

MACIEJEWSKI Igor

OCENA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH UKŁADÓW REDUKCJI DRGAŃ STOSOWANYCH W MASZYNACH ROBOCZYCH

Streszczenie

W niniejszej pracy omówiono typowe zagadnienia wibroizolacji siłowej i przemieszczeniowej, jak również zaprezentowano podstawowe kryteria oceny właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań mechanicznych stosowanych w maszynach roboczych. W pracy oceniono również właściwości wibroizolacyjne konwencjonalnego, pasywnego układu zawieszenia siedziska, w którego skład wchodzi nożycowy mechanizm prowadzenia, sprężyna pneumatyczna oraz amortyzator hydrauliczny.

WSTĘP

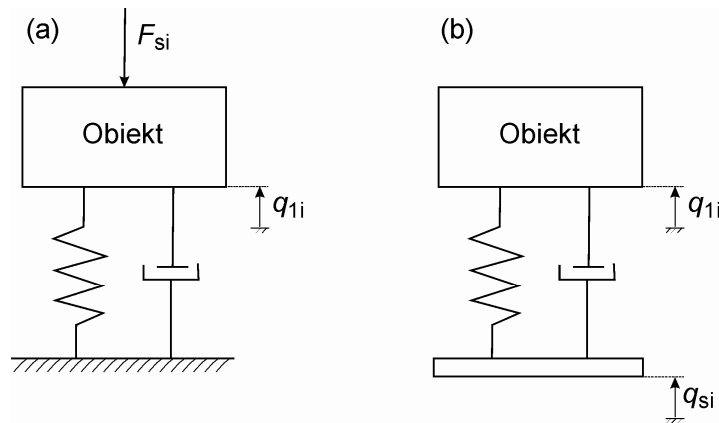
Rozróżnia się dwie podstawowe kategorie powstawania drgań mechanicznych, które zakłócają funkcjonowanie maszyn roboczych. Pierwsza z nich dotyczy układów, które w czasie swego działania generują drgania na skutek realizowanego przez nie procesu, przykładowo drgania silnika spalinowego często wykorzystywanego do napędu maszyn roboczych. Druga kategoria to układy, w których ruch drgający jest wywoływany przez oddziaływania zewnętrzne, na przykład drgania kabiny operatora w maszynie roboczej poruszającej się po nierównościach terenu [4, 13]. Występowanie w maszynach roboczych licznych źródeł drgań powoduje oddziaływanie na ich operatorów wymuszeń okresowych, prawie-okresowych, bądź losowych [3].

1. WIBROIZOLACJA SIŁOWA I PRZEMIESZCZENIOWA

Jedną z podstawowych możliwości zapobiegania rozprzestrzenianiu się drgań mechanicznych jest zastosowanie wibroizolatora, który zmniejsza propagację drgań na drodze źródło-odbiornik [9]. Jego charakterystyki dynamiczne należy dobrać do konkretnej maszyny w taki sposób, aby przenoszenie drgań ze źródła do odbiornika było minimalne. W zagadnieniach praktycznych wibroizolacji spotykane są dwa typowe zadania [3]:

- wibroizolacja siłowa – jej celem jest minimalizacja sił przekazywanych z obiektu drgającego na podłoże,
- wibroizolacja przemieszczeniowa – jej celem jest minimalizacja przemieszczeń wrażliwego obiektu opartego na drgającym podłożu.

Modele układów, które ilustrują zróżnicowanie zagadnień wibroizolacji siłowej i przemieszczeniowej, przedstawiono na rysunku 1.



