

Igor MACIEJEWSKI

POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA, KATEDRA MECHANIKI STOSOWANEJ I MECHATRONIKI

## Poliptymalizacja własności wibroizolacyjnych aktywnego systemu zawieszenia siedziska

Dr inż. Igor MACIEJEWSKI

Doktor nauk technicznych, adiunkt zatrudniony w Katedrze Mechaniki Stosowanej i Mechatroniki na Wydziale Mechanicznym Politechniki Koszalińskiej; od 6 lat zajmuje się badaniem układów wibroizolacji do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami; autor lub współautor kilkunastu publikacji w zeszytach naukowych (w języku polskim i angielskim) i w materiałach krajowych oraz międzynarodowych konferencji.



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

### Streszczenie

Niniejsza praca zawiera fizyczny i matematyczny model pasywnego i sterowanego aktywnie zawieszenia siedziska maszyny roboczej. Obiektem symulacji jest siedzisko z pasywnym zawieszeniem lepko-sprężystym, którego właściwości wibroizolacyjne zostały poprawione poprzez zastosowanie aktywnego sterowania z podwójną pętlą sprzężeń zwrotnych. W przypadku tak zdefiniowanego układu regulacji, wyznaczono zbiór rozwiązań polioptymalnych w funkcji przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji: przyspieszenia izolowanej masy i przemieszczenia względnego zawieszenia siedziska.

**Słowa kluczowe:** wibroizolacja, siedziska, maszyny robocze

### Multi-criteria optimisation of active seat suspension vibro-isolating properties

#### Abstract

The paper contains physical and mathematical model description of the passive and active control of working machines seat suspension. The object of simulation is the seat with a visco-elastic passive suspension equipped with a double feedback active control loop improving its vibro-isolation properties. For a control system defined that way, the poly-optimal solution set is determined, in the inverse criteria domain: acceleration of isolated mass and relative displacement of seat suspension.

**Keywords:** vibro-insulation, car seat suspension, working machines

## 1. Wprowadzenie

Kierowcy i operatorzy maszyn roboczych narażeni są podczas wykonywania pracy na niekorzystne oddziaływania drgań wywołanych zarówno przez poruszanie się pojazdów po nierównościach, jak i przez wykonywane operacje, np. prace ziemne w przypadku ciągnika rolniczego. Występujące drgania niskoczęstotliwościowe mają często charakter losowy [1, 10]. Najczęściej na podłodze kabiny maszyny roboczej pojawiają się vibracje o zakresie częstotliwości 0 – 20 Hz [4, 5, 6, 7, 8, 9]. Jest to zatem sytuacja o tyle niekorzystna, iż częstotliwości drgań własnych większości narządów wewnętrznych ludzkiego ciała zawierają się w tym zakresie. Powoduje to szybsze zmęczenie operatora, zmniejszenie jego uwagi, a co za tym idzie pogorszenie jakości wykonywanej pracy.

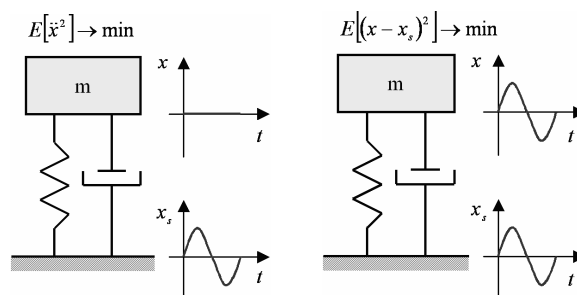
## 2. Kryteria wibroizolacji siedzisk

Aby siedziska operatorów maszyn roboczych wykazywały zadowalające własności wibroizolacyjne, powinny być spełnione kryteria minimalizacji funkcjonu  $J$ . Są nimi sumowane wartości oczekiwane kwadratów przyspieszenia bezwzględnego zawieszonyj masy  $\ddot{x}$  oraz przemieszczenia względnego pomiędzy

izolowaną masą a wymuszeniem z podłogi kabiny operatora  $x - x_s$ , według zależności [11]:

$$J = c_1 \cdot E[\ddot{x}^2] + c_2 \cdot E[(x - x_s)^2] \rightarrow \min \quad (1)$$

gdzie  $c_1$  i  $c_2$  są współczynnikami wagi, zależnymi od stopnia znaczenia odpowiednich kryteriów.



