

MODELOWANIE AMORTYZATORA HYDRAULICZNEGO W UKŁADACH ZAWIESZEŃ SIEDZISK STOSOWANYCH DO REDUKCJI DRGAŃ MECHANICZNYCH W POZIOMYM KIERUNKU ODDZIAŁYWANIA

Amortyzatory hydrauliczne są zwykle wykorzystywane w układach redukcji drgań mechanicznych jako elementy pasywne. W modelowaniu i obliczeniach dotyczących układów redukcji drgań często zakłada się liniową charakterystykę siły tłumienia w funkcji prędkości amortyzatora. W rzeczywistości siła tłumienia amortyzatora jest nieliniowa w funkcji prędkości ruchu układu, czyli współczynnik tłumienia nie jest wartością stałą. Dobór odpowiedniego modelu tłumika hydraulicznego pozwala na uzyskanie w procesie symulacji wyników zbliżonych do rzeczywistego zachowania układu. Na podstawie zależności opisujących model o charakterystyce liniowej oraz model o współczynniku tłumienia zależnym od prędkości wymuszenia zostały opracowane modele komputerowe w środowisku Matlab-Simulink® i wyznaczone zostały charakterystyki amortyzatora hydraulicznego oraz gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia układu zawieszenia. W artykule tym rozważono wpływ uwzględnienia nieliniowej charakterystyki amortyzatora hydraulicznego na modelowanie układu redukcji drgań w układach zawieszonych siedzisk.

WSTĘP

Korzystanie z maszyn roboczych związane jest z występowaniem drgań, które mają szkodliwy wpływ na organizmy operatorów obsługujących te maszyny. Na uciążliwość i komfort pracy operatora mają wpływ przede wszystkim drgania mechaniczne o niskim zakresie częstotliwości wynikające z oddziaływania dynamicznego układu pojazd – nawierzchnia, po której przemieszcza się pojazd oraz z charakteru pracy tych pojazdów [1]. W ostatnich latach można zaobserwować znaczący postęp w projektowaniu mechanizmów zawieszonych siedzisk pojazdów. Jest to związane z opracowaniem nowych, innowacyjnych rozwiązań konstrukcyjnych dla układów zawieszonych siedzisk pojazdów [2]. Układy wibroizolacji stosowane w nowoczesnych siedziskach maszyn roboczych posiadają możliwość ograniczania drgań poziomych, powstających głównie na skutek pracy w trudnym terenie. Kierunek występowania tych wibracji jest zgodny z kierunkiem jazdy. Możliwość zmniejszenia drgań poziomych daje operatorowi maszyny pewniejsze prowadzenie pojazdu oraz zmniejsza wpływ drgań na jego organizm. Konstruowanie układów zawieszonych siedzisk stosowanych do redukcji drgań mechanicznych w poziomym kierunku oddziaływania jest utrudnione, między innymi ze względu na różne masy operatorów. Siedzisko wraz z kierownicą połączone z układem redukcji drgań, stanowi bowiem układ drgający o zmiennych parametrach amplitudowo-częstotliwościowych. Konstruowanie układów redukcji drgań poprzedzane jest badaniami modelowymi i eksperymentalnymi. Modelowanie i symulacja komputerowa dynamiki ruchu układu siedzisko-operator pozwala na skrócenie czasu badań i zmniejszenie ich kosztów. Podczas procesu modelowania należy zdecydować o stopniu uproszczenia modelu [3]. Jednym z elementów, które często podlegają modelowaniu jest amortyzator hydrauliczny. Obecnie w układach redukcji drgań stosowane są amortyzatory jedno- oraz dwururowe.

Celem niniejszej pracy jest zbudowanie modelu komputerowego przykładowego układu redukcji drgań oraz sprawdzenie wpływu

uwzględnienia nieliniowej charakterystyki amortyzatora hydraulicznego na wyniki modelowania.

