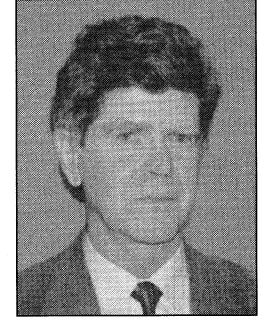


**Jarosław KONIECZNY, Janusz KOWAL, Andrzej PODSIADŁO**AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA, WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ I ROBOTYKI  
KATEDRA AUTOMATYZACJI PROCESÓW**Aktywne metody redukcji drgań mechanicznych****Mgr inż. Jarosław KONIECZNY**

Ukończył studia na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH w 1997 roku o specjalności Automatyka i Metrologia. Główne zainteresowania dotyczą zagadnień sterowania i pomiarów w układach mechanicznych. Jest autorem kilkunastu publikacji krajowych i zagranicznych. Aktualnie jest asystentem w Katedrze Automatyki Procesów na Wydziale IMiR Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.

**Dr inż. Andrzej PODSIADŁO**

Ukończył studia na Wydziale Elektrotechniki Górniczej i Hutniczej Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie w 1969r na specjalności automatyka i telemekhanika. W 1974r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych. Główne zainteresowania dotyczą zagadnień sterowania i pomiarów w układach mechanicznych. Autor ponad 80 publikacji naukowych i kilkudziesięciu prac dla przemysłu. Pracuje na stanowisku adiunkta w Katedrze Automatyki Procesów WIMiR AGH.

**Prof. dr hab. inż. Janusz KOWAL**

Kierownik Katedry Automatyki Procesów na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej. Ukończył studia na Wydziale Elektrotechniki Górniczej i Hutniczej w Krakowie w 1974r. W 1982r. uzyskał stopień doktora nauk technicznych, a w 1990r. stopień doktora habilitowanego. W 1996 r. Prezydent RP nadał mu tytuł profesora. Główne zainteresowania dotyczą zagadnień sterowania w układach mechanicznych oraz wibroakustyki. Jest autorem ponad 150 publikacji naukowych w tym czterech książek dwóch skryptów oraz czterech patentów. Wypromował pięciu doktorów nauk technicznych.

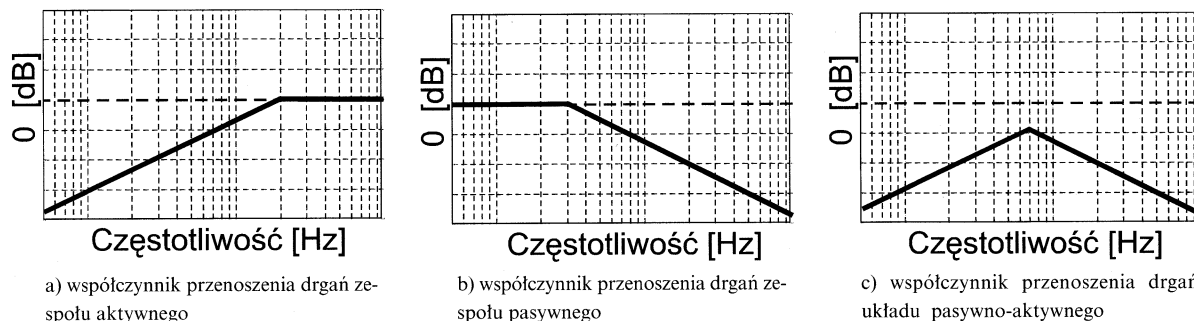


problem of active vibration control. The general principles and methods of active vibration reduction in mechanical systems are in the paper considered.

**1. Wstęp**

W ostatnich latach XX wieku oczywiste stały się pojęcia „epoka informatyczna”, „informatyzacja i automatyzacja” wskazujące, że ludzkość weszła w nową fazę rozwoju.

Dokonany w ostatnich latach postęp w zakresie cyfrowego przetwarzania sygnałów oraz technik regulacji otworzył nowe możliwości zastosowań aktywnych układów w celu ograniczenia drgań mechanicznych i hałasu. Ponieważ techniki te najlepiej działają przy niskich częstotliwościach, mogą stanowić uzupełnienie tradycyjnych metod tłumienia biernego, które z kolei okazują się najbardziej skuteczne przy wysokich częstotliwościach (Rysunek 1).



Rys. 1. Zasada składania charakterystyk szeregowego (pasywno-aktywnego) układu redukcji drgań

**Streszczenie**

W artykule zaprezentowane zostały zasady ogólne i metody rozwiązywania problemu tłumienia drgań mechanicznych. Artykuł stanowi podsumowanie prac prowadzonych przez zespół pracowników Katedry zajmujący się dynamiką i sterowaniem w układach mechanicznych. W artykule tym przedstawiono metodologię projektowania układów aktywnej redukcji drgań, klasę zagadnień, które najlepiej pasują do proponowanych rozwiązań oraz zasady wzajemnego uzupełniania się biernych i czynnych metod redukcji drgań. Publikacja ta pokazuje również kiedy, gdzie i jak stosować układy aktywnej redukcji drgań przy rozwiązywaniu problemów w praktyce.

