

I. Maciejewski

Instytut Mechatroniki, Nanotechnologii i Techniki Próżniowej, Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, Politechnika Koszalińska, 75-620 Koszalin, ul. Raławicka 15-17, Polska

**POPRAWA WŁASNOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH SIEDZISKA
OPERATORA MASZyny ROBOCZEJ POPRZECZ AKTYWNE
STEROWANIE ZAWIESZENIEM**

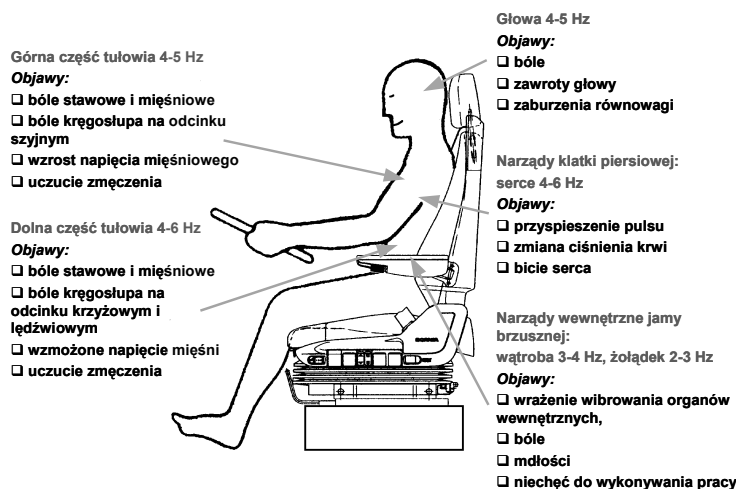
STRESZCZENIE

Niniejsza praca zawiera fizyczny i matematyczny model pasywnego i sterowanego aktywnie zawieszenia siedziska maszyny roboczej ze sprężyną pneumatyczną i amortyzatorem hydraulicznym. Obiektem symulacji jest siedzisko z pasywnym zawieszeniem lepko-sprężystym, którego właściwości wibroizolacyjne zostały poprawione poprzez zastosowanie aktywnego sterowania z podwójną pętlą sprzężeń zwrotnych. Wykorzystany w pracy algorytm sterowania efektywnie minimalizuje przeciwstawne kryteria wibroizolacji siedzisk: przyspieszenie działające na operatora maszyny roboczej i przemieszczenie względne systemu zawieszenia. Badania symulacyjne zostały wykonane przy użyciu wymuszenia posiadającego własności białego szumu w zakresie częstotliwości 0,5 – 12,5 Hz. Jako rezultaty symulacji komputerowej przedstawiono gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia pomierzone na siedzisku, w zestawieniu z przykładowym wymuszeniem z podłogi maszyny roboczej. Zaprezentowano również przebiegi czasowe przemieszczenia względnego zawieszenia dla układu pasywnego i odpowiadającemu mu układowi ze sterowaniem aktywnym..

Słowa kluczowe: system zawieszenia siedziska, aktywne sterowanie zawieszeniem

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 [2]. Najczęściej na podłodze kabiny maszyny roboczej pojawiają się wibracje o zakresie częstotliwości 0 – 20 Hz [3, 6, 7, 8, 9, 12]. 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. Występowanie uczucia silnego dyskomfortu wibracyjnego w poszczególnych narządach i częściach ciała człowieka przy częstotliwościach drgań własnych zilustrowano na rys. 1 [4, 11].



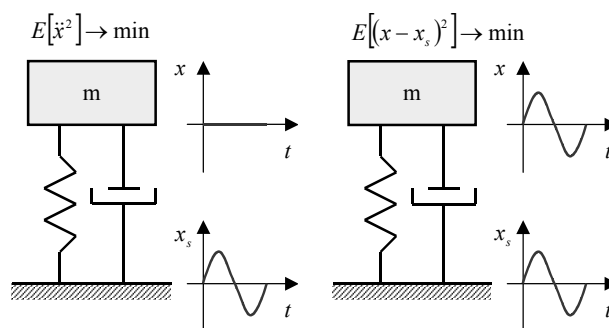
Rys. 1. Objawy szkodliwego oddziaływania drgań na części ciała i narządy wewnętrzne przy ich częstotliwościach rezonansowych

KRYTERIA WIBROIZOLACJI SIEDZISK

Aby siedziska operatorów maszyn roboczych wykazywały zadowalające własności wibroizolacyjne, powinny być spełnione kryteria minimalizacji funkcjonu. Są nimi sumowane wartości oczekiwane kwadratów przyspieszenia bezwzględnego zawieszanej masy oraz przemieszczenia względnego pomiędzy izolowaną masą a wymuszeniem z podłogi kabiny operatora, według zależności [13]:

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

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



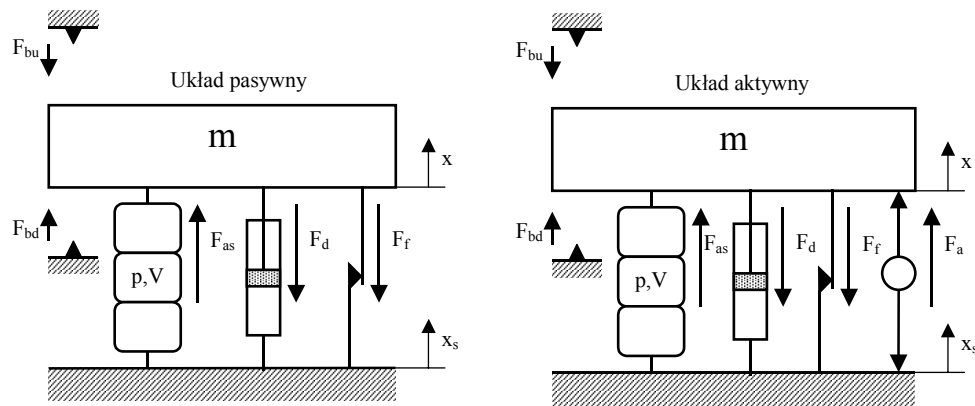
Rys. 2. Ilustracja graficzna przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji

Jak przedstawiono na rys. 2 kryteria wibroizolacji są przeciwstawne, to znaczy przy teoretycznej wartości przyspieszenia bezwzględnego masy równej zero, amplituda przemieszczenia względnego jest równa amplitudzie wymuszenia. Taka wibroizolacja w przypadku siedzisk operatorów maszyn roboczych nie jest pożądana, ponieważ stopy operatora maszyny 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 bezwzględnego jest równa przyspieszeniu wymuszenia.

MODEL FIZYCZNY I MATEMATYCZNY SYSTEMU ZAWIESZENIA SIEDZISKA

Model fizyczny pasywnego zawieszenia siedziska ze sprężyną pneumatyczną i amortyzatorem hydraulicznym przedstawiono na rys. 3. W modelu uwzględniono siłę sprężystości systemu F_{as} , siłę tłumienia F_d , siłę pochodzącą od krańcowych zderzaków systemu, ograniczających jego maksymalne przemieszczenie F_b (zderzak dolny F_{bd} i zderzak górny F_{bu}), całkowitą siłę tarcia zawieszenia F_f oraz siłę grawitacji zawieszanej masy F_g .



Rys. 3. Model fizyczny pasywnego i aktywnego zawieszenia siedziska

Równanie ruchu systemu zawieszenia siedziska, jako warunek równowagi sił działających na układ, przyjmuje następującą postać [7, 8, 9]:

$$m\ddot{x} = F_{as} + F_d + F_f + F_b + F_g \quad (2)$$

Siła pochodząca od sprężyny pneumatycznej, działająca w kierunku pionowym na zawieszoną masę, jako iloczyn jej powierzchni efektywnej A_{ef} i względnej wartości ciśnienia $p - p_0$, określona jest następującą zależnością:

$$F_{as} = A_{ef} \cdot (p - p_0) \quad (3)$$

Aktualną wartość ciśnienia powietrza w sprężynie pneumatycznej o zmiennej objętości V , określono przy założeniu adiabatycznej przemiany powietrza [1]:

$$p = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^\kappa \quad (4)$$

gdzie κ jest wykładnikiem adiabaty, natomiast p_0 i V_0 są początkowymi wartościami ciśnienia powietrza i objętości sprężyny pneumatycznej, zdefiniowane dla danej masy obciążającej system zawieszenia w położeniu środkowym. Zmienną objętość odkształcalnej sprężyny pneumatycznej opisano jako:

$$p = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^\kappa \quad (5)$$

gdzie x_0 jest ugięciem statycznym sprężyny pneumatycznej.

Zależność opisująca siłę od amortyzatora hydraulicznego stanowi aproksymacja wielomianowa rzędu trzeciego wyników pomiarów eksperymentalnych, w funkcji jego prędkości względnej [5]:

$$F_d = -(d_3 \cdot (\dot{x} - \dot{x}_s)^3 + d_2 \cdot (\dot{x} - \dot{x}_s)^2 + d_1 \cdot (\dot{x} - \dot{x}_s)) \quad (6)$$

gdzie d_1, d_2, d_3 są współczynnikami równania regresji.