Rys. 1. Ilustracja graficzna przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji  
Fig. 1. Graphical representation of the inverse vibro-isolation criteria

Jak przedstawiono na rys. 1 kryteria wibroizolacji są przeciwstawne, to znaczy przy teoretycznej wartości przyspieszenia bezwzględnej masy równej zero, amplituda przemieszczenia względnego jest równa amplitudzie wymuszenia. Taka wibroizolacja w przypadku siedzisk operatorów maszyn roboczej wykonują ruchy w kierunku pionowym o wartościach amplitud równych wymuszeniu z podłogi. W przypadku, gdy izolowana masa wykonuje ruchy zgodne z wymuszeniem, jej wartość przyspieszenia bezwzględnej jest równa przyspieszeniu wymuszenia.

Większość obecnie opracowanych aktywnych układów zawieszek siedzisk pracuje według algorytmu „Sky – Hook Damper”, posiadających sprzężenie zwrotne proporcjonalne do wartości prędkości bezwzględnej izolowanej masy [2, 12]. Takie rozwiązanie techniczne naraża operatora na nadmierne poruszanie się jego nóg, a w efekcie pogarsza stan zdrowia stawów biodrowych. Również kontrola operatora nad maszyną roboczą jest mniejsza ze względu na duże przemieszczenia pionowe jej elementów sterowniczych, sztywno związanych z nadwoziem maszyny. Kolejnym ważnym, negatywnym skutkiem dużych maksymalnych przemieszczeń względnych jest kontakt z końcowymi zderzakami systemu zawieszenia. Powoduje on generowanie dużych, chwilowych wartości sił reakcji gumowych zderżaków, skierowanych przeciwnie do kierunku ruchu i diametralnie pogarszających komfort operatora.

## 3. Model fizyczny i matematyczny systemu zawieszenia siedziska

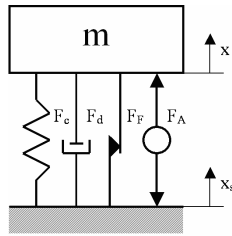
Uproszczony model fizyczny rozważanego zawieszenia pasywnego i aktywnego siedziska przedstawiono na rys. 2, przy oznaczeniach podanych po wzorze (4).

Równanie ruchu układu pasywnego przyjmuje następującą postać:

$$m\ddot{x} = -d \cdot (\dot{x} - \dot{x}_s) - c \cdot (x - x_s) - F_F \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_s) \quad (2)$$

W przypadku zawieszenia aktywnego, suma sił działających na wibroizolowaną masę dodatkowo zawiera siłę aktywną:

$$m\ddot{x} = -d \cdot (\dot{x} - \dot{x}_s) - c \cdot (x - x_s) - F_F \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_s) + F_A \quad (3)$$



Rys. 2. Model fizyczny zawieszenia siedziska  
Fig. 2. Physical model of a seat suspension

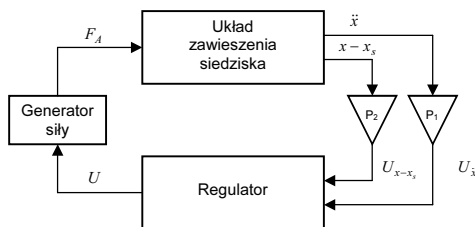
Traktując urządzenie wykonawcze, generujące siłę aktywną, jako element inercyjny pierwszego rzędu, można je opisać równaniem:

$$T_o \cdot \dot{F}_A + F_A = k \cdot U \quad (4)$$

gdzie:  $m$  – masa siedziska wraz z kierownicą;  $x$  – przemieszczenie siedziska;  $x_s$  – przemieszczenie podłogi;  $d$  – współczynnik tłumienia wiskotycznego;  $c$  – współczynnik sprężystości;  $F_c$  – siła sprężystości;  $F_d$  – siła tłumienia;  $F_F$  – siła tarcia kinetycznego;  $F_A$  – siła aktywna;  $T_o$  – stała czasowa urządzenia wykonawczego, generującego siłę aktywną;  $k$  – wzmacnienie statyczne generatora siły aktywnej;  $U$  – napięcie sterujące generatorem siły aktywnej.

