

Jerzy MARGIELEWICZ<sup>1</sup>

## BADANIA MODELOWE UKŁADU AKTYWNEJ WIBROIZOLACJI KABIN MASZYN ROBOCZYCH

**Streszczenie.** W pracy przeprowadzono symulacje komputerowe mechatronicznego modelu suwnicy pomostowej, którego przeznaczeniem jest teoretyczna ocena możliwości eliminacji drgań mechanicznych oddziałujących na kabinę operatora maszyny roboczej. W badaniach modelowych zastosowano stałowartościowe sterowanie, przy czym jako wielkość regulowaną wybrano pionowe przemieszczenie kabiny operatora. Ponadto, w badaniach modelowych uwzględniono reologiczny model ciała operatora. Przebadano cztery suwnice pomostowe o udźwigu 50T, które zaklasyfikowano, zgodnie z dyrektywą Unii Europejskiej dotyczącej projektowania dźwignic, do czterech klas sztywności suwnic HC. Zastosowanie układu aktywnej wibroizolacji, w którym wyróżniono dwie pętle ujemnego sprzężenia zwrotnego, bardzo dobrze eliminuje drgania mechaniczne oddziałujące na operatora.

**Słowa kluczowe:** modelowanie, mechatronika, drgania mechaniczne

## MODEL RESEARCH OF THE ACTIVE VIBROIZOLATION CABS MACHINE

**Summary.** The study was carried out computer simulations of mechatronic model bridge crane, which is intended to theoretical evaluation of the possibility of eliminating the mechanical vibrations affecting the operator's cab driven machine. The model studies used fixed value control, the controlled variable is selected as the vertical displacement of the cab. Also included in the research model rheological model of the operator's body. We examined four overhead cranes with lifting capacity of 50T, which are classified in accordance with the directive of the European Union concerning the design of cranes, the four classes of cranes HC stiffness. The use of an active vibration isolation system in which distinguishes two negative feedback loops, very well eliminate mechanical vibration to the operator.

**Keywords:** modelling, mechatronics, mechanical vibration

### 1. WPROWADZENIE

Projektowanie suwnic pomostowych o dużym udźwigu zmusza konstruktorów do badania dynamiki maszyny już na etapie projektowania. Badania doświadczalne przeprowadzane na obiektach rzeczywistych są skuteczne, lecz kosztowne. Związane jest to w głównej mierze z koniecznością wprowadzania niezbędnych zmian konstrukcyjnych, spełniających wymogi

---

<sup>1</sup> Faculty of Transport, The Silesian University of Technology, Gliwice, Poland,  
e-mail: jerzy.margielewicz@polsl.pl.

nowego prototypu. Badań doświadczalnych wykonywanych na obiektach rzeczywistych czy stanowiskach laboratoryjnych nie należy uważać jako zbyteczne i niepotrzebne. Ponieważ uzyskane tą drogą dane pomiarowe stanowią formalną podstawę do weryfikacji modeli numerycznych. Symulacje komputerowe realizowane już na etapie projektowania znacząco ograniczają koszty, jakie ponosi się na opracowanie finalnego produktu. Metody numeryczne oraz oprogramowanie komputerowe zastosowane w symulacjach komputerowych umożliwiają w miarę dokładne odwzorowanie warunków pracy obiektu rzeczywistego. Przy czym formalną podstawą obliczeń numerycznych jest dokonanie tzw. redukcji fenomenologicznej. W ogólnym zamyśle redukcja fenomenologiczna sprowadza się do zdefiniowania założeń modelowych, tzn. uwzględnienia czynników istotnych, a pominięcia mniej istotnych. Uwzględnienie elementów mało istotnych wpływa niekorzystnie na efektywność modelu, gdyż wydłuża czas obliczeń, a otrzymane wyniki mogą nie różnić się zasadniczo od wyników osiągniętych z modelu uproszczonego. Z tego też względu o jakości sformułowanego modelu fenomenologicznego w dużym stopniu decydują doświadczenie oraz intuicja inżynierska modelującego. Podczas opracowywania jakiegokolwiek modelu należy każdorazowo precyzyjnie zdefiniować, jakie zakłada się uproszczenia modelowe. Z teoretycznego punktu widzenia zastosowane uproszczenia mają na celu ułatwienie, a przede wszystkim usprawnienie eksperymentu numerycznego. Rzetelne zdefiniowanie założeń upraszczających należy do najtrudniejszych, a zarazem najważniejszych zadań, które należy przeprowadzić na etapie formułowania modeli fenomenologicznych. Przy czym do czynników mających istotny wpływ na ostateczną strukturę modelu należy zaliczyć dostępność do: dokumentacji technicznej, procedur numerycznych oraz rodzaju oprogramowania, w którym przeprowadzone będą symulacje komputerowe.