**Abstract**

The paper presents summary works leading by research workers from Department of Process Control who are engaged in the

Redukcja drgań mechanicznych jest zagadnieniem ważnym zarówno dla przemysłu jak i jego klientów. W przemyśle obrabiarkowym drgania strukturalne prowadzą do obniżenia wydajności produkcji oraz jakości wyrobów końcowych. W lotnictwie drgania strukturalne oznaczają przyspieszone zużycie elementów, a spowodowany przez nie hałas jest uciążliwy dla pasażerów. W przemyśle samochodowym spotykamy się ze szkodliwym oddziaływaniem drgań na kierowców i pasażerów oraz konstrukcję pojazdu.

Tradycyjną metodą redukcji drgań mechanicznych i hałasu było stosowanie układów biernych, z wykorzystaniem materiałów pochłaniających i rozpraszających energię drgań. W układach tych nie stosowano żadnych czujników ani elektronicznej aparatury kontrolnej. Jednakże w przypadku drgań o niskich częstotliwościach metody bierne są mało skuteczne. Główne zasady aktywnej redukcji drgań znane są już od pewnego czasu, dopiero jednak niedawno stały się rzeczywistością w zastosowaniach praktycznych. Rozwój nowoczesnych technik cyfrowego przetwarzania sygnałów

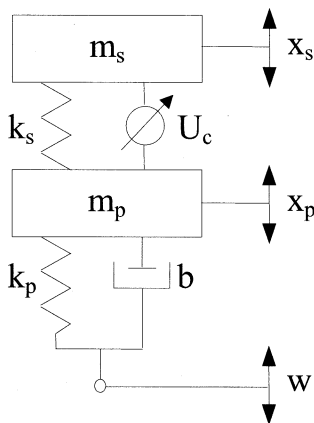
umożliwia realizację niezwykle złożonych systemów kontroli drgań przy rozsądnych kosztach.

Realizacja aktywnych układów redukcji drgań jest zagadnieniem złożonym i wymaga zrozumienia problemów fizycznych związanych z właściwym umiejscowieniem urządzeń wykonawczych oraz czujników jak również doborem odpowiedniego systemu sterowania. W większości przypadków, rozważa się zastosowanie aktywnych metod redukcji drgań dopiero wtedy, gdy metody bierne nie zdają egzaminu. Dlatego też problemy przedstawiane projektantom do rozwiązania mają zazwyczaj wyższy stopień trudności.

W dalszej części artykułu przedstawiamy rozwiązania obejmujące grupę zastosowań układów aktywnych realizowanych w Katedrze Automatyk Procesów. Są to aktywne układy redukcji drgań siedziska operatora pojazdów i maszyn oraz układy aktywne z odzyskiwaniem energii.

## 2. Przykład sterowania adaptacyjnego w układzie wibroizolacji siedziska

Jako przykład zastosowania sterowania adaptacyjnego przedstawiono sterowanie drganiami siedziska kierowcy maszyny roboczej. Przyjęty model układu został bardzo uproszczony w celu uzyskania większej przejrzystości opisu. Model mechaniczny rozważanego układu przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2 Model mechaniczny rozważanego układu wibroizolacji.

Gdzie:

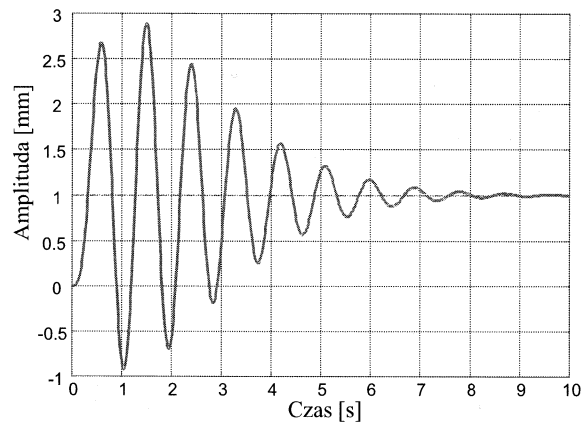
- ♦ masa siedziska z kierowcą  $m_s = 100$  [kg],
- ♦ masa pojazdu  $m_p = 2000$  [kg],
- ♦ współczynnik sprężystości  $k_s = 5000$  [N/m],
- ♦ współczynnik sprężystości  $k_p = 100000$  [N/m],
- ♦ współczynnik tłumienia  $b = 6000$  [Ns/m].

Równania ruchu rozważanego modelu mają następującą postać:

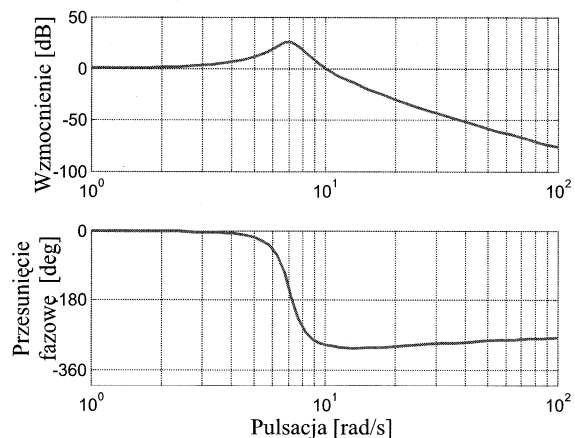
$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + k_s \cdot (x_s - x_p) + U_c = 0 \\ m_p \ddot{x}_p + k_s \cdot (x_p - x_s) + k_p \cdot (x_p - w) + b \cdot (\dot{x}_p - \dot{w}) = U_c \end{cases}$$

Odpowiedź skokową i charakterystyki częstotliwościowe układu z pominięciem działania siły  $U_c$  przedstawiono na rysunkach 3 i 4.