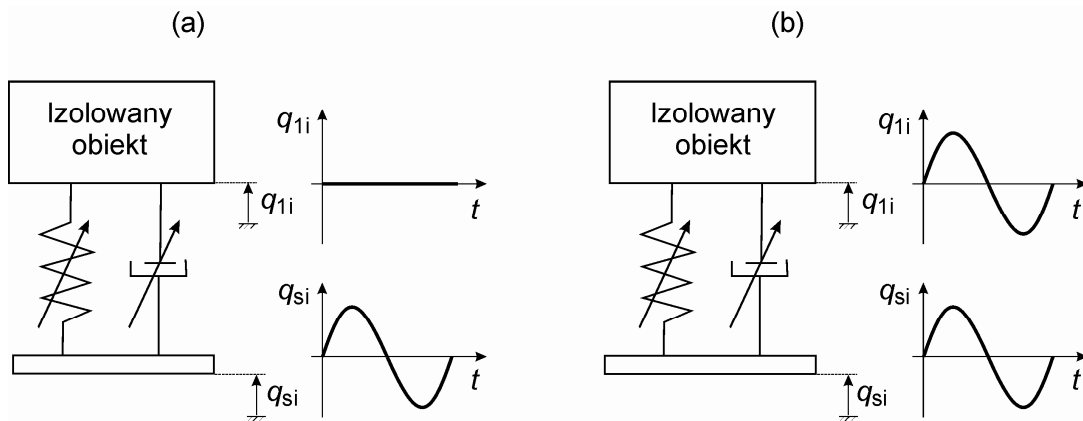
Rys. 1. Modele wibroizolacji siłowej (a) i przemieszczeniowej (b)

Problem wibroizolacji siłowej jest rozpatrywany wtedy, gdy należy chronić otoczenie przed wibracjami wytwarzanymi przez drgający obiekt. Przykładowo, wibroizolacja tego typu jest wykorzystywana w celu złagodzenia wpływu drgań silnika spalinowego przenoszonych na nadwozie samochodowe [14], czy też w przypadku ochrony budynków przed drganiami pracujących w nich maszyn [12]. Zadaniem wibroizolacji siłowej jest więc zmniejszanie skutków sił wymuszających przekazywanych na podłoże, czyli izolacja siły wymuszającej od obszaru chronionego.

Zadaniem wibroizolacji przemieszczeniowej jest ochrona obiektów wrażliwych przed drganiami przekazywanymi z wibrującego podłoża. Przykładowo, tego typu wibroizolację stosuje się w celu zmniejszenia wibracji zakłócających funkcjonowanie precyzyjnych obrabiarek [10], czy też do ograniczania oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka [13]. Również w przypadku zagadnień związanych z ochroną operatorów maszyn roboczych przed drganiami stosuje się układy redukcji drgań, których celem jest separacja ruchu podłoża od człowieka wykonującego pracę w pozycji siedzącej lub stojącej. Z tego względu dalsza część niniejszej pracy jest poświęcona głównie metodom minimalizacji drgań z wykorzystaniem układów wibroizolacji przemieszczeniowej.

2. KRYTERIA OCENY WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH

Proces doboru właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań do danej maszyny roboczej jest utrudniony ze względu na występowanie przeciwstawnych kryteriów oceny ich działania. Jak zilustrowano na rysunku 2, w przypadku idealnej izolacji obiektu od drgań mechanicznych (rys. 2a), amplituda przemieszczenia bezwzględnego q_{1i} izolowanego obiektu (dla kierunku przenoszenia drgań $i = x, y, z$) jest równa zero. Wymuszone kinematycznie drgania obiektu są więc doskonale rozpraszane przez układ zawieszenia. Niestety w takiej sytuacji przemieszczenia względne układu zawieszenia $q_{1i} - q_{si}$ są znaczne i równe co do wartości przemieszczeniu wymuszenia q_{si} . Natomiast w przypadku idealnego ograniczania ruchów układu zawieszenia, amplituda przemieszczenia względnego $q_{1i} - q_{si}$ jest w rezultacie równa zero (rys. 2b). Wówczas izolowany obiekt wykonuje ruchy o amplitudach q_{1i} zgodnych z wymuszeniem q_{si} , co w konsekwencji powoduje występowanie dużych wartości przyspieszeń drgań oddziałujących na operatorów maszyn roboczych.

