AUTOREFEREAT ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Sterowanie półaktywnym układem zawieszenia pojazdu z zastosowaniem tłumików magnetoreologicznych

Piotr KRAUZE

Rozprawa doktorska przygotowana pod kierunkiem: dra hab. inż. Jerzego KASPRZYKA, prof. nzw. w Pol. Śl.

> Instytut Automatyki Wydział Automatyki, Elektroniki i Informatyki Politechnika Śląska

> > Wrzesień 2015

Spis treści

1	Wprowadzenie		1	
2	Tez	Teza i cele pracy		
3	Metody i techniki badawcze			4
	3.1	Terene	owy pojazd eksperymentalny	4
	3.2	Model	tłumika MR	4
	3.3	Model	drgań pojazdu o 4 stopniach swobody	5
	3.4	Wymu	ıszenie drgań pojazdu	6
	3.5	Wybra	ane oceny skuteczności tłumienia drgań	6
4	Rezultaty przeprowadzonych badań			8
	4.1	4.1 Badania eksperymentalne klasycznych algorytmów sterowania		8
	4.2 Badania symulacyjne adaptacyjnych algorytmów sterowania		iia symulacyjne adaptacyjnych algorytmów sterowania	10
		4.2.1	Metody adaptacji bezpośredniej	11
		4.2.2	Metody adaptacji pośredniej	13
5	Podsumowanie			17

Wybrana literatura

 $\mathbf{18}$

1 Wprowadzenie

Drgania mechaniczne pochodzące od nierówności nawierzchni drogi są nieodłącznym zjawiskiem dla poruszających się pojazdów. Wpływ drgań na pasażerów pojazdu jest szczególnie zauważalny, jeśli ich częstotliwość pokrywają się z częstotliwościami rezonansowymi ciała ludzkiego [2]. Najczęściej analizowane są częstotliwości drgań w zakresie od 1 Hz do 25 Hz [4], który pokrywa się częstotliwościami rezonansowymi najważniejszych części ciała ludzkiego. Drgania wpływają również na zachowanie się samej konstrukcji pojazdu, w tym na ugięcie opon związane z przyczepnością pojazdu do drogi na ugięcie układu zawieszenia związane z jego żywotnością. Od parametrów układu zawieszenia, w szczególności amortyzatorów zależy komfort jazdy i bezpieczeństwo jazdy, które, niestety, są przeciwstawne względem siebie. W przypadku układów zawieszenia z amortyzatorami pasywnymi już na etapie produkcji pojazdu konieczne jest określenie jego przeznaczenia, a tym samym parametrów zawieszenia.

Przykładem alternatywnego rozwiązania pozwalającego na zmianę parametrów zawieszenia są układy aktywne wyposażone w elementy wykonawcze. Elementy półaktywne stanowią rozwiązanie kompromisowe w porównaniu z energochłonnymi elementami aktywnymi i nieadaptacyjnymi tłumikami pasywnymi. Przykładem elementów półaktywnych są tłumiki MR (magnetoreologiczne), których charakterystyczną cechą jest możliwość szybkich zmian parametrów tłumienia w czasie jazdy, a tym samym dostosowanie do warunków aktualnie panujących na drodze (Rysunek 1.1). W przypadku tłumików MR steruje się dyssypacją energii drgań. Kluczowym elementem tłumika MR jest cylindryczna obudowa wypełniona cieczą MR. Ciecz MR składa się z cząstek wielkości kilku



Rysunek 1.1: Tłumik MR typu RD-8041-1 produkcji Lord Corporation: a) wygląd zewnętrzny, b) konstrukcja [9], 1 - przewody cewki, 2 - rdzeń tłoczyska, 3 - uszczelnienie, 4 - płyn MR, 5 - pierścień, 6 - cewka, 7 - otwory, 8 - tłoczysko, 9 - elastyczna membrana, 10 - akumulator gazowy

mikrometrów wykonanych najczęściej z żelaza, zawieszonych w cieczy nośnej, najczęściej oleju mineralnym, syntetycznym lub glikolu [12].

Sterowanie parametrami tłumika MR odbywa się za pomocą cewek indukujących pole magnetyczne zlokalizowanych w szczelinach tłoczyska, przez które przepływa ciecz MR. Pod wpływem pola magnetycznego cząstki cieczy MR tworzą wewnątrz szczelin struktury łańcuchowe wzdłuż linii pola i prostopadle do ruchu cieczy przeciwdziałając jej ruchowi. Opisane zjawisko jest w rezultacie przyczyną zmian właściwości tłumika MR obserwowanych w skali makroskopowej [15].