Jak wynika z przedstawionych charakterystyk układ wibroizolacji nie spełnia postawionych mu zadań ze względu na rezonans występujący w zakresie niskich częstotliwości (około 1 Hz). Amplituda drgań w tym zakresie jest wzmacniana. Wynika stąd konieczność zastosowania zewnętrznego źródła energii w postaci siły  $U_c$ . Ustalenie wartości tej siły wymaga zastosowania algorytmu adaptacyjnego, gdyż zależy ona od zmiennych w czasie i nieznanych zakłóceń spowodowanych nierównością drogi. Poza poprawą skuteczności wibroizolacji w paśmie rezonansowym można poprawić również skuteczność w paśmie przed rezonansowym.



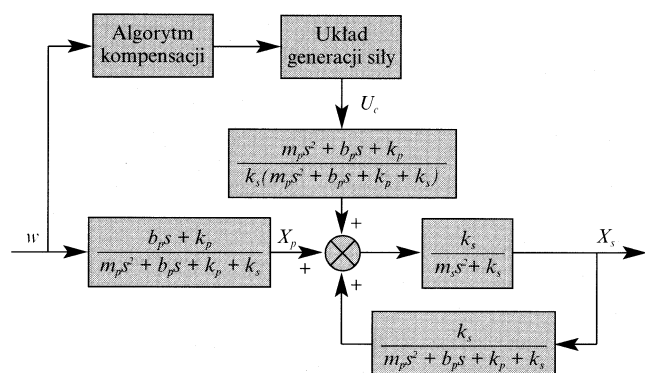
Rys. 3 Odpowiedź na wymuszenie skokiem jednostkowym



Rys. 4 Charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa i fazowo – częstotliwościowa pasywnego układu redukcji drgań

Potraktowanie wymuszenia układu spowodowanego nierównością drogi jako zakłócenie wymaga zastosowania w układzie algorytmu kompensacji, który obliczałby wartość siły  $U_c$  tak, aby wpływ tych zakłóceń został skompensowany. Niezbędne jest również zaprojektowanie układu wytwarzania siły  $U_c$  na podstawie parametrów obliczonych przez algorytm adaptacyjny. Układy takie w rzeczywistości powodują pewne opóźnienia w układzie, co prowadzi do konieczności określenia wartości sygnałów zakłócających w przyszłości. Wymaga to zatem zastosowania układu kompensacji z predykcją.

W przedstawionym przykładzie do predykcji wartości zakłóceń zastosowano filtr adaptacyjny SOI. Model układu wraz z algorytmem kompensacji i modelem wytwarzania siły  $U_c$  przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat blokowy układu kompensacji drgań siedziska operatora pojazdu

W celu adaptacyjnej korekcji wag liniowego predyktora zastosowano algorytm LMS.

Wagi  $a_1, \dots, a_n$  dobiera się tak, aby zminimalizować błąd średniokwadratowy predykcji

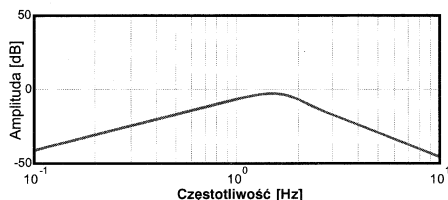
$$E = (u(n) - \sum_{k=1}^N a_k u(n-k))^2$$

Algorytm LMS przyjmuje wówczas postać

$$\hat{a}(n+1) = \hat{a}(n) + \mu u(n-k) \left( u(n) - \sum_{k=1}^N \hat{a}_k u(n-k) \right) \quad \text{dla } k = 1, \dots, N.$$

Algorytm ten można wyprowadzić wychodząc z metody największego spadku [1]. Jako model układu generacji siły przyjęto układ całkujący pierwszego rzędu z inercją.

Do implementacji algorytmu kompensacji oraz symulacji jego działania w przedstawionym powyżej układzie wykorzystano pakiet obliczeniowy MATLAB oraz współpracujący z nim pakiet symulacyjny SIMULINK. Charakterystykę amplitudowo-częstotliwościową układu z kompensacją zakłóceń przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa układu ze sterowaniem adaptacyjnym

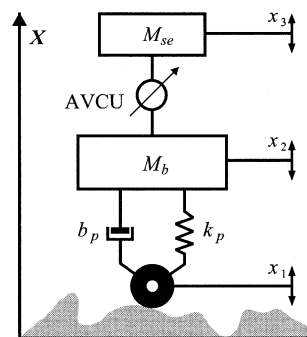
Na podstawie analizy wyników symulacji stwierdzono wyraźną poprawę jakości działania układu wibroizolacji. Istnieje jednak jeszcze konieczność kontynuowania prac projektowych w celu doboru optymalnego układu generacji siły sterującej oraz wyeliminowania błędów predykcji. Nie został jeszcze rozwiązany problem zmiany pozostałych parametrów układu takich, jak: masa pojazdu, masa operatora oraz sprężystość i tłumienie. Aby rozwiązać powyższe trudności, a tym samym polepszyć działanie układu autorzy prowadzą prace nad adaptacyjnym regulatorem drgań siedziska. Układ redukuje niepożądane drgania w całym zakresie częstotliwości roboczych. Wadą tego typu układów jest duży pobór energii z zewnętrznego źródła zasilającego element wytwarzający siłę aktywną  $U_c$ . Problem sterowania adaptacyjnego w aktywnych układach wibroizolacji został szczegółowo omówiony w pracy [2].