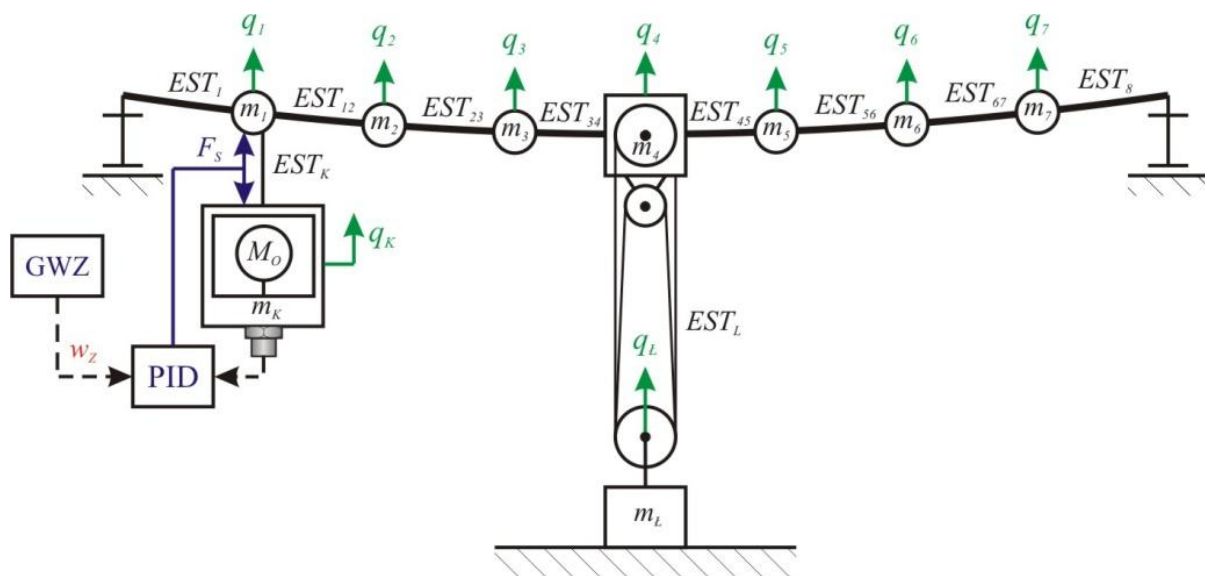
Niewątpliwą zaletą badań modelowych jest możliwość dokładniejszej optymalizacji konstrukcji ze względu na jej geometrię czy też wytrzymałość. Ponadto, możliwe jest przewidywanie, jak sterowanie mechanizmami wykonawczymi może wpływać na wzbudzone drgania mechaniczne konstrukcji stalowej, a tym samym generowane nadwyżki dynamiczne. Podczas modelowania wpływu drgań mechanicznych na organizm operatora jednym z ważniejszych obciążeń, jakie należy każdorazowo uwzględnić, jest dynamiczna siła podnoszenia ładunku [19]. Obciążenia te są źródłem wibracji, które przez konstrukcję oddziałują niekorzystnie na ciało operatora i mają decydujący wpływ na komfort pracy. W zależności od składowych harmonicznych widma amplitudowo-częstotliwościowego oraz charakteru obciążeń dynamicznych może pojawić się bezpośrednie narażenie na chorobę zawodową. Medycyna tego rodzaju schorzenia nazywa zespołem wibracyjnym, który sklasyfikowany jest na szóstym miejscu najczęściej występujących chorób zawodowych [11].

Mając na względzie niekorzystny wpływ drgań mechanicznych, dąży się, by ograniczyć je lub całkowicie wyeliminować. Działania takie osiąga się przez modyfikację konstrukcji bądź stosowanie układów pasywnej lub aktywnej wibroizolacji [9, 7, 15, 16]. Układy pasywnej wibroizolacji mogą jedynie rozpraszać energię lub okresowo ją magazynować, a następnie oddawać. Natomiast systemy aktywnej wibroizolacji uzyskuje się w wyniku zastosowania układów automatycznej regulacji. Tego rodzaju układy mają własne źródło zasilania, które odpowiednio sterowane może dostarczać lub rozpraszać energię w określony sposób.

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań modelowych mechatronicznego układu aktywnej wibroizolacji kabin suwnic pomostowych. W ogólnym ujęciu mechatronika, jako nauka, ujmuje w jedną całość mechanikę, elektronikę oraz teorię sterowania. Mechatronika dysponuje bardzo obszerną teorią oraz szerokim wachlarzem środków, które umożliwiają automatyzację procesów technologicznych [17] oraz transportowych [8, 13]. Nadzorowanie oraz aktywna wibroizolacja maszyn możliwe są do zrealizowania przez zastosowanie elektronicznych elementów sterujących, które odpowiadają za funkcjonowanie elektrycznych lub hydraulicznych układów wykonawczych.