Na rysunku 1 pokazane zostały kierunki działania drgań na operatora maszyny roboczej. Modelowanie oraz badania opisane w niniejszym artykule dotyczą jednego z poziomych kierunków oddziaływania drgań, tj. kierunku wzdłużnego x , zgodnego z kierunkiem jazdy maszyny po nierównym terenie.



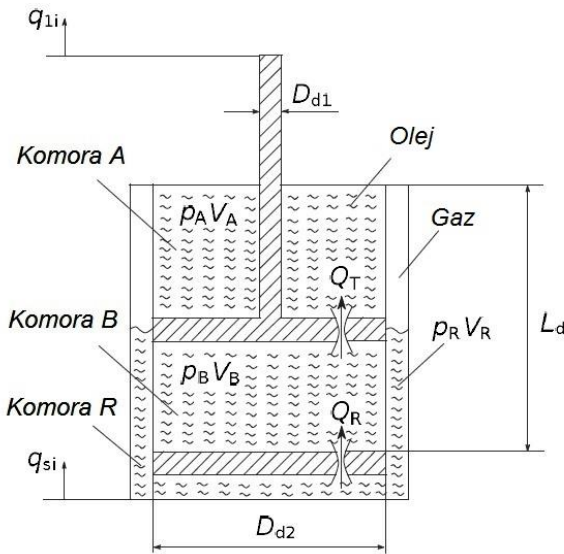
Rys. 1. Kierunki działania wibracji na operatora maszyny roboczej

1. MODELOWANIE AMORTYZATORA HYDRAULICZNEGO

1.1. Model fizyczny amortyzatora hydraulicznego

Proces rozpraszania energii w amortyzatorach hydraulicznych jest realizowany poprzez stratę ciśnienia w elementach ograniczających przepływ cieczy. Różnica ciśnień pomiędzy komorami pracy amortyzatora powoduje powstanie siły, która przeciwstawia się ruchowi tłoka [4]. W niniejszej pracy omówione jest zastosowanie i modelowanie w układzie redukcji drgań amortyzatora dwururowego (ang. twin-tube). Składa się on z dwóch zagnieżdżonych rur cylindrycznych: wewnętrznej rury roboczej oraz zewnętrznej rury dodatkowej. Rura zewnętrzna jest częściowo napelniona gazem w celu wytworzenia początkowego ciśnienia cieczy. Na rysunku 2 przed-

stawiony został fizyczny model amortyzatora hydraulicznego dwururowego.



Rys. 2. Model fizyczny amortyzatora hydraulicznego dwururowego

1.2. Model matematyczny amortyzatora hydraulicznego

Przy założeniu, że charakterystyka tłumienia amortyzatora hydraulicznego jest liniowa i współczynnik tłumienia jest wartością stałą, siłę reakcji amortyzatora hydraulicznego (F_d) można opisać następująco:

$$F_d = c(\dot{q}_{li} - \dot{q}_{si}) \quad (1)$$

gdzie: c jest współczynnikiem tłumienia amortyzatora.

Taki opis, liniowy w funkcji prędkości ruchu układu jest znacznie uproszczony, bowiem w rzeczywistości siła generowana przez amortyzator hydrauliczny (F_d) wynika z różnicy ciśnień pomiędzy komorami roboczymi A i B i możemy ją opisać zależnością:

$$F_d = p_B \frac{\pi}{4} D_{d2}^2 - p_A \frac{\pi}{4} (D_{d2}^2 - D_{d1}^2) \quad (2)$$

gdzie: p_A oznacza ciśnienie w komorze A, p_B to ciśnienie w komorze B, D_{d1} jest średnicą tłoczyska, D_{d2} jest średnicą tłoka.

