

Igor MACIEJEWSKI¹

KSZTAŁTOWANIE WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH UKŁADU ZAWIESZENIA SIEDZISKA

W niniejszej pracy przedstawiono sposób kształtowania właściwości wibroizolacyjnych układów zawieszonych siedzisk. Zastosowana procedura optymalizacji pozwala na znalezienie Pareto-optymalnych konfiguracji układu zawieszenia, dla których osiągnięta jest jednoczesna minimalizacja przeciwstawnych kryteriów optymalizacji: przyspieszenia drgań izolowanego obiektu oraz przemieszczenia względne systemu zawieszenia.

SHAPING OF VIBRO-ISOLATION PROPERTIES OF SEAT SUSPENSION SYSTEM

In this paper a way for shaping the vibro-isolation properties of seat suspension systems is presented. A combined optimisation procedure has allowed to find the Pareto-optimal system configurations that the simultaneous minimization of conflicted optimisation criteria: the suspended body acceleration and suspension travel is reached.

1. WSTĘP

Operatorzy maszyn roboczych są narażeni na drgania niskoczęstotliwościowe w największym stopniu pochodzące od nierówności terenu, po którym poruszają się maszyny [3], [7]. Międzynarodowa norma [6] reguluje laboratoryjną metodę pomiaru oraz wyznaczania efektywności zawieszonych siedzisk maszyn roboczych, w przypadku drgań oddziaływujących na organizm ludzki w kierunku pionowym oraz z zakresu częstotliwości 1 – 20 Hz. Standard ten definiuje spektralne klasy sygnałów wymuszających dla różnych grup maszyn roboczych (wywrotki, zgarniarki, ładowarki, itp.). Zdefiniowane w normie [6] spektralne klasy sygnałów powinny zostać odtworzone w warunkach laboratoryjnych jako wymuszenie ruchu pochodzące z podłogi w kabinie maszyny roboczej [4].

Aby skutecznie ograniczać szkodliwy wpływ drgań mechanicznych na organizm człowieka, właściwości wibroizolacyjne układu zawieszenia siedziska powinny być dopasowane do różnych grup maszyn roboczych. Niestety proces projektowania systemów zawieszonych siedzisk jest utrudniony ze względu występowanie przeciwstawnych kryteriów

¹Politechnika Koszalińska, Instytut Mechatroniki Nanotechnologii i Techniki Próżniowej,
Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, e-mail: igor.maciejewski@tu.koszalin.pl

wibroizolacji. Z jednej strony pożądane jest redukcowanie przyspieszenia drgań działającego na operatora, natomiast z drugiej strony należy również ograniczać przemieszczenia względne systemu zawieszenia.

2. SYMULOWANE DRGANIA WYMUSZAJĄCE

Spektralne klasy sygnałów wymuszających, które zostały zdefiniowane w normie [6] dla różnych grup maszyn roboczych, są następujące:

EM1 - wywrotki o nadwoziu przegubowym lub sztywnym i masie własnej powyżej 4500 kg,

EM2 - zgarniarka nie posiadająca zawieszenia ramy lub osi,

EM3 - ładowarki kołowe o masie własnej powyżej 4500 kg,

EM4 - równiarki,

EM5 - spycharki kołowe,

EM6 - spycharki i ładowarki gąsienicowe,

EM7 - ubijaczki o masie własnej poniżej 4500 kg,

EM8 - ładowarki kołowe o masie własnej poniżej 4500 kg,

EM9 - ładowarki gąsienicowe o masie własnej poniżej 4500 kg.

Sygnały wymuszające tego typu można wygenerować w funkcji czasu za pomocą generatora sygnału losowego. Spektralne właściwości generowanego sygnału powinny być zbliżone do sygnału nazywanego „białym szumem”, dla którego amplituda gęstości widmowej mocy posiada stałą wartość w rozpatrywanym zakresie częstotliwości [1]. Kolejno, sygnał ten powinien być kształtowany za pomocą filtrów Butterworth'a: górnoprzepustowego (HP) i dolnoprzepustowego (LP). Transmitancje liniowych filtrów Butterworth'a są można zapisać jako:

$$G_{\text{HP}}(s) = \frac{s^n}{s^n + a_{n-1}s^{n-1} + \dots + a_1s + 1} \quad (1)$$

$$G_{\text{LP}}(s) = \frac{1}{s^n + a_{n-1}s^{n-1} + \dots + a_1s + 1} \quad (2)$$

gdzie: a_1 do a_n - współczynniki filtra Butterworth'a,

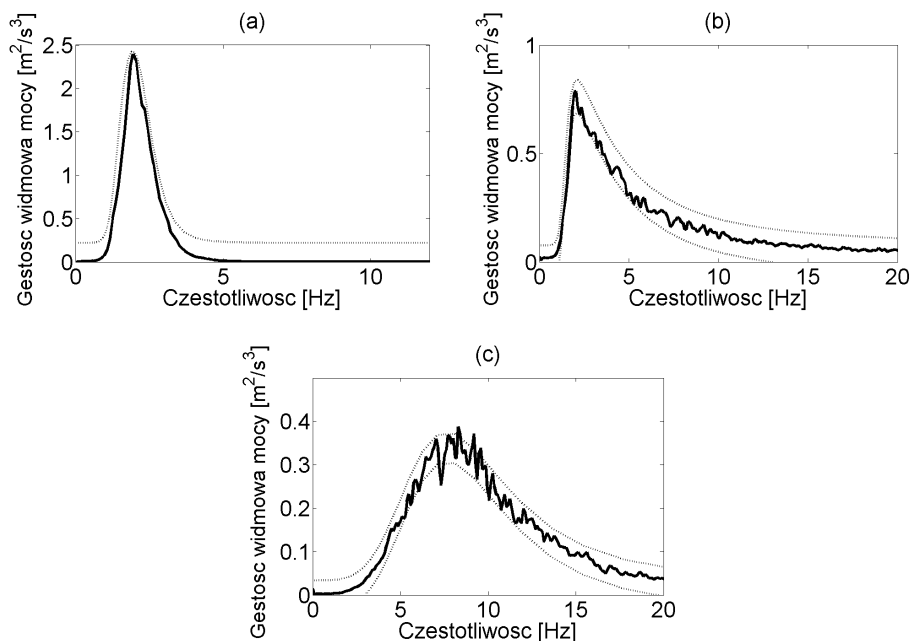
n - rząd filtra,

$s = j\omega/\omega_c$ - operator Laplace'a (zmienna zespolona),

ω - częstotliwość sygnału,

ω_c - częstotliwość graniczna filtra.

Filtracja sygnału losowego zgodnie z zależnościami (1) i (2) umożliwia uzyskanie pożądanego sygnału wymuszającego w funkcji czasu, który jest reprezentatywny dla poszczególnych grup maszyn roboczych. Wartości częstotliwości granicznych oraz rzędów filtrów zostały zdefiniowane w normie [6]. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań dla wybranych klas sygnałów wymuszających zilustrowano na rys. 1.



Rys.1. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań (linia ciągła) w przypadku symulowanych sygnałów wymuszających: EM1 (a), EM5 (b), EM6 (c) oraz ich tolerancje (linia przerywana)

3. KRYTERIA WIBROIZOLACJI SIEDZISK

W przypadku pierwszego kryterium, własności dynamiczne siedziska są wyznaczane na podstawie funkcji przenoszenia przyspieszenia drgań, pomiędzy wymuszeniem z platformy a obciążonym przez operatora siedziskiem. Czas testu wynosi 180 sekund przy wymuszeniach zdefiniowanych dla różnych klas maszyn roboczych (EM1 – EM9) [6]. Zgodnie z normą [6] współczynnik przenoszenia drgań siedziska został opisany jako stosunek skutecznych, ważonych częstotliwościowo wartości przyspieszenia, pomierzonych na siedzisku i platformie:

$$SEAT = \frac{(\ddot{x}_w)_{RMS}}{(\ddot{x}_{sw})_{RMS}} \quad (3)$$

gdzie: $(\ddot{x}_{sw})_{RMS}$ - ważona częstotliwościowo wartość średniokwadratowa przyspieszenia drgań platformy wymuszającej ruch,
 $(\ddot{x}_w)_{RMS}$ - ważona częstotliwościowo wartość średniokwadratowa przyspieszenia drgań siedziska.

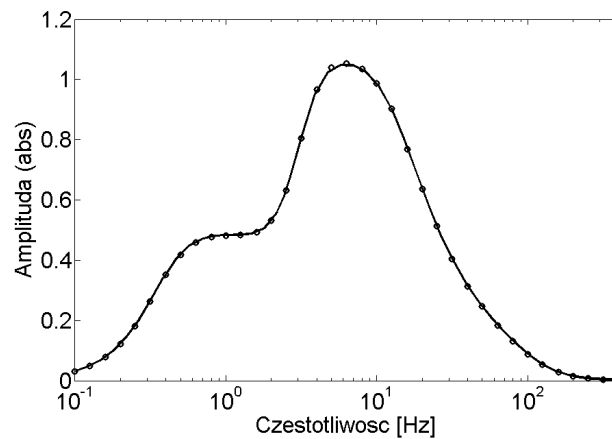
Wartość sygnału przyspieszenia drgań może być analizowana przy stałej szerokości pasma częstotliwości lub przy szerokości proporcjonalnie wzrastającej pasma (tercjowe pasma częstotliwości). Całościowa, ważona wartość przyspieszenia drgań jest sumą

iloczynów dyskretnych współczynników wagi oraz wartości skutecznych przyspieszenia drgań dla danych, tercjowych pasm częstotliwości, obliczaną dalej według zależności:

$$\ddot{x}_w = \sqrt{\sum_i (w_i \cdot \ddot{x}_i)^2} \quad (4)$$

gdzie: w_i - współczynnikiem wagi w funkcji częstotliwości.

Według normy [5], krytyczny zakres częstotliwości pod względem szkodliwości działania drgań na organizm człowieka (wpływ na stan zdrowia operatora, jego komfortu oraz zdolności postrzegania) zawiera się w granicach 4 do 9 Hz. Wartość przyspieszenia dla tego zakresu jest przemnażana przez współczynnik wagi większy od jedności. Współczynnik wagi w funkcji częstotliwości drgań przedstawiono na rys. 2.



Rys.2. Współczynnik wagi przyspieszenia drgań w funkcji częstotliwości

Jako drugie kryterium wibroizolacji siedzisk wybrano maksymalne przemieszczenia względne pomiędzy siedziskiem a wymuszeniem z podłogi w kabinie maszyny roboczej, zgodnie z zależnością:

$$(x - x_s)_{\max} = \max_t (x - x_s) - \min_t (x - x_s) \quad (5)$$

gdzie: x - przemieszczenie siedziska,

x_s - przemieszczenie wymuszenia,

t - czas ekspozycji.

Minimalizacja kryterium wibroizolacji, które zostało zapisane zależnością (5), przyczynia się do zmniejszania ruchów względnych operatora wewnątrz kabiny w maszynie roboczej. Wpływa to na poprawę kontroli operatora nad maszyną roboczą ze względu na mniejsze przemieszczenia pionowe jej elementów sterowniczych, sztywno związanych z nadwoziem maszyny.

4. OPTIMALIZACJA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH

4.1 Losowo wybierane punkty startowe

Większość algorytmów optymalizacji poszukuje minimum funkcji celu dla danego punktu startowego (wartości zmiennych decyzyjnych). Początkowe wartości zmiennych decyzyjnych mają zasadniczy wpływ na znalezione optimum, szczególnie w przypadku problemów nieliniowych (funkcja celu posiada minima lokalne). Aby zwiększyć prawdopodobieństwo, iż znalezione optimum funkcji celu jest jej minimum globalnym zaproponowano wielokrotną inicjalizację procedury optymalizacji z losowo wybranymi punktami startowymi.

Dany jest wektor zmiennych decyzyjnych:

$$x_d = [x_{d1}, x_{d2}, \dots, x_{dn}], \quad n = 1, \dots, j \quad (6)$$

gdzie: n - ilość wybranych zmiennych decyzyjnych do procedury optymalizacji.

Zakresy zmiennych decyzyjnych są zdefiniowane za pomocą następujących wektorów:

$$x_{dl} = [x_{dl1}, x_{dl2}, \dots, x_{dln}] \quad \leftarrow \quad \text{dolna granica zmienności} \quad (7)$$

$$x_{du} = [x_{du1}, x_{du2}, \dots, x_{dun}] \quad \leftarrow \quad \text{górną granicą zmienności} \quad (8)$$

gdzie: x_{dl} i x_{du} - są odpowiednio najmniejszą i największą wartością poszczególnych zmiennych decyzyjnych w wybranych zakresach zmienności.

Dla wybranych zmiennych decyzyjnych oraz zdefiniowanych zakresów ich zmienności punkty startowe mogą zostać opisane jako:

$$\begin{aligned} x_{ds1} &= x_{dl1} + (x_{du1} - x_{dl1})rand(k) \\ x_{ds2} &= x_{dl2} + (x_{du2} - x_{dl2})rand(k) \\ &\dots \\ x_{dsn} &= x_{dln} + (x_{dun} - x_{dln})rand(k) \end{aligned} \quad (9)$$

gdzie: $rand(k)$ - jest pseudo-losową wartością liczby z przedziału $(0, \dots, 1)$.

4.2 Minimalizacja poszczególnych kryteriów optymalizacji

W celu znalezienia wartości minimalnych poszczególnych kryteriów wibroizolacji siedziska zaproponowano oddzielną minimalizację współczynnika przenoszenia drgań siedziska ($SEAT$) oraz przemieszczenia względnego systemu zawieszenia $(x-x_s)_{\max}$ jako:

$$\min_{x_d} SEAT(x_d) \quad \min_{x_d} (x - x_s)_{\max}(x_d) \quad (10)$$

przy ograniczeniu nałożonym na zakresy zmiennych decyzyjnych:

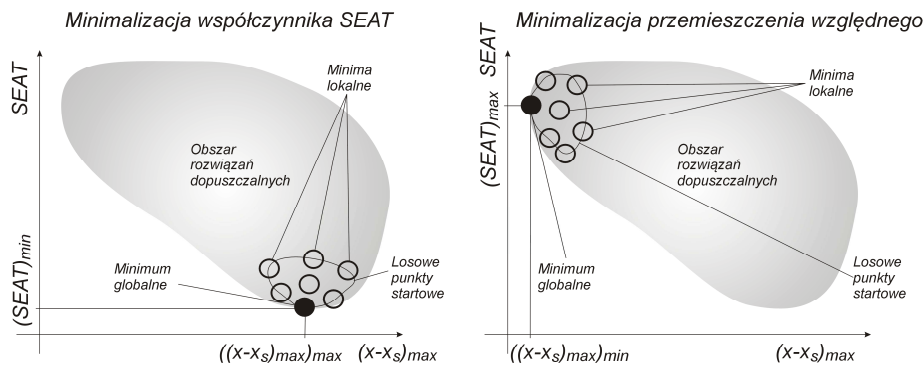
$$x_{dl} \leq x_d \leq x_{du} \quad (11)$$

Tak zdefiniowane zadanie optymalizacji pozwala na wyznaczenie skrajnych rozwiązań systemu zawieszenia siedziska, które efektywnie minimalizują poszczególne kryteria wibroizolacji:

- rozwiązanie o współrzędnych na płaszczyźnie kryteriów $((x - x_s)_{\max})_{\max}$, $(SEAT)_{\min}$ - minimum współczynnika przenoszenia drgań siedziska,

- rozwiązanie o współrzędnych $((x - x_s)_{\max})_{\min}$, $(SEAT)_{\max}$ - minimum przemieszczenia względnego systemu zawieszenia.

Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji przeprowadzonej dla poszczególnych kryteriów zostało zilustrowane na rys. 3.



Rys.3. Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji dla poszczególnych kryteriów

4.3 Minimalizacja obu kryteriów optymalizacji

W celu znalezienia wartości minimalnej obu kryteriów wibroizolacji siedziska zaproponowano minimalizację współczynnika przenoszenia drgań siedziska ($SEAT$), jako kryterium nadrzędnego:

$$\min_{x_d} SEAT(x_d) \quad (12)$$

przy ograniczeniach, które zostały nałożone na przemieszczenie względne systemu zawieszenia:

$$(x - x_s)_{\max}(x_d) \leq ((x - x_s)_{\max})_c \quad (13)$$

oraz na zakresy zmiennych decyzyjnych:

$$x_{dl} \leq x_d \leq x_{du} \quad (14)$$

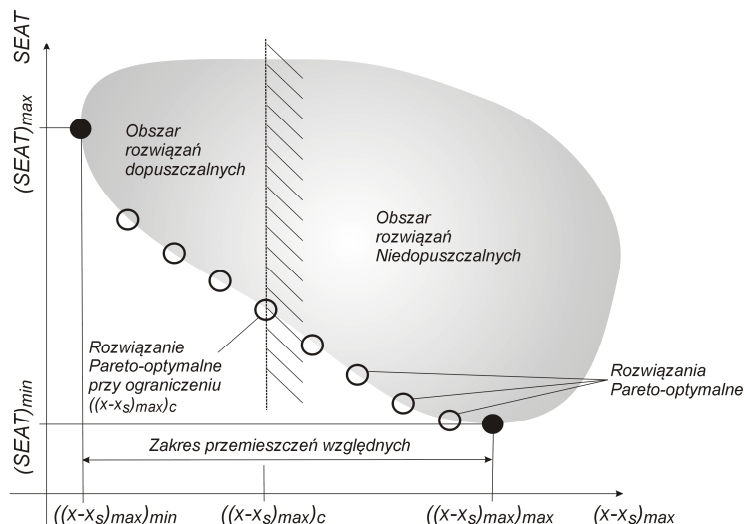
gdzie: $((x - x_s)_{\max})_c$ - jest wartością ograniczenia dla maksymalnych przemieszczeń względnych systemu zawieszenia.

Wartość ograniczenia $((x - x_s)_{\max})_c$ powinna być zawarta w przedziale przemieszczeń względnych systemu zawieszenia, który został wyznaczony przez jego skrajne rozwiązania:

$$((x - x_s)_{\max})_{\min} \leq ((x - x_s)_{\max})_c \leq ((x - x_s)_{\max})_{\max} \quad (15)$$

gdzie: $((x - x_s)_{\max})_{\min}$ i $((x - x_s)_{\max})_{\max}$ - są odpowiednio minimalnymi i maksymalnymi przemieszczeniami względnymi systemu zawieszenia siedziska.

Właściwy dobór ograniczenia $((x-x_s)_{\max})_c$ determinuje Pareto-optymalne [2] właściwości systemu zawieszenia siedziska w funkcji przeciwstawnych kryteriów wibroizolacji. Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji przeprowadzonej dla obu kryteriów zostało zilustrowane na rys. 4.



Rys.4. Graficzne przedstawienie wyników optymalizacji dla obu kryteriów

5. WNIOSKI

W pracy przedstawiono sposób doboru właściwości wibroizolacyjnych systemu zawieszenia siedziska. Zaproponowane działania ułatwiają dokonanie wyboru pomiędzy pożądaną redukcją szkodliwych drgań mechanicznych a przeciwstawnym ograniczeniem przemieszczeń względnych systemu zawieszenia. Taki sposób projektowania systemów zawieszonych przyczynia się zarówno do poprawy komfortu użytkownika maszyn roboczych, jak również wpływa korzystnie na polepszenie kontaktu operatorów z urządzeniami sterowniczymi we wnętrzu kabiny.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2008 - 2010 jako projekt badawczy, numer N N501 326135.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Bendat J.S., Piersol A.G.: *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1976.
- [2] Censor Y.: *Pareto optimality in multiobjective problems*. Appl. Math. Optimiz., No. 4 (1977), 41-59.

-
- [3] Engel Z.: *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1993.
- [4] Griffin M.J.: *Handbook of Human Vibration*, Elsevier Academic Press, London 1996.
- [5] ISO2631: *Mechanical vibration and shock – Evolution of human exposure to whole-body vibration*, Genewa 1997.
- [6] ISO7096: *Earth-moving machinery – Laboratory evaluation of operator seat vibration*, Genewa 2000.
- [7] Nader M.: *Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.