

## UOGÓLNIONY MODEL UKŁADU REDUKCJI DRGAŃ STOSOWANEGO DO OCHRONY OPERATORÓW MASZYN ROBOCZYCH

### Streszczenie

Praca ma na celu zaproponowanie uogólnionego modelu układu redukcji drgań w zastosowaniu do ograniczenia szkodliwego wpływu wibracji na operatorów maszyn roboczych. W niniejszej pracy skoncentrowano się na układach drgających obsługiwanych przez człowieka, dla których rozpatrywany układ wibroizolacji powinien skutecznie redukować drgania w całym zakresie częstotliwości wymuszeń. Opracowano uogólniony model układu wibroizolacji, którego nieliniowe charakterystyki należy dobrać specjalnie dla danego wymuszenia ruchu drgającego.

### WSTĘP

W celu zminimalizowania niepożądanego wpływu drgań mechanicznych na operatorów maszyn roboczych w czasie wykonywania pracy najczęściej wykorzystuje się następujące sposoby przeciwdziałania wibracjom [1]:

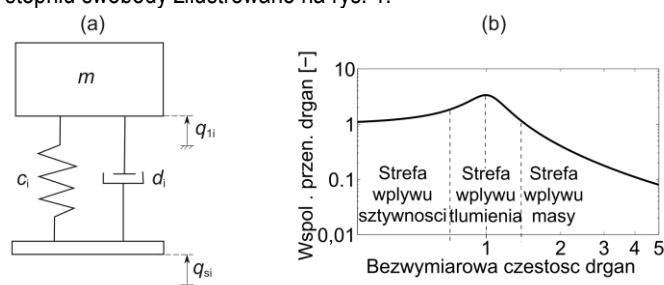
- zapobieganie przyczynom drgań,
- modyfikacje strukturalne,
- modyfikacje parametryczne,
- tłumienie drgań.

Zapobieganie przyczynom drgań jest jedną z podstawowych możliwości ochrony operatorów maszyn roboczych. Należy zaliczyć tutaj działania zmierzające do zmniejszania sił wymuszających oraz izolowania obiektu od zaburzeń zewnętrznych. Zazwyczaj działania te prowadzą do obniżenia wibroaktywności źródeł, których przyczyny powstawania są między innymi związane z procesami spalania zachodzącymi w silnikach tłokowych napędzających maszyny robocze. Ponadto same procesy technologiczne realizowane przez maszyny powodują generowanie drgań, zapobieganie którym wiąże się ze zmianą parametrów pracy maszyn i urządzeń [2]. Jednak operatorzy maszyn roboczych są w największym stopniu narażeni na drgania pochodzące od nierówności terenu [3], po którym porusza się maszyna wykonująca określoną pracę. W takiej sytuacji stosuje się amortyzację kół jezdnych [4], kabiny operatora [5] oraz jego siedziska [6].

Wprowadzając modyfikacje strukturalne w układzie poprzez zastosowanie elementów pośredniczących (wibroizolatorów) lub dołączenie elementów dodatkowych (eliminatorów drgań) można uzyskać przerwanie ciągłości drgającej struktury. Eliminatory drgań w postaci jedno- lub kilkumasowych elementów mocuje się do drgającego obiektu najczęściej przy użyciu sprężyn [7]. Odpowiednio dobierając parametry przyłączonego eliminatora, tj. jego masę oraz sztywność, uzyskuje się zmniejszoną wibroaktywność obiektu wskutek rozpraszania energii drgań.

Najczęściej jednak przerwania ciągłości drgającej struktury dokonuje się poprzez wprowadzenie wibroizolatora między obiekt a podłoże. Można wtedy wyróżnić dwa typy wibroizolacji, tj. wibroizolację siłową oraz wibroizolację przemieszczeniową [2]. W przypadku wibroizolacji siłowej należy redukować siły przekazywane z obiektu drgającego na podłoże (np. drgania silnika spalinowego w pojeździe), natomiast w przypadku wibroizolacji przemieszczeniowej istnieje potrzeba ograniczania przemieszczeń wrażliwego obiektu opartego na drgającym podłożu (np. drgania siedziska w maszynie roboczej).