Zakładając, że gęstość cieczy w amortyzatorze (ρ_o) jest stała, ciśnienia w komorach roboczych A i B mogą być opisane w następujący sposób [5]:

$$\dot{p}_A = \frac{K}{V_A} (-\dot{V}_A + Q_T) \quad \dot{p}_B = \frac{K}{V_B} (-\dot{V}_B + Q_T + Q_R) \quad (3)$$

gdzie: K jest współczynnikiem sprężystości objętościowej oleju, V_A i V_B oznaczają objętości komór A i B, Q_T jest objętościowym natężeniem przepływu cieczy przez otwór w tłoku, wywołanym różnicą ciśnień pomiędzy dwiema głównymi komorami amortyzatora (A i B), Q_R jest objętościowym natężeniem przepływu cieczy przez otwór w dolnej części amortyzatora, wynikającym z różnicy ciśnień pomiędzy komorą zewnętrzną i jedną z komór roboczych (B i R).

Zmienne objętości komór roboczych A i B zdefiniowano w następujący sposób:

$$V_A = \frac{\pi}{4} (D_{d2}^2 - D_{d1}^2) \left(\frac{L_d}{2} + q_{li} - q_{si} \right) \quad (4)$$

$$V_B = \frac{\pi}{4} D_{d2}^2 \left(\frac{L_d}{2} - (q_{li} - q_{si}) \right)$$

gdzie: L_d jest całkowitym skokiem tłoka wewnątrz cylindra.

W związku z tym, że w komorze zewnętrznej (R) ciśnienia gazu i oleju są równe, ich wartości są obliczane przy założeniu izotermicznej przemiany gazu doskonałego:

$$p_R = p_{RO} \frac{V_{RO}}{V_{RO} - \int Q_R dt} \quad (5)$$

gdzie: p_{RO} jest początkowym ciśnieniem gazu wewnątrz komory zewnętrznej R.

W celu określenia miejscowych strat ciśnienia w zaworach zastosowano następujący opis objętościowego natężenia przepływu cieczy pomiędzy komorami amortyzatora [6]:

$$Q_T = A_T \sqrt{\frac{2}{\rho_o \zeta_T (Re_T)}} |p_B - p_A| \text{sgn}(p_B - p_A) \quad (6)$$

$$Q_R = A_R \sqrt{\frac{2}{\rho_o \zeta_R (Re_R)}} |p_R - p_B| \text{sgn}(p_R - p_B) \quad (7)$$

gdzie: $\zeta_T (Re_T)$ i $\zeta_R (Re_R)$ są współczynnikami strat miejscowych, których wartości zależą od liczby Reynoldsa (Re), A_T i A_R są przekrojami poprzecznymi otworów, ρ_o jest gęstością cieczy.

Współczynnik miejscowych strat ciśnienia $\zeta(Re)$ uwzględnia zarówno laminarny jak i burzliwy przepływ cieczy przez zawory amortyzatora. Przy założeniu okrągłego przekroju poprzecznego zaworów może być on definiowany w następujący sposób [7]:

$$\zeta_{(\alpha_T)} = \begin{cases} \frac{64}{Re_T} \left(\alpha_T + \frac{l_T}{d_T} \right) & \text{dla } \frac{64}{Re_T} \left(\alpha_T + \frac{l_T}{d_T} \right) > 1.8 \\ 1.8 & \text{dla } \frac{64}{Re_T} \left(\alpha_T + \frac{l_T}{d_T} \right) \leq 1.8 \end{cases} \quad (8)$$

$$\zeta_{(\alpha_R)} = \begin{cases} \frac{64}{Re_R} \left(\alpha_R + \frac{l_R}{d_R} \right) & \text{dla } \frac{64}{Re_R} \left(\alpha_R + \frac{l_R}{d_R} \right) > 1.8 \\ 1.8 & \text{dla } \frac{64}{Re_R} \left(\alpha_R + \frac{l_R}{d_R} \right) \leq 1.8 \end{cases} \quad (9)$$

gdzie: α_T i α_R są współczynnikami przepływu, l_T i l_R są długościami otworów dławiących, d_T i d_R są średnicami otworów pomiędzy komorami.

