

MARCIN MAŚLANKA, JACEK SNAMINA*

KOMPENSACJA SZTYWNOŚCI DYNAMICZNEJ W UKŁADACH REDUKCJI DRGAŃ Z TŁUMIKAMI MR

DYNAMIC STIFFNESS COMPENSATION IN VIBRATION CONTROL SYSTEMS WITH MR DAMPERS

Streszczenie

W artykule przedstawiono założenia i wstępną analizę nowej koncepcji układu wibroizolacji z kompensacją sztywności dynamicznej. Rozpatrywany jest układ wibroizolacji o jednym stopniu swobody złożony z masy, sprężyny pasywnej i tłumika MR. Siła zadana dla tłumika MR jest sumą siły związanej z ujemną sztywnością oraz siły tłumienia wiskotycznego. Odpowiednie sterowanie sztywnością ujemną za pomocą tłumika MR stanowi podstawę koncepcji kompensacji sztywności dynamicznej układu.

Słowa kluczowe: wibroizolacja, tłumik magnetoreologiczny (MR), sterowanie sztywnością

Abstract

This paper presents the assumptions and preliminary analysis of a new concept of vibration isolation system with dynamic stiffness compensation. A single-degree-of-freedom vibration isolation system is considered. The system consists of a mass, a passive spring and an MR damper. The desired force for the MR damper is defined as a sum of negative stiffness and viscous damping force components. Appropriate control of negative stiffness with the MR damper is the basis of the concept of dynamic stiffness compensation.

Keywords: vibration isolation, magnetorheological (MR) damper, stiffness control

* Dr inż. Marcin Maślanka, dr hab. inż. Jacek Snamina, prof. AGH, Katedra Automatykacji Procesów, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, AGH Akademia Górniczo-Hutnicza.

1. Wstęp

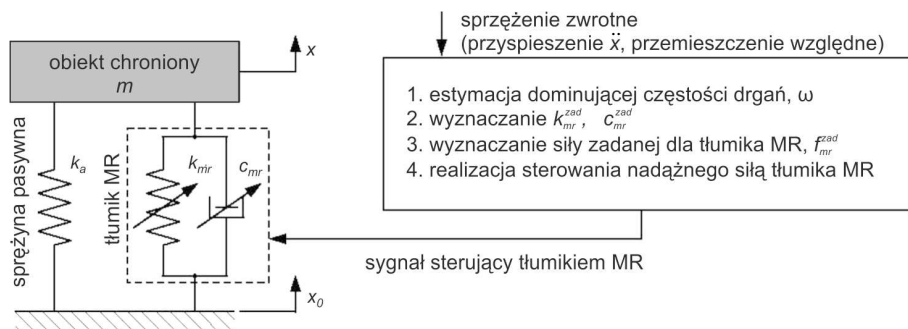
W układach wibroizolacji pożądana jest wysoka sztywność statyczna, która pozwala na uzyskanie niewielkiego ugięcia statycznego. Równocześnie, w celu uzyskania wysokiej efektywności wibroizolacji, częstotliwość rezonansowa powinna być możliwie niska. Zastosowanie liniowej sprężyny pasywnej nie pozwala na równoczesne spełnienie obu wymienionych wymagań, ponieważ zmniejszenie częstotliwości rezonansowej przez zmniejszenie sztywności sprężyny prowadzi do zwiększenia ugięcia statycznego. Dlatego pożądana charakterystyka sztywności to charakterystyka nieliniowa o wysokiej sztywności statycznej i niskiej sztywności dynamicznej (HSLDS, z ang. High Static Low Dynamic Stiffness).

Sprężyny aktywne wykazujące cechy HSLDS stanowią przedmiot badań m.in. w pracy [1]. Umożliwiają one uzyskanie układów wibroizolacji o tzw. quasi-zerowej sztywności (QZS, z ang. Quasi Zero Stiffness), czyli zerowej lub prawie zerowej sztywności dynamicznej [2]. Układy te cechuje wysoka efektywność wibroizolacji.