W celu zapobiegania zbyt dużym amplitudom drgań obiektu wprowadza się modyfikacje parametryczne układu wibroizolacji. Polegają one głównie na zmianie masy, sztywności oraz tłumienia poszczególnych jego elementów w taki sposób, aby częstotliwości drgań własnych układu nie pokrywały się z częstotliwościami wymuszenia. Strefy wpływu parametrów dla układu wibroizolacji o jednym stopniu swobody zilustrowano na rys. 1.



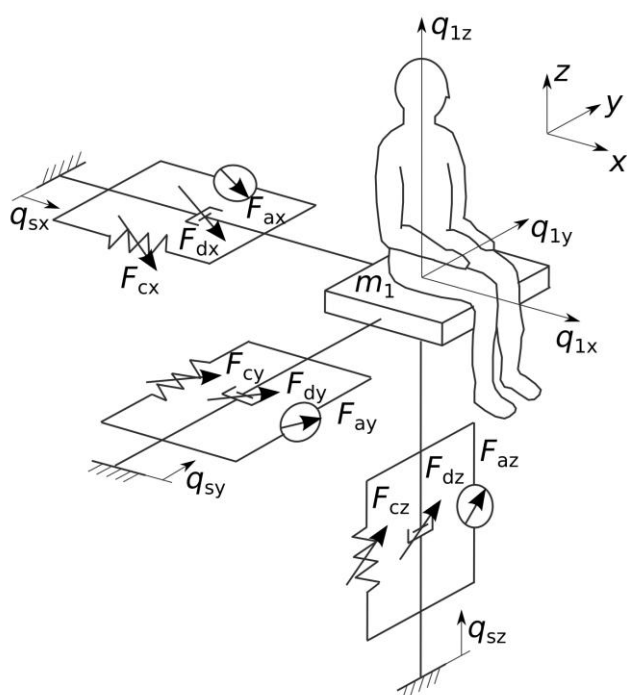
Rys. 1. Strefy wpływu parametrów (b) dla przykładowego układu wibroizolacji (a) o jednym stopniu swobody [1]

Rozpraszanie energii szkodliwych drgań mechanicznych wiąże się z wprowadzeniem dodatkowego tłumienia w układzie, niestety powoduje ono obniżenie ogólnej sprawności maszyn i urządzeń. Dlatego też tłumienie w układzie powinno być realizowane tylko wtedy, gdy niepożądanych drgań nie można wyeliminować na drodze zmian konstrukcyjnych lub zmian parametrów [1]. W przypadku pracy typowych maszyn roboczych rejestrowane są drgania wymuszające o dość szerokich widmach częstotliwościowych [8, 9, 10], więc prawie zawsze znaleźć można składową harmoniczną sygnału, powodującą stan rezonansowy układu [2]. Z tego względu w wielu układach zawieszonych siedzisk operatorów maszyn roboczych stosuje się dodatkowe tłumienie, dzięki któremu obniża się amplitudy drgań rezonansowych [6].

Celem niniejszej pracy jest zaproponowanie uogólnionego modelu układu wibroizolacji, który wspomaga proces projektowania układów redukcji drgań stosowanych do ochrony operatorów maszyn roboczych z wykorzystaniem technik modelowania, symulacji komputerowej oraz numerycznego rozwiązywania zagadnień obliczeniowych. W ramach pracy zbudowano uogólniony model układu redukcji drgań oraz biomechaniczny model ciała ludzkiego w postaci układów o parametrach skupionych oraz o konfigurowalnej strukturze. Opracowane modele mogą zostać wykorzystane do odtworzenia rzeczywistych warunków pracy układów wibroizolacji w maszynach roboczych danego rodzaju.