#### 4. System sterowania aktywnym zawieszeniem siedziska

System regulacji posiada dwie pętle sprzężeń zwrotnych: od przyspieszenia izolowanej masy i od przemieszczenia względnego systemu zawieszenia (rys. 3). W takim rozwiązaniu zarówno przyspieszenie masy jak i przemieszczenie względne zawieszenia jest minimalizowane przez układ regulacji, odpowiednio ze wzmacnieniami poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych:  $P_1$  i  $P_2$ . Regulator opracowuje sygnał napięciowy  $U$ , który następnie steruje generatorem siły aktywnej. Model komputerowy zawieszenia pasywnego i aktywnego wraz z systemem sterowania został sporządzony przy użyciu pakietu MATLAB – Simulink.

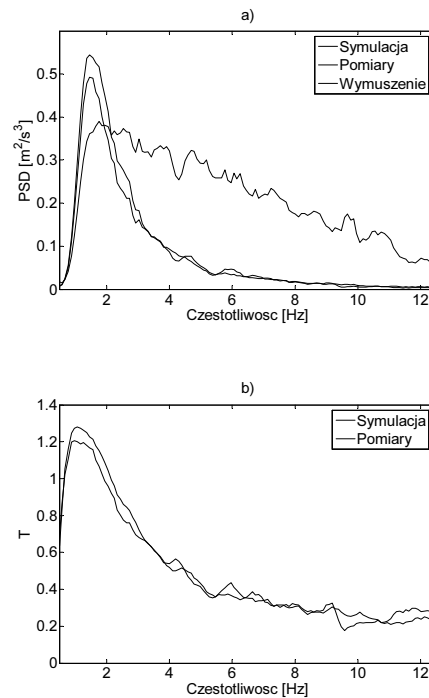


Rys. 3. Schemat układu regulacji zawieszeniem siedziska  
Fig. 3. General view of seat suspension control system

#### 5. Wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych

Wykorzystane do badań eksperymentalnych stanowisko składało się z hydraulicznego wzbudnika drgań z zamontowanym systemem zawieszenia i obciążonym sztywnie zamocowaną masą. Tor pomiarowy był czterokanałowy i za pomocą przetworników przyspieszenia i przemieszczenia dokonano pomiaru: przyspieszenia drgań pionowych platformy wymuszającej i wibroizolowanej masy, przemieszczenia względnego zawieszenia siedziska i platformy wibracyjnej. Wyniki badań doświadczalnych układu pasywnego w postaci gęstości widmowych mocy przyspieszenia drgań (PSD) i funkcji przenoszenia ( $T$ ), w zestawieniu z przebiegami badań

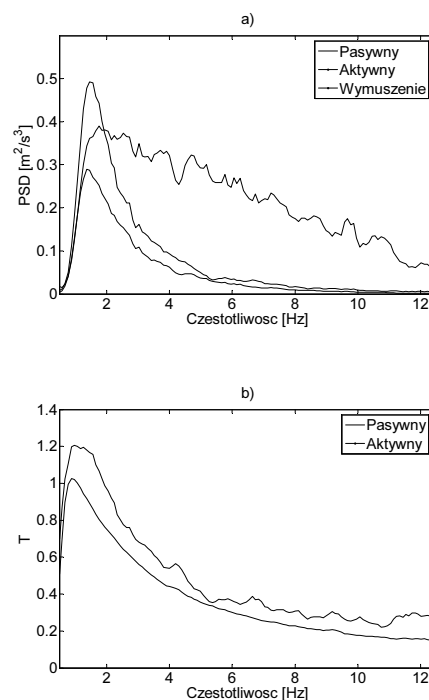
symulacyjnych oraz przebiegami wymuszeń, pokazane zostały na rys. 4.



Rys. 4. Przebiegi gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) i funkcji przenoszenia (b) w przypadku pasywnego zawieszenia siedziska

Fig. 4. Power spectral density of acceleration (a) and transmissibility curves (b) of passive seat suspension

Gęstości widmowe mocy przyspieszenia oraz funkcje przenoszenia, otrzymane za pomocą symulacji komputerowej, pasywnego i aktywnego zawieszenia siedziska są przedstawione na rys. 5.

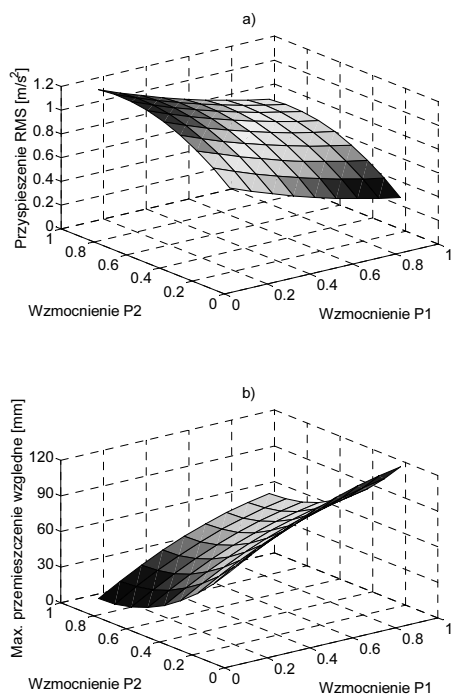


Rys. 5. Przebiegi gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) i funkcji przenoszenia (b) w przypadku pasywnego i aktywnego zawieszenia siedziska

Fig. 5. Power spectral density of acceleration (a) and transmissibility curves (b) of passive and active seat suspension

Rezultaty otrzymano przy określonych warunkach wymuszenia kinematycznego i dla przykładowych wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych: od przyspieszenia izolowanej masy  $P_1$  i od przemieszczenia względnego pomiędzy masą a podstawą  $P_2$ .

Oprócz oceny wzrokowej funkcji gęstości widmowych mocy przyspieszenia oraz funkcji przenoszenia w dziedzinie częstotliwości, porównano również wartości skuteczne przyspieszeń drgań [3, 4] oraz maksymalne wartości przemieszczeń względnych, przy różnych wzmocnieniach poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych. Wyniki symulacji komputerowej zestawiono na rys. 6.



Rys. 6. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań izolowanej masy (a) i maksymalnych przemieszczeń względnych systemu zawieszenia (b)  
Fig. 6. Effective value of the isolated mass acceleration (a) and the maximum relative displacement of suspension system (b)

Przedstawionych powyżej wartości skuteczne przyspieszenia drgań izolowanej masy i maksymalnych amplitud przemieszczeń względnych systemu zawieszenia dowodzą przeciwstawności kryteriów wibroizolacji i stawiają problem właściwego doboru wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych  $P_1$  i  $P_2$ , pod względem istotności wpływu poszczególnych kryteriów na własności wibroizolacyjne siedziska.

## 6. Polioptymalizacja własności wibroizolacyjnych siedziska

W celu rozważenia możliwości sterowania aktywnym zawieszeniem siedziska zdefiniowano zadanie optymalizacji, polegające na maksymalizacji skalarnej funkcji celu, opisanej zależnością:

$$F = waga \cdot u_1(\ddot{x}_{RMS}) + (1 - waga) \cdot u_2((x - x_s)_{\max}) \rightarrow \max, \quad (6)$$

gdzie współczynnik wagi (*waga*) określa istotność wpływu przeciwstawnych kryteriów jakości wibroizolacji na sumaryczną wartość funkcji celu. Za kryteria optymalizacji przyjęto odpowiednio: wartość skuteczną przyspieszenia izolowanej masy  $\ddot{x}_{RMS}$  oraz maksymalną wartość przemieszczenia względnego systemu zawieszenia  $(x - x_s)_{\max}$ , jako:

$$\ddot{x}_{RMS} = f(P_1, P_2) \rightarrow \min, \quad (7)$$

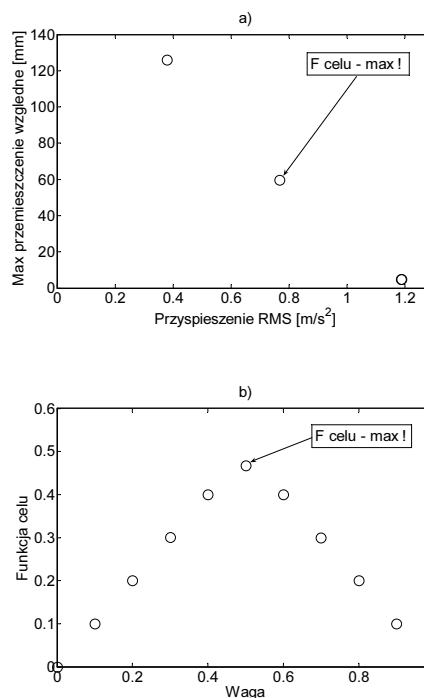
$$(x - x_s)_{\max} = f(P_1, P_2) \rightarrow \min. \quad (8)$$

