

Wojciech MARKIEWICZ, Igor MACIEJEWSKI, Tomasz KRZYŻYŃSKI

AKTYWNY UKŁAD ZAWIESZENIA SIEDZISKA Z SIŁOWNIKIEM PNEUMATYCZNYM STOSOWANY DO OCHRONY OPERATORÓW MASZYN ROBOCZYCH PRZED DRGANIAMI W POZIOMYM KIERUNKU ODDZIAŁYWANIA

Streszczenie

W artykule został przedstawiony fizyczny oraz matematyczny model aktywnego układu redukcji drgań z siłownikiem pneumatycznym, który może być zastosowany w układzie zawieszenia siedziska operatora maszyny roboczej. Na podstawie badań symulacyjnych i doświadczalnych wykazano małą skuteczność redukcji drgań mechanicznych pasywnego układu zawieszenia siedziska w zakresie częstotliwości 0,5 – 10 Hz dla poziomego kierunku oddziaływania drgań, zgodnego z kierunkiem ruchu maszyny roboczej. Opracowany został model aktywnego układu redukcji drgań z zastosowaniem siłownika pneumatycznego, którego skuteczność wyznaczono na podstawie badań symulacyjnych. Jako rezultaty symulacji komputerowej przedstawiono gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia.

WSTĘP

W czasie korzystania z maszyn roboczych ich operatorzy poddawani są drganiom wynikającym ze specyfiki budowy i pracy maszyny oraz z nierówności terenu, po którym porusza się maszyna. Drgania te mają szkodliwy wpływ na organizmy operatorów, co stanowi dla naukowców oraz konstruktorów duże wyzwanie. Dąży się do tego, aby stosowane rozwiązania minimalizowały czynniki, które wpływają negatywnie zarówno na psychomotoryczny stan operatora w czasie pracy, jak również na jego zdrowie. Prowadzone badania medyczne i naukowe potwierdzają niekorzystny wpływ drgań na człowieka podczas pracy w kabinie maszyny roboczej [1, 2, 3]. Drgania niskoczęstotliwościowe, które oddziałują na organizm operatora mają najczęściej charakter losowy [4]. Wieloletnie analizy potwierdzają, że podłoga kabiny maszyny przenosi wibracje o zakresie częstotliwości 0 – 20 Hz [5, 6, 7, 8, 9, 10]. Największe zagrożenie dla człowieka stanowią drgania, których częstotliwość będzie zbliżona do częstości drgań własnych narządów wewnętrznych człowieka. Częstotliwości drgań własnych głównych organów ciała mieszczą się najczęściej w zakresie 2 – 30 Hz i zależą od indywidualnej budowy człowieka [11].

Nowoczesne układy wibroizolacji stosowane w siedziskach maszyn roboczych posiadają możliwość ograniczania drgań w poziomym kierunku oddziaływania na operatora, które wynikają głównie z pracy maszyny w trudnym terenie. Stąd też kierunek występowania tych wibracji jest zgodny z kierunkiem jazdy. Dzięki redukcji drgań poziomych operator maszyny uzyskuje możliwość pewniejszego prowadzenia pojazdu oraz zmniejsza się wpływ wibracji na jego organizm. Konstruowanie i badanie układów zawieszonych siedzisk stosowanych do redukcji drgań mechanicznych w poziomym kierunku oddziaływania jest trudne ze względu na różne masy operatorów, gdyż siedzisko wraz z kierowcą połączone z układem redukcji drgań jest układem drgającym o zmiennych parametrach amplitudowo-częstotliwościowych.

Konstruowanie układów redukcji drgań zwykle poprzedzane jest badaniami modelowymi i eksperymentalnymi. Modelowanie i symulacja komputerowa dynamiki ruchu układu siedzisko-operator pozwala na skrócenie czasu badań i zdecydowanie zmniejsza ich koszt. Niniejsza praca proponuje właśnie modelowe podejście do projektowania układu redukcji drgań poziomych. Modelowanie oraz badania

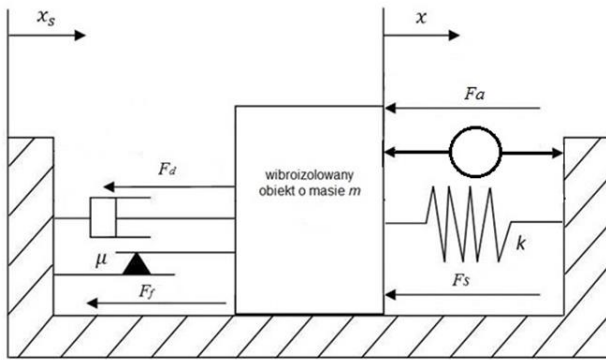
opisane w tym artykule dotyczą jednego z poziomych kierunków oddziaływania drgań, tj. kierunku wzdłużnego x , zgodnego z kierunkiem jazdy maszyny po nierównym terenie. Ważnym aspektem, który należy brać pod uwagę w czasie procesu modelowania, jest podjęcie decyzji o stopniu uproszczenia modelu [12].

Celem niniejszej pracy jest zbudowanie modelu komputerowego aktywnego układu redukcji drgań z siłownikiem pneumatycznym oraz ocena skuteczności działania tego układu w porównaniu z układem pasywnym.

1. MODELOWANIE UKŁADU REDUKCJI DRGAŃ W POZIOMYM KIERUNKU ODDZIAŁYWANIA

W niniejszej pracy przedstawiony został model pasywnego oraz aktywnego układu zawieszenia siedziska, który można zastosować do redukcji drgań mechanicznych w poziomym kierunku oddziaływania [13]. Badany układ pasywny składa się ze sprężyny śrubowej i amortyzatora hydraulicznego. W układzie aktywnym występuje dodatkowo element aktywny w postaci siłownika pneumatycznego (rys. 1). Taka konstrukcja układu umożliwi redukcję drgań mechanicznych działających na operatora 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 [14].

W modelu przedstawionym w niniejszej pracy przyjęto założenie, że ciało o masie m (zastępujące operatora wraz z siedziskiem) przesuwane jest po płycie znajdującej się między tym ciałem, a podłożem. Płyta wprawiana jest w ruch drgający, przez co drgania przenoszone są na wibroizolowany obiekt. Pasywna część układu redukcji drgań składa się ze sprężyny o współczynniku sprężystości $k = 5000$ N/m oraz amortyzatora hydraulicznego, natomiast część aktywna z siłownika pneumatycznego dwustronnego działania. Masa odpowiadająca sumie mas siedziska i operatora została przyjęta w wartości $m = 80$ kg. Parametry siłownika pneumatycznego dwustronnego działania zostały dobrane tak, aby uzyskana siła aktywna mogła równoważyć wypadkową wszystkich pozostałych sił występujących w układzie oraz aby skok tłoczyska zapewniał odpowiedni zakres ruchu siedziska. Średnica cylindra siłownika została przyjęta w wartości 32 mm, natomiast skok tłoka w wartości 75 mm.



Rys. 1. Model fizyczny aktywnego układu zawieszenia siedziska z siłownikiem pneumatycznym w przypadku wzdłużnego kierunku oddziaływania drgań

Równanie ruchu zawieszenia siedziska, jako warunek równowagi sił działających w układzie przyjmuje następującą postać:

$$m\ddot{x} + F_s + F_f + F_d - F_a = 0 \quad (1)$$

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, F_a jest dodatkową siłą aktywną pochodzącą od siłownika pneumatycznego.

W niniejszej pracy założono, że siła reakcji sprężyny śrubowej zmienia się liniowo w funkcji ugięcia/wydłużenia i wtedy możemy ją określić następującą zależnością:

$$F_s = k(x - x_s) \quad (2)$$

gdzie: k jest współczynnikiem sprężystości.

W przypadku siły tarcia został przyjęty model Coulomba [15]. Siła tarcia występująca pomiędzy elementem o masie m i płytą opisana została następującą zależnością:

$$F_f = \begin{cases} F_{fa} & \text{jeżeli } |\dot{x} - \dot{x}_s| \leq v_s \text{ i } |F_{fa}| \leq F_{fs} \\ F_{fs} \cdot \text{sign}(\dot{x} - \dot{x}_s) & \text{jeżeli } |\dot{x} - \dot{x}_s| \leq v_s \text{ i } |F_{fa}| > F_{fs} \\ F_{fk} & \text{jeżeli } |\dot{x} - \dot{x}_s| > v_s \text{ i } |F_{fa}| > F_{fs} \end{cases} \quad (3)$$

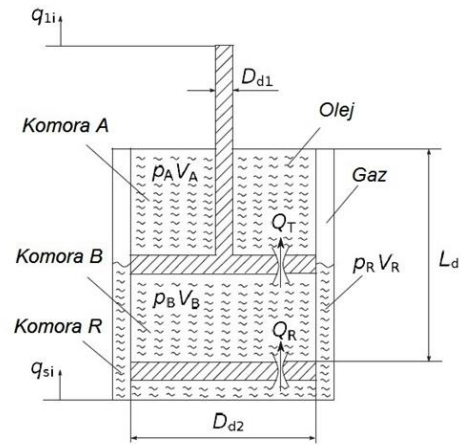
$$F_{fa} = m\ddot{x} + F_s + F_d$$

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

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

gdzie: F_{fa} jest wypadkową sił czynnych działających na ciało, F_{fs} jest statyczną siłą tarcia, F_{fk} jest kinetyczną siłą tarcia, v_s jest to graniczna względna prędkość pomiędzy mikroślizgiem a makroślizgiem, μ_s jest współczynnikiem tarcia statycznego, μ_k jest współczynnikiem tarcia kinetycznego.

W badaniach, jako pasywny element układu redukcji drgań wykorzystano amortyzator dwururowy (*ang. twin-tube*). Składa się on z dwóch współosiowych rur cylindrycznych: wewnętrznej rury roboczej oraz zewnętrznej rury dodatkowej. Rura zewnętrzna jest częściowo napełniona gazem w celu wytworzenia początkowego ciśnienia cieczy. Na rysunku 2 został przedstawiony fizyczny model amortyzatora hydraulicznego dwururowego.



Rys.2. Model fizyczny amortyzatora dwururowego

Siła generowana przez amortyzator hydrauliczny (F_d) zależna jest od różnicy ciśnień pomiędzy komorami roboczymi (A i B) i możemy ją opisać następująco:

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

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 [16]:

$$p_A = \frac{K}{V_A} (-\dot{V}_A + Q_T) \quad p_B = \frac{K}{V_B} (-\dot{V}_B + Q_T + Q_R) \quad (5)$$

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:

$$V_A = \frac{\pi}{4} (D_{d2}^2 - D_{d1}^2) \left(\frac{L_d}{2} + x - x_s \right)$$

$$V_B = \frac{\pi}{4} D_{d2}^2 \left(\frac{L_d}{2} - (x - x_s) \right) \quad (6)$$

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:

$$p_R = p_{RO} \frac{V_{RO}}{V_{RO} - \int Q_R dt} \quad (7)$$

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 [17]:

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

$$Q_R = A_R \sqrt{\frac{2}{\rho_o \zeta_R (Re_R)}} |p_R - p_B| \text{sgn}(p_R - p_B) \quad (8)$$

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 [18]:

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

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

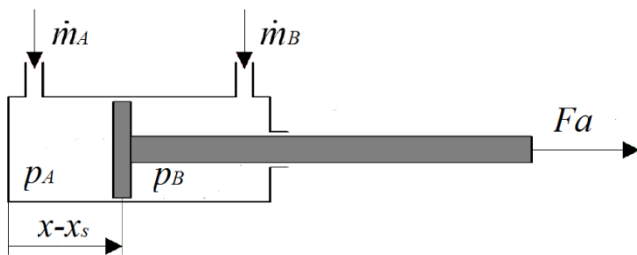
gdzie: α_T i α_R są współczynnikami przepływu, l_T i l_R są długościami otworów dławiących, d_T i d_R są średnicami otworów pomiędzy komorami.

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 określone są w następujący sposób [19]:

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

gdzie: v_o jest kinematyczną lepkością cieczy.

Elementem aktywnym w modelowanym układzie jest siłownik pneumatyczny dwustronnego działania (Rys. 3).



Rys. 3. Siłownik pneumatyczny dwustronnego działania

Sterowanymi wielkościami wejściowymi są masowe natężenia przepływu gazu (m'_A i m'_B) do obu komór siłownika, zmiennymi wewnętrznymi są położenie tłoka ($x-x_s$) oraz ciśnienia w komorach (p_A i p_B). Natomiast wielkością wyjściową jest siła czynna (F_a).

Siła działająca na tłok wynika ze zmiany ciśnień w poszczególnych komorach siłownika i może być opisana następującą zależnością:

$$F_a = A_A(p_A - p_o) - A_B(p_B - p_o) \quad (11)$$

gdzie: A_A jest powierzchnią tłoka od strony komory bez tłocznika, A_B jest powierzchnią tłoka od strony komory z tłocznikiem, p_A jest wartością ciśnienia w komorze bez tłocznika, p_B jest wartością ciśnienia w komorze z tłocznikiem, p_o jest ciśnieniem otoczenia [20].

Objętość poszczególnych komór siłownika możemy opisać za pomocą zależności:

$$V_A = A_A(x - x_s), V_B = A_B(x_s - x) \quad (12)$$

W związku z tym, że procesy sterowania w siłowniku zachodzą bardzo szybko, przemiany gazowe możemy traktować jako adiabatyczne. Zmiany ciśnienia w komorach możemy zatem opisać za pomocą równań:

$$\dot{p}_A = \frac{\kappa}{V_A} (R(\dot{m}_{Ai}T_S - \dot{m}_{Ae}T_A) - p_A \dot{V}_A)$$

$$\dot{p}_B = \frac{\kappa}{V_B} (R(\dot{m}_{Bi}T_S - \dot{m}_{Be}T_B) - p_B \dot{V}_B) \quad (13)$$

gdzie: κ jest wykładnikiem adiabaty, R jest indywidualną stałą gazową, \dot{m}_{Ai} oraz \dot{m}_{Bi} masowymi natężeniami przepływającego gazu przy napełnianiu poszczególnych komór siłownika, \dot{m}_{Ae} oraz \dot{m}_{Be} masowymi natężeniami przepływającego gazu przy opróżnianiu poszczególnych komór siłownika, T_S jest temperaturą gazu zasilającego siłownik, T_A oraz T_B odpowiednio temperaturami gazu w komorach A i B siłownika.

Do wyznaczenia temperatury gazu w poszczególnych komorach siłownika pneumatycznego zostały wykorzystane następujące zależności:

$$\dot{T}_A = \frac{T_A}{p_A V_A} (-R(\dot{m}_{Ai}T_S - \dot{m}_{Ae}T_A) + p_A \dot{V}_A + p_A \dot{V}_A)$$

$$\dot{T}_B = \frac{T_B}{p_B V_B} (-R(\dot{m}_{Bi}T_S - \dot{m}_{Be}T_B) + p_B \dot{V}_B + p_B \dot{V}_B) \quad (14)$$

Do opisu masowego natężenia przepływu gazu przez dławkę wykorzystana została zależność opisana przez St.-Venant Wanzel'a. Wartość masowego natężenia przepływu gazu wpływającego do komory A siłownika pneumatycznego możemy opisać następująco:

$$\dot{m}_{Ai} = A_i p_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_s(\kappa-1)} \left[\left(\frac{p_A}{p_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_A}{p_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \text{ gdy } \frac{p_A}{p_s} > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\dot{m}_{Ai} = A_i p_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_s(\kappa-1)} \left[\left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right]}, \text{ gdy } \frac{p_A}{p_s} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (15)$$

gdzie: A_i jest efektywną powierzchnią przekroju zaworu na wlocie gazu do komory A siłownika, p_s jest ciśnieniem gazu zasilającego siłownik.

Wartość masowego natężenia przepływu wypływającego z komory A siłownika pneumatycznego wynosi:

$$\dot{m}_{Ae} = A_e p_A \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_A(\kappa-1)} \left[\left(\frac{p_o}{p_A} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_o}{p_A} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \text{ gdy } \frac{p_o}{p_A} > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\dot{m}_{Ae} = A_e p_A \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_A(\kappa-1)} \left[\left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right]}, \text{ gdy } \frac{p_o}{p_A} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (16)$$

gdzie: A_e jest efektywną powierzchnią przekroju zaworu na wlocie gazu z komory A siłownika.

Analogicznie, wartość masowego natężenia przepływu gazu wpływającego do komory B siłownika pneumatycznego możemy wyznaczyć w następujący sposób:

$$\dot{m}_{Bi} = B_i p_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_s(\kappa-1)} \left[\left(\frac{p_B}{p_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_B}{p_s} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \text{ gdy } \frac{p_B}{p_s} > \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\dot{m}_{Bi} = B_i p_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_s(\kappa-1)} \left[\left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right]}, \text{ gdy } \frac{p_B}{p_s} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (17)$$

gdzie: B_i jest efektywną powierzchnią przekroju zaworu na wlocie gazu do komory B siłownika.

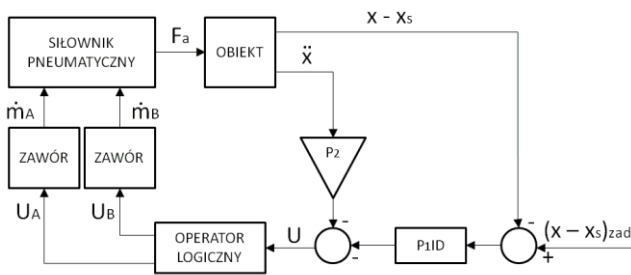
Wartość masowego natężenia przepływu gazu wypływającego z komory B siłownika pneumatycznego wynosi:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Be} &= B_e p_B \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_B(\kappa-1)}} \sqrt{\left(\frac{p_0}{p_B}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_0}{p_B}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}, \text{ gdy } \frac{p_0}{p_B} > \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ \dot{m}_{Be} &= B_e p_B \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_B(\kappa-1)}} \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}, \text{ gdy } \frac{p_0}{p_B} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{aligned} \quad (18)$$

gdzie: B_e jest efektywną powierzchnią przekroju zaworu na wlocie gazu z komory B siłownika.

2. SYSTEM STEROWANIA AKTYWNYM ZAWIESZENIEM SIEDZISKA

System sterowania zastosowany w badaniach modelowych składa się z dwóch pętli sprzężeń zwrotnych: od przemieszczenia względnego systemu zawieszenia $x-x_s$ i od przyspieszenia izolowanego obiektu x'' . Rozwiązanie takie pozwala minimalizować zarówno wartości przyspieszenia obiektu jak i przemieszczenia względnego zawieszenia (rys. 4).



Rys. 4. Schemat układu sterowania

System sterowania poprzez odpowiednie wzmocnienia poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych: P_1 i P_2 opracowuje sygnał napięciowy U , który następnie poprzez operator logiczny steruje zaworami, przez które doprowadzany i odprowadzany jest gaz z poszczególnych komór siłownika pneumatycznego. Model komputerowy systemu sterowania został sporządzony przy użyciu pakietu MATLAB – Simulink. Podczas projektowania modelu zostały założone następujące wymagania dynamiczne:

- stabilność systemu w każdych warunkach,
- możliwie najkrótszy czas regulacji wielkości zadanej przemieszczenia masy,
- minimalizacja przyspieszenia izolowanej masy powinna następować w czasie quasi-rzeczywistym,
- jednoczesna minimalizacja przemieszczenia względnego i przyspieszenia układu.

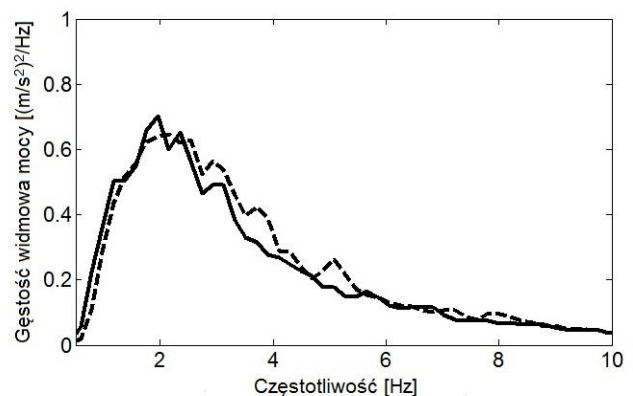
Sygnały sterujące zaworami siłownika pneumatycznego (U_A i U_B) zostały opisane następującymi zależnościami:

$$\begin{aligned} U_A &= \begin{cases} U & \text{gdy } U > 0 \\ 0 & \text{gdy } U \leq 0 \end{cases} \\ U_B &= \begin{cases} 0 & \text{gdy } U \geq 0 \\ -U & \text{gdy } U < 0 \end{cases} \end{aligned} \quad (19)$$

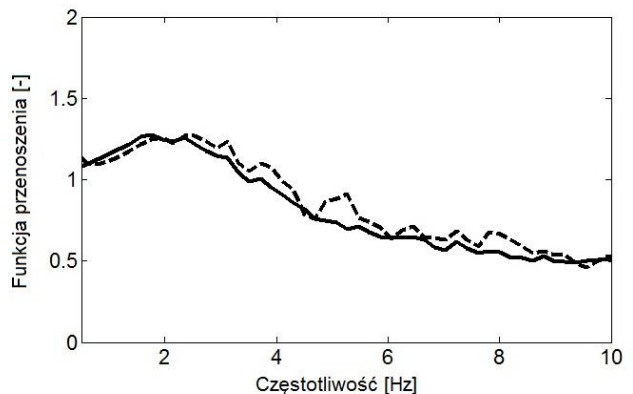
3. WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

W celu zbadania skuteczności układu redukcji drgań poziomych wykonano serię badań symulacyjnych dla modeli układów aktywnego i pasywnego. Wyniki badań dla układu pasywnego zostały porów-

nane z wynikami badań doświadczalnych. W badaniach symulacyjnych wykorzystano model układu redukcji drgań przedstawiony na rysunku 1. Eksperyment polegał na wprawieniu w ruch drgający podstawy układu zawieszenia siedziska. Ruch drgający został uzyskany poprzez wymuszenie kinematyczne w postaci sygnału stochastycznego o właściwościach spektralnych zbliżonych do białego szumu w zakresie częstotliwości 0,5-10 Hz. Rejestrowane były drgania obiektu o masie m chronionego poprzez układ pasywny oraz aktywny. Wyznaczono gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia drgań układu. Dla układu pasywnego porównano otrzymane wyniki symulacji komputerowej z wynikami badań doświadczalnych. Dla układu aktywnego otrzymane wyniki symulacji komputerowej porównano z analogicznymi wynikami dla układu pasywnego. Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono odpowiednio gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań i funkcje przenoszenia drgań pasywnego układu redukcji drgań, które otrzymano na drodze badań eksperymentalnych oraz symulacji komputerowej.



Rys. 5. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań otrzymane na drodze symulacji komputerowej (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana) dla pasywnego układu redukcji drgań

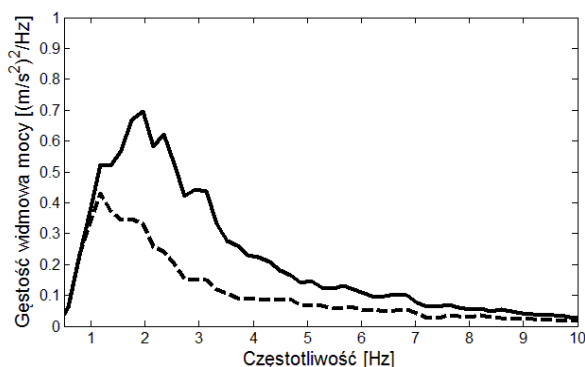


Rys. 6. Funkcja przenoszenia układu zawieszenia otrzymana na drodze symulacji komputerowej (linia ciągła) oraz pomiarów (linia przerywana) dla pasywnego układu redukcji drgań

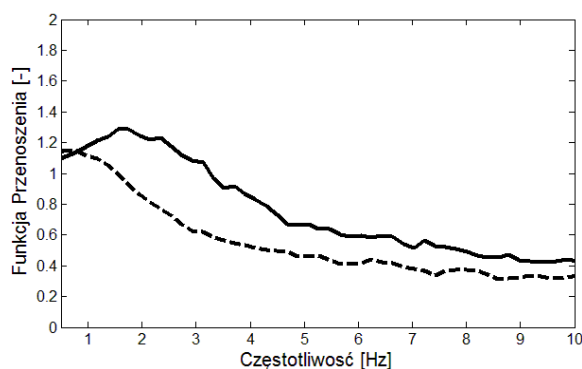
Wyniki symulacji komputerowej uzyskane dla pasywnego modelu układu redukcji drgań poziomych wykazują dużą zgodność z pomiarami w badanym zakresie częstotliwości drgań.

W badaniach symulacyjnych aktywnego układu redukcji drgań wykorzystano model przedstawiony na rysunku 1. Model ten, w porównaniu z modelem pasywnym różni się tym, że dodatkowo został użyty element aktywny (siłownik pneumatyczny) oraz system sterowania. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia oraz funkcje przenoszenia otrzymane za pomocą symulacji komputerowej, dla pasyw-

nego i aktywnego układu redukcji drgań są przedstawione odpowiednio na rysunkach 7 i 8. Rezultaty otrzymano dla jednakowych warunków wymuszenia kinematycznego oraz w przypadku odpowiednio dobranych wzmocnień poszczególnych pętli sprzężeń zwrotnych.



Rys. 7. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań otrzymane na drodze symulacji komputerowej dla układu aktywnego (linia przerywana) oraz dla układu pasywnego (linia ciągła)



Rys. 8. Funkcja przenoszenia układu zawieszenia otrzymana na drodze symulacji komputerowej dla układu aktywnego (linia przerywana) oraz dla układu pasywnego (linia ciągła)

PODSUMOWANIE

W pracy zaproponowano budowę i modelowanie aktywnego układu zawieszenia siedziska z siłownikiem pneumatycznym, który może być zastosowany do redukcji drgań poziomych. Z przeprowadzonych badań wynika, że układ aktywny znacznie poprawia własności wibroizolacyjne zawieszenia siedziska, przy czym największą skuteczność działania osiąga w zakresie częstotliwości drgań 1,5 – 10 Hz. W przedziale tym mieszczą się częstotliwości rezonansowe większości organów ciała człowieka.

Poprzez zastosowanie siłownika pneumatycznego oraz sterowania z podwójną pętlą sprzężeń zwrotnych, możliwe jest ograniczanie amplitudy drgań przenoszonych na operatora w kierunku poziomym.

Uzyskane wyniki dają podstawę do przypuszczenia, że użycie siłownika pneumatycznego dwustronnego działania jako elementu aktywnego w układzie jest uzasadnione. Kolejnym krokiem analiz będą badania doświadczalne, które pozwolą zweryfikować poprawność zbudowanego modelu oraz uzyskane wyniki.

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

BIBLIOGRAFIA

- Gallais L., Griffin M. J., Palmer K.: *Longitudinal epidemiological surveys in the United Kingdom of drivers exposed to whole-body vibration. Risks of Occupational Vibration Exposures VIBRISKS*. FP5 Project No. QLK4-2002-02650 January 2003 to December 2006. Annex 16 to Final Technical Report, 2006.
- Schwarze S., Notbohm G., H. Dupuis, E. Hartung: *Dose-response relationships between whole – body vibration and lumbar disk disease—a field study on 388 drivers of different vehicles*. Journal of Sound and Vibration 215(4), 613-628, 1998.
- Bovenzi M., Zadini A.: *Self-reported low back symptoms in urban bus drivers exposed to whole-body vibration*, Spine 17, 1048-1059, 1992.
- Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- Engel Z., Kowal J., *Sterowanie procesami wibroakustycznymi*, Wydawnictwa AGH, Kraków 1995
- ISO 7096 *Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration*, 2000.
- Kowal J., *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996.
- 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.
- 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.
- Maciejewski I.: *Poliptymalizacja własności wibro -izolacyjnych aktywnego systemu zawieszenia siedziska*, Pomiary, Automatyka, Kontrola, 8/2007, 49-52.
- Rafał Burdzik, *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej 2010 Seria: TRANSPORT z. 67 Nr kol. 1832*
- 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
- Stein G. J., Zahoranský 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
- Maciejewski I., Krzyżyński T. *Modelowanie układu zawieszenia siedziska stosowanego do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami w poziomym kierunku oddziaływania*, Technika Transportu Szynowego 12 (2015) str. 977-981.
- Brodny J. *Modelowanie tarcia w układach mechanicznych*, Górnictwo i geologia ,tom 5, zeszyt 2. str. 7-17
- Czop P., Sławik D. *A high-frequency first-principle model of ashock absorber and servo-hydraulic tester*, Mechanical Systems and Signal Processing 25 (2011), str. 1937-1955.
- 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
- Idelchik I.E., *Handbook of Hydraulic Resistance – 4th Edition Revised and Augmented Research*, Institute for Gas Purification, Moscow 2008.
- Tarnowski W.: *Symulacja i optymalizacja w Matlab'ie*, Wydawnictwo Intergraf S.C., Sopot 2001
- Maciejewski I. *Kształtowanie właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań stosowanych do ochrony operatorów maszyn roboczych*, Wydawnictwo Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2012

ACTIVE SEAT SUSPENSION WITH PNEUMATIC ACTUATOR USED FOR THE PROTECTION OF WORKING MACHINE OPERATORS AGAINST VIBRATION IN HORIZONTAL DIRECTION

Abstract

The paper deals with physical and mathematical models of the active vibration reduction system with pneumatic actuator used for the horizontal seat suspension. In the basis of the numerical simulation, that is conducted for the excitation signal having the properties of white noise in the frequency range of 0.5 - 10 Hz, the low effectiveness of horizontal passive vibration reduction

systems is shown in comparison with the active one. Appropriate selection of the model allows to obtain simulation results close to the dynamic behavior of a real system. The power spectral density of vibration acceleration and the transmissibility functions are presented as the results of computer simulations using the Matlab-Simulink® software package. Analysis of the results leads to the conclusion concerning the hydraulic actuator effectiveness in application to vibration reduction systems.

Autorzy:

mgr inż. **Wojciech Markiewicz** – doktorant, 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