## 1. MODEL UKŁADU REDUKCJI DRGAŃ

Model nieliniowego układu wibroizolacji pokazano na rys. 2. Na rysunku przedstawiono obiekt chroniony w postaci operatora maszyny roboczej, którego ciało jest izolowane w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach oddziaływania drgań mechanicznych: wzdłużnym  $x$ , poprzecznym  $y$  oraz pionowym  $z$  [11]. W przypadku każdego z rozpatrywanych kierunków oddziaływania drgań izolowany obiekt zawieszono z wykorzystaniem pasywnych elementów (sprężyny i tłumiki) oraz elementów sterowanych (aktuatorów). Uproszczeniem modelu jest pominięcie ruchów obrotowych, które może wykonywać ciało człowieka wokół każdego z kierunków układu odniesienia ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ). Badania rzeczywistych układów redukcji drgań przeprowadza się najczęściej w przypadku wymuszenia działającego wzdłuż wybranej osi układu [12], z tego względu w niniejszej pracy skoncentrowano się na analizie właściwości wibroizolacyjnych układów dla danego kierunku oddziaływania drgań.



Rys. 2. Model nieliniowego układu wibroizolacji

Równania różniczkowe ruchu układu (rys. 2) dla danego kierunku oddziaływania drgań ( $x$ ,  $y$  lub  $z$ ) zapisano w postaci macierzowej:

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

gdzie:  $\mathbf{q}_i$  jest wektorem przemieszczeń uogólnionych obiektu izolowanego od drgań mechanicznych,  $\mathbf{F}_{si}$  jest wektorem uogólnionych sił wymuszających ruch,  $\mathbf{F}_{ai}$  jest wektorem uogólnionych sił sterujących, natomiast  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{D}_i$ ,  $\mathbf{C}_i$  są odpowiednio macierzami inercji, tłumienia i sztywności.

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

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

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

Wektory sił wymuszających ruch oraz sił sterujących pracą układu redukcji drgań (o wymiarach  $1 \times n$ ) wynoszą wtedy:

$$\mathbf{F}_{si} = [F_{si}, 0, \dots, 0]^T, \quad i = x, y, z \quad (3)$$

$$\mathbf{F}_{ai} = [F_{ai}, 0, \dots, 0]^T, \quad i = x, y, z \quad (4)$$

gdzie:  $n$  jest liczbą elementów biomechanicznego modelu ciała człowieka, który wykorzystuje się do opisu właściwości dynamicznych wibroizolowanego obiektu.

W przypadku zastosowania układu redukcji drgań o nieliniowych siłach wymuszających ruch  $F_{si}$  oraz nieliniowych siłach sterujących pracą układu  $F_{ai}$ , można je opisać w ogólnej postaci jako:

$$F_{si} = \sum_{j=1}^k F_{dij}(\dot{q}_{1i} - \dot{q}_{si}) + \sum_{j=1}^k F_{cij}(q_{1i} - q_{si}), \quad i = x, y, z \quad (5)$$

gdzie:  $F_{cij}$  określa charakterystyki elementów zachowawczych układu,  $F_{dij}$  określa charakterystyki elementów dysypatywnych układu w funkcji ich przemieszczeń  $q_{1i} - q_{si}$  oraz prędkości  $\dot{q}_{1i} - \dot{q}_{si}$  ruchu dla kierunków przenoszenia drgań  $x$ ,  $y$  lub  $z$ . Z kolei nieliniowe charakterystyki sił sterujących są funkcjami sygnałów wejściowych  $u_i$  oraz ugięć  $q_{1i} - q_{si}$  i prędkości ruchu układu  $\dot{q}_{1i} - \dot{q}_{si}$ , co zapisano zgodnie z ogólną zależnością w następującej postaci:

$$F_{ai} = \sum_{j=1}^k F_{aij}(u_i, q_{1i} - q_{si}, \dot{q}_{1i} - \dot{q}_{si}), \quad i = x, y, z \quad (6)$$

gdzie:  $F_{aij}$  określa charakterystyki elementów wykonawczych.

## 2. MODEL BIOMECHANICZNY CZŁOWIEKA

Na potrzeby weryfikacji oddziaływań wibracji na poszczególne części ciała ludzkiego często tworzone są modele biomechaniczne człowieka. Na podstawie badań modelowych można określić wartości amplitud i częstotliwości drgań bez potrzeby wykonywania badań doświadczalnych w rzeczywistych warunkach pracy [13]. Przeprowadzone doświadczenia nie zawsze są w pełni wiarygodne ze względu na różnorodność zachowań badanych osób oraz subiektywność oceny ich odczuć. Ze względu na duże rozbieżności wyników w badaniach eksperymentalnych z powodzeniem prowadzone są badania modelowe wibroaktywności ciała człowieka [14].