### 3. Rekonstrukcja przemieszczenia bezwzględnego masy wibroizolowanej w układzie o dwóch stopniach swobody

W sterowanych układach redukcji drgań mechanicznych – wykorzystywanych w środkach lokomocji takich, jak: autobusy, samochody, maszyny robocze, ciągniki siodłowe – układem odniesienia jest najczęściej bezwzględny układ współrzędnych. Celem sterowania obiektem izolowanym od drgań jest minimalizacja przyspieszenia drgań lub unieruchomienie go względem przyjętego układu odniesienia. Osiągnięcie tego celu możliwe jest poprzez przyjęcie bezwzględnego układu odniesienia. Aby drgania przenoszone na korpus operatora maszyny, kierowcę lub pasażera nie były odczuwalne (przenoszone w minimalnym stopniu) należy zapewnić odpowiedni układ sterujący. Jego zadaniem jest przeciwdziałanie zakłóceniom, które generowane są podczas przemieszczania się pojazdu. W celu skutecznego wygenerowania sygnału sterującego aktywnym elementem wykonawczym należy

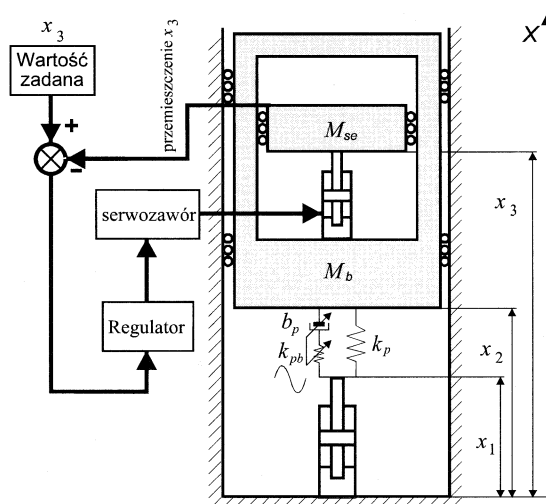
zapewnić odpowiedni pomiar tego zakłócenia. W tak postawionym zadaniu sterowania wielkością sterowaną jest przemieszczenie bezwzględne. Dwupunktowy pomiar tego przemieszczenia jest trudny z powodu oddalania się obiektu względem bezwzględnego układu odniesienia. Dostępne w sprzedaży przetworniki laserowe bądź ultradźwiękowe nie nadają się do wykorzystania w warunkach drogowych gdyż mogą one dostarczać do układu sterowania nieprawidłowe wartości, spowodowane błędami przypadkowymi (np. zachłapanie błotem, zmiana rodzaju nawierzchni). Inne przetworniki to głównie przetworniki przemieszczeń względnych. Pomiar przemieszczenia bezwzględnego pośrednio, poprzez pomiar przyspieszenia i dwukrotnie całkowanie prowadzi do powstania nadmiernych szumów cyfrowych i błędów związanych ze składową stałą. Efekty te są szczególnie uciążliwe gdy mierzony sygnał przyspieszenia jest niestacjonarny oraz przy niskich częstotliwościach (do 10 Hz). Z obydwoma tymi zjawiskami mamy do czynienia przy redukcji drgań w środkach lokomocji.

Autorzy niniejszej pracy podjęli badania algorytmów odtworzenia przemieszczenia bezwzględnego z przemieszczenia względnego mas oraz różnicy ciśnień w komorach tłumika zastosowanego w pierwszym – pasywnym stopniu układu redukcji drgań. Przedstawione w artykule badania dotyczą układu reprezentowanego modelem pokazanym na rysunku 7.



Rys. 7. Model pasywno-aktywnego układu redukcji drgań

W przedstawionym modelu pierwszy pasywny stopień redukcji drgań reprezentowany jest przez sumaryczną sprężystość  $k_p$  oraz współczynnik tłumienia  $b_p$ .  $M_b$  stanowi masę pośrednią (np. masę pojazdu). Drugi stopień swobody stanowi aktywny układ redukcji drgań (AVRU) chroniący masę  $M_{se}$  od zakłóceń  $x_1$  (np. masę kierowcy z fotelem). W rzeczywistym układzie pomiar przemieszczeń:  $x_1, x_2, x_3$  względem osi  $X$  jest trudny do zrealizowania. Z technicznego punktu widzenia pomiar różnicy przemieszczeń:  $x_2 - x_1$  oraz



Rys. 8. Laboracyjny model badanego układu

$x_3 - x_2$  nie stanowi większego problemu. W trakcie badań laboratoryjnych dodatkowo mierzono ciśnienia w obydwu komorach tłumika pasywnego. W celu przeprowadzenia badań laboratoryjnych na stanowisku do badań Aktywnych Układów Redukcji Drgań Mechanicznych [3] zamontowano model fizyczny układu przedstawionego na rysunku 7. Schemat układu laboratoryjnego zaprezentowano na rysunku 8.

Oprócz różnicy przemieszczeń dodatkowo zapewniono pomiar przemieszczeń:  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  względem osi  $X$ , co w warunkach laboratoryjnych jest możliwe, ponieważ niema problemu z przemieszczającą się obiektem.