Dla przepływu burzliwego współczynniki $\zeta_T (Re_T)$ i $\zeta_R (Re_R)$ zostały ustalone jako stałe wartości równe 1,8.

Liczby Reynoldsa, które charakteryzują stosunek sił bezwładności do sił tarcia w przepływie określane są w następujący sposób [8]:

$$Re_T = \frac{4|Q_T|}{\pi d_T v_o} \quad Re_R = \frac{4|Q_R|}{\pi d_R v_o} \quad (10)$$

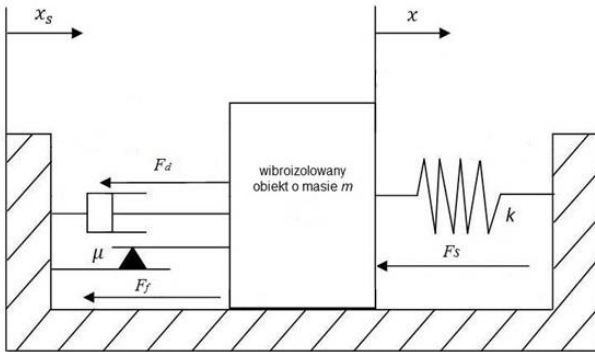
gdzie: v_o jest kinematyczną lepkością cieczy.

2. MODELOWANIE PASYWNEGO UKŁADU REDUKCJI DRGAŃ POZIOMYCH

2.1. Model fizyczny układu

W niniejszej pracy przedstawiony jest model układu zawieszenia siedziska, który może być zastosowany do redukcji drgań mechanicznych w poziomym kierunku oddziaływania [9]. W skład tego układu wchodzi elementy pasywne: sprężyna śrubowa i amortyzator hydrauliczny (rys. 3). Mechanizm prowadzący tego układu umożliwia amortyzację operatora od drgań mechanicznych w kierunku poruszania się maszyny roboczej po nierównym terenie. W przypadku operatorów maszyn roboczych narażonych na działanie

wibracji w kierunku wzdłużnym do kierunku jazdy, organizm ludzki wykazuje największą czułość na szkodliwe działanie drgań w zakresie częstotliwości od około 0,5 do 3 Hz [10]. W modelu przyjętym w badaniach symulacyjnych założono, że ciało o masie m przesuwane jest po płycie znajdującej się między tym ciałem, a podłożem. Płyta wprawiana jest w ruch drgający, przez co drgania przenoszone są na ciało o masie m . Pasywny układ redukcji drgań składa się ze sprężyny o współczynniku sprężystości $k = 5000$ N/m oraz amortyzatora hydraulicznego. Masa odpowiadająca sumie mas siedziska i operatora została przyjęta w wartości $m=80$ kg.



Rys. 3. Model fizyczny układu zawieszenia siedziska dla wzdłużnego kierunku oddziaływania drgań

2.2. Model matematyczny układu

Równanie ruchu zawieszenia siedziska (rys. 3), jako warunek równowagi sił działających w układzie przyjmuje następującą postać:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{1}{m} (-F_s - F_f - F_d) \quad (11)$$

$$m\ddot{x} + F_s + F_f + F_d = 0 \quad (12)$$

gdzie: m jest masą obiektu izolowanego od drgań mechanicznych, x jest przemieszczeniem tego obiektu w kierunku poziomym, F_s jest siłą reakcji sprężyny, F_f jest siłą tarcia układu zawieszenia, F_d jest siłą reakcji amortyzatora hydraulicznego.

Zakładając, że siła sprężyny zmienia się liniowo w funkcji ugięcia/wydłużenia, siłę reakcji sprężyny śrubowej w modelowanym układzie możemy określić następującą zależnością:

$$F_s = k * (x - x_2) \quad (13)$$

gdzie: k jest współczynnikiem sprężystości sprężyny.