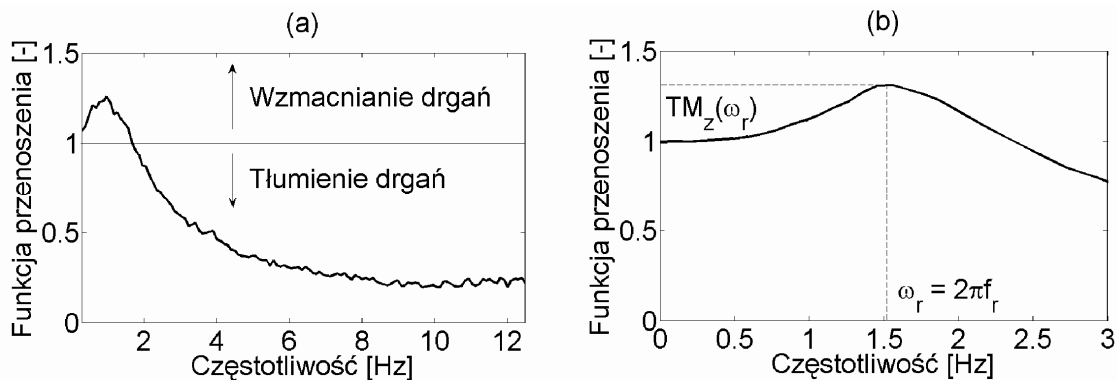


Rys. 2. Ilustracja graficzna przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji: idealna izolacja obiektu od drgań mechanicznych (a), idealne ograniczenie ruchów względnych układu redukcji drgań (b)

Do oceny jakościowej układów redukcji drgań najczęściej wykorzystuje się funkcję przenoszenia drgań przez układ. Jest ona wyznaczana przy użyciu następującej zależności [5]:

$$T_i(\omega) = \frac{CSD_{\ddot{q}_{si}\ddot{q}_{1i}}(\omega)}{PSD_{\ddot{q}_{si}\ddot{q}_{si}}(\omega)}, \quad i = x, y, z \quad (1)$$

gdzie: $CSD_{\ddot{q}_{si}\ddot{q}_{1i}}(\omega)$ jest wzajemną gęstością widmową dwóch sygnałów przyspieszenia: wymuszającego ruch układu \ddot{q}_{si} i jego odpowiedzi \ddot{q}_{1i} dla danego kierunku przenoszenia drgań, $PSD_{\ddot{q}_{si}\ddot{q}_{si}}(\omega)$ jest gęstością widmową własną pomierzonego sygnału przyspieszenia \ddot{q}_{si} , który wymusza ruch układu redukcji drgań. Przykładową funkcję przenoszenia układu redukcji drgań mechanicznych zaprezentowano na rysunku 3a.



Rys. 3. Przykładowa funkcja przenoszenia układu redukcji drgań mechanicznych (a), reprezentacja graficzna maksymalnego wzmocnienia amplitudy drgań przy częstotliwości rezonansowej (b)

Z kolei w celu przeprowadzenia oceny ilościowej właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań, w wielu przypadkach używane jest maksymalne wzmocnienie amplitudy drgań [8], którego wartość wyznaczana jest w czasie badania tłumienia drgań. Według normy [15] wymuszeniem w przypadku tego typu badania powinien być sygnał sinusoidalny o liniowo narastającej częstotliwości od 0,5 do 2 razy większej od przewidywanej częstotliwości drgań własnych układu wibroizolacji. Amplituda przemieszczenia międzyszczytowego (ang. *peak to peak*) drgań wymuszających ruch powinna być stała i wynosić około 40% maksymalnego ugięcia układu redukcji drgań [15]. Dla tak

zdefiniowanych warunków badania, maksymalną wartość wzmocnienia amplitudy drgań można określić przy użyciu następującej zależności [7, 15]:

$$TM_i(\omega_r) = \frac{(a_{1i})_{RMS}(\omega_r)}{(a_{si})_{RMS}(\omega_r)}, \quad i = x, y, z \quad (2)$$

gdzie: $(a_{1i})_{RMS}(\omega_r)$ jest wartością średniokwadratową przyspieszenia drgań izolowanego obiektu, $(a_{si})_{RMS}(\omega_r)$ jest wartością średniokwadratową przyspieszenia drgań wymuszających, które pomierzono przy częstotliwości rezonansowej układu wibroizolacji dla danego kierunku oddziaływania ($i = x, y, z$). Reprezentacja graficzna maksymalnego wzmocnienia amplitudy drgań $TM_i(\omega_r)$, którego wartość wyznaczono w czasie badania tłumienia drgań przykładowego układu wibroizolacji, znajduje się na rysunku 3b.