Model biomechaniczny budowany w ramach niniejszej pracy jest układem mechanicznym ze skupionymi oraz połączonymi lepko-sprężystość masami elementarnymi, którego transmitancja jest zgodna ze znaną transmitancją ciała ludzkiego [15]. W istnieją-

cej literaturze można znaleźć kilkadziesiąt liniowych modeli biomechanicznych [16], które opracowano dla różnych pozycji ciała ludzkiego poddanego wibracji ogólnej. Niemniej jednak zdecydowaną większość modeli ciała ludzkiego stanowią modele osiowe człowieka w pozycji siedzącej, których przykłady zilustrowano na rys. 3.

W układach przedstawionych na rys. 3 ciało ludzkie zamodelowano za pomocą mas elementarnych, które powiązane ze sobą przy użyciu typowych połączeń lepko-sprężystych. W przypadku modelu o jednym stopniu swobody [17] (rys. 3a) uwzględniono zaledwie dwie masy elementarne, z których pierwsza określa masę pośladków i nóg człowieka. Pozostaje ona w bezpośrednim kontakcie z elementami układu wibroizolacji (sprężyny, tłumiki, itp.), a przez to zakłada brak jej przemieszczeń względem siedziska. W przypadku modelu o dwóch stopniach swobody [17] (rys. 3b) poczyniono analogiczne założenie, jednak dodatkowo uwzględniono w modelu dynamikę ruchu głowy. Przedstawiony model o trzech stopniach swobody [18] (rys. 3c) opisuje przemieszczenia siedziska względem ciała ludzkiego, a ponadto uwzględnia drgania dolnej i górnej części tułowia oraz głowy człowieka. W przypadku modeli o większej liczbie stopni swobody wprowadza się kolejne masy elementarne oraz ich połączenia lepko-sprężyste, modelujące złożoną budowę biomechaniczną ciała ludzkiego. Strukturę przykładowego modelu o jedenastu stopniach swobody [19] przedstawiono na rysunku 3d.

W niniejszej pracy zbudowano model uogólniony, przy pomocy którego można opisywać dynamikę ruchu dowolnej struktury biomechanicznej modelującej zachowanie ciała człowieka. Jego postać w przypadku jednego z kierunków oddziaływania drgań przedstawiono

na rys. 4.

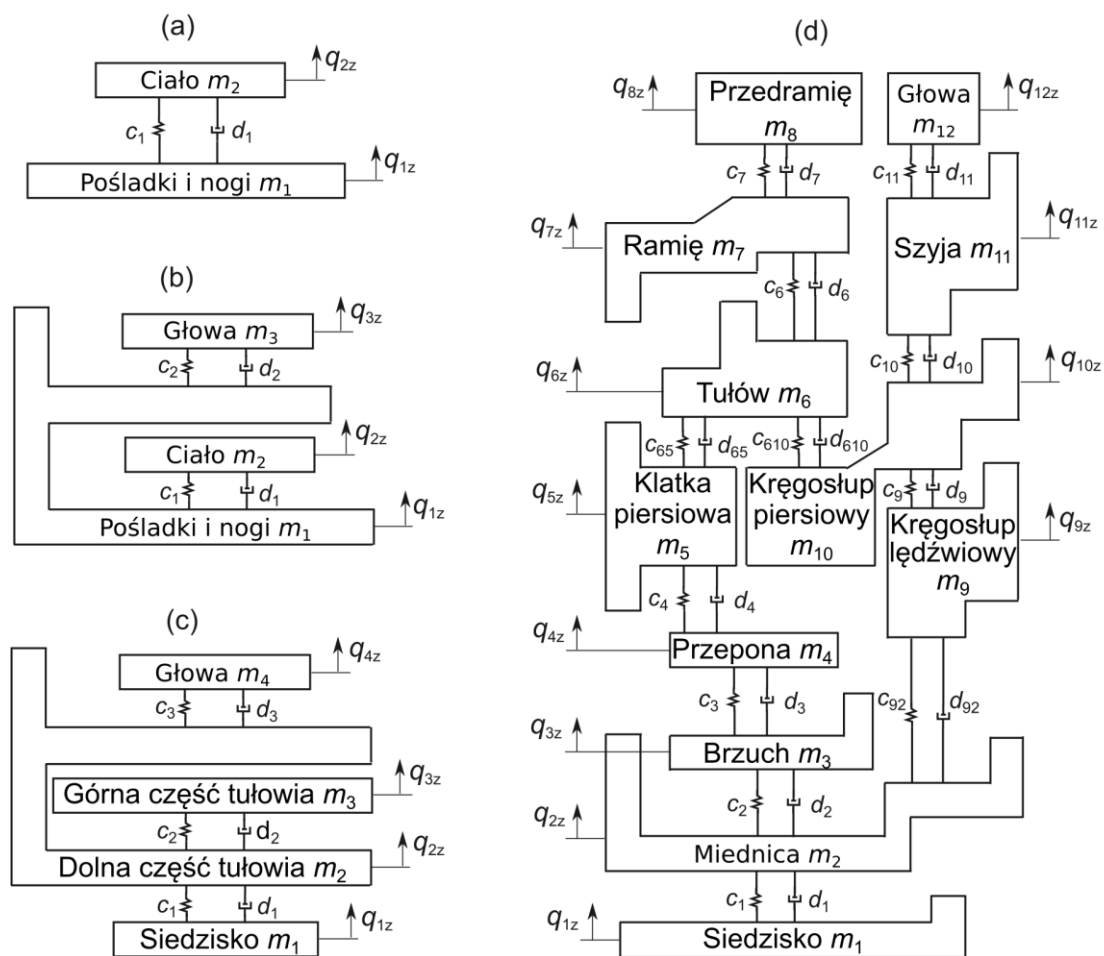
Diagonalna macierz mas poszczególnych elementów układu o parametrach skupionych (o wymiarze  $n \times n$ ) jest opisana następująco:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & m_n \end{bmatrix} \quad (7)$$

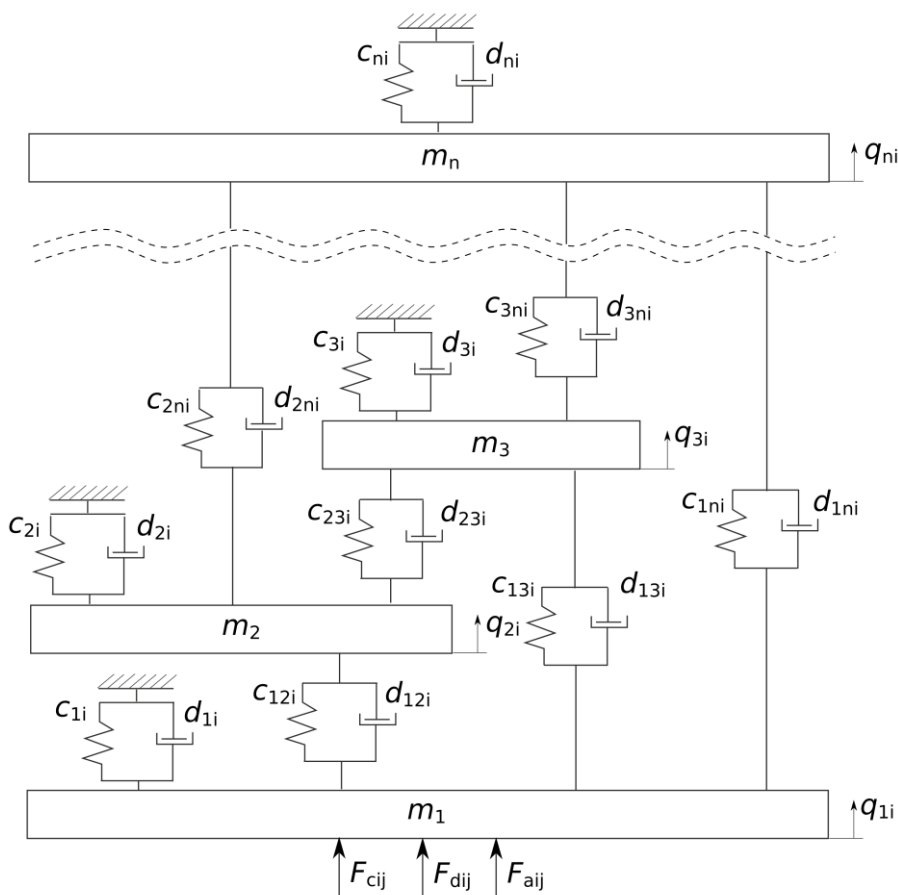
Symetryczna macierz tłumienia o wymiarze  $n \times n$  jest definiowana dla danego kierunku oddziaływania drgań ( $i = x, y, z$ ), co zapisano w następującej postaci:

$$\mathbf{D}_i = \begin{bmatrix} d_{11i} & -d_{12i} & -d_{12i} & \dots & -d_{1ni} \\ -d_{12i} & d_{22i} & -d_{23i} & \dots & -d_{2ni} \\ -d_{13i} & -d_{23i} & d_{33i} & \dots & -d_{3ni} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ -d_{1ni} & -d_{2ni} & -d_{3ni} & \dots & d_{nni} \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$i = x, y, z$



Rys. 3. Przykładowe modele ciała człowieka w pozycji siedzącej o różnej liczbie stopni swobody: jeden stopień swobody [17] (a), dwa stopnie swobody [17] (b), trzy stopnie swobody [18] (c), jedenaste stopni swobody [19] (d)



Rys. 4. Uogólniony model biomechaniczny człowieka w przypadku jednego z kierunków przenoszenia drgań ( $i = x, y, z$ )

gdzie elementy leżące na przekątnej głównej macierzy stanowią sumę odpowiednich współczynników tłumienia, co zapisano jako:

$$\begin{aligned}
 d_{11i} &= d_{1i} + d_{12i} + d_{13i} + \dots + d_{1ni} \\
 d_{22i} &= d_{2i} + d_{12i} + d_{23i} + \dots + d_{2ni} \\
 d_{33i} &= d_{3i} + d_{13i} + d_{23i} + \dots + d_{3ni} \\
 &\dots \\
 d_{nni} &= d_{ni} + d_{1ni} + d_{2ni} + \dots + d_{(n-1)ni},
 \end{aligned} \tag{9}$$

W podobny sposób należy określić symetryczną macierz sztywności (o takim samym wymiarze  $n \times n$ ):

$$\mathbf{C}_i = \begin{bmatrix} c_{11i} & -c_{12i} & -c_{12i} & \dots & -c_{1ni} \\ -c_{12i} & c_{22i} & -c_{23i} & \dots & -c_{2ni} \\ -c_{13i} & -c_{23i} & c_{33i} & \dots & -c_{3ni} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ -c_{1ni} & -c_{2ni} & -c_{3ni} & \dots & c_{nni} \end{bmatrix}, \tag{10}$$

$i = x, y, z$

w której elementy leżące na przekątnej głównej są z kolei sumą odpowiednich współczynników sprężystości układu:

$$\begin{aligned}
 c_{11i} &= c_{1i} + c_{12i} + c_{13i} + \dots + c_{1ni} \\
 c_{22i} &= c_{2i} + c_{12i} + c_{23i} + \dots + c_{2ni} \\
 c_{33i} &= c_{3i} + c_{13i} + c_{23i} + \dots + c_{3ni} \\
 &\dots \\
 c_{nni} &= c_{ni} + c_{1ni} + c_{2ni} + \dots + c_{(n-1)ni}
 \end{aligned} \tag{11}$$

$i = x, y, z$

### WNIOSKI

W niniejszej pracy zaproponowano uogólniony model układu redukcji drgań wraz z biomechanicznym modelem ciała ludzkiego. Opracowany system pozwala na uwzględnienie nieliniowości sił zachowawczych, dyssypatywnych oraz sterujących pracą układu na potrzeby doboru jego właściwości wibroizolacyjnych do konkretnej maszyny roboczej. Przedstawiony model biomechaniczny zapewnia wymaganą uniwersalność opisu właściwości dynamicznych operatora dla danej pozycji jego ciała w czasie wykonywania pracy oraz dla wybranego kierunku oddziaływania drgań.

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

### BIBLIOGRAFIA

1. Kowal J., *Sterowanie drganiami*, Gutenberg, Kraków 1996

2. Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, Wydawnictwo Naukowe, PWN, Warszawa 1993
3. Michałowski S., *Aktywne układy w konstrukcji maszyn roboczych*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1994
4. Hansson P.-A., *Rear axle suspensions with controlled damping on agricultural tractors*, Computers and Electronics in Agriculture 15 (1996), pp. 123-147
5. Hostens I., Ramon H., *Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body*, Journal of Sound and Vibration 266 (2003) pp. 453-464
6. Maciejewski I., *Badania efektywności zastosowania pneumatycznych układów wibroizolacji do ochrony operatorów maszyn roboczych przed drganiami*, Rozprawa doktorska, Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2005
7. Kowal J., *Aktywne i semi-aktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych*, Zeszyty Naukowe Akademii Górniczo-Hutniczej, Kraków 1990
8. British Standards Institution BS EN 13490, *Mechanical vibration - Industrial trucks - Laboratory evaluation and specification of operator seat vibration*, London 2002
9. International Organization for Standardization, *Agricultural wheeled tractors - Operator's seat - Laboratory measurement of transmitted vibration*, ISO 5007, Genewa 2003
10. International Organization for Standardization, *Earth-moving machinery - Laboratory evaluation of operator seat vibration*, ISO 7096, Genewa 2000
11. Griffin, M.J., Howarth, H.V.C., Pitts, P.M., Fischer, S., Kaulbars, U., Donati, P.M., Bereton, P.F. *Guide to good practice on whole-body vibration. Non-binding guide to good practice with a view to implementation of Directive 2002/44/EC on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibrations)*, European Commission, Luxembourg 2006
12. Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council, *On the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration)*, Official Journal of the European Communities (2002), pp. 13-18
13. Chamera S., *Badania skuteczności zastosowania pneumatycznych układów wibroizolacji do redukcji drgań siedzisk w pojazdach ciężarowych*, Rozprawa doktorska, Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2007
14. Nader M., *Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001
15. Szczepaniak C., *Podstawy modelowania systemu człowiek - pojazd - otoczenie*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999
16. Książek M., *Modelowanie i optymalizacja układu człowiek - wibroizolator - maszyna*, Politechnika Krakowska, Kraków 1999
17. Wei L., Griffin J., *The prediction of seat transmissibility from measures of seat impedance*, Journal of Sound and Vibration 214(1) (1998), pp. 121-137
18. Stein G., *New results on an electropneumatic active seat suspension system*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 214, No. 5/2000 (2000), pp. 533-544
19. Qassem W., Othman M.O., Abdul-Majeed S., *The effects of vertical and horizontal vibrations on the human body*, Medical Engineering Physics 16 (1994), pp. 151-161

## **GENERALISED MODEL OF THE VIBRATION REDUCTION SYSTEM USED FOR PROTECTION OF WORKING MACHINE OPERATORS**

### *Abstract*

*The aim of this paper is to propose a generalised model of the vibration reduction system in order to protect the working machine operators against vibration. This work concentrates on the vibrating systems used by human and for whose the designed vibro-isolators should efficiently reduce the vibrations in whole frequency range of the excitation signal. The general model of vibration isolation system is elaborated and its non-linear characteristics should be selected especially for the given excitation.*

Autorzy:

**Maciejewski Igor, Krzyżyński Tomasz** - Katedra Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej, Wydział Technologii i Edukacji, Politechnika Koszalińska ul. Śniadeckich 2, 75-453 Koszalin, tel. 94 34 86 600