Siła tarcia została opisana na podstawie modelu Bouc-Wen [5], który uwzględnia histeretyczne właściwości systemu zawieszenia i jest obliczana na podstawie następującej zależności:

$$\dot{F}_f = -k_f \cdot (\dot{x} - \dot{x}_s) + \gamma \cdot |\dot{x} - \dot{x}_s| \cdot F_f + \beta \cdot (\dot{x} - \dot{x}_s) \cdot |F_f| \quad (7)$$

gdzie k_f jest sztywnością, definiującą wysokość histerezy siły tarcia, natomiast γ i β są parametrami wpływającymi na kształt histerezy i opisującymi własności lepko-sprężyste systemu zawieszenia przy zmianie zwrotu ruchu.

Siły w zderzakach: dolnym i górnym zostały opisane przy użyciu kombinacji nieliniowej sztywności sześcienniej (k_{d3} i k_{u3}) ze sztywnością liniową (k_{d1} i k_{u1}) [5] i zamodelowane jako siły działające w określonych zakresach przemieszczenia względnego systemu zawieszenia: dla zderzaka dolnego $d_d < x - x_s$, dla górnego $d_u > x - x_s$:

$$F_{bd} = k_{d3} \cdot (x - x_s - d_d)^3 + k_{d1} \cdot (x - x_s - d_d) \quad d_d < x - x_s \quad (8)$$

$$F_{bu} = k_{u3} \cdot (x - x_s - d_u)^3 + k_{u1} \cdot (x - x_s - d_u) \quad d_u > x - x_s \quad (9)$$

Ostatecznie siła pochodząca od gumowych zderzaków, ograniczających maksymalne przemieszczenia systemu zawieszenia wynosi:

$$F_b = -F_{bd} - F_{bu} \quad (10)$$

Siła grawitacji jest iloczynem wartości wibroizolowanej masy m i przyspieszenia ziemskiego g :

$$F_g = -m \cdot g \quad (11)$$

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

$$m\ddot{x} = F_{as} + F_d + F_f + F_b + F_g + F_a \quad (12)$$

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

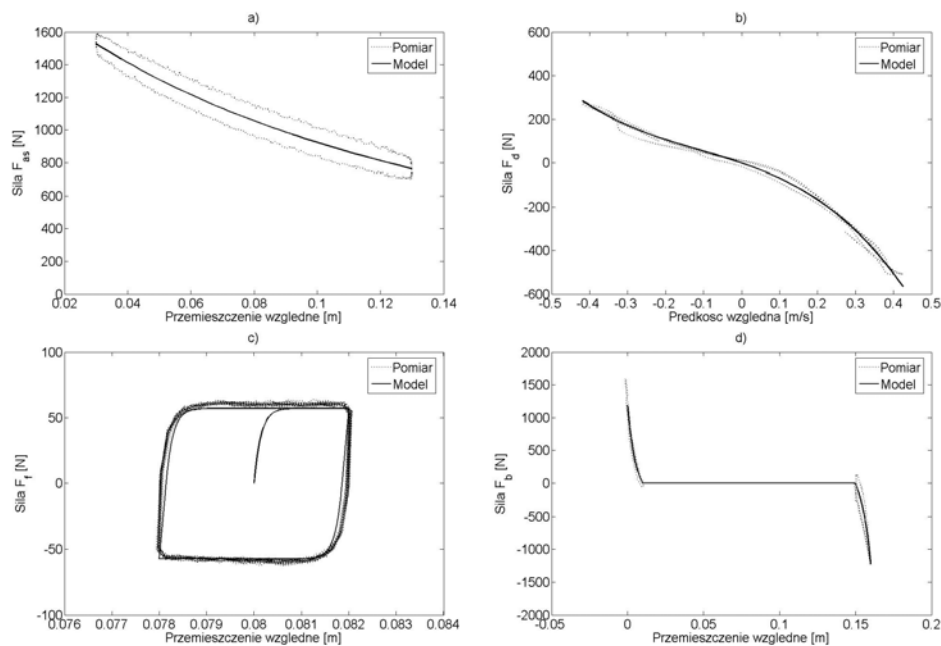
$$T_o \cdot \dot{F}_a + F_a = k \cdot U \quad (13)$$

gdzie T_o , k i U jest odpowiednio stałą czasową urządzenia wykonawczego, jego wzmocnieniem statycznym i napięcie sterującym.