Ze względu na to, że system jest poddawany ruchowi oscylacyjnemu tarcie kinetyczne jest traktowane jako dominujące w rozpatrywanym układzie zawieszenia. Zgodnie z modelem Coulomba [11], siła tarcia występująca pomiędzy elementem o masie m i płytą opisana została następującą zależnością:

$$F_f = \begin{cases} F_{fs} & \text{jeżeli } |F_{fs}| < F_{fs} \\ F_{fs} \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_2) & \text{jeżeli } |F_{fs}| = F_{fs} \\ F_{fk} \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_2) & \text{jeżeli } |F_{fs}| > F_{fs} \end{cases} \quad (14)$$

$$F_{fs} = m\ddot{x} + F_s + F_d$$

$$F_{fs} = m \cdot g \cdot \mu_s$$

$$F_{fk} = m \cdot g \cdot \mu_k$$

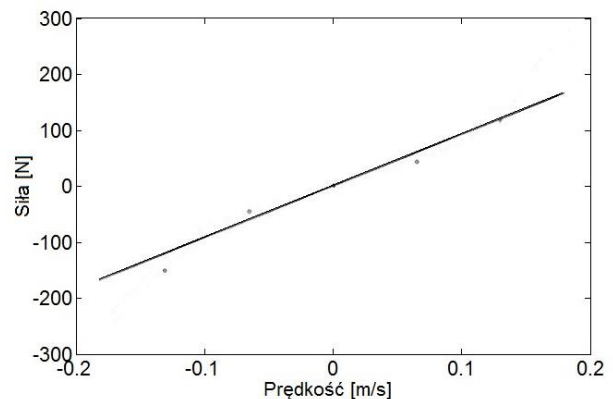
gdzie: F_{fs} jest wypadkową sił czynnych działających na ciało, F_{fs} jest statyczną siłą tarcia, F_{fk} jest kinetyczną siłą tarcia, μ_s jest

współczynnikiem tarcia statycznego, μ_k jest współczynnikiem tarcia kinetycznego.

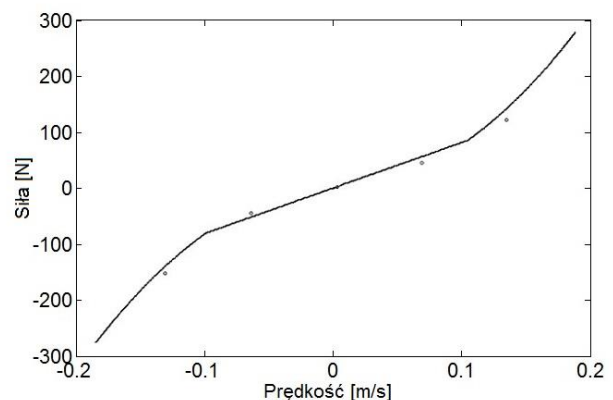
Opis siły reakcji amortyzatora (F_d) przedstawiono w poprzednim rozdziale niniejszej pracy (rozdział 1).

3. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH I DOŚWIADCZALNYCH

Charakterystyka tłumienia amortyzatora hydraulicznego wyznaczona została na podstawie pomiaru siły reakcji amortyzatora w funkcji jego prędkości ruchu. Podczas badań dolna część amortyzatora pozostawała nieruchoma, natomiast ruch jego górnej części został wymuszony kinematycznie sygnałem w kształcie sinusoidy, którego amplituda przemieszczenia wynosiła $\pm 0,0125$ m przy dwóch różnych częstotliwościach sygnału, tj. 0,83 oraz 1,66 Hz. Dla tak zdefiniowanego wymuszenia wyznaczone zostały charakterystyki tłumienia wiskotycznego amortyzatora przy jego różnych prędkościach ruchu. Na rysunku 4 zestawiono wyniki pomiarów rzeczywistego amortyzatora hydraulicznego z jego modelem liniowym, natomiast na rysunku 5 z opracowanym w ramach niniejszej pracy modelem nieliniowym.