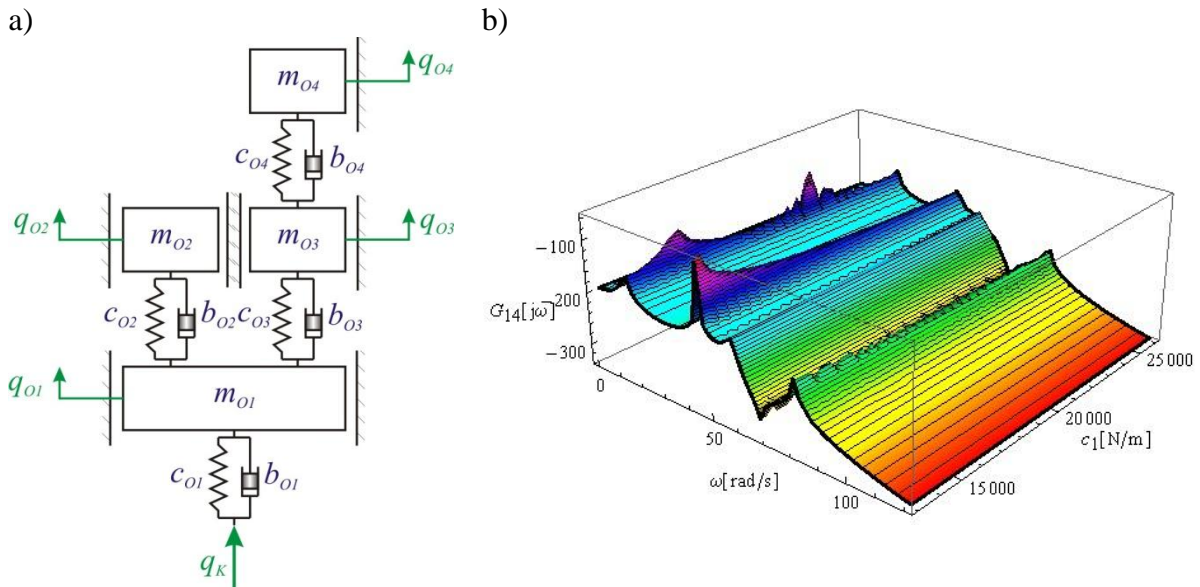
## 2. MECHATRONICZNY MODEL SUWNICY POMOSTOWEJ

Budowę modelu fenomenologicznego najczęściej poprzedza myślowa idealizacja struktury obiektu badań oraz zjawisk w nim zachodzących. Podejmuje się wówczas decyzję o zakresie zastosowanych uproszczeń. Wyniki badań doświadczalnych oraz modelowych wskazują, że w wielu przypadkach most suwnicy można z dużą dokładnością odwzorować odpowiednio dobranym modelem jednomasowym [3, 12]. Uwzględnienie podatności linii stalowej oraz masy ładunku sprawia, że otrzymuje się układ o dwóch stopniach swobody. Sformułowany w ten sposób model obliczeniowy jest najprostszym, jaki można zastosować do identyfikacji nadwyżek dynamicznych, wywołanych poderwaniem ładunku z podłoża. Niemniej jednak nie odzwierciedla on wiarygodnie obciążeń oddziałujących na kabinę operatora. Najprostszą metodą odwzorowania obciążeń oddziałujących na kabinę oraz ciało operatora jest opisanie ruchu badanego obiektu większą liczbą stopni swobody. Zwiększenie w taki sposób liczby stopni swobody modelu poprawia dokładność obliczeń numerycznych, która szczególnie uwidacznia się podczas identyfikacji stref rezonansowych. Przyjęty do obliczeń numerycznych mechatroniczny model suwnicy pomostowej ma dziewięć stopni swobody. Przy czym siedem stopni odpowiada za odwzorowanie ruchu mostu, natomiast ruch ładunku i kabiny zamodelowano układami o jednym stopniu swobody (rys. 1).



Rys. 1. Model fenomenologiczny suwnicy pomostowej  
Fig. 1. Phenomenological model of overhead crane

Element oznaczony symbolem  $M_O$  (rys. 1) reprezentuje operatora maszyny roboczej, a jego strukturę przedstawiono na rys. 2. W tym miejscu należy wspomnieć, że charakterystyki dynamiczne zarejestrowane na organizmie operatora w istotny sposób uzależnione są od pozycji ciała, a w szczególności od kąta nachylenia tułowia oraz amplitudy wymuszenia. Podczas analizy zagadnień praktycznych, wybór typu oraz struktury modelu reologicznego ciała operatora uzależniony jest przede wszystkim od celu oraz zakresu badań modelowych. W przypadku gdy zamierza się ograniczyć przemieszczenie siedziska, wskazane jest przyjmowanie ekwiwalentnego modelu ciała operatora ze względu na impedancję mechaniczną [2, 4, 5]. Warto wspomnieć, że impedancję mechaniczną definiuje się jako stosunek sygnału siły do sygnału prędkości [1].