W artykule przedstawiono nową koncepcję układu wibroizolacji z kompensacją sztywności dynamicznej, uzyskaną w wyniku zastosowania tłumików MR. Koncepcja ta stanowi kolejny przykład zastosowania tłumików MR do sterowania sztywnością, takie podejście rozpatrywano po raz pierwszy w [3, 4].

2. Koncepcja układu wibroizolacji z kompensacją sztywności dynamicznej przy zastosowaniu tłumika MR

Rozpatrywany jest układ o jednym stopniu swobody z wymuszeniem harmonicznym w postaci przemieszczenia x_0 o amplitudzie X_0 i częstości ω . Model układu przedstawiono na rys. 1. Tłumik MR połączony jest równolegle ze sprężyną pasywną o sztywności k_a . Właściwy dobór sprężyny zapewnia małe ugięcie statyczne, a odpowiednio sterowany tłumik MR pozwala na uzyskanie efektu kontrolowanej sztywności dynamicznej, co stanowi główne założenie prezentowanej koncepcji.



Rys. 1. Układ wibroizolacji o jednym stopniu swobody ze sterowanym tłumikiem MR

Fig. 1. Single degree of freedom vibration isolation system with controlled MR damper

W rozpatrywanym układzie MR zastępuje tłumik pasywny, a przy odpowiednim sterowaniu wprowadza do układu dodatkową sztywność dynamiczną k_{mr} . Wypadkowa sztywność dynamiczna wynosi:

$$k = k_a + k_{mr} \quad (1)$$

Zgodnie z zasadami wibroizolacji wypadkowa sztywność układu k powinna spełniać nierówność:

$$\omega / \omega_n = \omega / \sqrt{k / m} > \sqrt{2}, \quad (2)$$

gdzie:

ω_n – stanowi część drgań własnych układu.

Istotą prezentowanej koncepcji jest spełnienie warunku (2) niezależnie od częstości wymuszenia harmonicznego ω . Jest to możliwe dzięki odpowiedniemu sterowaniu sztywnością k_{mr} . Wprowadzając w (2) współczynnik η zamiast $\sqrt{2}$ oraz podstawiając (1) do (2), uzyskuje się wyrażenie na wymaganą sztywność tłumika MR dla dowolnego η (przyjmuje się, że $\eta \geq \sqrt{2}$):

$$k_{mr}^{zad} = \begin{cases} m\omega^2 / \eta^2 - k_a & : \omega / \omega_n < \eta \\ 0 & : \omega / \omega_n > \eta \end{cases}, \quad (3)$$

gdzie: k_{mr}^{zad} określa sztywność zadaną, a odpowiednie sterowanie tłumikiem MR ma na celu uzyskanie sztywności tłumika k_{mr} równej sztywności zadanej k_{mr}^{zad} . W rozpatrywanym przedziale częstości wymuszenia $\omega \in (0, \eta, \omega_n)$ sztywność zadana (3) przyjmuje wartość ujemną. Wprowadzenie do układu dodatkowej ujemnej sztywności (3) pozwala na spełnienie warunku (2). Takie działanie określane jest jako kompensacja sztywności dynamicznej układu wibroizolacji.

Układ sterowania tłumikiem MR opiera się na sprzężeniu zwrotnym od drgań obiektu chronionego (rys. 1). Celem sterowania jest odwzorowanie za pomocą tłumika MR siły:

$$f_d = k_{mr}^{zad} x_d + c_{mr}^{zad} \dot{x}_d, \quad (4)$$

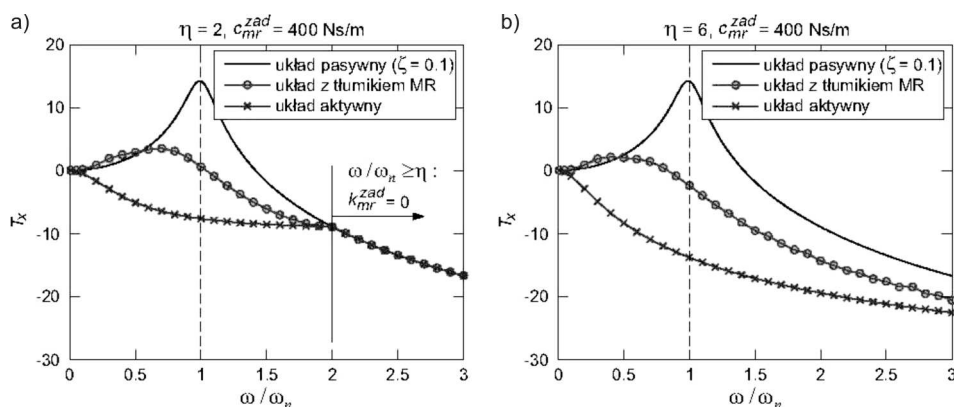
gdzie x_d określa przemieszczenie względne, a c_{mr}^{zad} jest zadaną wartością współczynnika tłumienia wiskotycznego, którego wpływ przedstawiono w dalszej części artykułu. Ze względu na ogólnie aktywny charakter siły (4) jej odwzorowanie przez tłumik MR jest możliwe jedynie w tej części cyklu drgań, gdy energia jest rozpraszana. W pozostałej części cyklu drgań siła tłumika MR powinna być równa zero. Siłę zadaną dla układu sterowania siłą tłumika MR przyjmuje się wobec tego w postaci:

$$f_{mr}^{zad} = \begin{cases} f_d & : f_d \dot{x}_d \geq 0 \\ 0 & : f_d \dot{x}_d < 0 \end{cases} \quad (5)$$

3. Badania symulacyjne

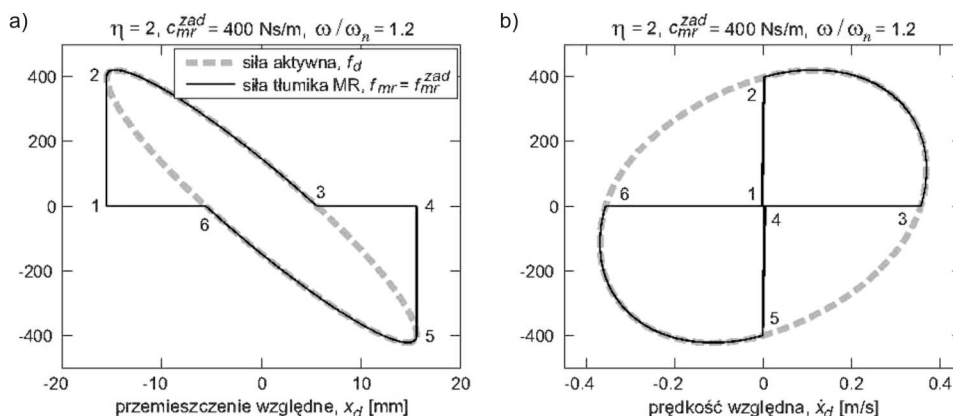
Symulacje wykonano z użyciem pakietu MATLAB[®]/Simulink[®] dla układu o parametrach $m = 100$ [kg], $k_a = 40$ [kN/m]. Na rysunku 2 przedstawiono wyniki symulacji układu z tłumikiem MR, układu pasywnego (dla $c = c_{mr}^{zad}$, tj. $\zeta = 0,1$) oraz układu aktywno-

nego, który w pełni odwzorowuje siłę (4). Do oceny efektywności wibroizolacji zastosowano współczynnik przenoszenia drgań w postaci stosunku amplitudy przemieszczenia obiektu chronionego do amplitudy wymuszenia, $T_x = X/X_0$.