Jeżeli celem badania jest ilościowe określenie skuteczności działania układu redukcji drgań dla wymuszenia o określonej charakterystyce widmowej, to w takim przypadku stosowany jest współczynnik przenoszenia drgań o następującej postaci [6]:

$$TR_i = \sqrt{\frac{E[\ddot{q}_{1i}(t)]}{E[\ddot{q}_{si}(t)]}}, \quad i = x, y, z \quad (3)$$

gdzie: $E[\ddot{q}_{1i}(t)]$ jest wartością oczekiwaną przyspieszenia drgań izolowanego obiektu, $E[\ddot{q}_{si}(t)]$ jest wartością oczekiwaną przyspieszenia drgań wymuszenia, które pomierzono dla danego kierunku oddziaływania ($i = x, y, z$). Jeśli wprowadzić w miejsce wartości oczekiwanych średniokwadratowe wartości przyspieszenia drgań, to wtedy omawiany współczynnik staje się miarą energii drgań przekazanych od układu wymuszającego ruch do wibroizolowanego obiektu [11].

Jeśli rozpatrzeć kolejno ilościową ocenę drgań wykonywanych przez izolowany obiekt względem wymuszenia, to chętnie wykorzystywaną miarą jest wartość oczekiwana E różnicy przemieszczeń $q_{1i}(t) - q_{si}(t)$, co można zapisać w następujący sposób [16]:

$$s_i = E[q_{1i}(t) - q_{si}(t)], \quad i = x, y, z \quad (4)$$

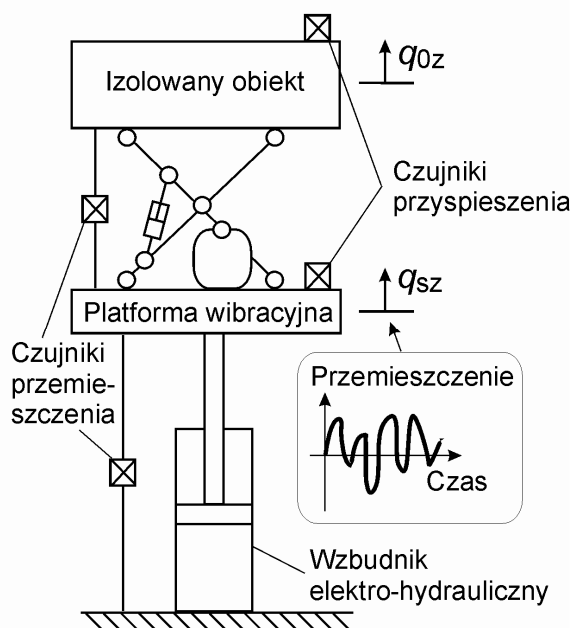
gdzie: $q_{1i}(t)$ jest pomierzonym przemieszczeniem izolowanego od drgań mechanicznych obiektu, $q_{si}(t)$ jest pomierzonym przemieszczeniem układu wymuszającego ruch. Autorzy wielu prac [2, 17] posługują się wartością średniokwadratową, jednak z reguły jest to niewystarczające do uzyskania istotnej zmiany wartości obliczonego kryterium oceny przy sporadycznym występowaniu niepożądanych, maksymalnych ugięć układu redukcji drgań.

3. OCENA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH PASYWNEGO UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA

Międzynarodowa norma [7] reguluje spektralne klasy sygnałów wymuszających, które pochodzą z podłogi w kabinie maszyny roboczej i oddziałują na organizm operatora w kierunku pionowym. Zostały one zdefiniowane dla różnych rodzajów maszyn roboczych, a ich przebiegi powinny zostać odtworzone w warunkach laboratoryjnych i wykorzystane jako wymuszenia ruchu badanych układów redukcji drgań.