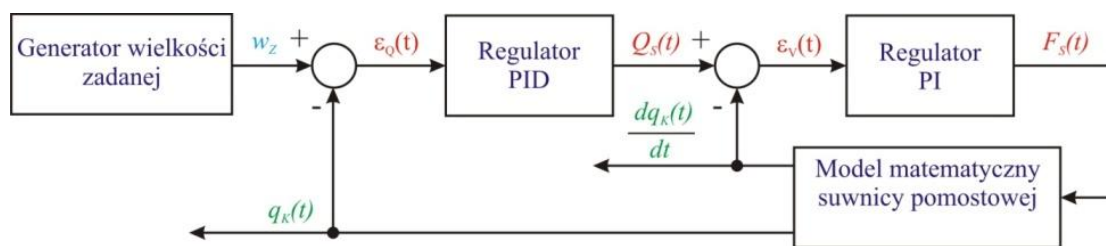
Rys. 2. Model reologiczny ciała operatora: a) struktura połączeń dwójników mechanicznych, b) wpływ sztywności siedziska na charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową modelu ciała operatora

Fig. 2. Rheological model of the operator's body: a) the structure of mechanical two-terminal connections, b) amplitude-frequency characteristics

Mając na uwadze ograniczenie przemieszczeń wybranych organów wewnętrznych ciała operatora, stosuje się modele ekwiwalentne ze względu na funkcję przejścia. Przy czym funkcję przejścia można zdefiniować również jako impedancję mechaniczną. W ogólnym przypadku możliwe jest wyróżnienie dwóch rodzajów impedancji mechanicznych opisujących związki przyczynowo-skutkowe zachodzące pomiędzy siłą a prędkością drgań mechanicznych. Rozróżnienie to związane jest z miejscem przyłożenia wymuszenia oraz punktem, w którym dokonuje się pomiaru odpowiedzi. Jeżeli miejsca wymuszenia i odczytu pokrywają się, wówczas mówi się o impedancji dynamicznej własnej, w przeciwnym przypadku ma się do czynienia z impedancją wzajemną. Innymi słowy, gdy celem badania jest wibroizolacja siedziska operatora, wówczas należy posługiwać się charakterystykami dynamicznymi własnymi, natomiast w innych przypadkach charakterystykami wzajemnymi. Mając na względzie możliwość odczytywania przez operatora wskazań przyrządów pomiarowych czy informacji na monitorach, parametry nastaw układu aktywnej wibroizolacji dobrano w taki sposób, by przyspieszenie drgań mechanicznych odmierzane na elemencie bezwładnościowym reprezentującym głowę operatora  $m_{04}$  było jak najmniejsze w stosunku do układu niewibroizowanego.

Podstawową ideą aktywnej wibroizolacji kabin maszyn roboczych jest wykorzystanie właściwości sprzężenia zwrotnego. Sprzężenie zwrotne jest jednym z najważniejszych pojęć teorii sterowania, które umożliwia wyjaśnienie wielu zjawisk występujących w przyrodzie. Mając na uwadze aktywną eliminację drgań mechanicznych przenoszonych na operatora, celowe jest stosowanie ujemnych sprzężeń zwrotnych. W efekcie zastosowania ujemnego sprzężenia zwrotnego pojawia się sygnał błędny  $\varepsilon$ , który jest równy różnicy pomiędzy wielkością zadaną  $w_z$  a sterowaną  $q_k$ . Na podstawie sygnału błędny obliczana jest siła sterująca  $F_s$ , decydująca o jakości wibroizolacji. Należy wyraźnie zaznaczyć, że siła sterująca  $F_s$ , oddziałuje jednocześnie zarówno na kabinę operatora, jak i na most suwnicy. Taki sposób obciążenia modelu podyktowany jest względami konstrukcyjnymi.

W teorii sterowania wyróżnia się sterowanie: stałowartościowe oraz zmiennowartościowe. Pierwsze sprowadza się do zapewnienia stałego położenia elementu wibroizolowanego, niezależnie od wartości oraz charakteru przebiegu czasowego drgań mechanicznych oddziałujących na kabinę. Natomiast sterowanie zmiennowartościowe cechuje się tym, że element wibroizolowany realizuje ruch z góry zaprogramowany. Sterowanie zmiennowartościowe znajduje zastosowanie przede wszystkim w robotyce i zautomatyzowanych systemach produkcyjnych, gdzie napędy elementów wykonawczych muszą pracować w ściśle zaplanowany sposób. Ponadto, systemy aktywnej wibroizolacji, które bazują na układach automatycznej regulacji, mogą być złożone z jednej lub wielu pętli ujemnego sprzężenia zwrotnego. Podczas przeprowadzania symulacji komputerowych zastosowano układ z podwójną pętlą sprzężenia zwrotnego, gdyż takie rozwiązanie w istotny sposób poprawia jakość wibroizolacji (rys. 3). Pojedyncza pętla nie zawsze dostarcza satysfakcjonujących wyników, a brak zakładanych rezultatów związany jest najczęściej z nadmiernymi chwilowymi wartościami przemieszczeń lub przyspieszeń oddziałujących na kabinę maszyny roboczej.