Rys. 2. Współczynnik przenoszenia drgań układu wibroizolacji dla różnych wartości η

Fig. 2. Transmissibility of passive, MR damper controlled, and active vibration isolation systems for various η



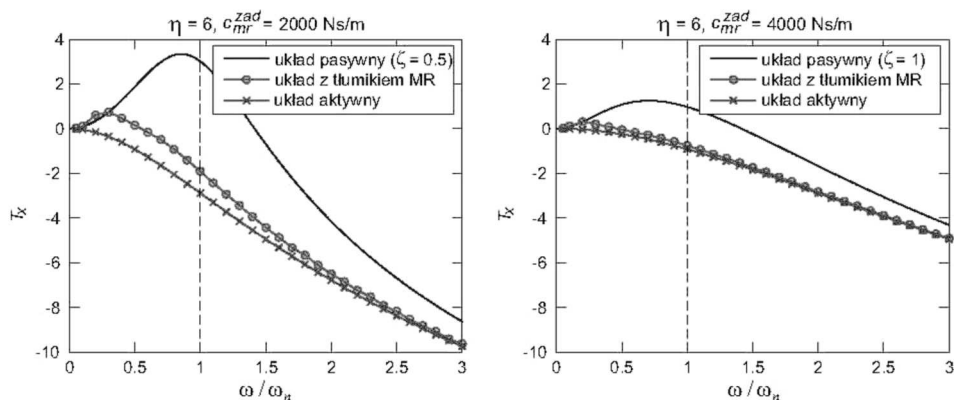
Rys. 3. Siła aktywna i siła tłumika MR w funkcji: a) przemieszczenia, b) prędkości

Fig. 3. Active force and MR damper force versus: a) relative displacement, b) relative velocity

Układ aktywny z rys. 2 wykazuje działanie typowe dla układu HSLDS. Znaczna różnica pomiędzy efektywnością układu z tłumikiem MR i układu aktywnego wynika z tego, że tłumik MR może poprawnie odwzorować siłę (4) tylko w pewnych częściach cyklu drgań, gdy siła ta przyjmuje charakter pasywny. Ograniczenia te zobrazowano na rys. 3, który przedstawia porównanie wybranych charakterystyk siły (4) oraz siły tłumika MR (5).

Ze względu na występujące ograniczenia kompensacja sztywności dynamicznej za pomocą tłumika MR nie pozwala na całkowitą eliminację rezonansu, co ma miejsce w przypadku układu aktywnego. Zwiększenie współczynnika tłumienia wiskotycznego ogranicza rezonans, lecz podobnie jak dla układu pasywnego, znacznie zmniejsza

efektywność układu dla wyższych częstotliwości. Wpływ współczynnika tłumienia wiskotycznego na efektywność wibroizolacji zilustrowano na rys. 4.



Rys. 4. Współczynnik przenoszenia drgań układu wibroizolacji dla różnych wartości c_{mr}^{zad}

Fig. 4. Transmissibility of passive, MR damper controlled, and active vibration isolation systems for various viscous damping coefficient c_{mr}^{zad}

4. Badania laboratoryjne

Koncepcję układu z kompensacją sztywności dynamicznej sformułowano przy założeniu, że tłumik MR umożliwi realizację ujemnej sztywności (3). To założenie wymagało weryfikacji eksperymentalnej.