Badany układ laboratoryjny jest hybrydowym układem pasywno-aktywnym. Układy takie zapewniają dużą skuteczność wibroizolacji zarówno w zakresie niskich częstotliwości (gdzie główną rolę odgrywa część aktywna), jak i w zakresie częstotliwości wyższych (tu powyżej 10 Hz, gdzie głównym zespołem absorbującym drgania jest część pasywna).

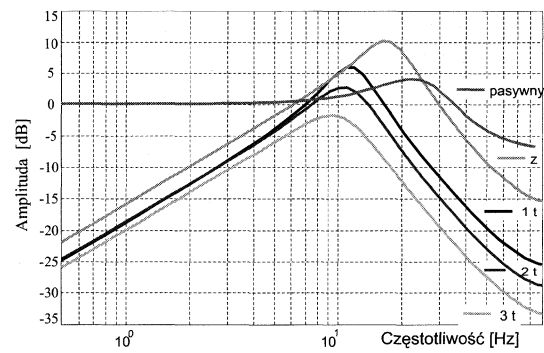
Tego typu budowa pozwala obniżyć również zapotrzebowanie na energię zasilającą zespół aktywny.

Zespół aktywnej redukcji drgań pracuje w zamkniętym układzie regulacji ze stabilizacją przemieszczenia tłoczyska siłownika. W celu przetestowania wpływu metody rekonstrukcji przemieszczenia bezwzględnego na skuteczność wibroizolacji, zastosowano regulator proporcjonalny. Układ sterowania aktywnym zespołem redukcji drgań został zamodelowany w programie Matlab/Simulink. Zastosowanie przyborników RTWT (Real Time Widows Target) i RTW (Real Time Workshop) oraz współpraca z kartą pomiarowo-sterującą PCL 818 HG umożliwiły sterowanie w czasie rzeczywistym aktywnym zespołem redukcji drgań. Zespół pasywny złożony jest z: układu sprężyn o łącznej sprężystości  $k_p \approx 44$  kN/m oraz tłumika wiskotycznego. Jako tłumik wykorzystano siłownik hydrauliczny z symetrycznym tłoczyskiem. Obydwie komory siłownika napełniono olejem hydraulicznym i połączono je zaworem dławiącym. Układ wyposażono w przetworniki ciśnienia zamontowane w komorach siłownika oraz w zespół wstępnego zadawania ciśnienia. Stopień otwarcia zaworu przepływowego zmieniano od całkowicie zamkniętego do całkowicie otwartego (pozycja 5t). W ten sposób regulowano współczynnik tłumienia  $b_p$ .

Dla układu czysto pasywnego częstotliwość rezonansowa zespołu fr wynosi 24 Hz i występuje tylko dla zaworu zamkniętego (rysunek 9). Nie zaobserwowano wzmocnienia w okolicach częstotliwości drgań własnych  $f_0 \approx 3$  Hz. Tarcie które towarzyszy elementom prowadzącym (łożyska prowadzące obciążenia w stanowisku, prowadzenie siłownika), spowodowało powstanie dodatkowych sił tłumiących. W układzie o dwóch stopniach swobody obciążenia  $M_b$  i  $M_{se}$  wynosiły odpowiednio  $M_b = 105$  kg  $M_{se} = 15$  kg. Stosunek mas  $M_b / M_{se}$  wynosi 7:1 i został dobrany celowo tak, aby w przybliżeniu odpowiadał występującym w rzeczywistości (np. stosunek masy kabiny kierowcy do masy kierowcy z fotelem). Sztywność sprężyn układu pasywnego również została dobrana tak, aby częstotliwość drgań własnych była zbliżona do częstotliwości drgań własnych typowych dla środków lokomocji. Zawór dławiący w tłumiku pasywnym umożliwia nastawianie różnych wartości współczynnika tłumienia  $b_p$ . Badania laboratoryjne tego układu wykazały iż, regulacja przepływu między komorami siłownika powoduje również zmianę współczynnika sprężystości. Współczynnik ten oznaczono jako  $k_{pb}$  (rys. 8.).

Współczynnik przenoszenia drgań w funkcji częstotliwości, szeregowego układu pasywno-aktywnego ze sprzężeniem od laboratoryjnie mierzonego przemieszczenia bezwzględnego przy różnych nastawach zaworu przepływowego przedstawiono na rysunku 9.

Charakterystyki te wyznaczono podając zakłócenie  $x_1$  w postaci szumu i rejestrowano odpowiedzi  $x_2$  i  $x_3$  układu na zadany sygnał. Zakłócenie to generowane było przez elektro-hydrauliczny wzbudnik drgań dużej mocy. W układzie aktywnym wykorzystano



Rys. 9. Współczynnik przenoszenia drgań w funkcji częstotliwości, przy różnych nastawach zaworu przepływowego, dla pasywno-aktywnego układu redukcji drgań, ze sprzężeniem od laboratoryjnie mierzonego przemieszczenia bezwzględnego

sprzężenie zwrotne od rzeczywistej wartości przemieszczenia bezwzględnego  $x_3$  (względem osi współrzędnych  $X$ ).

