

Igor MACIEJEWSKI

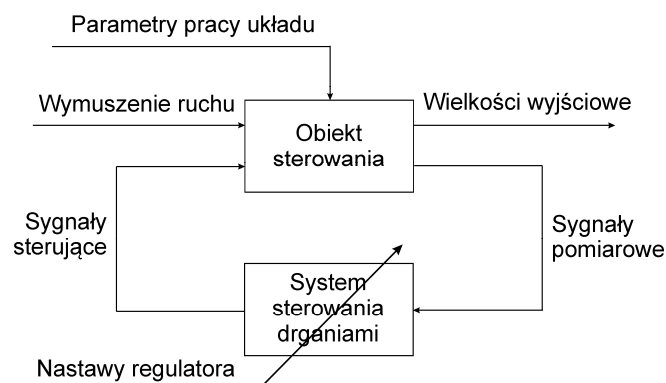
## **KSZTAŁTOWANIE WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH AKTYWNEGO UKŁADU REDUKCJI DRGAŃ**

### *Streszczenie*

*W pracy zaproponowano sposób syntezy systemu sterowania oraz wyznaczania jego optymalnych nastaw w celu najlepszego dopasowania skuteczności działania aktywnego układu redukcji drgań do różnych warunków pracy. Opracowana metodyka postępowania wspomaga wybór cech użytkowych układu do indywidualnych potrzeb operatorów maszyn roboczych, co w efekcie przyczynia się do uzyskania poprawy warunków ich pracy oraz lepszej ochrony przed szkodliwym działaniem wibracji.*

### **WSTĘP**

Pasywne metody wibroizolacji, wykorzystujące elementy inercyjne, sprężyste i dyssypatywne, w wielu przypadkach są nieefektywne. Mimo że zapewniają rozpraszanie znacznej części energii drgań przy dostatecznie wysokich częstotliwościach, to wskutek występowania zjawiska rezonansu wzmagają drgania niskoczęstotliwościowe. W rezultacie trudno jest ukształtować właściwości wibroizolacyjne układów pasywnych w taki sposób, aby spełniały przeciwstawne kryteria oceny ich działania [6, 9]. Zwiększoną efektywność działania wibroizolatora uzyskuje się poprzez zastosowanie aktywnego układu redukcji drgań mechanicznych [7]. Ogólny model tego typu układów przedstawiono na rysunku 1.



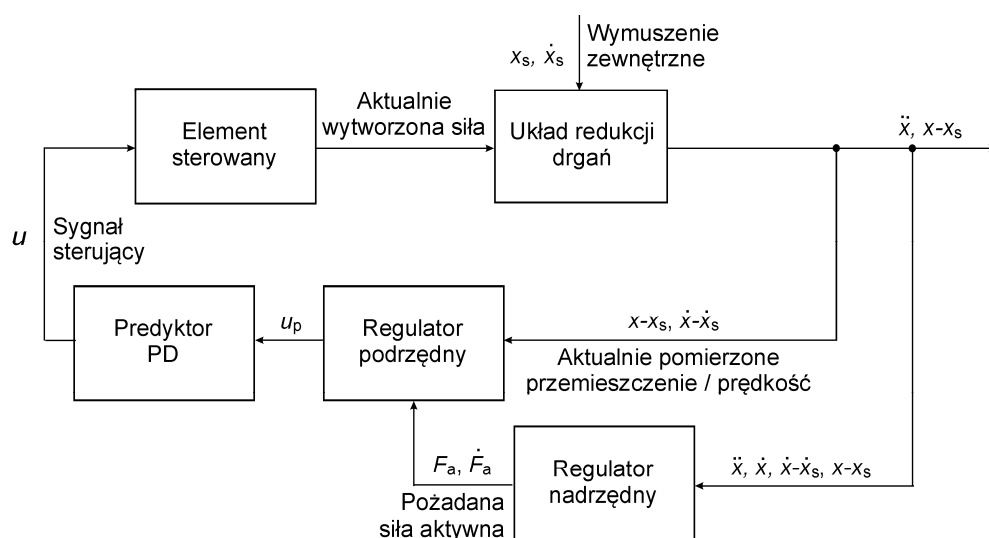
**Rys. 1.** Ogólny model sterowanego układu redukcji drgań

Wprowadzenie sterowania realizowanego w pętli sprzężenia zwrotnego ma za zadanie poprawić dynamikę obiektu sterowania oraz kształtować ją według potrzeb procesu wibroizolacji realizowanego przez obiekt [1]. W aktywnych układach redukcji drgań element

wykonawczy sterowany jest zwykle za pomocą regulatora na podstawie informacji o stanie izolowanego obiektu otrzymanych z układu pomiarowego [2]. Opracowanie efektywnie działającego układu wymaga jednak wyznaczenia takiej strategii sterowania, która umożliwi ukształtowanie jego właściwości wibroizolacyjnych specjalnie dla określonych warunków wymuszenia oraz zdefiniowanych parametrów pracy układu. Dzięki oryginalnemu systemowi sterowania drganiami, którego strukturę oraz poszczególne elementy składowe przedstawiono w niniejszej pracy, można osiągnąć pożądane cechy eksploatacyjne układu w świetle przeciwstawnych wymagań stawianych współczesnym wibroizolatorom.

## 1. STRUKTURA SYSTEMU STEROWANIA

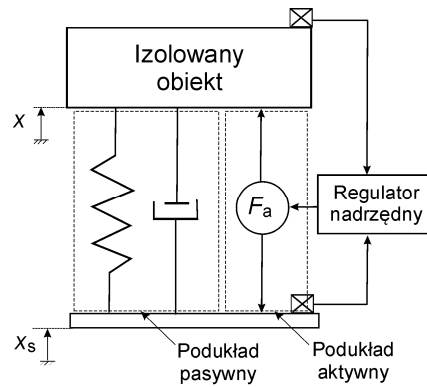
Proponowaną strukturę systemu sterowania układem wibroizolacji zilustrowano na rysunku 2. W skład systemu wchodzi regulator nadrzędny, którego zadaniem jest wyznaczenie aktualnej wartości siły sterującej. Powinna ona zostać wytworzona poprzez element wykonawczy, który zastosowano w układzie redukcji drgań w celu zwiększenia skuteczności jego działania. W związku z tym regulator podrzędny oblicza chwilową wartość sygnału sterującego tym elementem za pośrednictwem jego modelu odwrotnego. Z kolei zadaniem predyktora PD (proporcjonalno-różniczkujący) w systemie sterowania jest ograniczanie opóźnień otrzymanych podczas odtwarzania pożądanej siły przez element sterowany.



Rys. 2. Schemat blokowy struktury systemu sterowania układem redukcji drgań

### 1.1. Regulator nadrzędny

Postać algorytmu określającego siłę sterującą  $F_a$ , którą należy wprowadzić do układu redukcji drgań w celu kompensacji wymuszeń kinematycznych  $x_s$ , zależy od struktury regulatora nadrzędnego. Jest ona często wyznaczana na podstawie uproszczonego modelu układu wibroizolacji [4], którego schemat przedstawiono na rysunku 3. Model ten jest chętnie dyskutowany w literaturze [3, 11, 12], ponieważ opisuje najistotniejsze właściwości dynamiczne wielu układów wibroizolacji.



**Rys. 3.** Uproszczony model hybrydowego układu redukcji drgań

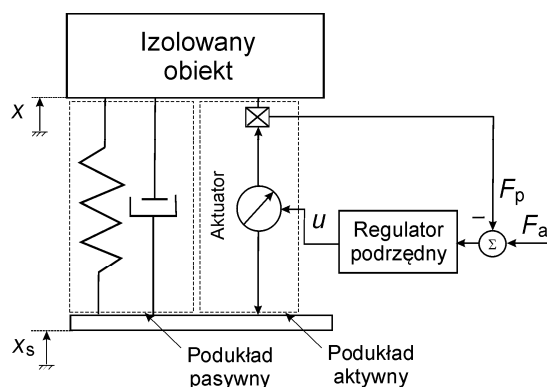
Według rozważań opisanych w pracy [4], siłę sterującą lepko-sprężystym układem wibroizolacji można wyrazić przy użyciu następującej zależności:

$$F_a = K_{a1}\dot{x} + K_{a2}(x - x_s) \quad (1)$$

gdzie:  $x$  jest przemieszczeniem wibroizolowanego obiektu,  $K_{a1}$  oraz  $K_{a2}$  są nastawami regulatora nadrzędnego, za pośrednictwem których kształtuje się właściwości wibroizolacyjne układu redukcji drgań. Wyznaczanie nastaw regulatora przeprowadza się z wykorzystaniem procedury optymalizacyjnej, którą przedstawiono w dalszej części niniejszej pracy.

## 1.2. Regulator podrzędny

Obliczona przez regulator nadrzędny pożądana siła sterująca  $F_a$  powinna zostać odtworzona w sterowanym układzie redukcji drgań mechanicznych za pomocą elementów aktywnych. Aby elementy te realizowały pożądaną siłę  $F_a$ , zwykle wykorzystuje się wewnętrzne sprzężenie zwrotne od siły [8]. Porównuje się wówczas wartość zadaną  $F_a$  z wartością aktualnie zmierzoną  $F_p$  przez przetwornik siły, a na podstawie sygnału uchybu steruje się elementami układów redukcji drgań. Tego typu sterowanie układami zilustrowano na rysunku 4.



**Rys. 4.** Hybrydowy układ redukcji drgań ze sterowaną siłą elementu aktywnego

W niniejszej pracy proponowane jest wprowadzenie pożądaney siły  $F_a$  do układu redukcji drgań bez konieczności stosowania dodatkowego sprzężenia zwrotnego od siły aktualnie generowanej przez element sterowany. Tak sformułowana strategia sterowanie wymaga opracowania regulatora podrzędnego, który będzie obliczał wartość aktualnie

generowanej siły przez element sterowany na podstawie jego modelu odwrotnego. Aktualna wartość sygnału  $u_p$  sterującego pracą takiego elementu powinna zostać wyrażona zgodnie z następującą zależnością:

$$u_p = f(F_a, x - x_s, \dot{x} - \dot{x}_s) \quad (2)$$

gdzie:  $x - x_s$  jest aktualnym przemieszczeniem względnym układu redukcji drgań,  $\dot{x} - \dot{x}_s$  jest aktualną prędkością ruchu tego układu.

### 1.3. Predyktor PD

W celu zwiększenia szybkości układu sterującego siłą zastosowano dodatkowo predyktor PD, ponieważ właściwości dynamiczne jego członu różniczkującego przeciwdziałają opóźnieniom występującym w układzie redukcji drgań. Model matematyczny takiego predyktora opisano następującą zależnością:

$$u = t_p \dot{u}_p + u_p \quad (3)$$

gdzie:  $u$  jest sygnałem wyjściowym z predyktora PD,  $t_p$  jest stałą czasową sterowanego elementu aktywnego.

## 2. OPTYMALIZACJA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH

Do ilościowej oceny skuteczności działania układów redukcji drgań stosowanych w maszynach roboczych wykorzystuje się głównie kryteria całkowe [5], których wartości wyznaczone są w czasie przebiegu procesu wibroizolacji. Z tego względu w niniejszym rozdziale rozważa się przypadek optymalizacji procesu [10], podczas którego zachowanie obiektu optymalizacji symuluje się komputerowo dla ściśle określonych warunków jego wymuszenia oraz obciążenia.

Celem prowadzonej optymalizacji jest znalezienie takich charakterystyk pracy układu, które zapewnią najlepsze jego działanie w obecności kompromisów pomiędzy dwoma lub więcej sprzecznymi wymaganiami. W pracy skoncentrowano się na uzyskaniu dużej skuteczności redukcji drgań przenoszonych przez układ wibroizolacji, przy jednoczesnym zmniejszeniu niepożądanych ruchów izolowanego obiektu względem pracującej maszyny oraz ograniczeniu zapotrzebowania energetycznego układu. Opracowaną procedurę optymalizacyjną przedstawiono w kolejnych punktach pracy.

### 2.1. Generacja losowo wybieranych punktów startowych

Dla danego wektora zmiennych decyzyjnych, którymi w przypadku aktywnego układu redukcji drgań są nastawy regulatora nadrzędnego:

$$\mathbf{K}_a = [K_{a1}, K_{a2}]^T \quad (4)$$

przedziały ich zmienności są zdefiniowane poprzez następujące wektory:

- dolna granica zmienności

$$(\mathbf{K}_a)_{\min} = [(K_{a1})_{\min}, (K_{a2})_{\min}]^T \quad (5)$$

- górna granica zmienności

$$(\mathbf{K}_a)_{\max} = [(K_{a1})_{\max}, (K_{a2})_{\max}]^T \quad (6)$$

Dla danych nastaw regulatora oraz zdefiniowanych zakresów ich zmienności, punkty startowe do procedury optymalizacji zostały opisane następująco:

$$\begin{aligned} (K_{a1})_s &= (K_{a1})_{\min} + ((K_{a1})_{\max} - (K_{a1})_{\min})rand(k) \\ (K_{a2})_s &= (K_{a2})_{\min} + ((K_{a2})_{\max} - (K_{a2})_{\min})rand(k), \quad k = 1, \dots, i \end{aligned} \quad (7)$$

gdzie:  $i$  jest liczbą losowo wygenerowanych wartości (*ang. rand*) z przedziału  $[0,1]$ , dla których rozkład gęstości prawdopodobieństwa jest zbliżony do rozkładu jednostajnego.

## 2.2. Dyskretyzacja zakresu zmienności masy wibroizolowanego obiektu

Dyskretne wartości masy wibroizolowanego obiektu zdefiniowano za pomocą następującego wektora:

$$\mathbf{m} = [m_1, m_2, \dots, m_r], \quad r = 1, \dots, l \quad (8)$$

gdzie:  $r$  jest numerem elementu wektora. Wartości elementów wektora wynoszą odpowiednio:

$$\begin{aligned} m_1 &= m_{\min} + \frac{1-1}{l-1} (m_{\max} - m_{\min}) \\ m_2 &= m_{\min} + \frac{2-1}{l-1} (m_{\max} - m_{\min}) \\ &\dots \\ m_r &= m_{\min} + \frac{r-1}{l-1} (m_{\max} - m_{\min}) \end{aligned} \quad (9)$$

gdzie:  $l$  jest liczbą elementów wektora, którego wartości rozłożono równomiernie pomiędzy minimalną  $m_{\min}$  i maksymalną  $m_{\max}$  masą izolowanego od drgań mechanicznych obiektu.

## 2.3. Sformułowanie problemu minimalizacji w przypadku poszczególnych kryteriów wibroizolacji

W celu znalezienia wartości minimalnych poszczególnych kryteriów wibroizolacji zaproponowano oddzielną minimalizację współczynnika przenoszenia drgań  $TFE$  przez układ oraz przemieszczenia względnego  $s_t$  układu [5], jako:

$$\min TFE(\mathbf{K}_a), \quad m_r \in \mathbf{m}, \quad r = 1, \dots, l \quad (10)$$

$$\min s_t(\mathbf{K}_a), \quad m_r \in \mathbf{m}, \quad r = 1, \dots, l \quad (11)$$

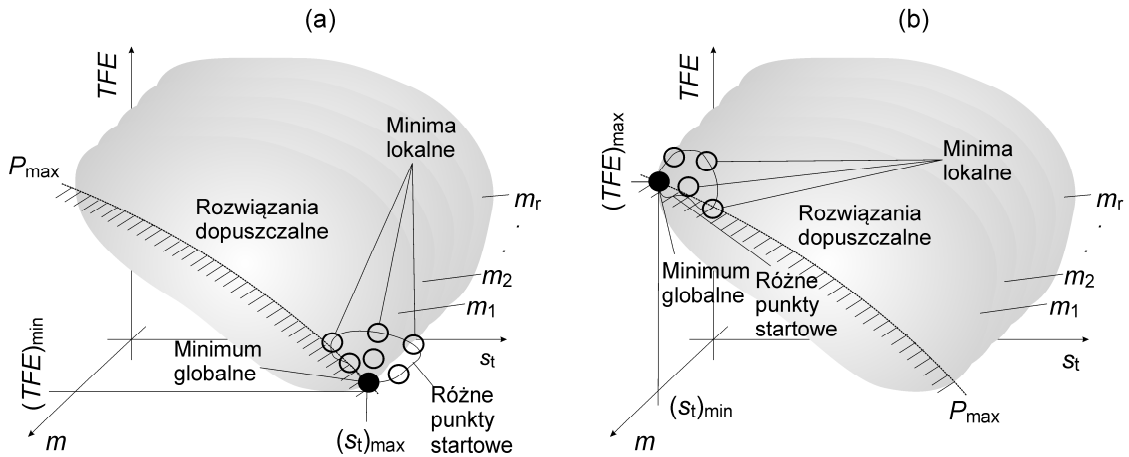
przy ograniczeniach nałożonych na moc średniokwadratową  $P_{RMS}$  zewnętrznego źródła zasilania:

$$P_{RMS}(\mathbf{K}_a) \leq P_{\max} \quad (12)$$

oraz na zakresy nastaw regulatora nadrzędnego:

$$(\mathbf{K}_a)_{\min} \leq \mathbf{K}_a \leq (\mathbf{K}_a)_{\max} \quad (13)$$

Ilustracja wyników optymalizacji przeprowadzonej dla poszczególnych kryteriów wibroizolacji została przedstawiona na rysunku 5. Zoptymalizowany w ten sposób układ wibroizolacji charakteryzuje się dużą efektywnością redukcji drgań przenoszonych od układu wymuszającego ruch do izolowanego obiektu (bardzo "miękki" układ zawieszenia, dla którego wartości kryteriów zilustrowano na rysunku 5a) lub dużą skutecznością ograniczania maksymalnych przemieszczeń względnego układu zawieszenia (bardzo "twardy" układ zawieszenia, dla którego wartości kryteriów zilustrowano na rysunku 5b).



**Rys. 5.** Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji dla poszczególnych kryteriów oceny: minimalizacja współczynnika przenoszenia drgań (a), minimalizacja przemieszczenia względnego układu redukcji drgań (b)

## 2.4. Dyskretyzacja zakresu przemieszczeń układu redukcji drgań

Dyskretne wartości przemieszczeń względných układu opisano za pomocą następującego wektora:

$$\mathbf{S}_t = [s_{t1}, s_{t2}, \dots, s_{tu}], \quad u = 1, \dots, n \quad (14)$$

gdzie:  $u$  jest numerem elementu wektora. Wartości elementów wektora wynoszą odpowiednio:

$$\begin{aligned} s_{t1} &= (s_t)_{\min} + \frac{1-1}{n-1} ((s_t)_{\max} - (s_t)_{\min}) \\ s_{t2} &= (s_t)_{\min} + \frac{2-1}{n-1} ((s_t)_{\max} - (s_t)_{\min}) \\ &\dots \\ s_{tu} &= (s_t)_{\min} + \frac{u-1}{n-1} ((s_t)_{\max} - (s_t)_{\min}) \end{aligned} \quad (15)$$

gdzie:  $n$  jest liczbą elementów wektora, którego wartości rozłożono równomiernie pomiędzy minimalnym  $(s_t)_{\min}$  i maksymalnym  $(s_t)_{\max}$  przemieszczeniem względnym układu wibroizolacji.

## 2.5. Sformułowanie problemu minimalizacji przy uwzględnieniu przeciwstawnych kryteriów optymalizacji

W celu znalezienia kompromisowych właściwości wibroizacyjnych układu redukcji drgań zaproponowano minimalizację współczynnika przenoszenia drgań  $TFE$  przez układ, jako kryterium nadrzędnego:

$$\min TFE(\mathbf{K}_a), \quad m_r \in \mathbf{m}, \quad s_{tu} \in \mathbf{S}_t, \quad r = 1, \dots, l \quad u = 1, \dots, n \quad (16)$$

przy ograniczeniach, które zostały nałożone na przemieszczenie względne  $s_t$  układu redukcji drgań:

$$s_t(\mathbf{K}_a) \leq s_{tu} \quad (17)$$

na moc średniokwadratową  $P_{RMS}$  zewnętrznego źródła zasilania:

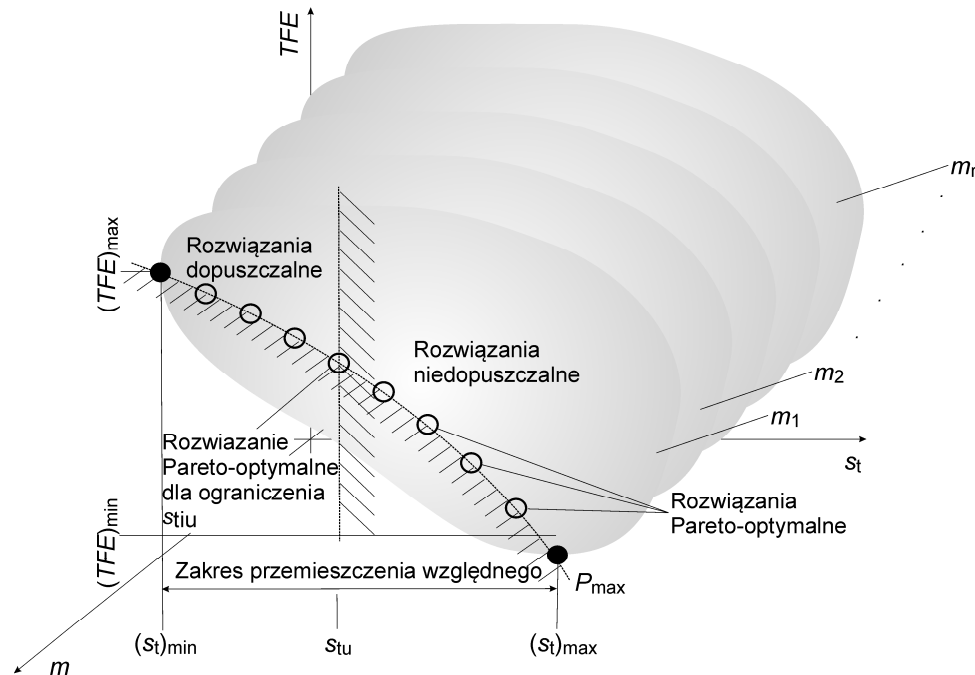
$$P_{RMS}(\mathbf{K}_a) \leq P_{\max} \quad (18)$$

oraz na zakresy nastaw regulatora nadrzędnego:

$$(\mathbf{K}_a)_{\min} \leq \mathbf{K}_a \leq (\mathbf{K}_a)_{\max} \quad (19)$$

gdzie:  $s_{tu}$  jest wartością ograniczenia maksymalnych przemieszczeń względnych układu zawieszenia. Właściwy dobór ograniczenia  $s_{tu}$  determinuje Pareto-optymalne właściwości układu redukcji drgań w funkcji przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji.

Ilustracja wyników optymalizacji przeprowadzonej dla przeciwstawnych kryteriów została przedstawiona na rysunku 6.



Rys. 6. Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji dla przeciwstawnych kryteriów oceny

## PODSUMOWANIE

W niniejszej pracy przedstawiono oryginalną strukturę systemu sterowania drganiami, opracowaną na potrzeby poprawy właściwości wibroizacyjnych układów redukcji drgań. Zaprezentowano metodykę projektowania systemu sterowania, który bazuje na modelu odwrotnym elementu wykonawczego oraz na regulatorze nadrzędnym układu. Zaproponowano ponadto procedurę optymalizacyjną, przy użyciu której umożliwiono dobór właściwości wibroizacyjnych aktywnych układów redukcji drgań do indywidualnych potrzeb operatorów maszyn roboczych.

# SHAPING THE VIBRO-ISOLATION PROPERTIES OF ACTIVE VIBRATION REDUCTION SYSTEM

## *Abstract*

*This paper deals with a control system synthesis and its parameters evaluation in order to best fit the effectiveness of active vibro-isolation system for different working conditions. The elaborated method supports a selection of the system properties for individual requirements of the working machines operators that in effect improves their working conditions and contributes the better health protection against harmful vibrations.*

## **BIBLIOGRAFIA**

1. Gosiewski Z., Siemieniako F.: *Automatyka: Synteza układów*, Tom II, Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 2007.
2. Kowal J.: *Aktywne i semi-aktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych*, Zeszyty Naukowe Akademii Górniczo-Hutniczej, Kraków 1990.
3. Liu Y., Matsuhisa H., Utsuno H.: *Semi-active vibration isolation system with variable stiffness and damping control*, Journal of Sound and Vibration 313 (2008), str. 16-28.
4. Maciejewski I.: *Control system design of active seat suspensions*, Journal of Sound and Vibration 331 (2012), str. 1291-1309.
5. Maciejewski I.: *Dobór właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań do maszyn roboczych*, Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania, tom X, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, 2012, str. 87-104.
6. Maciejewski I., Meyer L., Krzyżyński T.: *Modelling and multi-criteria optimisation of passive seat suspension vibro-isolating properties*, Journal of Sound and Vibration 324 (2009), str. 520-538.
7. Maciejewski I., Oleśkiewicz R., Krzyżyński T.: *Active control of vibration in small and medium amplitude range of elements in automotive systems*, Archive of Applied Mechanics 79 (2009), str. 587-594.
8. Maślanka M., Sapiński B.: *Experimental study of vibration control of a cable with an attached MR damper*, Journal of Theoretical and Applied Mechanics 45(4) (2007) str. 893-917.
9. Preumont A., *Vibration Control of Active Structures An Introduction*, Kluwer Academic Publishers, London 2002.
10. Tarnowski W.: *Optymalizacja i polioptymalizacja w mechatronice*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2009.
11. Yildirim S.: *Vibration control of suspension systems using a proposed neural network*, Journal of Sound and Vibration 277 (2004), str. 1059-1069.
12. Yoshimura T., Nakaminami K., Kurimoto M., Hino J.: *Active suspension of passenger cars using linear and fuzzy-logic controls*, Control Engineering Practice 7 (1999), str. 41-47.

**Autor:**

**dr inż. Igor MACIEJEWSKI** – Politechnika Koszalińska