Zależności opisujące poszczególne kryteria optymalizacji stanowią aproksymację wyników badań symulacyjnych w funkcji zmiennych decyzyjnych (wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych:  $P_1$  i  $P_2$ ). W celu unormowania zakresów zmienności poszczególnych kryteriów (wzór 7, 8) wprowadzono liniowe funkcje użyteczności w przypadku, gdy użyteczność maleje przy wzroście wartości kryteriów optymalizacji [13]:

$$u_1(\ddot{x}_{RMS}) = \frac{(\ddot{x}_{RMS})_{\max} - \ddot{x}_{RMS}}{(\ddot{x}_{RMS})_{\max} - (\ddot{x}_{RMS})_{\min}}, \quad (9)$$

$$u_2((x - x_s)_{\max}) = \frac{((x - x_s)_{\max})_{\max} - (x - x_s)_{\max}}{((x - x_s)_{\max})_{\max} - ((x - x_s)_{\max})_{\min}}. \quad (10)$$

Jedynymi ograniczeniami nałożonymi przy poszukiwaniu maksimum funkcji celu były zakresy zmienności wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych: od przyspieszenia izolowanej masy  $P_1$  i maksymalnego przemieszczenia względnego systemu zawieszenia  $P_2$  (zmiennie decyzyjne). Zbiór rozwiązań polioptymalnych w postaci wartości kryteriów wibroizolacji, przy ich zmiennej istotności, przedstawiono na rys. 7a. Wartości funkcji celu przy zmiennym współczynniku wagi zaprezentowano na rys. 7b.



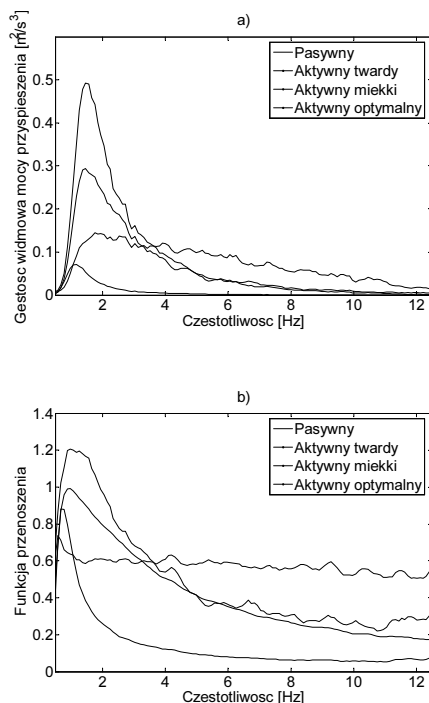
Rys. 7. Rozkład rozwiązań polioptymalnych dla przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji przy ich zmiennej istotności (a), wartości funkcji celu dla zmiennego współczynnika wagi (b)

Fig. 7. Poly-optimal points distribution for inverse vibro-isolating criteria at different significance (a), values of objective function for different weights factor (b)

Poprzez zmianę wzmocnień nastaw pętli sprzężeń zwrotnych aktywnego układu zawieszenia siedziska możliwe jest sterowanie własnościami wibroizolacyjnymi siedziska, w celu uzyskania największego kompromisu pomiędzy minimalizacją przyspieszenia działającego na operatora maszyny, a przeciwstawnym ograniczeniem maksymalnych przemieszczeń względnych. Największą efektywność działania systemu zawieszenia można uzyskać w przypadku współczynnika wagi wynoszącego 0,5, co odpowiada środkowemu rozwiązaniu na płaszczyźnie rozkładu rozwiązań polioptymalnych (rys. 7a). Skrajne rozwiązania pokrywają się,

odpowiednio dla wartości współczynnika wagi mniejszej, jak również większej od 0,5.

Wyniki symulacji komputerowej dla znalezionych, optymalnych wartości wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych aktywnego układu sterowania siedziskiem:  $P_1$  i  $P_2$ , w zestawieniu z układem pasywnym, przedstawiono na rys. 8.