W celu wyznaczenia właściwości wibroizolacyjnych układu zawieszenia siedziska przeprowadzono badania doświadczalne z wykorzystaniem stanowiska badawczego, które zilustrowano na rysunku 4. Urządzeniem generującym drgania jest wzbudnik elektromagnetyczny, którego zadaniem jest wymuszenie ruchu badanego układu zawieszenia sygnałami reprezentatywnymi dla wybranych maszyn roboczych [7], takich jak:

- EM3 - ładowarki kołowe o masie własnej powyżej 4500 kg,
- EM5 - spycharki kołowe,
- EM6 - spycharki i ładowarki gąsienicowe.

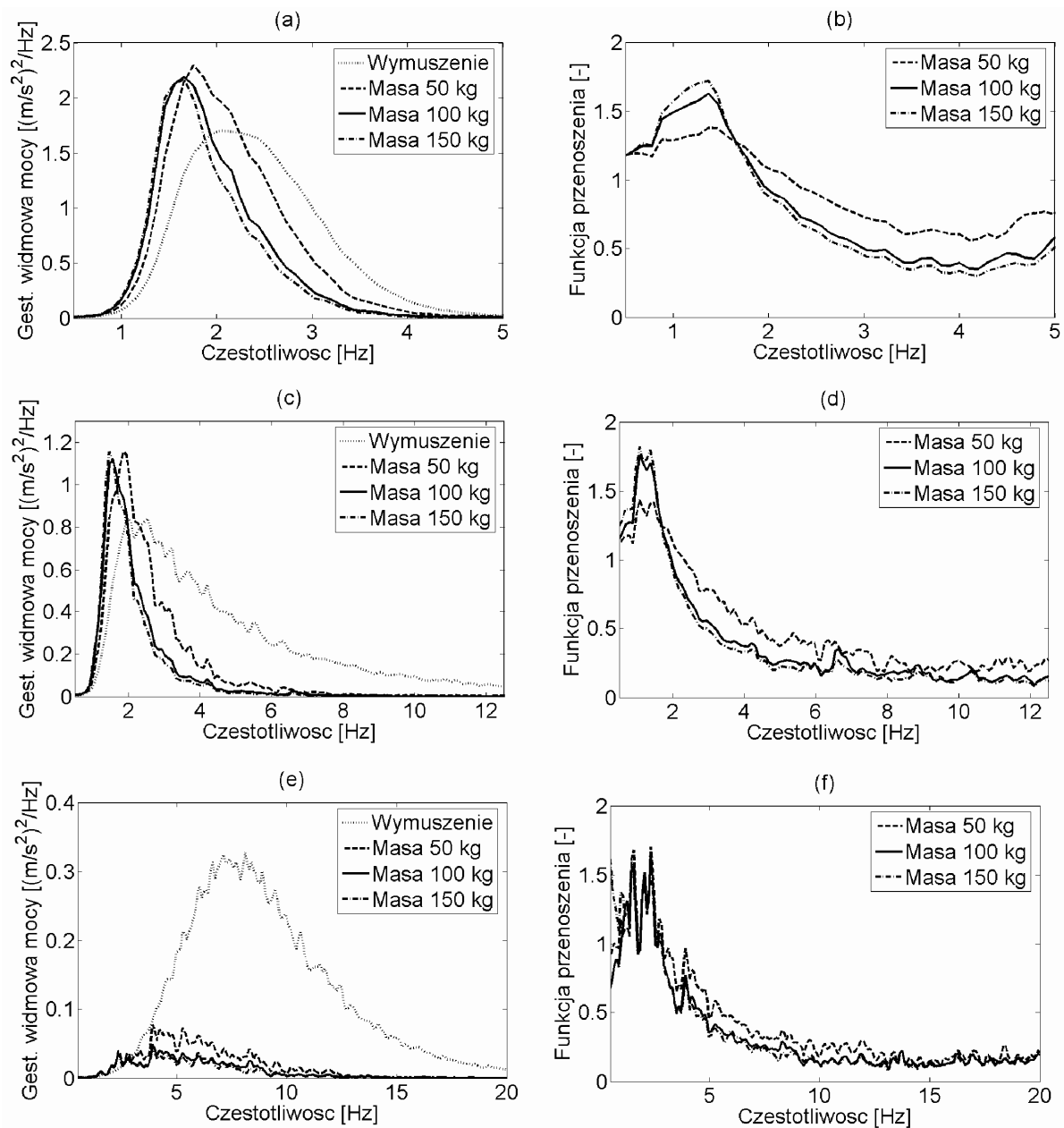


Rys. 4. Stanowisko eksperymentalne do badań właściwości wibroizolacyjnych układu zawieszenia