Rys. 3. Schemat blokowy aktywnej wibroizolacji kabin suwnic pomostowych

Fig. 3. Block diagram of the active vibration isolation of cabs overhead crane

Podstawowymi elementami aktywnej wibroizolacji w proponowanym podejściu są uniwersalne regulatory typów PID oraz PI o działaniu ciągłym. Regulator typu PI uzyskuje się wprost z regulatora PID, przyjmując zerową wartość stałej czasowej elementu różniczkującego  $T_D$ . Regulatory zastosowane w symulacjach komputerowych nieznacznie różnią się od tych spotykanych w podręcznikach poświęconych teorii sterowania i automatyki. Zaistniała różnica sprowadza się do uwzględnienia dodatkowego elementu  $K_I$ , którego zadaniem jest odpowiednie wzmocnienie sygnału błęd  $\epsilon$ . W przeprowadzonych badaniach modelowych aktywnej wibroizolacji kabin suwnic pomostowych, stałowartościowe kryterium sterowania przyjmuje postać:

$$\int_0^{\infty} \epsilon_Q(t) dt = 0 \Rightarrow \int_0^{\infty} (w_z - q_k(t)) dt = 0 \quad (1)$$

Kryterium (1) mówi, że niezależnie od charakteru pracy mechanizmów wykonawczych, kabina operatora nie może się przemieszczać. Na podstawie schematu blokowego (rys. 2) wyprowadza się odpowiednie zależności przyczynowo-skutkowe, zachodzące pomiędzy poszczególnymi sygnałami. W ogólnym rozumieniu związki przyczynowo-skutkowe można interpretować również jako prawa sterowania:

$$\text{Prawo sterowania regulatora PID: } \begin{cases} \epsilon_Q(t) = w_z - q_k(t), \\ Q_S(t) = K_I \cdot \epsilon_Q(t) + T_{i1} \int \epsilon_Q(t) dt + T_{d1} \frac{d\epsilon_Q(t)}{dt} \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{PrawosterowaniaregulatoraPI: } \begin{cases} \varepsilon_v(t) = Q_s(t) - \frac{dq_k(t)}{dt}, \\ F_s(t) = K_2 \cdot \varepsilon_v(t) + T_{i2} \int \varepsilon_v(t) dt, \end{cases} \quad (3)$$

gdzie:

$\varepsilon_Q(t)$  – błąd regulacji,

$\varepsilon_v(t)$  – błąd regulacji w prędkościowej pętli sprzężenia zwrotnego,

$K_i$  – współczynniki wzmocnienia, stałe czasowe:

$T_{ij}$  – całkowania,

$T_d$  – różniczkowania.

Równania różniczkowe ruchu suwnicy pomostowej oraz sformułowane prawa sterowania stanowią formalną podstawę do przeprowadzenia symulacji komputerowych w zakresie aktywnej wibroizolacji kabin operatorów suwnic pomostowych.

### 3. WYNIKI BADAŃ MODELOWYCH

Badania modelowe przeprowadzono dla czterech suwnic pomostowych o udźwigu 50T, które zaprojektowano w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Dźwignic i Urządzeń Transportowych Detrans. Badane suwnice dobrano w taki sposób, by reprezentowały wymienione w dyrektywach Unii Europejskiej klasy sztywność HC [19]. Dyrektywy dotyczące projektowania jednoznacznie definiują kryteria umożliwiające przypisanie konstrukcji do poszczególnych klas. W ogólnym rozumieniu klasyfikację tę przeprowadza się na podstawie superpozycji maksymalnego ugięcia pionowego mostu suwnicy oraz wydłużenia liny. W tabelicy 1 zestawiono wybrane wielkości charakteryzujące badane konstrukcje.

Tabela 1

Wielkości charakteryzujące badane konstrukcje suwnic pomostowych

Nazwa parametru	HC1	HC2	HC3	HC4
Rozpiętość mostu suwnicy $L[m]$ :	30,5	22	17	13,5
Wysokość dźwigara suwnicy $h[m]$ :	1,62	1,72	1,47	1,47
Wysokość podnoszenia $H[m]$ :	16,3	11,4	16,3	9,9
Udźwig $Q[T]$ :	50	50	50	50
Nominalna prędkość podnoszenia $v_p[m/s]$ :	0,081	0,041	0,073	0,035
Przełożenie układu wielokrążków $i_{WK}$ :	3	3	3	3