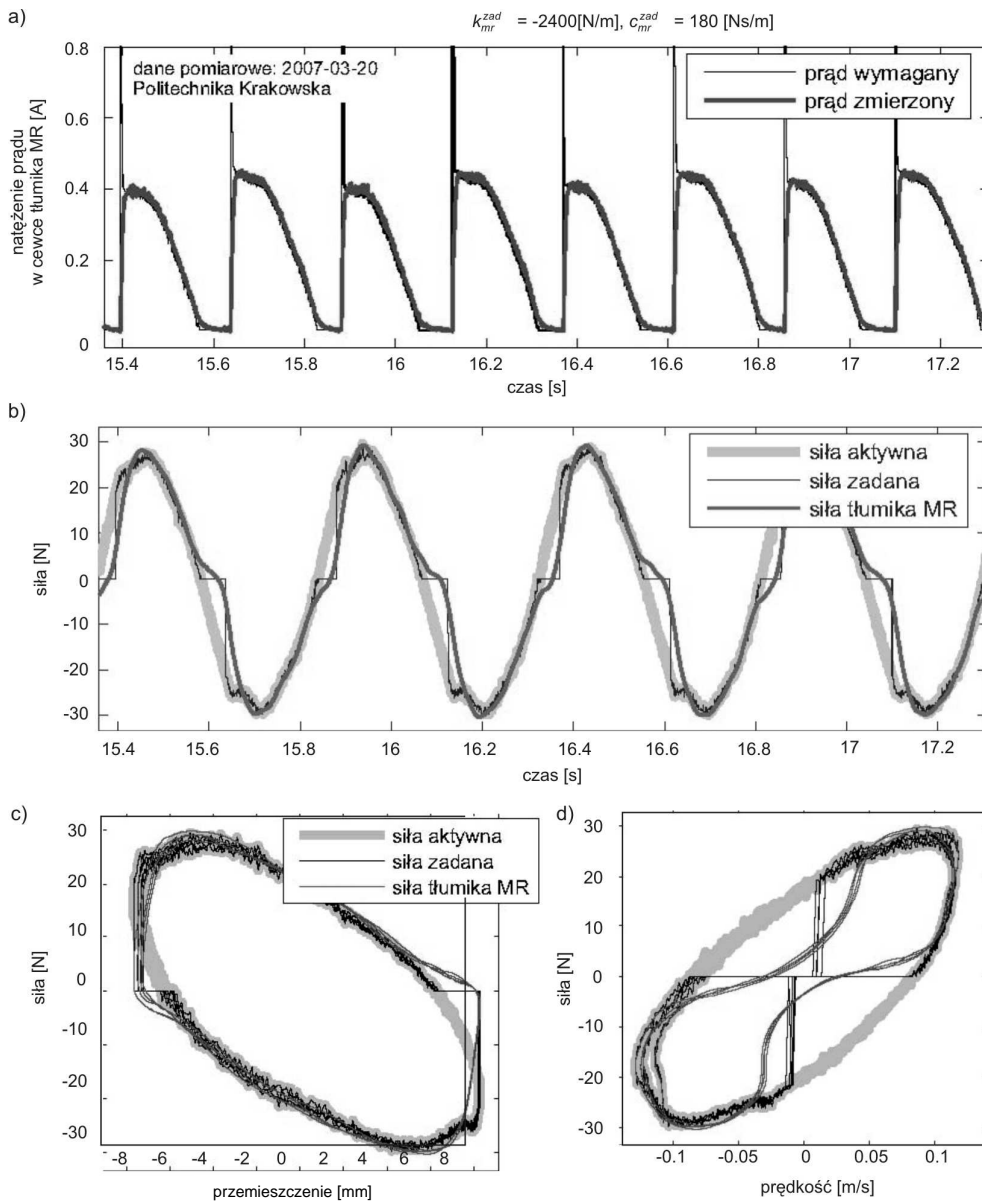
Badania przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym układu redukcji drgań liny zlokalizowanym w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Krakowskiej [5]. W badaniach zastosowano tłumik MR firmy Lord, typ RD-1097-01.

Wyniki pomiarów dla dwóch wyraźnie różnych przypadków (o innym stosunku k_{mr}^{zad} do c_{mr}^{zad}) zestawiono na rys. 5 i 6. Uzyskane wyniki pomiarów potwierdzają, że istnieje możliwość odwzorowania przez tłumik MR zadanej sztywności ujemnej w połączeniu z zadaniem tłumieniem wiskotycznym. Występujący błąd sterowania siłą jest tym większy, im większy jest udział siły sprężystości w wypadkowej sile zadanej dla tłumika MR.