Rys. 8. Przebiegi gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) i funkcji przenoszenia (b) w przypadku pasywnego i aktywnego zawieszenia siedziska przy optymalnych wartościach wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych:  $P_1$  i  $P_2$

Fig. 8. Power spectral density of acceleration (a) and transmissibility curves (b) of passive and active seat suspension at optimal gains of feedback loops:  $P_1$  and  $P_2$

Poprzez znalezienie optymalnych wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych aktywnego układu sterowania umożliwiono sterowanie własnościami układu, w celu minimalizacji przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji: przyspieszenia działającego na operatora i maksymalnego przemieszczenia względnego systemu zawieszenia. W przypadku minimalizacji przemieszczenia względnego można uzyskać pożądaną sztywność systemu zawieszenia, przy niewielkim obniżeniu wartości przyspieszenia działającego na operatora (rys. 8 – „aktywny twardy”). Minimalizacja przyspieszenia skutkuje odpowiednio znacznym wzrostem maksymalnych amplitud przemieszczenia względnego (rys. 8 – „aktywny miękki”).

Tab. 1. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań izolowanej masy i maksymalnych przemieszczeń względnych pasywnego i aktywnego systemu zawieszenia

Tab. 1. Effective value of the isolated mass acceleration and the maximum relative displacement of passive and active suspension systems

System zawieszenia	Wzmocnienie $P_1$	Wzmocnienie $P_2$	Przyspieszenie RMS [ $m/s^2$ ]	Maksymalne przemieszczenie względne [mm]
Pasywny	-	-	1,02	68
Aktywny twardy	0,1	0,9	0,97	12
Aktywny miękki	0,9	0,1	0,32	117
Aktywny optymalny	0,9	0,9	0,86	50

Rozwiązanie optymalne systemu zawieszenia, dla którego funkcja celu przyjmuje wartość maksymalną, efektywnie minimalizuje oba kryteria wibroizolacji (rys. 8 – „aktywny optymalny”). Zestawienie wartości skutecznych przyspieszenia drgań i maksymalnych przemieszczeń względnych systemu zawieszenia zestawiono w tab. 1.

## 7. Podsumowanie

Z przeprowadzonych badań symulacyjnych wynika, że układ aktywny znacznie poprawia własności wibroizolacyjne zawieszenia siedziska w rozpatrywanym zakresie częstotliwości wymuszenia, przy czym największą skuteczność działania osiąga w przypadku częstotliwości rezonansowej, odpowiadającej układowi pasywnemu. W przypadku zastosowania aktywnego sterowania drganiami siedziska z podwójną pętlą sprzężeń zwrotnych, można efektywnie minimalizować wartość przyspieszenia działającego na operatora, przy jednoczesnym zmniejszeniu maksymalnych przemieszczeń względnych pomiędzy siedziskiem i podłogą kabiny pojazdu lub maszyny roboczej. Taki sposób sterowania przyczynia się zarówno do poprawy komfortu użytkownika, jak również wpływa korzystnie na możliwości sterowania pojazdem lub maszyną roboczą.

## 8. 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] Kowal J., Sterowanie drganiami, Gutenberg, Kraków 1996
- [6] Krzyżyński T., Maciejewski I., Chamera S., Modelling and simulation of active system of truck seat vibroisolation with biomechanical model of human body under real excitations, VDI Berichte Nr. 1821, 2004
- [7] Krzyżyński T., Maciejewski I., Chamera S., On Application of Fuzzy Logic in Active Control of Truck Driver's Seat, Machine Dynamics Problems, 2004, vol.28, No 1, 91-100
- [8] Maciejewski I., Chamera S., Krzyżyński T., Modelowanie i symulacja działania aktywnego układu wibroizolacji siedziska samochodu ciężarowego pod wpływem wymuszeń rzeczywistych, X Warsztaty Naukowe Polskiego Towarzystwa Symulacji Komputerowej, Zakopane 2003
- [9] Michałowski S., Aktywne układy w konstrukcji maszyn roboczych, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1994
- [10] PN-91, N-01354 Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia, 1994
- [11] Preumont A., Vibration Control of Active Structures An Introduction, Kluwer Academic Publishers, London 2002
- [12] Stein G., Hybrid control system for an AVC unit, Archives of Control Sciences Volume 13(XLIX) 2003 str. 157-175
- [13] Tarnowski W., Symulacja i optymalizacja w Matlab'ie, Wydawnictwo Intergraf S.C., Sopot 2001