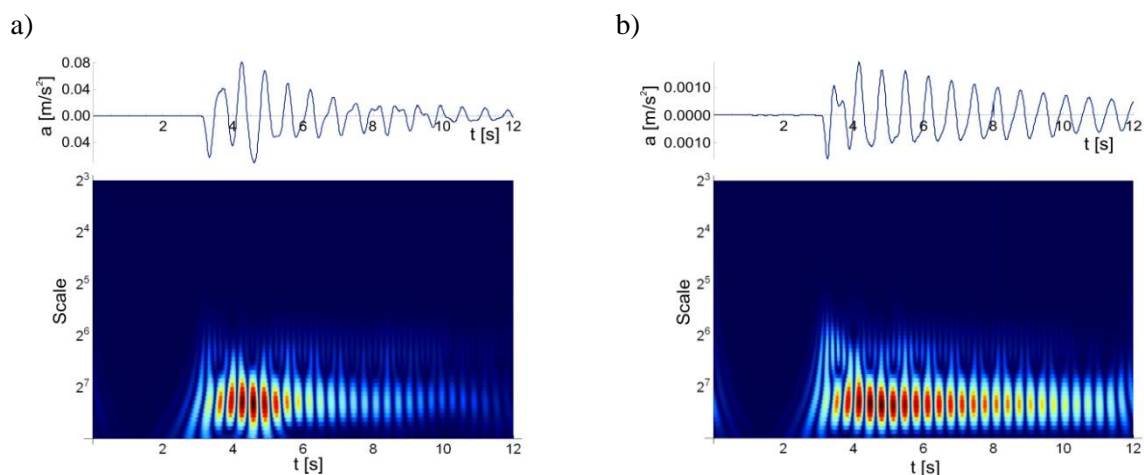
Podczas symulacji komputerowych założono, że poderwanie ładunku z podłoża o maksymalnej dopuszczalnej masie następuje w chwili osiągnięcia nominalnej prędkości podnoszenia  $v_p$ . Taki sposób poderwania ładunku wywołuje nadwyżki dynamiczne o największych wartościach. Od momentu poderwania ładunku z podłoża ma miejsce jego podnoszenie przez ok. dwie sekundy, po czym następuje jego wyhamowanie i ustabilizowanie. Po upływie jednosekundowego czasu postoju ładunku na określonej wysokości ma miejsce opuszczanie z prędkością równą połowie prędkości nominalnej. Wysokość, na jakiej dochodzi do wyhamowania ładunku, zmienia się w zależności od badanej konstrukcji, gdyż jest ona zdeterminowana nominalną prędkością podnoszenia. Parametry nastaw regulatorów odpowiadających za eliminację drgań mechanicznych oddziałujących na kabinę suwnicy pomostowej zamieszczono w tabelicy 2.

Tabela 2

Parametry nastaw układu aktywnej wibroizolacji

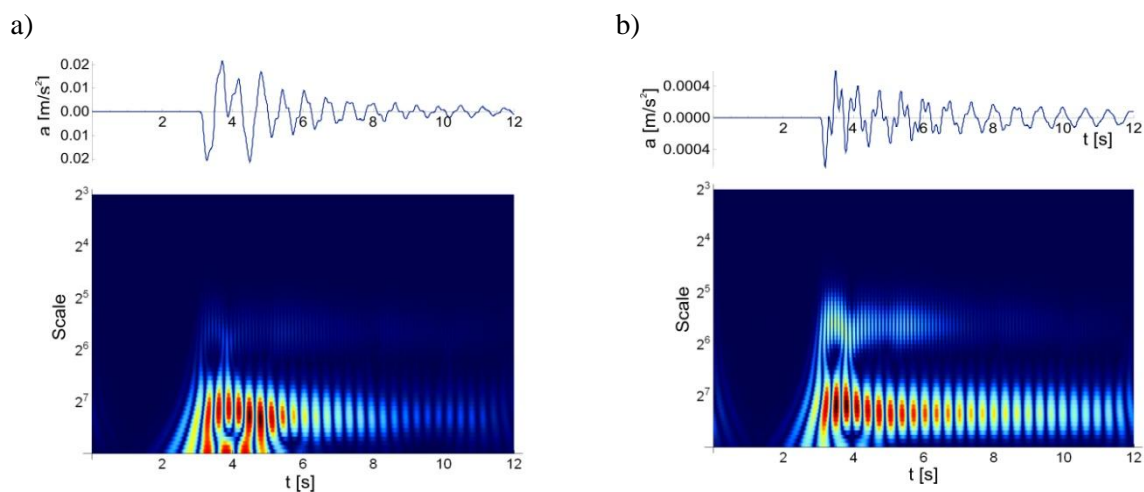
Nazwa parametru	Oznaczenie	Regulator PID	Regulator PI
Wzmocnienie sygnału błędu	$K_0$	20	20
Wzmocnienie członu proporcjonalnego	$K_i$	20	20
Stała czasowa całkowania	$T_i$	30	30
Stała czasowa różniczkowania	$T_d$	20	

W przeprowadzonych badaniach modelowych wszystkich czterech suwnic zastosowano układy aktywnej wibroizolacji o takich samych parametrach nastaw. Wyniki obliczeń numerycznych mechatronicznego modelu aktywnej wibroizolacji kabin suwnic pomostowych przedstawiono w postaci przebiegów czasowych przyspieszeń elementu reprezentującego głowę operatora oraz krótkoczasowych widm amplitudowo-częstotliwościowych, które zestawiono na rys. 4 – 7.