OKREŚLENIE PARAMETRÓW WYSTĘPUJĄCYCH W MODELU MATEMATYCZNYM UKŁADU ZAWIESZENIA

Określenie nieznanymi parametrów modeli matematycznych, opisujących główne siły działające w układzie zawieszenia siedziska: siły od sprężyny pneumatycznej F_{as} ,

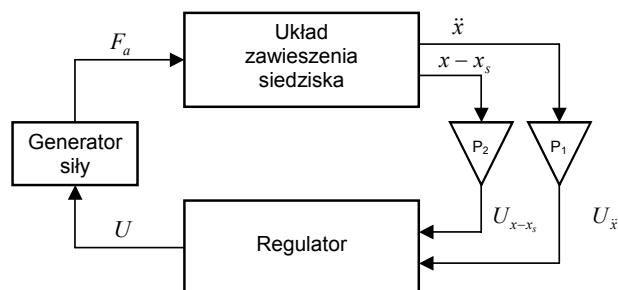
siły od amortyzatora hydraulicznego F_d , całkowitej siły tarcia F_f oraz siły od krańcowych zderzaków F_b , dokonano na podstawie dodatkowych badań eksperymentalnych. Krzywe opisujące zmiany poszczególnych sił w funkcji przemieszczenia i prędkości względnej zawieszenia, w zestawieniu z wynikami pomiarów, zaprezentowano na rys. 4.



Rys. 4. Siła od sprężyny pneumatycznej (a), siła od amortyzatora hydraulicznego (b), siła tarcia (c) oraz siła od krańcowych zderzaków zawieszenia siedziska (d)

SYSTEM STEROWANIA AKTYWNYM ZAWIESZENIEM SIEDZISKA

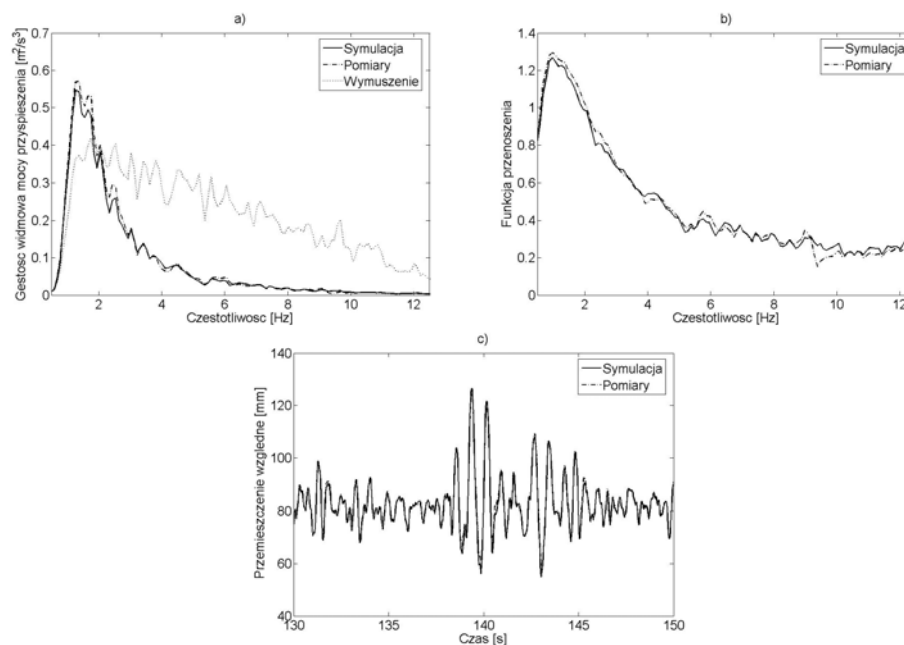
System regulacji posiada dwie pętle sprzężeń zwrotnych: od przyspieszenia izolowanej masy i od przemieszczenia względnego systemu zawieszenia (rys. 5). W takim rozwiązaniu zarówno przyspieszenie masy jak i przemieszczenie względne zawieszenia jest minimalizowane przez układ regulacji, odpowiednio ze wzmocnieniami 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. Optymalizacja wzmocnień poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych regulatora została przedstawiona w pracy [10].