5. Wnioski

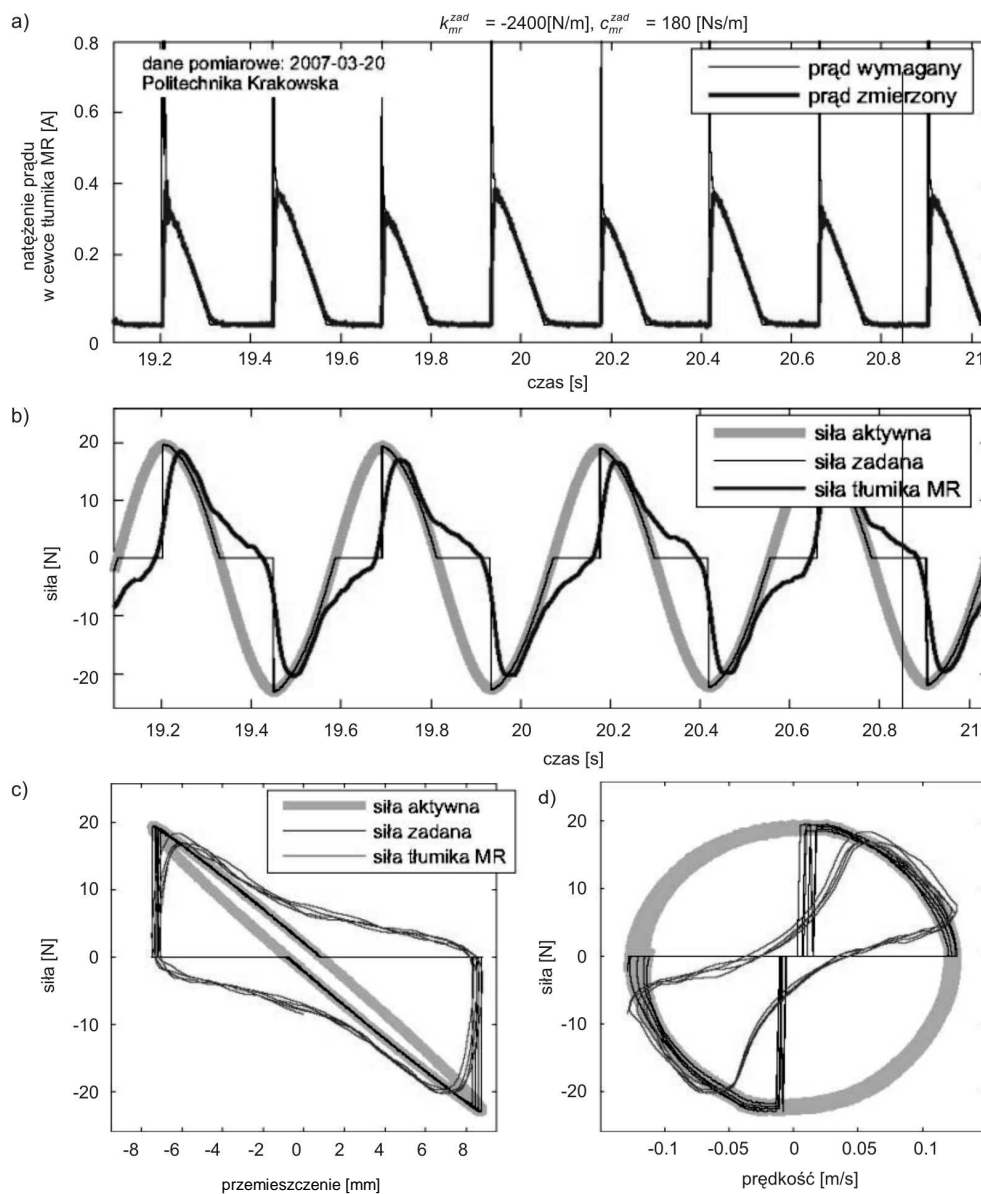
W artykule przedstawiono założenia i wstępną analizę nowej koncepcji układu wibroizolacji z kompensacją sztywności dynamicznej z zastosowaniem tłumika MR. Przeprowadzone badania pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Układ aktywny, który w pełni realizuje siłę (4), całkowicie eliminuje zjawisko rezonansu (rys. 2) i cechuje się dużą efektywnością wibroizolacji. Parametr η wpływa na efektywność układu wibroizolacji, przy czym w układzie aktywnym rezonans jest eliminowany niezależnie od wartości η (rys. 2).