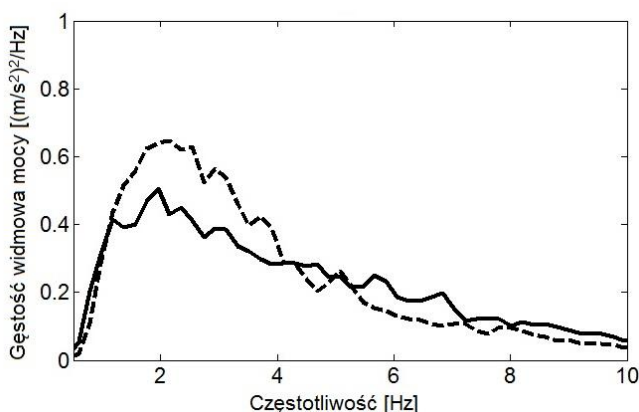
Rys. 4. Charakterystyka amortyzatora hydraulicznego uzyskana podczas symulacji komputerowej dla modelu o stałym współczynniku tłumienia (linia ciągła) oraz pomiarów (punkty)



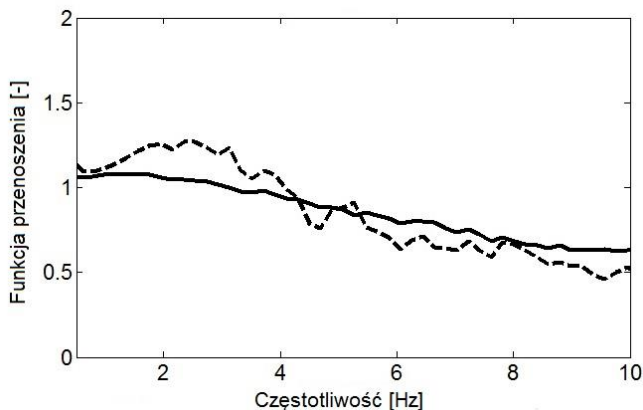
Rys. 5. Charakterystyka amortyzatora hydraulicznego uzyskana podczas symulacji komputerowej dla modelu o współczynniku tłumienia zależnym od prędkości ruchu (linia ciągła) oraz pomiarów (punkty)

W celu zbadania wpływu uwzględnienia nieliniowej charakterystyki amortyzatora hydraulicznego na dynamikę ruchu układu redukcji drgań poziomych wykonano serię badań symulacyjnych, których wyniki zostały porównane z wynikami badań doświadczalnych. W badaniach symulacyjnych wykorzystano model układu

redukcji drgań przedstawiony na rysunku 3. Podczas wykonywania eksperymentu podstawa układu zawieszenia siedziska została wprawiona w ruch drgający poprzez wprowadzone wymuszenie kinematycznego w postaci sygnału stochastycznego o właściwościach spektralnych zbliżonych do białego szumu [12] w zakresie częstotliwości 0,5-10 Hz. Rejestrowano drgania obiektu o masie m chronionego poprzez układ pasywny składający się ze sprężyny śrubowej i amortyzatora hydraulicznego. Wyznaczono gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia drgań układu w przypadku dwóch rozważanych modeli amortyzatora hydraulicznego oraz porównano otrzymane wyniki symulacji komputerowej z wynikami badań doświadczalnych. Na rysunku 6 i 7 przedstawiono odpowiednio gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia drgań układu zawieszenia siedziska, które otrzymano na drodze badań eksperymentalnych oraz symulacji komputerowej z uwzględnieniem liniowego modelu amortyzatora hydraulicznego.