Rys. 5. Schemat układu regulacji zawieszeniem siedziska

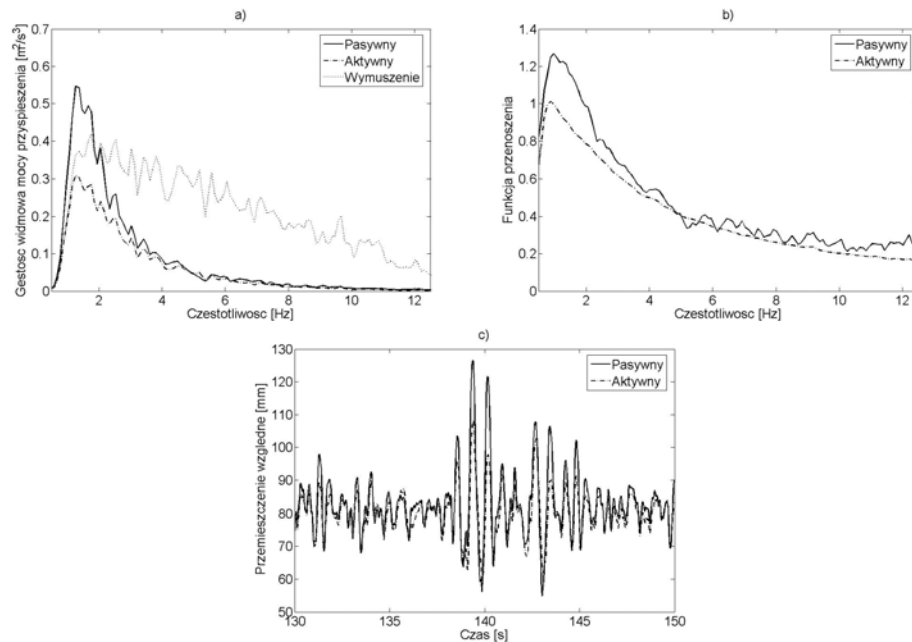
WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH I EKSPERYMENTALNYCH

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 vibracyjnej. Wyniki badań doświadczalnych układu pasywnego w postaci gęstości widmowych mocy przyspieszenia drgań, funkcji przenoszenia i czasowego przebiegu przemieszczenia względnego systemu zawieszenia, w zestawieniu z przebiegami badań symulacyjnych oraz przebiegami wymuszeń, pokazane zostały na rys.6.



Rys. 6. Funkcje gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) i funkcje przenoszenia (b) oraz przebiegi przemieszczenia względnego systemu zawieszenia (c) w przypadku pasywnego zawieszenia siedziska

Gęstości widmowe mocy przyspieszenia, funkcje przenoszenia oraz czasowe przebiegi przemieszczenia względnego systemu zawieszenia, otrzymane za pomocą symulacji komputerowej, w przypadku pasywnego i aktywnego zawieszenia siedziska są przedstawione na rys. 7. Rezultaty otrzymano przy określonych warunkach wymuszenia kinematycznego i dla optymalnych wzmocnień pętli sprzężeń zwrotnych [10]: od przyspieszenia izolowanej masy P_1 i od przemieszczenia względnego pomiędzy masą a podstawą P_2 .



Rys. 7. Funkcje gęstości widmowej mocy przyspieszenia (a) i funkcje przenoszenia (b) oraz przebiegi przemieszczenia względnego systemu zawieszenia (c) w przypadku pasywnego i aktywnego zawieszenia siedziska

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.

LITERATURA

1. Beater P.: Pneumatic Drives, System Design, Modelling and Control, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2007.
2. Engel Z., Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
3. Engel Z., Kowal J., Sterowanie procesami wibroakustycznymi, Wydawnictwa AGH, Kraków 1995
4. Griffin M.J., Handbook of Human Vibration, London 1996.
5. Gunston, T.P., Rebelle, J., Griffin M.J.: A comparison of two methods of simulating seat suspension dynamic performance, Journal of Sound and Vibration 278 (2004), 117–134.
6. ISO 7096 Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration, 2000.
7. Kowal J., Sterowanie drganiami, Gutenberg, Kraków 1996.
8. 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.
9. Krzyżyński T., Maciejewski I., Chamera S., On Application of Fuzzy Logic in Active Control of Track Driver's Seat, Machine Dynamics Problems, 2004, vol.28, No 1, 91-100.
10. Maciejewski I.: Polioptymalizacja własności wibroizolacyjnych aktywnego systemu zawieszenia siedziska, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 8/2007, 49-52.
11. Nader M., Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.
12. PN-91, N-01354 Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażania, 1994.
13. Preumont A., Vibration Control of Active Structures An Introduction, Kluwer Academic Publishers, London 2002.