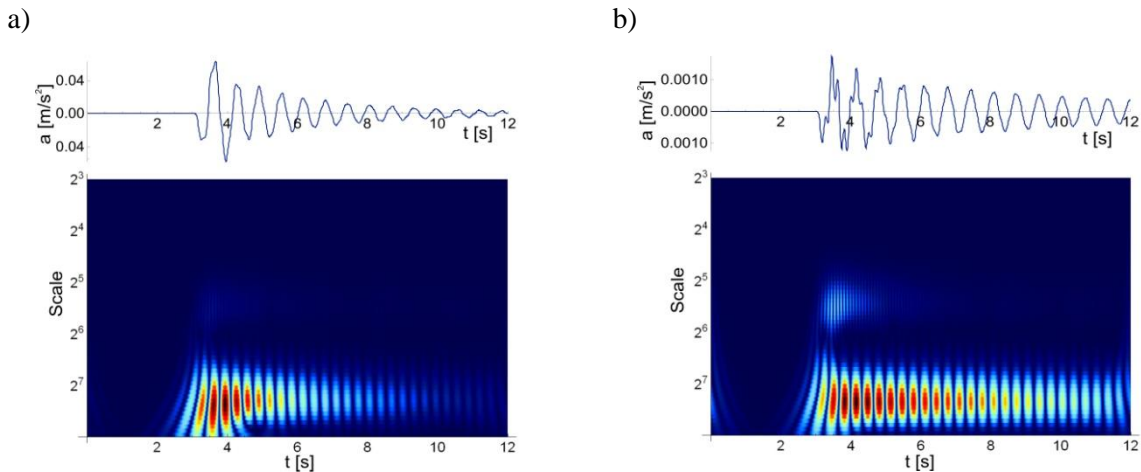
Rys. 4. Wyniki obliczeń numerycznych suwnicy klasy HC1: a) bez układu aktywnej wibroizolacji kabiny, b) z układem aktywnej wibroizolacji kabiny

Fig. 4. The results of numerical calculations crane class HC1: a) active vibration isolation system off the cab, b) active vibration isolation system is on the cabin



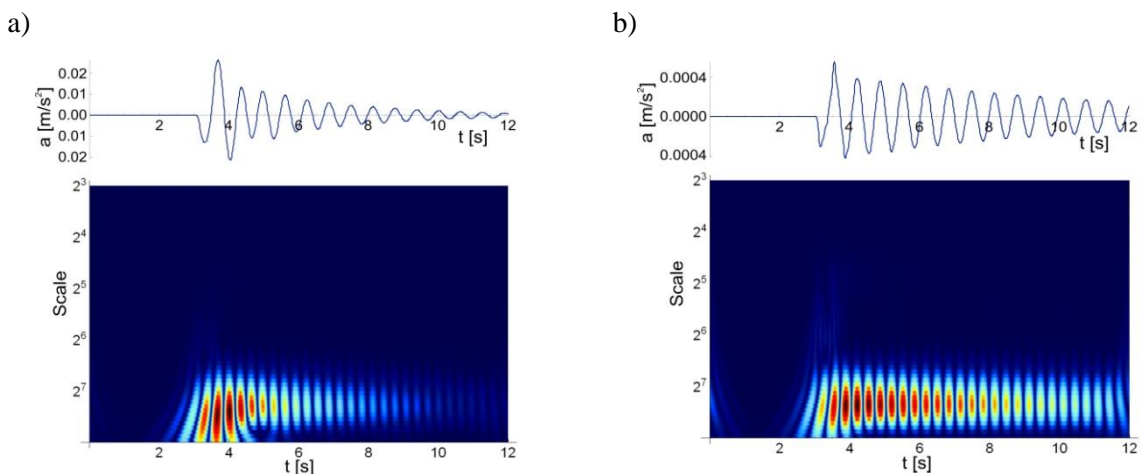
Rys. 5. Wyniki obliczeń numerycznych suwnicy klasy HC2: a) bez układu aktywnej wibroizolacji kabiny, b) z układem aktywnej wibroizolacji kabiny

Fig. 5. The results of numerical calculations crane class HC2: a) active vibration isolation system off the cab, b) active vibration isolation system is on the cabin



Rys. 6. Wyniki obliczeń numerycznych suwnicy klasy HC3: a) bez układu aktywnej wibroizolacji kabiny, b) z układem aktywnej wibroizolacji kabiny

Fig. 6. The results of numerical calculations crane class HC3: a) active vibration isolation system off the cab, b) active vibration isolation system is on the cabin



Rys. 7. Wyniki obliczeń numerycznych suwnicy klasy HC4: a) bez układu aktywnej wibroizolacji kabiny, b) z układem aktywnej wibroizolacji kabiny

Fig. 7. The results of numerical calculations crane class HC4: a) active vibration isolation system off the cab, b) active vibration isolation system is on the cabin

Do sporządzenia przestrzennego widma amplitudowo-częstotliwościowego zastosowano analizę falkową, którą przeprowadzono w oprogramowaniu Mathematica ver. 8. Warto wspomnieć, że analizy falkowe w Mathematicie można było wykonywać we wcześniejszych wersjach oprogramowania, lecz należało w tym celu zakupić dodatkowy moduł obliczeniowy.