Wyniki zweryfikowano badając odpowiedź na sygnał sinusoidalny o narastającej częstotliwości (chirp signal). Z przeprowadzonych testów wynika, że nastawienie zaworu dławiącego na wartość 3t daje najlepsze rezultaty to znaczy zapewnia odpowiednią sztywność układu, jak i nie dopuszcza do zbyt dużego wzmocnienia w zakresie rezonansu. Układ w całym zakresie badanych częstotliwości powodował zmniejszenie drgań na wyjściu. Rezonans zaobserwowany w okolicy 9÷15 Hz (zależnie od nastaw zaworu dławiącego) spowodowany jest ograniczonym zakresem działania zespołu aktywnego, a częstotliwości te to dopiero początek skutecznego działania zespołu pasywnego. Dla pasywnych zespołów redukcji drgań skuteczny zakres wibroizolacji to ok. 3-krotna wartość częstotliwości rezonansowej. Znając charakterystyki układu z idealnym sprzężeniem zwrotnym od przemieszczenia  $x_3$ , przystąpiono do badań w układzie ze sprzężeniem od odtworzonej wartości  $\hat{x}_3$  z innych pośrednich pomiarów.

#### Opis metod rekonstrukcji przemieszczenia

W pracy przeanalizowano i przedstawiono wyniki badań dla trzech wybranych metod rekonstrukcji przemieszczenia bezwzględnego.

**Rekonstrukcja przemieszczenia bezwzględnego z przemieszczeń względnych.** W metodzie tej założono, iż jedynymi sygnałami mierzonymi w celu odtworzenia przemieszczenia bezwzględnego są przemieszczenia względne  $x_3 - x_2$  oraz  $x_2 - x_1$ . Podczas badań wstępnych mierzono przemieszczenie względne  $x_2 - x_1$  oraz przemieszczenie bezwzględne  $x_2$ . Pozwoli to wyznaczyć transmitancję pomocniczą  $H(s)$  na drodze eksperymentalnej

$$H(s) = \frac{x_2}{x_2 - x_1} \quad (1)$$

Układ sterowania aktywnym zespołem redukcji drgań z rekonstrukcją przemieszczenia bezwzględnego z przemieszczeń względnych przedstawiono na rysunku 10.

Wyznaczanie w czasie rzeczywistym przemieszczenia  $x_3$  zostało zrealizowane przy wykorzystaniu następujących wyrażeń:

$$H(s) \cdot (x_2 - x_1) = \hat{x}_2 \quad (2)$$

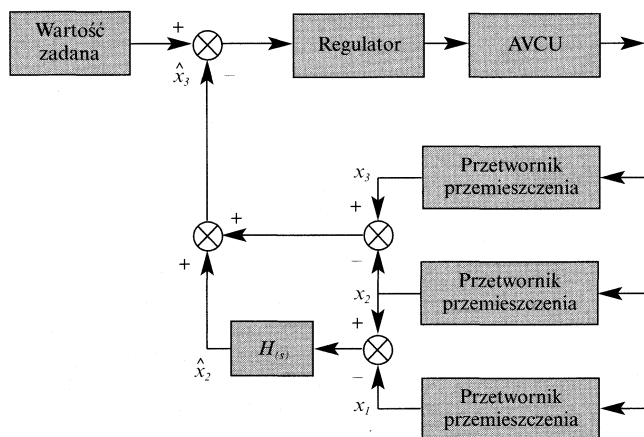
$$(x_3 - x_2) + \hat{x}_2 = \hat{x}_3 \quad (3)$$

Rekonstrukcja przemieszczenia bezwzględnego z różnicy ciśnień w komorach tłumika pasywnego. W metodzie tej założono, iż mierzonymi sygnałami są przemieszczenie względne  $x_3 - x_2$  oraz ciśnienia w komorach tłumika pasywnego. Podczas wstępnych badań mierzono ciśnienia w obydwóch komorach  $p_A$  i  $p_B$  oraz prze-

mieszczenie bezwzględne  $x_2$ . Na tej podstawie wyznaczono transmitancję pomocniczą  $H_p(s)$

$$H_p(s) = \frac{x_2}{p_A - p_B} \quad (4)$$

Układ sterowania aktywnym zespołem redukcji drgań z rekonstrukcją przemieszczenia bezwzględnego na podstawie pomiarów ciśnień w komorach tłumika pasywnego jest bardzo zbliżony do układu zaprezentowanego na rysunku 10. Różnica polega na zastosowaniu transmitancji  $H_p(s)$  oraz dodatkowym pomiarze ciśnień.



Rys. 10. Schemat układu sterowania aktywnym zespołem redukcji drgań z rekonstrukcją przemieszczenia bezwzględnego z przemieszczeń względnych

Przemieszczenie  $x_3$  wyznaczone było w czasie rzeczywistym przy wykorzystaniu następujących zależności:

$$H_p(s) \cdot (p_A - p_B) = \hat{x}_2 \quad (5)$$

$$(x_3 - x_2) + \hat{x}_2 = \hat{x}_3 \quad (6)$$

Sygnał różnicy ciśnień  $p_A - p_B$  jest proporcjonalny do siły w tłumiku pasywnym.