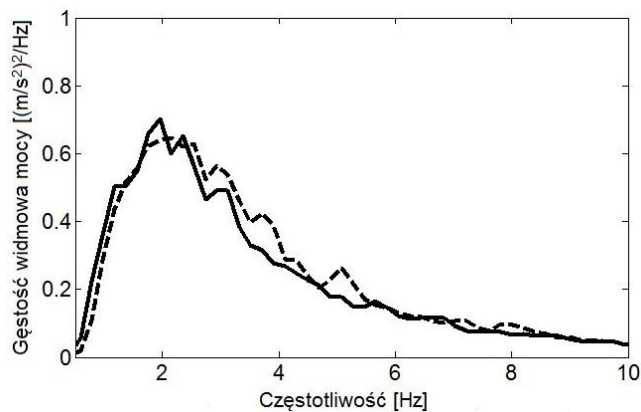


Rys. 6. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań otrzymane na drodze symulacji komputerowej z modelem amortyzatora o stałym współczynniku tłumienia (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana)

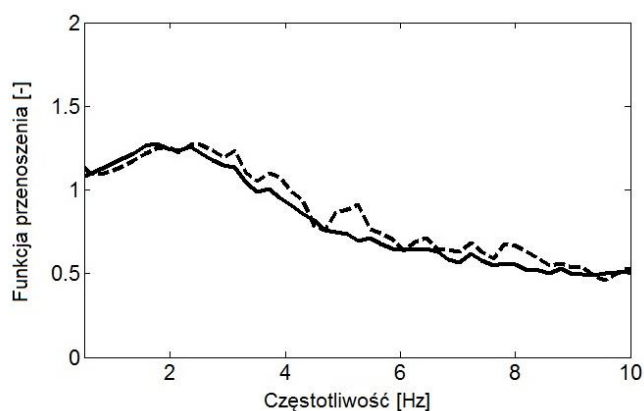


Rys. 7. Funkcja przenoszenia układu zawieszenia otrzymana na drodze symulacji komputerowej z modelem amortyzatora o stałym współczynniku tłumienia (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana)

Na rysunku 8 i 9 przedstawiono z kolei gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia drgań układu zawieszenia siedziska, które otrzymano podczas pomiarów oraz obliczeń numerycznych z wykorzystaniem nieliniowego modelu amortyzatora.



Rys. 8. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań otrzymane na drodze symulacji komputerowej z modelem amortyzatora o współczynniku tłumienia zależnym od prędkości ruchu (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana)



Rys. 9. Funkcja przenoszenia układu zawieszenia otrzymana na drodze symulacji komputerowej z modelem amortyzatora o współczynniku tłumienia zależnym od prędkości ruchu (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana)

Z rezultatów badań porównawczych, przedstawionych na rysunkach 6-9 jednoznacznie wynika, że uwzględnienie nieliniowej charakterystyki amortyzatora hydraulicznego ma znaczący wpływ na wyniki modelowania układu redukcji drgań w układach zawieszonych siedzisk. Wyniki symulacji komputerowej uzyskane dla modelu z nieliniową charakterystyką siły reakcji amortyzatora wskazują na znacznie większą zgodność z pomiarami w badanym zakresie częstotliwości drgań. Różnice wyników obliczeń numerycznych dla poszczególnych modeli amortyzatora są szczególnie widoczne w zakresie częstotliwości od około 0,5 do 4 Hz. W zakresie tych częstotliwości organizm ludzki wykazuje największą czułość na szkodliwe działanie drgań, dlatego też należy zwrócić szczególną uwagę na odpowiedni dobór modelu amortyzatora hydraulicznego w układzie zawieszenia siedziska.

PODSUMOWANIE

W pracy zaproponowano model amortyzatora hydraulicznego dwururowego, który posiada nieliniową charakterystykę siły tłumienia w funkcji prędkości ruchu układu zawieszenia. Badania porównawcze tego modelu wykazały, że uwzględnienie liniowego opisu siły reakcji amortyzatora hydraulicznego prowadzi do zmniejszenia wiarygodności opracowywanego modelu zawieszenia siedziska w porównaniu z układem rzeczywistym. Wprowadzenie zaproponowanego w ramach niniejszej pracy modelu amortyzatora hydraulicznego

nego przyczynia się do znaczącej poprawy wiarygodności modelu układu, co w dalszych pracach posłuży do analizowania niekonwencjonalnych rozwiązań zawieszek siedzisk (pasywnych i aktywnych) ze względu na efektywność ich działania.

Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki przyznanych na podstawie decyzji numer DEC-2013/11/B/ST8/03881.

BIBLIOGRAFIA

1. Maciejewski I. *Kształtowanie właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań stosowanych do ochrony operatorów maszyn roboczych*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2012.
2. Snamina, J., Kowal, J., Orkisz, P. *Active Suspension Based on Low Dynamic Stiffness*, Acta Physica Polonica A (2013), tom 123, zeszyt 6, str. 1118-1122
3. Nabaglo T., Kowal J., Jurkiewicz A., *Construction of a Parametrized Tracked Vehicle Model and its Simulation In MSC.ADAMS Program*, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control (2013), tom 32, zeszyt 1-2, str. 167-173
4. Titurus B., Bois J., Lieven N., Hansford R. *A method for the identification of hydraulic damper characteristics from steady velocity inputs*, Mechanical Systems and Signal Processing 24 (2010), str. 2868-2887.
5. Czop P., Slawik D. *A high-frequency first-principle model of ashock absorber and servo-hydraulic tester*, Mechanical Systems and Signal Processing 25 (2011), str. 1937-1955.
6. Ferreira C., Ventura P., Morais R., Valente A., Neves C., Reis M. *Sensing methodologies to determine automotive damper condition under vehicle normal operation*, Sensors and Actuators A: Physical 156 (2009) str. 237-244
7. Idelchik I.E., *Handbook of Hydraulic Resistance – 4th Edition Revised and Augmented Research*, Institute for Gas Purification, Moscow 2008.
8. Tarnowski W.: *Symulacja i optymalizacja w Matlab'ie*, Wydawnictwo Intergraf S.C., Sopot 2001
9. Stein G. J., Zahoransky R., Gunston T. P., Burström L., Meyer L. *Modelling and simulation of a fore-and-aft driver's seat suspension system with road excitation*, International Journal of Industrial Ergonomics 38 (2008) str. 396-409
10. Maciejewski I., Krzyżyński T. *Modelowanie układu zawieszania siedziska stosowanego do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami w poziomym kierunku oddziaływania*, Technika Transportu Szynowego 12 (2015) str. 977-981.
11. Brodny J. *Modelowanie tarcia w układach mechanicznych*, Górnictwo i geologia ,tom 5, zeszyt 2. str. 7-17
12. Bendat J.S., Piersol A.G., *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2004

Modeling of the hydraulic shock-absorber used in seat suspension systems for the vibration reduction in horizontal direction

Hydraulic shock-absorbers are typically used in the vibration reduction systems as passive components. The modeling and calculations on the vibration reduction systems are often assumed to be linear damping force as a function of the damper velocity. In fact, the damping force demonstrates non-linear function of the system velocity therefore the damping coefficient is not constant. Appropriate selection of the damper model allows to obtain simulation results close to the dynamic behavior of a real system. In the paper the linear and non-linear damper models are discussed using the Matlab-Simulink® software package. Then the damper characteristics, power spectral densities of acceleration and transmissibility functions are elaborated. This paper considers an influence of the non-linear characteristics of the hydraulic shock-absorber on modeling process of the vibration reduction systems used in seat suspensions.

Autorzy:

mgr inż. **Wojciech Markiewicz** – Wydział Mechaniczny, Politechnika Koszalińska

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

prof. dr hab. inż. **Tomasz Krzyżyński** – Katedra Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, Wydział Technologii i Edukacji, Politechnika Koszalińska

dr inż. **Krzysztof Szczurowski** – Instytut Pojazdów, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Politechnika Warszawska