Rys. 5. Wyniki sterowania siłą tłumika MR, siła zadana jako suma siły sprężystości oraz siły tłumienia wiskotycznego dla $|k_{mr}^{zad}|/c_{mr}^{zad} \approx 13 [1/s]$: a) natężenie prądu w funkcji czasu, b) siła w funkcji czasu, c) siła w funkcji przemieszczenia, d) siła w funkcji prędkości

Fig. 5. Results of the MR damper force tracking control, desired force defined as a sum of negative stiffness and viscous damping force components for $|k_{mr}^{zad}|/c_{mr}^{zad} \approx 13 [1/s]$: a) current versus time, b) force (active, desired, measured) versus time, c) force versus displacement, d) force versus velocity



Rys. 6. Wyniki sterowania siłą tłumika MR, siła zadana jako suma siły sprężystości oraz siły tłumienia wiskotycznego dla $|k_{mr}^{zad}|/c_{mr}^{zad} \approx 144 [1/s]$: a) natężenie prądu w funkcji czasu, b) siła w funkcji czasu, c) siła w funkcji przemieszczenia, d) siła w funkcji prędkości

Fig. 6. Results of the MR damper force tracking control, desired force defined as a sum of negative stiffness and viscous damping force components for $|k_{mr}^{zad}|/c_{mr}^{zad} \approx 144 [1/s]$: a) current versus time, b) force (active, desired, measured) versus time, c) force versus displacement, d) force versus velocity

2. Tłumik MR umożliwia odwzorowanie siły (4) w tych częściach cyklu drgań, gdy energia drgań jest rozpraszana (rys. 3). Badania laboratoryjne wskazują na dodatkowy błąd odwzorowania tej siły przez tłumik MR, który jest związany m.in. z niezerową wartością siły tłumika dla zerowej wartości sygnału sterującego (rys. 5, 6).
3. Rysunek 3a wskazuje na to, że energia rozpraszana w cyklu drgań przez układ aktywny realizujący siłę (4) jest mniejsza niż energia rozpraszana przez tłumik MR, który realizuje siłę (5). Energia ta jest reprezentowana przez pole powierzchni ograniczonej wykresem. Tak więc obcięcie sił aktywnych zwiększa ilość rozpraszanej energii.
4. Zwiększenie współczynnika tłumienia wiskotycznego powoduje, że tłumik MR lepiej odwzorowuje wymaganą siłę, dlatego różnica pomiędzy działaniem układu aktywnego i układu z tłumikiem MR zmniejsza się (rys. 4).
5. Pomimo tego, że tłumik MR nie pozwala na pełne odwzorowanie wymaganej siły (4), działanie układu z tłumikiem MR można określić jako zadowalające. Poprawę efektywności układu można uzyskać m.in. dzięki adaptacyjnym zmianom współczynnika tłumienia w zależności od częstości drgań układu, co stanowi kierunek dalszych badań.

Wykonano w ramach pracy statutowej nr 11.11.130.560, Katedra Automatykacji Procesów, AGH Akademia Górniczo-Hutnicza.

Literatura

- [1] Carrella A., Brennan M. J., Waters T. P., Shin K., *On the design of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using liner mechanical springs and magnets*, Journal of Sound and Vibration, 315 (2008), 712-720.
- [2] Robertson W.S., Kidner M.R.F., Cazzolato B.S., Zander A.C., *Theoretical design parameters for a quasi-zero stiffness magnetic spring for vibration isolation*, Journal of Sound and Vibration, 326 (2009), 88-103.
- [3] Boston C., Weber F., Guzzella L., *Optimal semi-active damping of cables: evolutionary algorithms and closed-form solutions*, Smart Materials and Structures, 18 (2009), 055006.
- [4] Weber F., Boston C., Maślanka M., *Adaptive TMD based on the emulation of positive and negative stiffness with MR damper*, Smart Materials and Structures, under review.
- [5] Maślanka M., *Semiaktywny układ redukcji drgań liny z tłumikiem magneto-reologicznym*, praca doktorska, Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie, Kraków 2008.