#### 4. WNIOSKI

W pracy sformułowano mechatroniczny model suwnicy pomostowej, umożliwiający ocenę skuteczności eliminacji drgań mechanicznych przenoszonych na kabinę operatora suwnicy pomostowej. Do obliczeń numerycznych wytypowano cztery suwnice pomostowe, które cechują się podobnym współczynnikiem nadwyżek dynamicznych  $\varphi_2 = 1,03$ . Badania modelowe aktywnej wibroizolacji kabiny operatora przeprowadzono dla przypadku poderwania ładunku z podłoża. Przy czym ruch mostu suwnicy zamodelowano układem mechanicznym



o siedmiu stopniach swobody. Taki model umożliwia uwzględnienie wpływu wyższych składowych harmonicznych widma amplitudowo-częstotliwościowego, które mają istotny wpływ na dynamikę maszyny roboczej. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń numerycznych, możliwe jest sformułowanie następujących wniosków:

- Sformułowany w pracy mechatroniczny model aktywnej wibroizolacji kabiny umożliwia jakościową oraz ilościową ocenę wpływu oddziaływań dynamicznych przenoszonych na kabinę operatora suwnicy pomostowej.
- Zastosowany w badaniach numerycznych układ aktywnej wibroizolacji kabiny skutecznie spełnia postawione przed nim zadanie w zakresie ograniczania obciążeń dynamicznych wywołanych poderwaniem ładunku z podłoża.
- Przyspieszenie pionowe drgań mechanicznych elementu reprezentującego głowę operatora, z działającym układem aktywnie wibroizolowanej kabiny, jest ponadtrzydziestokrotnie mniejsze w stosunku do przyspieszenia obliczonego dla kabiny niewibroizolowanej.
- Istotne znaczenie na jakość eliminacji drgań mechanicznych oddziałujących na kabinę operatora mają parametry nastaw układów automatycznej regulacji.
- Zastosowanie dodatkowej pętli sprzężenia zwrotnego w istotny sposób wpływa na efektywność eliminacji drgań mechanicznych przenoszonych na operatora maszyny roboczej.

Opracowany w pracy model jest podstawą do rozwijania badań nad dynamiką suwnic pomostowych w ujęciu mechatronicznym, w zakresie aktywnej wibroizolacji ciała operatora. Stosowanie układów automatycznej regulacji jest alternatywnym sposobem kształtowania charakterystyk dynamicznych układów zawieszenia kabin maszyn roboczych, bez konieczności przeprowadzania modyfikacji konstrukcji.

## Bibliografia

1. Arczewski K., Pietrucha J., Szuster J.T.: Drgania układów fizycznych. Warszawa 2008.
2. Biderman V.L.: Příkladnaja teoria mechanicznych kolebanij. Moskva 1972.
3. Borkowski W., Konopka S., Prochowski L.: Dynamiki Maszyn roboczych. WNT, Warszawa 1996.
4. Cannon R.H. Jr.: Dynamika układów fizycznych. WNT, Warszawa 1973.
5. Coermann R.R., Ziegenruecker M.D., Wittwer A.L., Henning B.S., Gierke von E.: The passive dynamic mechanical properties of the human thorax-abdomen system and of the whole body system. *Aerospace Medicine*, Vol. 31(6), 1960, p. 443-455.
6. Kruszewski J., Sawiak S., Wittbrodt E.: Metoda sztywnych elementów skończonych w dynamice konstrukcji. WNT, Warszawa 1999.
7. Michałowski S., Fulara J.: Aktywny układ sterowania prędkością transportowania w przenośniku wibracyjnym. *Kwartalnik – Transport przemysłowy*, nr 2/2000, s. 43-46.
8. Margielewicz J.: Mechatroniczny model suwnicy pomostowej. *Maszyny Dźwigowo-Transportowe. Kwartalnik Naukowo-Techniczny*, nr 1-2/2003, s. 23-33.
9. Mężyk A.: Analiza i Kształtowanie cech dynamicznych układów elektromechanicznych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
10. Nader M.: Modelowanie i symulacja oddziaływania drgań pojazdów na organizm człowieka. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2001.

11. Pawlas K., Harazin B.: Narastanie i powrót do normy czasowego przesunięcia progu słuchu po ekspozycji na wibrację ogólną o różnych poziomach. Referaty VI Symposium „Wpływ wibracji na otoczenie”, Kraków-Janowice 1992, s. 139-142.
12. Piątkiewicz A., Sobolski R.: Dźwignice. Tom I i II. WNT, Warszawa 1977.
13. Szpytko J., Schab J., Smoczek J.: Badania modeli suwnic pomostowych dla potrzeb eksploatacyjnych. Kwartalnik – Transport Przemysłowy, nr 4(10)/2002, s. 40-44.
14. Thomson W.T.: Theory of vibration with applications. Chapman & Hall, 1993.
15. Uciński J. (red.): Badania teoretyczne i doświadczalne możliwości zmniejszenia obciążeń dynamicznych w układach napędowych nawrotnych mechanizmów dźwignic. Prace Naukowe Centralnego Programu Badań Podstawowych 02.05, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
16. Wojnarowski J. (red.): Modele układów maszyna – operator w ograniczaniu oddziaływania drgań wzbudzanych ruchem przerywanym. Zeszyty Katedry Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej, z. 6, Gliwice 1999, s. 206.
17. Wojnarowski J., Margielewicz J.: Dynamiki zespołu roboczego przecinarki taśmowej w ujęciu mechatronicznym. Teoria Maszyn i Mechanizmów. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, tom I, Kraków 2004, s. 303-310.
18. Wrotny L.T.: Dynamika układów mechanicznych. Repetytorium teoretyczne i zadania. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1995.
19. PN-EN 13001-2:2011. Dźwignice. Zasady projektowania. Część 2 – Obciążenia.