**Rekonstrukcja przemieszczenia bezwzględnego z pierwiastka różnicy ciśnień w komorach tłumika pasywnego.** Metoda ta jest bardzo podobna do metody opisanej powyżej. Różnica w wyznaczonej transmitancji pomocniczej  $H_p(s)$  polega na tym, iż sygnał różnicy ciśnień został spierwiastkowany i w ten sposób uzyskano transmitancję  $H_{pp}(s)$

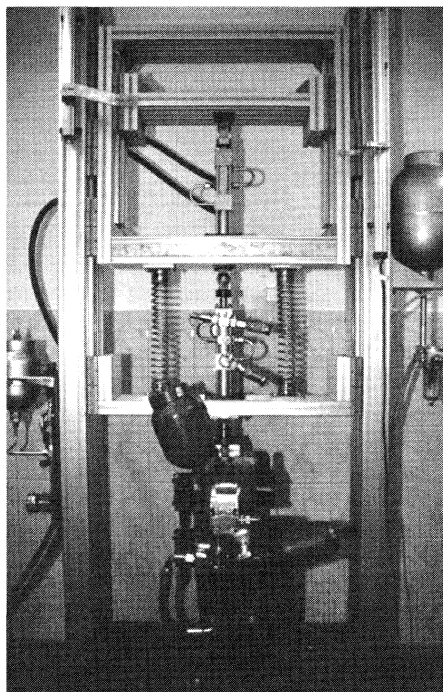
$$H_{pp}(s) = \frac{x_2}{\sqrt{p_A - p_B}} \quad (7)$$

Sygnał pierwiastka z różnicy ciśnień  $\sqrt{p_A - p_B}$  jest proporcjonalny do przepływu a więc do prędkości tłoka względem cylindra tłumika pasywnego.

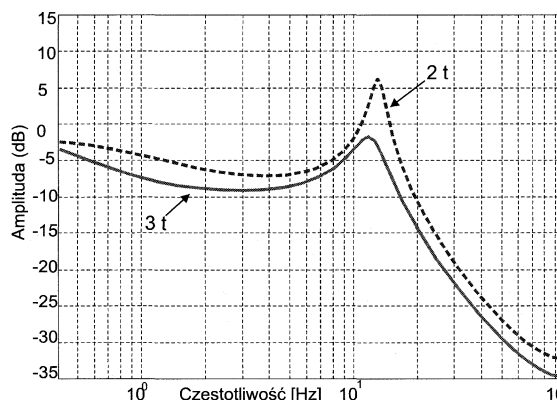
#### Wyniki badań laboratoryjnych

Model laboratoryjny układu przedstawiony schematycznie na rysunku 8 zrealizowano na stanowisku do badań aktywnych układów redukcji drgań mechanicznych. Widok stanowiska laboratoryjnego wraz z zamontowanym układem przedstawiono na rysunku 11. Na podstawie mierzonych sygnałów w czasie rzeczywistym wyznaczano następujące wielkości:

- $x_3 - x_2$  – przemieszczenie względne zespołu aktywnego,
- $x_2 - x_1$  – przemieszczenie względne zespołu pasywnego,
- $p_A - p_B$  – różnica ciśnień w komorach tłumika pasywnego.



Rys. 11. Widok stanowiska laboratoryjnego z zamontowanym pasywno-aktywnym układem redukcji drgań.



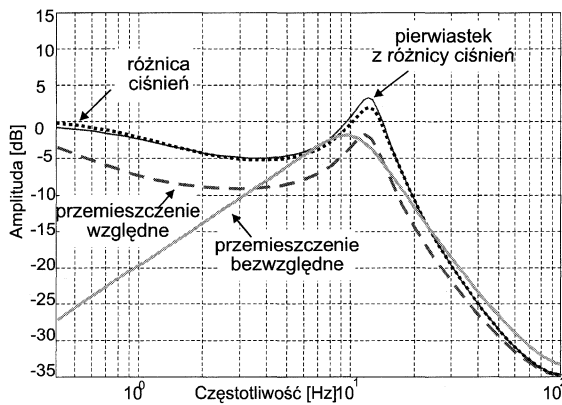
Rys. 12. Współczynnik przenoszenia drgań, dla układu ze sprzężeniem od przemieszczenia bezwzględnego uzyskanego z przemieszczeń względnych

Przeprowadzone pomiary pozwoliły na wyznaczenie charakterystyk zaprezentowanych na rysunkach 12 i 13. Przedstawiają one zmienność współczynnika przenoszenia drgań w funkcji częstotliwości, dla różnych nastaw tłumienia układu pasywnego przy różnych metodach odtwarzania przemieszczenia bezwzględnego. Na rysunku 13 porównano pasywno-aktywne układy wibroizolacji ze sprzężeniem od:

- odtworzonego przemieszczenia bezwzględnego z przemieszczeń względnych,
- różnicy ciśnień w komorach tłumika pasywnego,
- pierwiastka różnicy ciśnień w komorach tłumika pasywnego,
- mierzonego przemieszczenia bezwzględnego w warunkach laboratoryjnych.

Z przebiegów tych można wyciągnąć następujące wnioski:

- Im mniejszy współczynnik tłumienia części pasywnej tym wibroizolacja jest skuteczniejsza. Nie można jednak zbyt zmniejszać tego współczynnika gdyż może to pogorszyć działanie układu w zakresie częstotliwości rezonansowej.
- Najlepsze rezultaty uzyskano dzięki zastosowaniu sprzężenia zwrotnego od przemieszczenia bezwzględnego odtworzonego



Rys. 13. Porównanie współczynników przenoszenia drgań, dla pasywno-aktywnego układu redukcji drgań, ze sprzężeniem uzyskanym w różny sposób

z przemieszczeń względnych. Układ ten w całym zakresie wibroizolacji redukuje poziom drgań.

