przeprowadzone będą badania modelu zawieszenia, w którym generator elektromagnetyczny zostanie przeniesiony do drugiego stopnia swobody.

Pracę wykonano w ramach projektu badawczego nr N501 366934

Bibliografia

- Braun S., Ewins D., Rao S.S.: *Encyclopedia of Vibration*. Academic Press, Vol. 1 (*Active Control of Vehicle Vibration*: Ahmadian M.), 2002, 37–45.
- Choi S.-B., Seong M.-S., Kim K.-S.: *Vibration control of an electrorheological fluid-based suspension system with an energy regenerative mechanism*, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: „Journal of Automobile Engineering”, Vol. 223/2009, 459–469.
- Sapiński B.: *Magnetorheological dampers in vibration control*, UWND AGH 2006.
- Sapiński B.: *Vibration power generator for a linear MR damper*, „Smart Materials and Structures”, 19/2010, 1050–1062.
- Sapiński B., Jastrzębski Ł.: *Characterization of the test stand for MR damper-based suspension systems with energy regeneration*, „Mechanics and Control” (w druku), 2010.
- Snamina J., Sapiński B.: *Energy balance in self-powered MR damper-based vibration reduction system*. Bulletin of the Polish Academy of Sciences – Technical Sciences, Vol. 58, No. 1/2011, 75–80.
- Zhou L., Scully B., Shestani J., Zhou Y.: *Design and characterization of an electromagnetic energy harvester for vehicle*

suspensions, „Smart Materials and Structures”, 19/2010, 1–10.

8. [www.lord.com] – LORD Corporation – Adhesives, Coatings, Vibration and Motion Control, and Magnetically Responsive Technologies. ■

Laboratory testing of a semi-active suspension model with energy regeneration

Abstract: In the paper we present selected results of laboratory tests of semi-active suspension model with energy regeneration. Main components of the system are the MR dampers and an electromagnetic generator. Transmissibility coefficients and time patterns of most important quantities characterizing operation of the system were determined.

Keywords: semi-active suspension, MR damper, electromagnetic generator, vibrations, energy harvesting

prof. dr hab. inż. Bogdan Sapiński

Jest pracownikiem w Katedrze Automatyki Procesów Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Działalność naukowa w zakresie automatyki i robotyki. Zainteresowania i obszary badań: sterowanie w układach mechanicznych, semiaktywne i aktywne układy redukcji drgań, odzyskiwanie energii drgań, materiały i konstrukcje inteligentne, zastosowanie cieczy magnetoreologicznych do tłumienia drgań w układach dyskretnych i ciągłych.



e-mail: deep@agh.edu.pl

dr inż. Maciej Rosół

Jest pracownikiem w Katedrze Automatyki Akademii Górniczo-Hutniczej AGH w Krakowie. Zainteresowania: sterowanie układami nieliniowymi w czasie rzeczywistym, inteligentne algorytmy sterowania, regulacja w otwartych środowiskach sterowania, wykorzystanie mikrokontrolerów jednoukładowych oraz sterowników PLC w pomiarach i sterowaniu, sterowanie rozproszone z wykorzystaniem magistrali CAN, sieci Ethernet i LonWorks.



e-mail: mr@agh.edu.pl

mgr inż. Łukasz Jastrzębski

Jest doktorantem Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej AGH w Krakowie. Zainteresowania i obszary badań: modelowanie układów elektromechanicznych, techniki pomiarowe, układy redukcji drgań mechanicznych z odzyskiem energii, programowanie mikrokontrolerów.



e-mail: lukasz.jastrzebski83@gmail.com

Sterowanie w automatyce portal branżowy



- Aktualności z branży • Pliki • Giełda
- Katalog firm • Baza wiedzy • Praca
- Kalendarz imprez • Kursy • Forum

Wyślij zapytanie ofertowe

**i wygraj
pendrive**



Reklama Twojej firmy od



**490 zł.
netto za rok**

ponad
2500 klientów
czekających na
Twoją ofertę