Obiektem badań jest konwencjonalny, pasywny układ zawieszenia siedziska, składający się z nożycowego mechanizmu prowadzenia, sprężyny pneumatycznej oraz amortyzatora hydraulicznego. Wyniki badań uzyskano w przypadku układu obciążonego obiektem w postaci metalowych obciążników o masach 50, 100 oraz 120 kg, które sztywno zamocowano do górnej części układu zawieszenia.

Do pomiaru drgań na stanowisku badawczym wykorzystano dwa przetworniki przyspieszenia, z których jeden zainstalowano na platformie wymuszającej ruch, natomiast drugi na wibroizolowanym obiekcie. Dodatkowo zastosowano dwa przetworniki przemieszczenia do pomiaru ruchu platformy wymuszającej oraz do pomiaru ruchu układu zawieszenia. Czterokanałowy układ pomiarowy został podłączony do zestawu komputerowego, co umożliwiło archiwizację otrzymanych danych pomiarowych z częstotliwością próbkowania 1 ms. Zestaw komputerowy został zaopatrzony w pakiet oprogramowania DasyLab®, który służy do tworzenia aplikacji pomiarowo-sterujących.

Na podstawie pomierzonych przebiegów przyspieszenia drgań wyznaczono ich gęstości widmowe mocy oraz funkcje przenoszenia układu zawieszenia. Bezwymiarowe funkcje przenoszenia obliczono zgodnie z zależnością (1). Graficzną ilustrację wyników badań przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań oraz funkcje przenoszenia układu zawieszenia siedziska otrzymane na drodze pomiarów w przypadku sygnałów wymuszających: EM3 (a) i (b), EM5 (c) i (d), EM6 (e) i (f)

Oprócz oceny jakościowej gęstości widmowych mocy przyspieszenia drgań oraz funkcji przenoszenia, zestawiono wartości kryteriów wibroizolacji układu, to jest współczynników przenoszenia drgań TR_z oraz maksymalnych przemieszczeń s_z układu zawieszenia. Ich wartości liczbowe obliczono zgodnie z zależnościami (3) i (4) oraz zestawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Zestawienie wartości współczynników przenoszenia drgań oraz maksymalnych przemieszczeń układu zawieszenia siedziska

Wymuszenie	Współczynnik przenoszenia drgań TR_z [-]			Maksymalne przemieszczenie układu zawieszenia s_z [mm]		
	Masa 50 kg	Masa 100 kg	Masa 120 kg	Masa 50 kg	Masa 100 kg	Masa 120 kg
EM3	0,911	0,774	0,743	73	102	109
EM5	0,578	0,453	0,425	47	67	70
EM6	0,383	0,284	0,266	11	12	12

Przedstawione wyniki badań (rys. 5 i tab. 1) potwierdzają znane z literatury wyniki [1, 9], iż pasywne układy redukcji drgań nie wykazują zadowalających właściwości wibroizolacyjnych przy pobudzeniu ich do działania sygnałami wymuszającymi o niewielkich częstotliwościach i dużych amplitudach drgań (przykładowo sygnałem EM3). Redukcja szkodliwego oddziaływania wibracji dla takich wymuszeń jest niewielka i wynosi zaledwie kilkanaście procent. Konwencjonalne, pasywne układy wibroizolacji działają tym lepiej, im większa jest częstotliwość sygnałów wymuszających ich ruch. W tym przypadku ograniczanie drgań oddziałujących na izolowany obiekt jest dużo efektywniejsze i wynosi odpowiednio: dla sygnału EM5 około pięćdziesiąt procent, a dla sygnału EM6 około siedemdziesiąt procent. Reasumując, podstawowe problemy napotkane w przypadku użytkowania tego typu układów pasywnych to: mała efektywność ich działania przy niskich częstotliwościach sygnałów wymuszających, wzmocnienie amplitudy drgań w strefie rezonansu oraz duże amplitudy przemieszczeń względnych układu zawieszenia.