- Zastosowana metoda wyznaczania przemieszczenia bezwzględnego na podstawie pomiaru ciśnień w komorach tłumika pasywnego daje również dobre wyniki, jednakże wymaga zmian w konstrukcji tłumika. Układ jest mniej skuteczny szczególnie w zakresie częstotliwości wyższych dla zespołu aktywnego (9÷15 Hz).

Szczegółowe rozwiązania związane z rekonstrukcją przemieszczenia bezwzględnego zostały omówione na konferencji ACTIVE 2002 i opublikowane w materiałach konferencyjnych [4]

#### 4. Podsumowanie

Istotnym ograniczeniem w praktycznym wykorzystaniu aktywnych układów redukcji drgań jest ich duża energochłonność. Celem prowadzonych prac jest opracowanie, wykonanie i przebadanie aktywnego układu redukcji drgań mechanicznych w wersji laboratoryjnej, opartego na elementach i zespołach elektrohydraulicznych. Istotną wadą większości znanych rozwiązań aktywnych układów redukcji

drgań jest ich duża energochłonność, stanowiąca w wielu przypadkach barierę szerszego ich stosowania. W chwili obecnej główne kierunki badań prowadzonych w Katedrze dotyczą zmniejszenia energochłonności aktywnych układów redukcji drgań mechanicznych. W oparciu o dotychczas zdobyte doświadczenie prowadzone są prace nad wykonaniem aktywnego układu redukcji drgań, dla którego głównym źródłem energii hydraulicznej jest specjalnie wykonany zasilacz hydrauliczny napędzany energią masy nie wibroizolowanej. W zależności od wymaganej skuteczności układu redukcji drgań (proporcjonalnej do nominalnej wydajności źródła zasilania) niedobory energii hydraulicznej mogą być dostarczone z niezależnego, źródła zasilania. Prace związane z obniżeniem energochłonności aktywnych układów redukcji drgań mechanicznych realizowane są w ramach grantu finansowanego ze środków KBN zatytułowanego „Elektrohydrauliczne układy aktywnej redukcji drgań mechanicznych wykorzystujące energię mas nie wibroizolowanych”.

#### Literatura

- [1.] L. Rutkowski „Filtry adaptacyjne i adaptacyjne przetwarzanie sygnałów”, WNT, Warszawa 1984
- [2.] J. Kowal, P. Micek „Adaptacyjne przetwarzanie sygnałów w aktywnych układach wibroizolacji” II Szkoła Metody Aktywne Redukcji Drgań i Hałas, Kraków – Zakopane 1995
- [3.] J. Konieczny, R. Ornacki, J. Pluta: Stanowisko do badań sterowanych układów redukcji drgań. Miesięcznik Napędy i Sterowanie – Racibórz nr. 5 1999, str. 12-15
- [4.] J. Konieczny, J. Kowal, and A. Podsiadło Reconstruction Of Absolute Displacement Of A Vibration Isolated Mass In A 2 Dof System. ACTIVE 2002, Southampton, UK.
- [5.] J. Kowal, 1996, „Control of vibration”, Gutenberg Publishers, Kraków.
- [6.] J. Konieczny, R. Ornacki and J. Pluta, 1999, IV School Active Methods of Vibration and Noise Reduction, „Stand used to testing systems of vibration control”, Krakow – Krynica, 103-112.
- [7.] J. Kowal, J. Pluta, A. Podsiadło and J. Konieczny, 2000, International Carpathian Control Conference „ICCC 2000”, „Influence of the servovalve control system on the dynamic properties of an electrohydraulic mechanical vibration generator”, Koszycy, 103-106.
- [8.] J. Konieczny, J. Kowal and B. Sapiński, 1999, ACTIVE 99, „Synthesis of a mechanical oscillator as a source of disturbances for active vibration reduction systems”, Fort Lauderdale, 137-144.

#### CENNIK PUBLIKACJI PŁATNYCH na I półrocze 2003 roku

w czasopiśmie

POMIARY • AUTOMATYKA • KONTROLA

REKLAMA	Czarno-biała	Kolorowa
*) I okładka	-----	3200 zł
II okładka	-----	2800 zł
III okładka	-----	2700 zł
IV okładka	-----	3000 zł
I strona (175x255mm)	1600 zł	2400 zł
1/2 strony (175x125mm) – pozioma	850 zł	1250 zł
1/2 strony (85x255mm) – pionowa	850 zł	1250 zł
1/4 strony (85x125mm)	550 zł	800 zł
**) 1/8 strony (85x60mm) – pozioma	350 zł	500 zł
*) dodatkowa informacja na okładce wg uzgodnień		
**) tylko według indywidualnych uzgodnień		

#### ARTYKUŁY TECHNICZNO-INFORMACYJNE

Adresowane do specjalistów na poziomie inżynierskim  
1 strona PAK – 1500 zł (+ 50% kolor)  
Cena do uzgodnienia w zależności od liczby stron i sponsorowanego tematu

#### STAŁE WKŁADKI

tematyczne lub firmowe, wydrukowane przez zleceniodawcę  
• 1-kartkowe (2-stronicowe) – 2500 zł  
• 2-kartkowe (4-stronicowe) – 3500 zł  
• wielokartkowe (do 12 stron) – 5000÷8000 zł

Do wszystkich cen doliczamy podatek VAT 22%