

KOMPUTEROWA METODA WSPOMAGAJĄCA DOBÓR WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH UKŁADÓW REDUKCJI DRGAŃ STOSOWANYCH W MASZYNACH ROBOCZYCH

Streszczenie

W artykule omówiono komputerową metodę wspomagającą dobór właściwości wibroizolacyjnych układów redukcji drgań. Wykorzystując przedstawioną w niniejszej pracy procedurę możliwe jest ukształtowanie nieliniowych charakterystyk układu w taki sposób, aby uzyskać dużą skuteczność działania zawieszenia względem przeciwnych kryteriów oceny. Zaprezentowana strategia postępowania stanowi efektywne narzędzie do wspomagania procesu projektowania układów redukcji drgań, których wykorzystanie zostało przewidziane do ochrony operatorów maszyn roboczych.

WSTĘP

Do ilościowej oceny skuteczności działania układów redukcji drgań stosowanych w maszynach roboczych wykorzystuje się głównie kryteria całkowite, których wartości wyznaczane są w czasie przebiegu procesu wibroizolacji. Z tego względu w niniejszej pracy rozważa się przypadek optymalizacji procesu [1], podczas którego zachowanie obiektu optymalizacji symuluje się komputerowo dla ściśle określonych warunków jego wymuszenia oraz obciążenia. W celu przeprowadzenia analizy dynamiki układu wibroizolacji, w pierwszej kolejności należy opracować model sygnału wymuszającego ruch drgający o określonych charakterystykach widmowych. Kolejno, do wyznaczenia wartości kryteriów oceny, definiowanych w postaci całkowitej [2, 3], wymagane jest opracowanie modelu układu redukcji drgań oraz izolowanego obiektu.

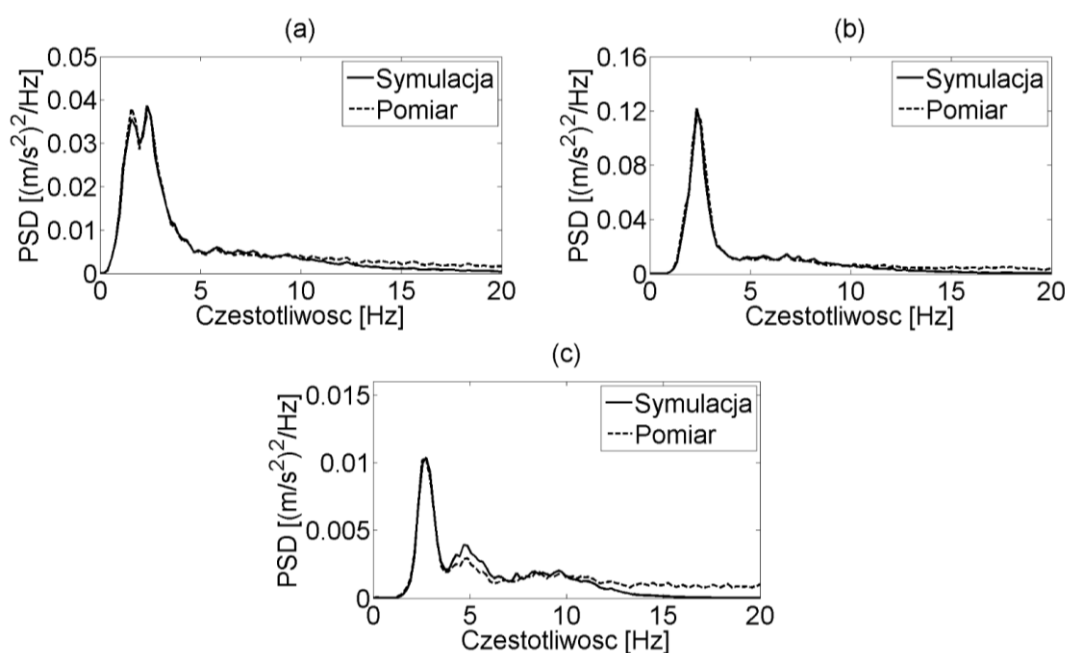
Celem prowadzonej optymalizacji jest znalezienie takich charakterystyk pracy układu, które zapewnią najlepsze jego działanie w obecności kompromisów pomiędzy dwoma lub więcej przeciwnymi wymaganiami. W pracy skoncentrowano się na uzyskaniu

dużej skuteczności redukcji drgań przenoszonych przez układ wibroizolacji, przy jednoczesnym zmniejszeniu niepożądanych ruchów izolowanego obiektu względem pracującej maszyny.

1. SYGNAŁY WYMUSZAJĄCE RUCH DRGAJĄCY

W celu dokonania analizy dynamiki układów redukcji drgań mechanicznych, wymagane jest opracowanie sygnałów wymuszających ruch o określonych właściwościach widmowych. Dobór właściwości wibroizolacyjnych prowadzony powinien być bowiem specjalnie na potrzeby zastosowania w maszynie roboczej danego rodzaju oraz wykonującej określoną pracę. Pozwoli to osiągnąć dużą efektywność działania układu redukcji drgań z punktu widzenia przeciwnych kryteriów wibroizolacji.

W niniejszej pracy przeprowadzono kształtowanie właściwości wibroizolacyjnych przykładowego układu zawieszenia siedziska, którego ruch drgający wymuszono sygnałami reprezentującymi pracę następujących maszyn: AL1x - ciągnik rolniczy poruszający się po jezdni z prędkością 30 km/h, AT2x - ciągnik rolniczy porusza-



Rys. 1. Gęstości widmowe mocy przyspieszenia drgań wymuszających dla wybranych sygnałów: AT1x (a), AT2x (b), RV1x (c)

jący się po jezdni z prędkością 40 km/h, RV1x - pojazd szynowy. Sygnały te zostały pomierzone w ramach europejskiego projektu badawczego VIBSEAT [4] i określają drgania oddziaływujące na ciało człowieka w jednym z kierunków poziomych, tj. przekazywanych wzdłuż kierunku jazdy maszyny roboczej. Charakterystyki widmowe wybranych sygnałów, które wykorzystano do przeprowadzenia symulacji komputerowej oraz badań eksperymentalnych, zilustrowano na rysunku 1.

1. MODEL SYMULACYJNY SYSTEMU

Na potrzeby analizy dynamiki układu redukcji drgań dla różnych jego pobudeń, wymagane jest opracowanie modelu symulacyjnego systemu wibroizolacji. Strukturę takiego systemu przedstawiono w postaci schematu blokowego na rysunku 2.

Aby symulować dynamiczne zachowanie systemu wibroizolacji, opracowano blok generujący przyspieszenie drgań wymuszających $\ddot{q}_{si}(t)$ w przypadku jednego z trzech kierunków oddziaływania ($i = x, y, z$). Ze względu na konieczność obliczania prędkości $\dot{q}_{si}(t)$ oraz przemieszczenia $q_{si}(t)$ jako sygnałów wejściowych do modelu, przyspieszenie drgań wymuszających jest całkowane dwukrotnie po czasie t .

Dalsza procedura modelowania polega na przyjęciu struktury modelu, opisującej zachowanie ciała człowieka poddanego wibracji ogólnej. W istniejącej literaturze można znaleźć szereg modeli biomechanicznych [5, 6, 7], zwykle liniowych o parametrach skupionych, które opracowano dla różnych pozycji ciała ludzkiego i danego kierunku oddziaływania drgań. Wybrana struktura modelu definiuje równania ruchu układu, które należy zapisać w postaci macierzowej:

$$\mathbf{M}_i \ddot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{D}_i \dot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{C}_i \mathbf{q}_i = \mathbf{F}_{si}, \quad i = x, y, z \quad (1)$$

gdzie: \mathbf{q}_i jest wektorem przemieszczeń uogólnionych obiektu izolowanego od drgań mechanicznych, \mathbf{F}_{si} jest wektorem uogól-

nionych sił wymuszających ruch, natomiast \mathbf{M}_i , \mathbf{D}_i , \mathbf{C}_i są odpowiednio macierzami inercji, tłumienia i sztywności.

Wektor przemieszczeń uogólnionych wibroizolowanego obiektu, modelowanego jako n -elementowy układ dyskretny, jest wyrażony następująco:

$$\mathbf{q} = [q_{1i}, q_{2i}, \dots, q_{ni}], \quad i = x, y, z \quad (2)$$

gdzie: $q_{1i}, q_{2i}, \dots, q_{ni}$ są przemieszczeniami poszczególnych elementów układu modelującego ruch człowieka wzdłuż kierunków oddziaływania drgań x, y albo z .

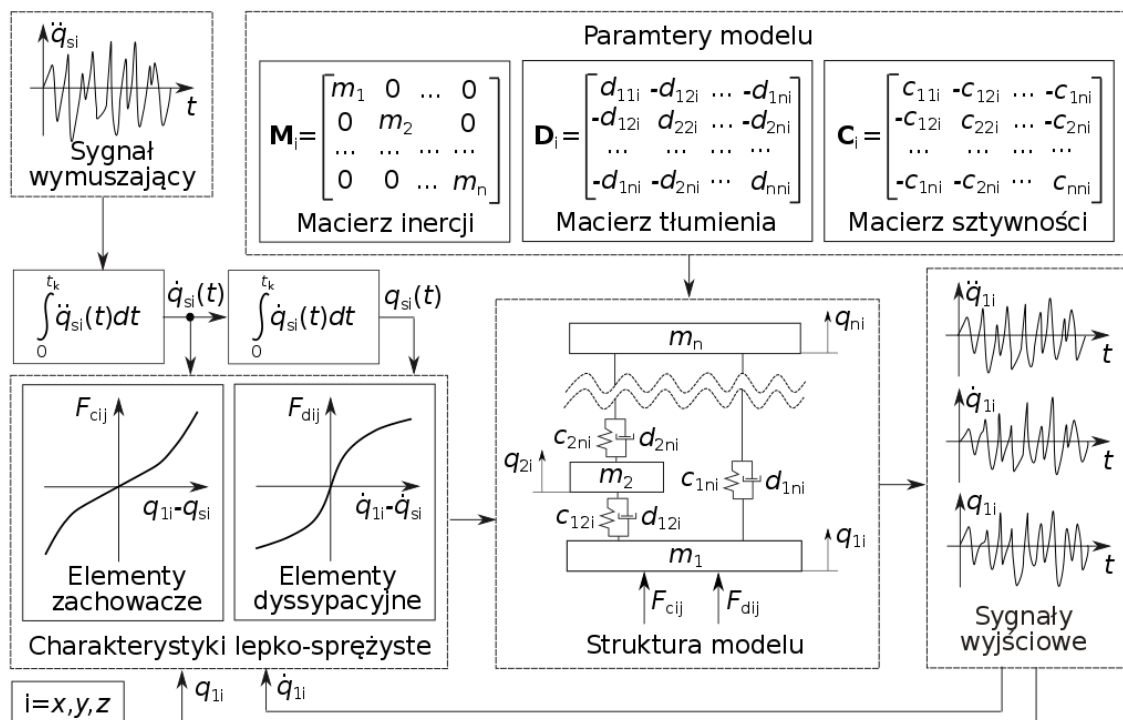
Wektor sił wymuszających ruch (o wymiarze $1 \times n$) można wtedy opisać następującą zależnością:

$$\mathbf{F}_{si} = \left[\sum_{j=1}^k F_{dij} + \sum_{j=1}^k F_{cij}, 0, \dots, 0 \right], \quad i = x, y, z \quad (3)$$

gdzie: F_{cij} określa charakterystyki elementów zachowawczych układu, F_{dij} określa charakterystyki elementów dyssypatywnych układu w funkcji ich przemieszczeń $q_{1i} - q_{si}$ oraz prędkości ruchu $\dot{q}_{1i} - \dot{q}_{si}$ dla kierunków przenoszenia drgań x, y lub z .

Nieliniowe charakterystyki lepko-sprężyste powinny zostać wyznaczone dla elementów zastosowanych w przypadku konkretnego rozwiązania technicznego układu redukcji drgań. Z kolei parametry modelu w postaci macierzy inercji \mathbf{M}_i , tłumienia \mathbf{D}_i oraz sztywności \mathbf{C}_i muszą zostać określone dla przyjętej struktury biomechanicznego modelu ciała człowieka.

Taka konfiguracja systemu symulacyjnego umożliwia numeryczne obliczanie odpowiedzi układu wibroizolacji w postaci sygnału przyspieszenia $\ddot{q}_{li}(t)$ drgań ogólnych, przenoszonych do organizmu człowieka poprzez układ zawieszenia. Pozostałe sygnały wyjściowe, tj. prędkość $\dot{q}_{li}(t)$ i przemieszczenie $q_{li}(t)$ izolowanego obiektu są niezbędne do wyznaczania chwilowych wartości sił ele-



Rys. 2. Schemat blokowy modelu symulacyjnego systemu wibroizolacji

mentów zachowawczych i dyssypatywnych zastosowanych w układzie.

Na rysunku 3 przedstawiono model fizyczny przykładowego układu zawieszenia siedziska stosowanego do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami w poziomym kierunku oddziaływania. W modelu tym uwzględniono siłę pochodzącą od sprężyny śrubowej F_{cx1} , siłę reakcji krańcowych zderzaków F_{cx2} , siłę tłumienia amortyzatora hydraulicznego F_{dx1} oraz siłę tarcia układu zawieszenia F_{dx2} . Modele tych sił szczegółowo opisano w pracy [2].

Odnosząc się do zestawu różniczkowych równań ruchu przedstawionych w postaci macierzowej (1), diagonalna macierz mas \mathbf{M}_i zawiera trzy elementy składowe m_1, m_2, m_3 . Symetryczne macierze tłumienia \mathbf{D}_i i sztywności \mathbf{C}_i o wymiarach 3×3 zostały zdefiniowane dla jednego z poziomych kierunków oddziaływania drgań ($i = x$), co zapisano w następującej postaci:

$$\mathbf{D}_x = \begin{bmatrix} d_{12x} & -d_{12x} & 0 \\ -d_{12x} & d_{2x} + d_{12x} + d_{23x} & -d_{23x} \\ 0 & -d_{23x} & d_{23x} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{C}_x = \begin{bmatrix} c_{12x} & -c_{12x} & 0 \\ -c_{12x} & c_{2x} + c_{12x} + c_{23x} & -c_{23x} \\ 0 & -c_{23x} & c_{23x} \end{bmatrix} \quad (5)$$

gdzie: d_{12x}, d_{23x}, d_{2x} są współczynnikami tłumienia poszczególnych elementów biomechanicznego modelu człowieka, natomiast c_{12x}, c_{23x}, c_{2x} są współczynnikami sprężystości tego modelu. Parametry modelu zostały zidentyfikowane dla człowieka poddanego wibracjom w pozycji siedzącej, a ich wartości liczbowe przedstawiono na rysunku 3.

Składowe wektorów przemieszczeń oraz sił wymuszających wynoszą w rozpatrywanym układzie odpowiednio:

$$\mathbf{q}_x = \begin{bmatrix} q_{1x} \\ q_{2x} \\ q_{3x} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_{sx} = \begin{bmatrix} -F_{cx1} + F_{cx2} - F_{dx1} - F_{dx2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

gdzie: q_{1x}, q_{2x}, q_{3x} są przemieszczeniami poszczególnych elementów biomechanicznego modelu człowieka, który przedstawiono z pracy [6].

2. WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZLACYJNE UKŁADU

W celu wyznaczenia dyskomfortu człowieka w odpowiedzi na drgania mechaniczne o charakterze losowym, wymagany jest pomiar przyspieszeń sygnału wymuszającego ruch oraz drgań wibro-

izowanego obiektu. Najczęściej wykorzystywaną metodą oceny szkodliwego oddziaływania drgań na organizm ludzki jest metoda częstotliwościowa, która zakłada różną wrażliwość człowieka na drgania mechaniczne w określonych zakresach częstotliwości [8]. Według normy [9] najbardziej niebezpieczny dla zdrowia człowieka zakres częstotliwości wynosi od 0,5 do 80 Hz. Pomierzone wartości amplitudy przyspieszenia drgań są przemnażane przez odpowiednie współczynniki wagi (tzw. krzywe wagowe), które opisują czułość organizmu ludzkiego na wibracje w poszczególnych pasmach częstotliwości, dla danej pozycji człowieka wykonującego pracę oraz miejsca oceny dyskomfortu.

$$\text{TFE}_i = \frac{(\ddot{q}_{liw})_{RMS}}{(\ddot{q}_{siw})_{RMS}}, \quad i = x, y, z \quad (6)$$

Zgodnie z założeniami metody częstotliwościowej [9], jako pierwsze kryterium wibroizolacji wykorzystywany jest współczynnik przenoszenia drgań TFE_i , opisujący intensywność wibracji przenoszonych przez układ zawieszenia do ciała człowieka. Jego wartość jest obliczana na podstawie ilorazu ważonego przyspieszenia drgań izolowanego obiektu $\ddot{q}_{liw}(t)$ oraz przyspieszenia drgań wymuszających ruch $\ddot{q}_{siw}(t)$ według zależności:

gdzie: $(\ddot{q}_{liw})_{RMS}$ jest wartością średniokwadratową pomierzonego przyspieszenia drgań izolowanego obiektu, $(\ddot{q}_{siw})_{RMS}$ jest wartością średniokwadratową pomierzonego przyspieszenia drgań wymuszających ruch.

Do dalszej analizy wykorzystywane jest maksymalne ugięcie/odbicie układu redukcji drgań, przyjęte jako przeciwstawne kryterium wibroizolacji. Jego wartość obliczana jest na podstawie pomierzonego przemieszczenia względnego $q_{li}(t) - q_{si}(t)$ układu zawieszenia według zależności:

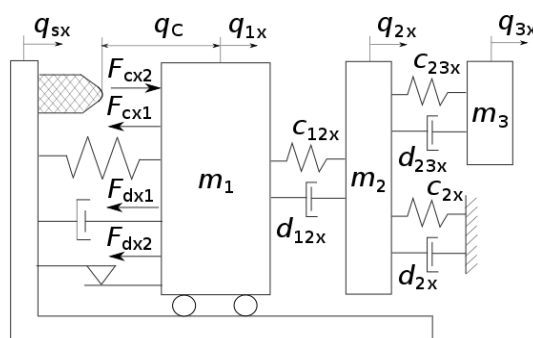
$$s_{ii} = \max_t (q_{li}(t) - q_{si}(t)) - \min_t (q_{li}(t) - q_{si}(t)), \quad i = x, y, z \quad (7)$$

gdzie: t jest czasem pomiaru.

3. OPTIMALIZACJA WŁAŚCIWOŚCI WIBROIZOLACYJNYCH

Jeśli właściwości wibroizolacyjne zostały wyznaczone zgodnie z kryteriami przedstawionymi w poprzednim rozdziale niniejszej pracy, to parametry modelu układu redukcji drgań mogą zostać wykorzystane jako zmienne decyzyjne w procedurze optymalizacyjnej. Należy je wtedy zapisać w postaci następującego wektora:

$$\mathbf{x}_d = [x_{d1}, x_{d2}, \dots, x_{dn}] \quad (8)$$



$$\begin{aligned} m_1 &= 7,6 \text{ kg} \\ m_2 &= 70,6 \text{ kg} \\ m_3 &= 6,7 \text{ kg} \\ d_{12x} &= 301,1 \text{ Ns/m} \\ d_{23x} &= 371,3 \text{ Ns/m} \\ d_{2x} &= 5,3 \text{ Ns/m} \\ c_{12x} &= 50836 \text{ N/m} \\ c_{23x} &= 1894 \text{ N/m} \\ c_{2x} &= 149,1 \text{ N/m} \end{aligned}$$

Rys. 3. Model fizyczny poziomego układu zawieszenia siedziska wraz z biomechanicznym modelem ciała człowieka

Zmienne decyzyjne $x_{d1}, x_{d2}, \dots, x_{dn}$ powinny zostać wybrane na takie parametry konstrukcyjne układu, które pozwalają na zmianę jego charakterystyk lepko-sprężystych. Zwiększoną skuteczność wibroizolacji można bowiem uzyskać stosując nieliniowe elementy układu zawieszenia z odpowiednio dobranymi charakterystykami sił zachowawczych i dyssypatywnych.

W celu wyznaczenia Pareto-optimalnej konfiguracji systemu zawieszenia, zaproponowano minimalizację współczynnika przenoszenia drgań TFE_i jako kryterium nadrzędnego:

$$\min_{\mathbf{x}_d} \text{TFE}_i(\mathbf{x}_d), \quad i = x, y, z \quad (9)$$

przy ograniczeniach nałożonych na maksymalne ugięcie/odbicie układu redukcji drgań:

$$s_{ii}(\mathbf{x}_d) \leq s_{ij}, \quad i = x, y, z \quad (10)$$

oraz zakresy zmiennych decyzyjnych:

$$(\mathbf{x}_d)_{\min} \leq \mathbf{x}_d \leq (\mathbf{x}_d)_{\max} \quad (11)$$

gdzie: s_{ij} jest wartością ograniczenia maksymalnych przemieszczeń, które definiuje Pareto-optymalne właściwości układu zawieszenia, natomiast wektory $(\mathbf{x}_d)_{\min}$ oraz $(\mathbf{x}_d)_{\max}$ zawierają minimalne i maksymalne wartości wybranych zmiennych decyzyjnych.

W niniejszej pracy za zmienne decyzyjne wybrano średnicę drutu sprężyny śrubowej $x_{d1} := d_o$, średnicę $x_{d2} := d_o$ oraz długość otworu $x_{d3} := l_o$ dławiącego przepływ cieczy w amortyzatorze hydraulicznym, a także współczynnik redukujący siłę tarcia w układzie $x_{d4} := \delta_f$. Minimalizacja kryterium nadrzędnego (9) wraz ze stosowanymi ograniczeniami (10)-(11) pozwoliła na znalezienie dziesięciu Pareto-optimalnych rozwiązań pasywnego układu zawieszenia, co zilustrowano na rysunku 4. Największe ograniczanie przemieszczeń względnych układu s_{ix} (w jednym z poziomych kierunków oddziaływania drgań - kierunku x) uzyskano w przypadku rozwiązań oznaczonych numerem 1. Z kolei największą redukcję szkodliwego wpływu wibracji na ciało człowieka otrzymano dla rozwiązań zaznaczonych numerem 10. W przypadku rozwiązań o numerach 2-9 uzyskuje się Pareto-optymalne właściwości wibroizolacyjne układu.

Na rysunku 5 przedstawiono uzyskane kształty charakterystyk lepko-sprężystych, które należałoby zastosować w układzie zawieszenia siedziska. Charakterystyki te odpowiadają rozwiązaniu Pareto-optimalnemu o numerze 10, w przypadku którego uzyskuje się znaczną redukcję drgań mechanicznych oddziaływujących na operatorów maszyn roboczych.

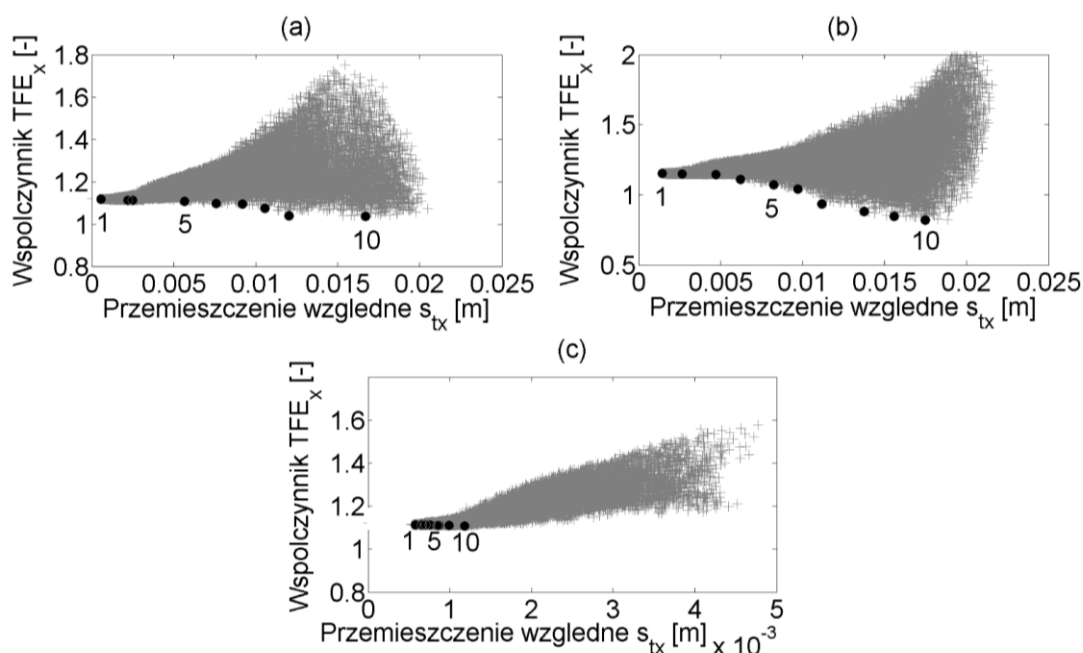
4. WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA UKŁADU

Weryfikację eksperymentalną układu zawieszenia siedziska przeprowadzono przy użyciu wzbudnika elektro-hydraulicznego, dzięki któremu wygenerowano drgania wymuszające o określonych charakterystykach widmowych. Testowano człowieka płci męskiej o masie ciała wynoszącej 90 kg, którego poddano oddziaływaniu drgań ogólnych przekazywanych do ciała ludzkiego wzdłuż kierunku jazdy maszyny roboczej. Badana osoba zajmowała pozycję siedzącą na poduszcze siedzenia wraz z zainstalowanym oparciem. Układ redukcji drgań pionowych został zablokowany specjalnie na potrzeby weryfikacji eksperymentalnej poziomego układu wibroizolacji, który jest przedmiotem analizy prowadzonej w niniejszej pracy.

Funkcje przenoszenia drgań konwencjonalnego oraz optymalnego układu zawieszenia siedziska przedstawiono na rysunku 6. Wyniki te otrzymano w przypadku pobudzenia układu sygnałami losowymi o charakterystykach widmowych reprezentujących drgania oddziaływujące na operatorów maszyn roboczych w warunkach rzeczywistych, tj. AT1x, AT2x oraz RV1x. Jak wynika z przedstawionych rezultatów badań, właściwości wibroizolacyjne zoptymalizowanego zawieszenia siedziska zostały poprawione w zakresie częstotliwości powyżej 2 Hz. Poniżej 2 Hz obserwowane jest niewielkie wzmocnienie amplitudy drgań na siedzisku (rysunek. 6a-b) w porównaniu z układem konwencjonalnym, co jest spowodowane obniżeniem częstotliwość drgań własnych systemu.

PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono komputerową metodę wspomagającą dobór właściwości wibracyjnych układów redukcji drgań stosowanych w maszynach roboczych. Właściwości dynamiczne układu kształtowano specjalnie na potrzeby wybranych sygnałów wymu-



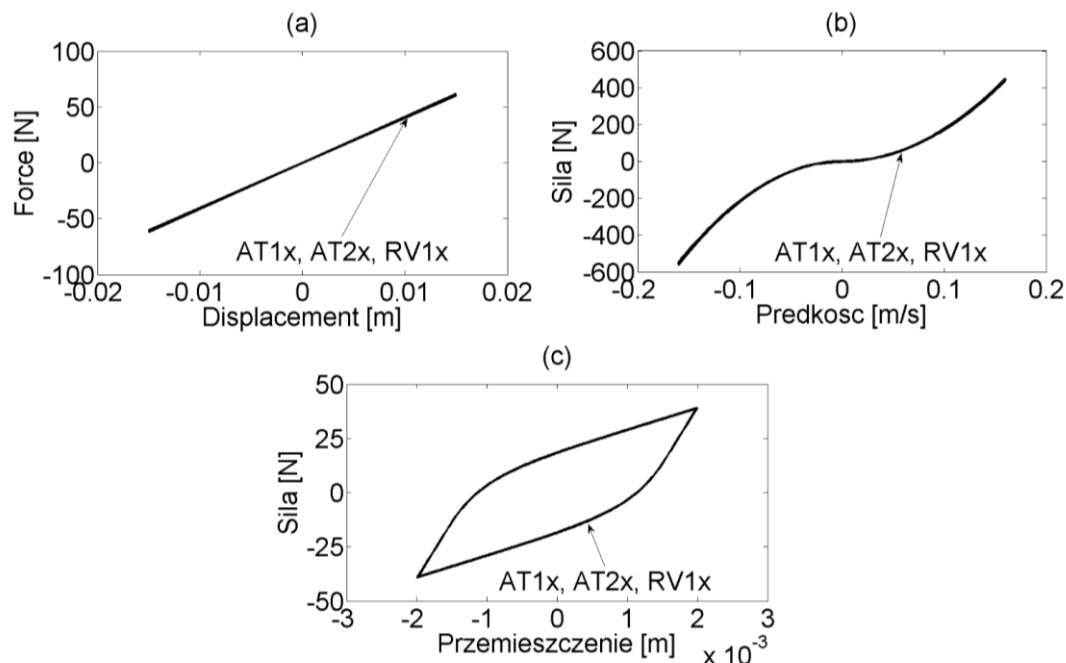
Rys. 4. Pareto-optimalne rozwiązania układu zawieszenia siedziska uzyskane w przypadku sygnałów wymuszających: AT1x (a), AT2x (b), RV1x (c)

szających ruch drgający, które wygenerowano na podstawie rzeczywistych pomiarów. Wykorzystując model symulacyjny układu wibroizolacji przeprowadzono optymalizację skuteczności jego działania względem przeciwstawnych kryteriów oceny oraz wyznaczono nieliniowe charakterystyki podstawowych elementów lepko-sprężystych zawieszenia. W celu weryfikacji zaproponowanej metody wykonano badania eksperymentalne z wykorzystaniem poziomego układu zawieszenia siedziska, którego właściwości wibroizolacyjne zostały dobrane specjalnie dla określonych warunków wymuszenia oraz zdefiniowanych parametrów pracy układu.

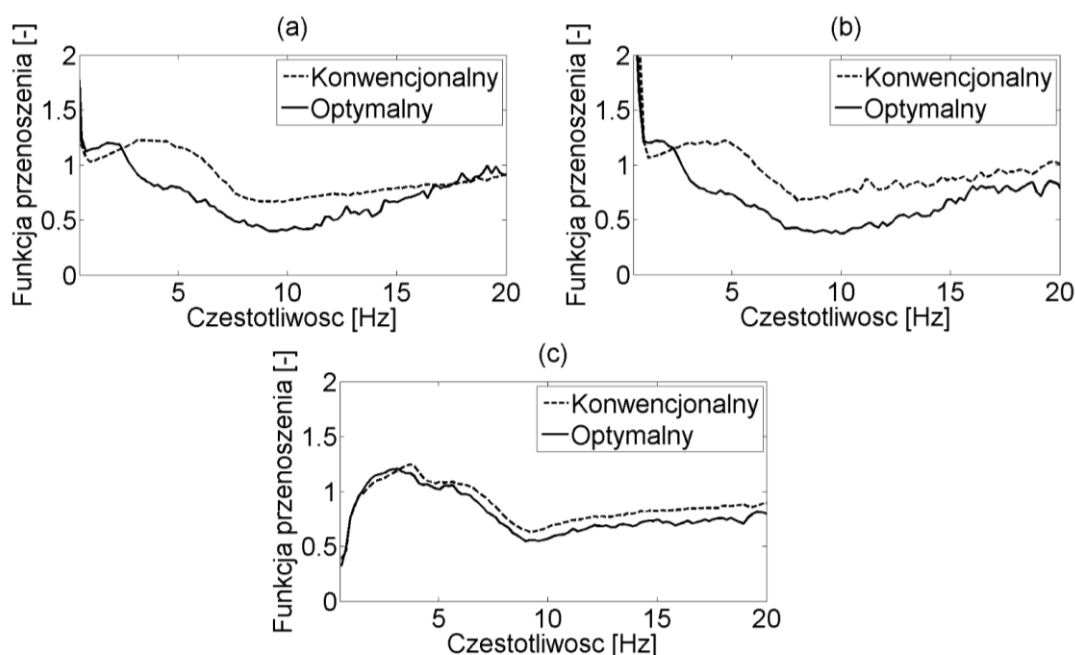
Projekt został sfinansowany ze środków Narodowego Centrum Nauki przyznanych na podstawie decyzji numer DEC-2013/11/B/ST8/03881.

BIBLIOGRAFIA

1. Tarnowski W., *Optymalizacja i polioptymalizacja w mechatronice*, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2009.
2. Maciejewski I., Kiczowski T., Krzyżyski T., *Application of the Pareto-optimal approach for selecting dynamic characteristics of seat suspension systems*, *Vehicle System Dynamics* 49(12) (2011), pp. 1929-1950.
3. Kiczowski T., Maciejewski I., *Pneumatyczny zespół amortyzujący - problemy oceny jakości*, *Pneumatyka* 1 (2010), str. 23-26.
4. Clement P., *Laboratory test protocol for assessing the vibration performance of seats equipped with horizontal suspensions*,



Rys. 5. Uzyskane kształty charakterystyk lepko-sprężystych: siła sprężyny śrubowej (a), siła amortyzatora hydraulicznego (b), siła tarcia układu zawieszenia (c) w przypadku wybranych sygnałów wymuszających ruch drgający



Rys. 6. Funkcje przeniesienia konwencjonalnego oraz optymalnego układu zawieszenia siedziska dla różnych sygnałów wymuszających: AT1x (a), AT2x (b), RV1x (c), masa ciała człowieka 90 kg

- Technical Report for the Competitive and Sustainable Growth Programme VIBSEAT G3RD-CT-2002-00827, No.4 (2005), pp. 1-26.
5. Rutzel S., Hinz B., Wolfel H.B., *Modal description - A better way of characterizing human vibration behavior*, Journal of Sound and Vibration 298 (2006), pp. 810-823.
 6. Stein G.J, Muka P., Chmurny R., Hinz B., Bluthner R., *Measurement and modelling of x-direction apparent mass of the seated human body - cushioned seat system*, Journal of Biomechanics 40 (2007), pp. 1493-1503.
 7. Toward M., Griffin J., *The transmission of vertical vibration through seats: Influence of the characteristics of the human body*, Journal of Sound and Vibration 330 (2011), pp. 6526-6543.
 8. Davis J.R., Johnson R., Stepanek J., Fogarty J.A. *Fundamentals of Aerospace Medicine*, Wolters Kluwer Health, London 2008.
 9. International Organization for Standardization, *Mechanical vibration and shock - Evolution of human exposure to whole body vibration*, ISO 2631, Genewa 1997.

Abstract

The article discusses a method for evaluating the vibro-isolation properties of suspension systems. Using the procedure presented in this paper it is possible to shape the non-linear characteristics of the system in order to obtain its high efficiency relative to the opposing evaluation criteria. The presented approach is an effective tool to assist the design process of vibration reduction systems that are used to protect operators of the working machines.

Autorzy:

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

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