PODSUMOWANIE

Badania eksperymentalne przeprowadzone z wykorzystaniem konwencjonalnego układu zawieszenia siedziska wskazują na niewystarczające właściwości wibroizolacyjne pasywnych układów redukcji drgań. W przypadku występowania wymuszeń znajdujących się w zakresach częstotliwości drgań własnych siedzisk dochodzi do wzmocnienia amplitudy drgań przez układ wibroizolacji. Uzasadnione jest więc udoskonalanie układów pasywnych zawieszonych siedzisk w celu poprawienia własności wibroizolacyjnych, jak również modyfikacja poprzez opracowanie układów semi-aktywnych i aktywnych do seryjnie produkowanych siedzisk, aby ostateczny koszt produkcji pozwalał na ich wdrożenie do codziennej eksploatacji.

BIBLIOGRAFIA

1. Cempel C., *Wibroakustyka stosowana*, PWN, Warszawa 1989.
2. Duke M. Goss G., *Investigation of Tractor Driver Seat Performance with Non-linear Stiffness and On-off Damper*, Biosystems Engineering 96(4) (2007), pp. 477-486.
3. Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
4. Engel Z., Kowal J., *Sterowanie procesami wibroakustycznymi*, Wydawnictwa AGH, Kraków 1995.
5. Griffin M.J., *Handbook of Human Vibration*, Elsevier Academic Press, London 1996.
6. Ibrahim R.A., *Recent advances in nonlinear passive vibration isolators*, Journal of Sound and Vibration 314 (2008), pp. 371-452.
7. International Organization for Standardization, *Earth-moving machinery - Laboratory evaluation of operator seat vibration*, ISO 7096, Genewa 2000.
8. Kiczowski T., Maciejewski I., *Pneumatyczny zespół amortyzujący - problemy oceny jakości*, Pneumatyka 1 (2010), str. 23-26

9. Kowal J., *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996.
10. Lin S.Y., Fang Y.C., Huang C.W., *Improvement strategy for machine tool vibration induced from the movement of a counterweight during machining process*, International Journal of Machine Tools & Manufacture 48 (2008), pp. 870-877.
11. Lou J.-j., Zhu S.-j., Lin H., Yu X., *Application of chaos method to line spectra reduction*, Journal of Sound and Vibration 286 (2005), pp. 645-652.
12. Mak C.M., Yun Y., *A study of power transmissibility for the vibration isolation of coherent vibratory machines on the floor of a building*, Applied Acoustics 71 (2010), pp. 368-372.
13. Nader M., *Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.
14. Olsson, C., *Active automotive engine vibration isolation using feedback control*, Journal of Sound and Vibration 294 (2006), pp. 162-176.
15. Polski Komitet Normalizacyjny, *Laboratoryjna metoda oceny drgań siedziska w pojeździe*, PN-EN 30326-1, Warszawa 2000.
16. Preumont A., *Vibration Control of Active Structures An Introduction*, Kluwer Academic Publishers, London 2002.
17. Song Ch.-z., Zhao Y.-q., *Fuzzy Multi-Objective Optimization of Passive Suspension Parameters*, Fuzzy Information and Engineering 2(1) (2010), pp. 87-100.

EVALUATION OF THE VIBRO-ISOLATION PROPERTIES OF VIBRATION REDUCTION SYSTEMS USED IN WORKING MACHINES

Abstract

In this paper the typical problems of vibration damping and vibration isolation are discussed and the basic vibro-isolation criteria of vibration reduction systems used in working machines are presented. Moreover the vibro-isolation properties of conventional, passive seat suspension, that is built using the scissor mechanism, pneumatic spring and hydraulic shock-absorber, are evaluated and shown in the paper.

Autor:

dr hab. inż. **Igor Maciejewski** – Politechnika Koszalińska, Instytut Technologii i Edukacji, Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej