



Igor MACIEJEWSKI

PRZYKŁAD KSZTAŁTOWANIA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH AKTYWNEGO UKŁADU REDUKCJI DRGAŃ

Streszczenie

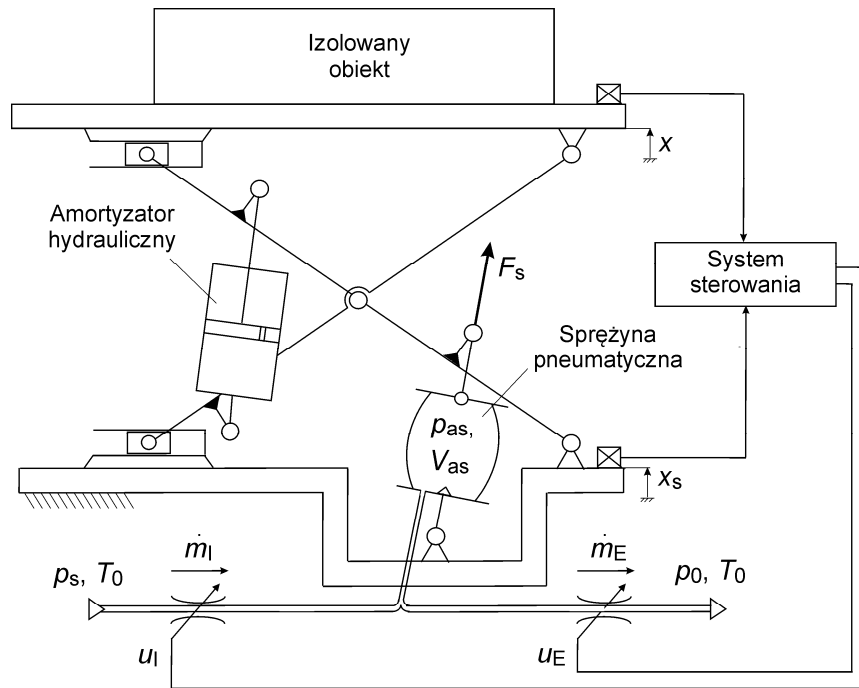
W pracy przedstawiono system sterownia układem redukcji drgań na przykładzie aktywnego zawieszenia siedziska. Dobór właściwości wibroizolacyjnych tego układu przeprowadzono wykorzystując oryginalną procedurę optymalizacyjną, która umożliwia jednoczesną minimalizację przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji: współczynnika przenoszenia drgań oraz przemieszczenia względnego układu. Za zmienne decyzyjne wybrano nastawy regulatora, dzięki którym możliwa jest zmiana charakterystyk pracy zawieszenia siedziska.

WSTĘP

Projektowanie układów redukcji drgań stosowanych w maszynach roboczych jest utrudnione ze względu na występowanie przeciwstawnych kryteriów oceny skuteczności ich działania [10]. Przykładowo, w przypadku maszyn roboczych transportowych pożądanym jest ograniczanie drgań przenoszonych od podłogi w kabinie maszyny do jej operatora. Wibroizolację operatora można więc uzyskać stosując układ zawieszenia siedziska [6]. Z jednej strony drgania przenoszone przez układ zawieszenia siedziska powinny dążyć do wartości minimalnej w celu zwiększenia ochrony operatora przed szkodliwym działaniem wibracji. Z drugiej strony przemieszczenia względne układu zawieszenia również powinny być minimalizowane w celu zapewnienia operatorowi pożądanej sterowalności maszyną. Znalezienie kompromisu pomiędzy przeciwstawnymi kryteriami oceny skuteczności działania układów redukcji drgań można więc traktować jak problem optymalizacji wielokryterialnej [1].

1. OBIEKT STEROWANIA

Przykładowym układem redukcji drgań mechanicznych jest powszechnie znany układ zawieszenia siedziska z nożycowym mechanizmem prowadzenia, którego schemat przedstawiono na rysunku 1. Mechanizm prowadzący tego układu umożliwia amortyzację operatora od drgań mechanicznych w kierunku pionowym do płaszczyzny zamocowania siedziska na podłodze kabiny. To właśnie w tym kierunku szkodliwy wpływ wibracji na organizm człowieka jest największy ze względu na występowanie dużych amplitud drgań wymuszających [2, 9].



Rys. 1. Schemat aktywnego układu zawieszenia

W rozważanym układzie zawieszenia wprowadzono możliwość napełniania i opróżniania odkształcalnej komory sprężyny pneumatycznej przy użyciu zaworu proporcjonalnego przepływu (rysunek 1). Napełnianie sprężyny pneumatycznej jest przeprowadzane z zewnętrznego źródła sprężonego powietrza, natomiast jej opróżnianie jest realizowane bezpośrednio do atmosfery. W takim rozwiązaniu technicznym ciśnienie powietrza wewnątrz sprężyny pneumatycznej może być regulowane dość szybko, a w konsekwencji zmiana ciśnienia generuje w układzie zawieszenia dodatkową siłę sterującą pracą układu.

2. SYNTEZA SYSTEMU STEROWANIA

Postać matematyczną pożądaną siły sterującej F_a , którą należy zrealizować w aktywnym układzie redukcji drgań, podano w pracy [7]. Chwilową wartość tej siły oraz jej pierwszej pochodnej po czasie \dot{F}_a można wyznaczyć z następujących zależności:

$$F_a = K_{a1}\dot{x} + K_{a2}(x - x_s) \quad (1)$$

$$\dot{F}_a = K_{a1}\ddot{x} + K_{a2}(\dot{x} - \dot{x}_s) \quad (2)$$

gdzie: x jest przemieszczeniem wibroizolowanego obiektu, x_s jest przemieszczeniem układu wymuszającego ruch, K_{a1} oraz K_{a2} są nastawami regulatora nadrzędnego, które należy wyznaczyć.

Siłę opisaną zależnościami (1) oraz (2) należy wytworzyć poprzez odpowiednie zmiany ciśnienia powietrza p_{as} we wnętrzu sprężyny pneumatycznej, które uzyskuje się za pośrednictwem zaworów sterujących jej napełnianiem i opróżnianiem. W związku z tym wymagane jest obliczanie wartości efektywnych powierzchni przepływu przez zawory proporcjonalne (A_I oraz A_E) dla zadanej wartości siły sterującej F_a oraz aktualnych warunków pracy aktywnego układu zawieszenia. Do realizacji tego zadania wykorzystano regulator nadrzędny, który oblicza w czasie rzeczywistym wartości sygnałów sterujących pracą zaworów (u_I oraz u_E) na podstawie modelu odwrotnego zasianej sprężyny pneumatycznej.

W celu uproszczenia budowanego modelu odwrotnego przyjęto przemianę izotermiczną powietrza wewnątrz sprężyny, co zapisano zgodnie z zależnością [3, 5]:

$$\dot{p}_{as} = \frac{1}{V_{as}} (RT_0(\dot{m}_I - \dot{m}_E) - p_{as} \dot{V}_{as}) \quad (3)$$

gdzie: V_{as} jest zmienną objętością sprężyny pneumatycznej, \dot{m}_I i \dot{m}_E są masowymi natężeniami przepływu powietrza odpowiednio przy napełnianiu i opróżnianiu sprężyny pneumatycznej, R jest indywidualną stałą gazową, T_0 jest stałą temperaturą powietrza w sprężynie, równą co do wartości temperaturze powietrza w atmosferze.

Wiążąc obliczone ciśnienie powietrza z siłą $p_{as} = F_s / A_{ef} + p_{as0}$ oraz definiując zmienną objętość sprężyny pneumatycznej w postaci $V_{as} = A_{ef} l_s$, można przedstawić uproszczoną zależność opisującą siłę pochodzącą od sprężyny pneumatycznej:

$$\dot{F}_s = \frac{1}{l_s} (RT_0(\dot{m}_I - \dot{m}_E) - (F_s + A_{ef} p_{as0}) \dot{l}_s) \quad (4)$$

gdzie: l_s jest długością elementu sprężystego, A_{ef} jest powierzchnią efektywną sprężyny pneumatycznej, p_{as0} jest ciśnieniem powietrza w stanie równowagi statycznej układu.

Różnica masowych natężeń przepływu powietrza $\dot{m}_I - \dot{m}_E$, którą należy zrealizować przy napełnianiu lub opróżnianiu sprężyny pneumatycznej w celu wygenerowania pożądanej siły F_a w układzie zawieszenia, opisano następującą zależnością:

$$\dot{m}_I - \dot{m}_E = \frac{1}{RT_0} \left(\frac{l_s}{\delta_s} \dot{F}_a + \left(\frac{F_a}{\delta_s} + A_{ef} p_{as0} \right) \dot{l}_s \right) \quad (5)$$

gdzie: δ_s jest przełożeniem siły sprężyny pneumatycznej.

Aby uzyskać tak wyznaczone natężenia przepływu powietrza za pomocą zaworów proporcjonalnych, efektywna powierzchnia przepływu A_I przez zawór dolotowy powinna się zmieniać zgodnie z zależnościami podanymi przez St.-Venanta Wanzel'a [3, 5]:

- w przypadku przepływu podkrytycznego, gdy $\frac{F_a / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}{A_{ef} p_s} > \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$

$$A_I = \frac{\dot{m}_I}{p_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_0(\kappa - 1)} \sqrt{\left(\frac{F_a / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}{A_{ef} p_s} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{F_a / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}{A_{ef} p_s} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}}}} \quad (6)$$

- w przypadku przepływu krytycznego, gdy $\frac{F_a / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}{A_{ef} p_s} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$

$$A_I = \frac{\dot{m}_I}{p_s \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_0(\kappa - 1)} \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} - \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}}}} \quad (7)$$

gdzie: κ jest wykładnikiem adiabaty, p_s jest ciśnieniem powietrza zewnętrznego źródła zasilania.

Z kolei efektywna powierzchnia przepływu A_E przez zawór spustowy jest obliczana zgodnie z następującymi zależnościami [3, 5]:

- w przypadku przepływu podkrytycznego, gdy $\frac{A_{ef} p_0}{F_a / \delta_s + A_{ef} p_{as0}} > \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$

$$A_E = \frac{-\dot{m}_E}{\left(\frac{F_a}{\delta_s A_{ef}} + p_{as0}\right) \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_0(\kappa - 1)}} \sqrt{\left(\frac{A_{ef} p_0}{F_a / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{A_{ef} p_0}{F_a / \delta_s + A_{ef} p_{as0}}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}} \quad (8)$$

- w przypadku przepływu krytycznego, gdy $\frac{A_{ef} p_0}{F_a / \delta_s + A_{ef} p_{as0}} \leq \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$

$$A_E = \frac{-\dot{m}_E}{\left(\frac{F_a}{\delta_s A_{ef}} + p_{as0}\right) \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_0(\kappa - 1)}} \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} - \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad (9)$$

gdzie: p_0 jest ciśnieniem atmosferycznym.

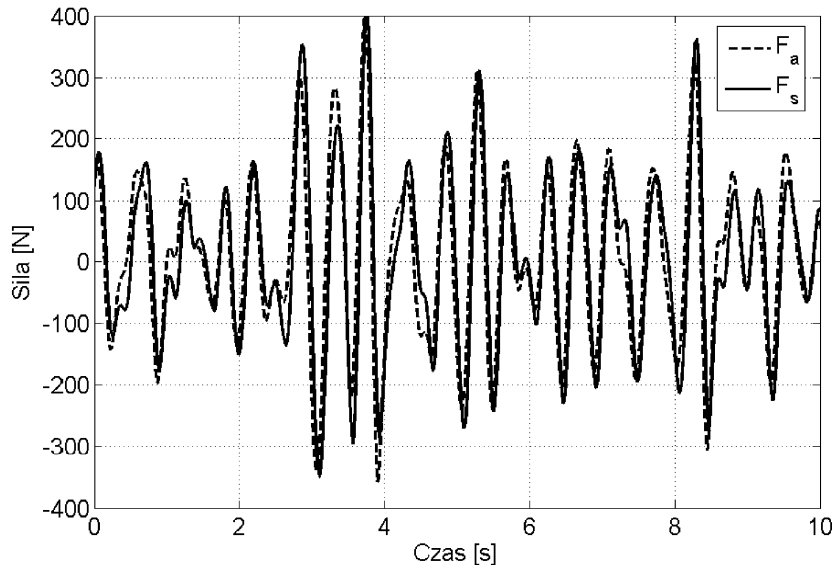
Przyjmując, że efektywne powierzchnie przekroju A_I i A_E otworów dławiących przepływ powietrza w zaworach zmieniają się proporcjonalnie do napięć sterujących u_I i u_E ich pracą oraz eliminując opóźnienia układu sterującego przepływem powietrza poprzez zastosowanie predyktora proporcjonalno-różniczkującego (typu PD), sygnał sterujący pracą zaworów jest opisany następującymi zależnościami:

$$u_I = \frac{1}{k_I} (t_I \dot{A}_I + A_I) \quad (10)$$

$$u_E = \frac{1}{k_E} (t_E \dot{A}_E + A_E) \quad (11)$$

gdzie: k_I jest wzmocnieniem statycznym zaworu dolotowego, k_E jest wzmocnieniem statycznym zaworu spustowego, t_I oraz t_E są odpowiednio stałymi czasowymi zaworu dolotowego i spustowego.

Na rysunku 2 przedstawiono przebieg siły generowanej przez sprężynę pneumatyczną w stosunku do siły pożądanej oraz w przypadku losowego wymuszenia ruchu układu zawieszenia. Jak wynika z rezultatów przedstawionych na tym rysunku, pożądana siła w układzie zawieszenia jest skutecznie odtwarzana przez sprężynę pneumatyczną. Jedynie w sytuacjach, gdy częstotliwość sygnału wymuszającego ruch układu zawieszenia jest wyższa od około 4 Hz, wtedy siła wytwarzana przez sprężynę pneumatyczną opóźnia się w stosunku do siły pożądanej w układzie. Działanie aktywnego układu pneumatycznego nie jest więc wystarczająco szybkie w przypadku wyższych częstotliwości drgań.



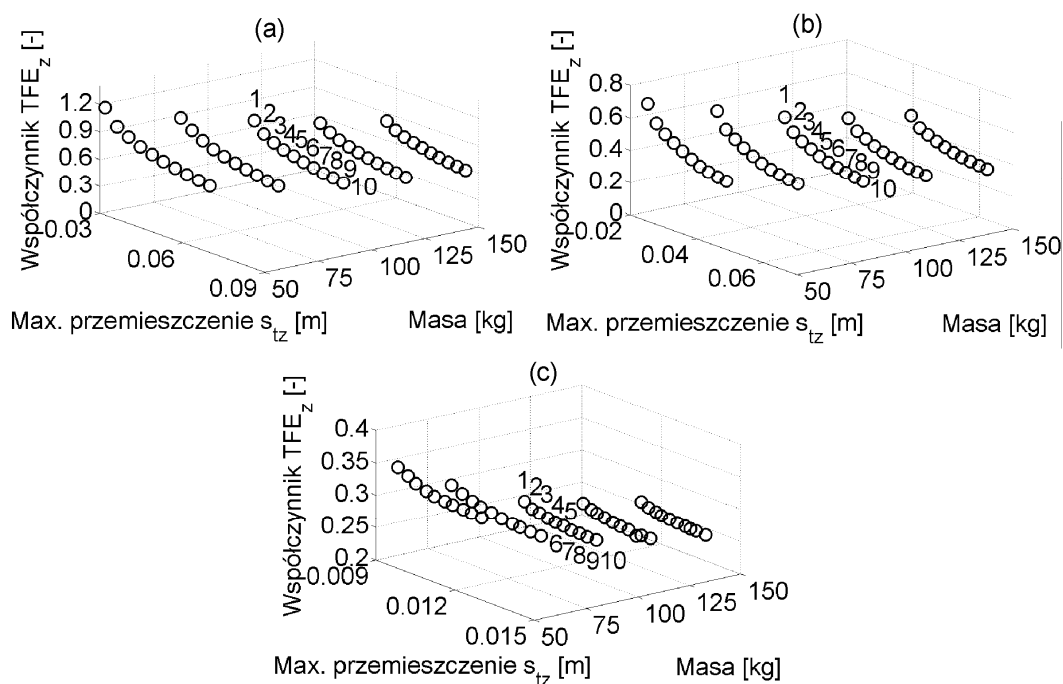
Rys. 2. Przebieg siły pochodzącej od sprężyny pneumatycznej F_s w stosunku do pożądanej siły sterującej F_a w układzie zawieszenia

3. OPTIMALIZACJA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH

Optymalizację właściwości wibroizolacyjnych przeprowadzono zgodnie z procedurą przedstawioną w pracy [7]. W przypadku aktywnego układu zawieszenia zmiennymi decyzyjnymi są nastawy regulatora nadrzędnego K_{a1} oraz K_{a2} , przy użyciu których wpływa się przebieg siły pożądanej w sterowanych układach redukcji drgań. Przedziały ich zmienności określono następująco:

- $K_{a1} = 20 - 200 \times 10^3 \text{ N/m}$,
- $K_{a2} = 2 - 20 \times 10^3 \text{ Ns/m}$.

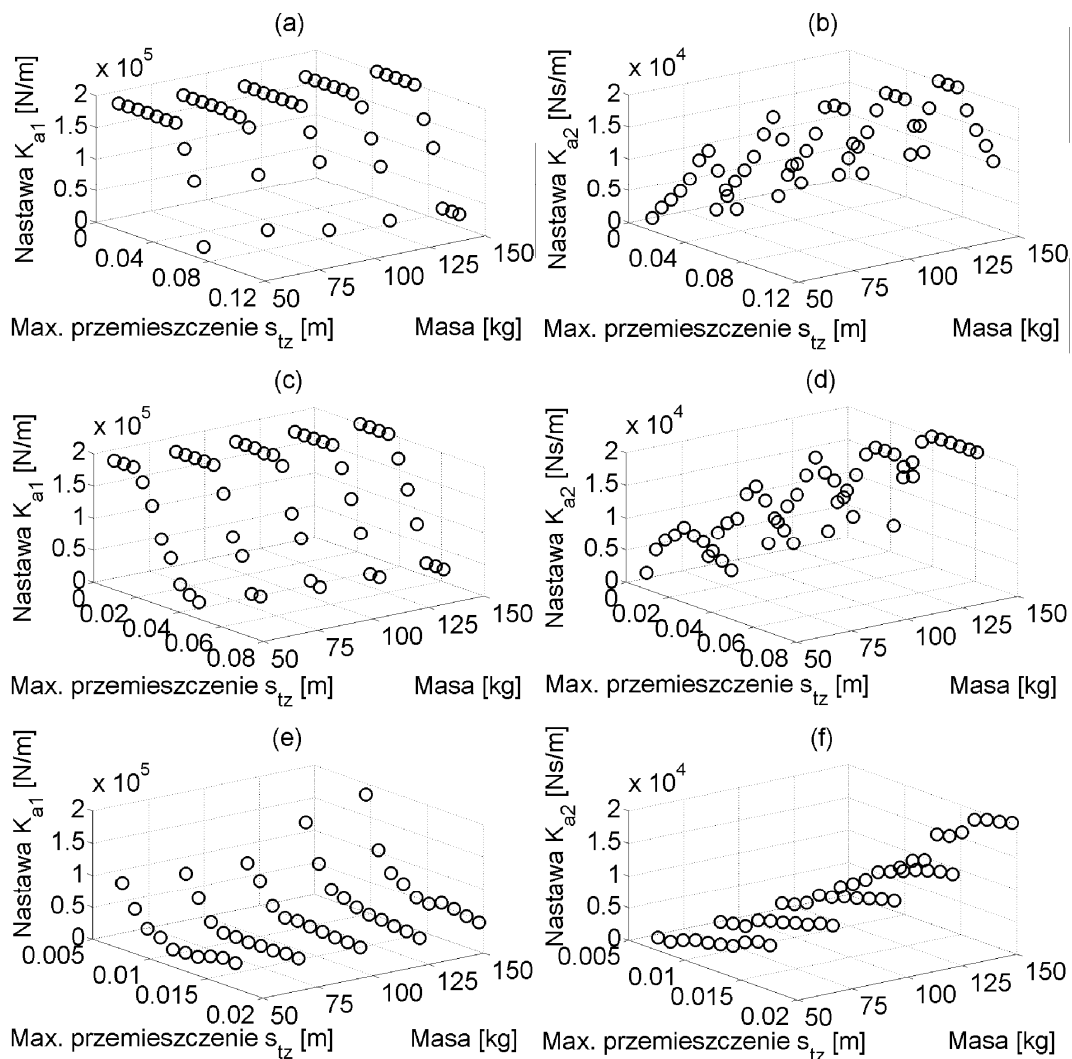
Wartości kryteriów oceny w postaci współczynnika przenoszenia drgań TFE_z przez układ zawieszenia oraz przemieszczenia względnego s_{tz} układu [8] wyznacza się przy użyciu eksperymentu symulacyjnego, prowadzonego dla danego wymuszenia i obciążenia układu. Wyniki optymalizacji w przypadku aktywnego układu zawieszenia siedziska przedstawiono na rysunku 3. Zbiór dziesięciu niezdominowanych rozwiązań dla każdego z analizowanych układów zawieszonych zaprezentowano w przestrzeni przeciwstawnych kryteriów oceny oraz w przypadku następujących wartości masy wibroizolowanego obiektu: 50 kg, 75 kg, 100 kg, 125 kg oraz 150 kg. Rezultaty te otrzymano dla wybranych sygnałów wymuszających ruch układów, to jest sygnałów EM3, EM5 oraz EM6 [4]. Dodatkowo podczas procesu optymalizacji wprowadzono ograniczenie na zapotrzebowanie energetyczne układu aktywnego, dla którego wartość średniokwadratowa mocy zewnętrznego źródła zasilania wynosiła $P_{\max} = 200 \text{ W}$.



Rys. 3. Prezentacja graficzna zbioru rozwiązań Pareto- optymalnych aktywnego układu zawieszenia otrzymanych w przypadku sygnałów wymuszających ruch: EM3 (a), EM5 (b), EM6 (c)

Rozwiązania te charakteryzują się uzyskaniem największego kompromisu pomiędzy zmniejszaniem szkodliwego oddziaływania wibracji na operatora maszyny roboczej i ograniczaniem przemieszczeń względnych układu zawieszenia. Pierwsze z rozwiązań niezdominowanych, które posiadają największe wartości współczynnika TFE_z na poszczególnych krzywych (rysunek 3), określają bardzo twardy układ zawieszenia siedziska (minimum przemieszczenia względnego układu s_{tz}). Natomiast ostatnie z rozwiązań niezdominowanych, które posiadają najmniejsze wartości współczynnika TFE_z na poszczególnych krzywych (rysunek 3), określają bardzo miękki układ zawieszenia siedziska (maksimum przemieszczenia względnego układu s_{tz}). Rozwiązanie kompromisowe, które są położone w środkowej części poszczególnych krzywych na rysunku 3, wyznaczają pośrednie właściwości wibroizolacyjne układu zawieszenia siedziska.

Ilustrację graficzną zmienności optymalnych nastaw regulatora do aktywnego układu redukcji drgań przedstawiono na rysunku 4. Wartości tychże nastaw odpowiadają Pareto- optymalnym rozwiązaniom układu zawieszenia siedziska względem przeciwstawnych kryteriów oceny jego działania.



Rys. 4. Nastawy regulatora nadrzędnego K_{a1} oraz K_{a2} do aktywnego układu zawieszenia otrzymane w przypadku sygnałów wymuszających: EM3 (a) i (b), EM5 (c) i (d), EM6 (e) i (f)

PODSUMOWANIE

W niniejszej pracy zaprezentowano syntezę systemu sterowania oraz wyniki optymalizacji właściwości wibroizolacyjnych, które otrzymano dla przykładowego układu redukcji drgań w postaci aktywnego zawieszenia siedziska. W układzie tym zastosowano sprężynę pneumatyczną zasilaną zewnątrz przez serwozawory proporcjonalne przepływu: dolotowy i spustowy. Odpowiednio dobrane nastawy regulatora przyczyniły się do uzyskania dużej efektywności działania zawieszenia w każdym z rozpatrywanych przypadków wymuszenia ruchu układu.

EXAMPLE OF SHAPING THE VIBRO-ISOLATION PROPERTIES OF ACTIVE VIBRATION REDUCTION SYSTEM

Abstract

This paper deals with the control system design of vibration isolator that is carried out for an exemplary active seat suspension. A selection of its vibro-isolation properties is performed using the original optimization procedure, which allows to minimize the conflicted optimization procedure: the system transmissibility factor and its relative displacement. The controller settings are chosen as the decision variables in order to change the suspension system characteristics.

BIBLIOGRAFIA

1. Alkhatiba R., Nakhaie Jazarb G., Golnaraghi M.F.: *Optimal design of passive linear suspension using genetic algorithm*, Journal of Sound and Vibration 275 (2004), str. 665-691.
2. Engel Z.: *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
3. Gerc E.W.: *Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1973.
4. International Organization for Standardization: *Earth-moving machinery - Laboratory evaluation of operator seat vibration*, ISO 7096, Genewa 2000.
5. Kiczkowiak T.: *Algorytmy i modele w projektowaniu pneumatycznych układów napędowych*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2005.
6. Kowal J.: *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996.
7. Maciejewski I.: *Kształtowanie właściwości wibroizolacyjnych aktywnego układu redukcji drgań*, Technika Transportu Szynowego, 9/2012, str. 2039-2046, ISSN 1232-3829.
8. Maciejewski I.: *Dobór właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań do maszyn roboczych*, Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania, tom X, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, 2012, str. 87-104.
9. Nader M.: *Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.
10. Preumont A., *Vibration Control of Active Structures An Introduction*, Kluwer Academic Publishers, London 2002.

Autor:

dr inż. Igor MACIEJEWSKI – Politechnika Koszalińska