2 Teza i cele pracy

Głównym celem rozprawy doktorskiej było przeprowadzenie badań nad algorytmami tłumienia drgań w pojazdach drogowych wyposażonych w tłumiki magnetoreologiczne. Badania przeprowadzono w środowisku symulacyjnym jak i przy użyciu eksperymentalnego pojazdu terenowego, w którym zainstalowano system sterowania tłumikami magnetoreologicznymi. Wymaganiem dla przeprowadzenia badań było przygotowanie stanowiska badawczego, implementacja proponowanych algorytmów i opracowanie metodyki ich testowania.

Teza pracy została sformułowana w następujący sposób:

Wybrane algorytmy zastosowane do sterowania układem zawieszenia pojazdu z tłumikami magnetoreologicznymi i wykorzystanie informacji o profilu drogi pozwalają na poprawę komfortu jazdy, przyczepności do nawierzchni drogi, a także umożliwiają zmniejszenie średniego ugięcia zawieszenia.

Pozostałe cele pracy:

- Zdefiniowanie modelu tłumika MR i jego odwrotnego odpowiednika oraz zastosowanie ich w badaniach symulacyjnych i eksperymentalnych.
- Rozwinięcie, walidacja i analiza nieadaptacyjnych i adaptacyjnych algorytmów sterowania tłumikami MR, z których wybrane pozwalają na wykorzystanie informacji o profilu drogi dostępnej z wyprzedzeniem.
- Implementacja i analiza wybranych algorytmów tłumienia drgań z zastosowaniem systemu sterowania półaktywnym zawieszeniem pojazdu eksperymentalnego.

3 Metody i techniki badawcze

3.1 Terenowy pojazd eksperymentalny

Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone przy użyciu pojazdu terenowego rzeczywistych rozmiarów typu ATV-Sweden Allroad 500. Pojazd o wadze 337 kg charakteryzuje się długością 2.18 m, szerokością 1.17 m i wysokością 1.23 m (Rysunek 3.1). Pojazd wyposażono w system sterowania tłumikami MR (magnetoreologicznymi) zainstalowanymi w miejsce oryginalnych amortyzatorów oraz w przetworniki pomiarowe, m.in. akcelerometry zlokalizowane w nadwoziu i w pobliżu kół oraz czujniki prędkości postępowej pojazdu. Dane pomiarowe odczytywane są przez jednostki peryferyjne zlokalizowane przy każdym kole pojazdu przesyłane są do głównego sterownika układu zawieszenia poprzez sieć CAN. Algorytm tłumienia drgań zaimplementowany w sterowniku głównym wyznacza wartości natężenia prądu i przesyła je do jednostek peryferyjnych.



Rysunek 3.1: System sterowania układem zawieszenia z zastosowaniem tłumików MR zainstalowany w terenowym pojeździe eksperymentalnym

3.2 Model tłumika MR

Zastosowane w pojeździe eksperymentalnym tłumiki MR typu RD-8040-1 i RD-8041-1 produkcji Lord Corporation zostały przebadane przy użyciu stanowiska MTS przeznaczonego do badań właściwości dynamicznych. W ramach pracy doktorskiej w pierwszej kolejności przeprowadzono analizę wpływu częstotliwości i amplitudy wymuszenia osiowego tłumika na jego działanie. Następnie, w celu dalszej analizy algorytmów sterowania wyznaczono model tłumika uzyskany dla częstotliwości wymuszenia równej 1.5 Hz dobranej na podstawie właściwości typowych pojazdów. W pracy zaproponowano dwa modele tłumika MR, tj. model Spencera-Dyke'a [15] i model bazujący na funkcji tanh [7]. Model Spencera-Dyke'a zdefiniowany został jako:

$$F_{mr,sc} = -\alpha_{bw} p_{bw} - c_{bw} v_{bw} - k_{bw} z_{bw} - k_{sc} z_{mr} - \delta_{sc}.$$
(3.1)

Charakterystycznym elementem modelu Spencera-Dyke'a jest model Bouc-Wena, którego odpowiedź oznaczono jako p_{bw} , opisujący histerezę widoczną na charakterystyce siła-prędkości tłumika zdefiniowany zgodnie z nieliniowym równaniem różniczkowym. Zależność wybranych parametrów α_{bw} , c_{bw} i c_{sc} od natężenia prądu sterującego aproksymuje się wielomianem trzeciego stopnia.

W celu wyznaczenia modelu odwrotnego tłumika MR zastosowanego w algorytmie sterowania zdefiniowano model Tanh:

$$F_{mr,th} = -\alpha_{th} \tanh(\beta_{th} v_{mr} - \gamma_{th} a_{mr}) - c_{th} v_{mr} - k_{th} z_{mr} - \delta_{th}, \qquad (3.2)$$

gdzie parametry α_{th} i c_{th} aproksymuje się wielomianem pierwszego stopnia w zależności od pierwiastka natężenia prądu sterującego.

3.3 Model drgań pojazdu o 4 stopniach swobody

W badaniach symulacyjnych zastosowano model połówkowy drgań pojazdu o 4 stopniach swobody opisujących pochylenie wzdłużne i pionowy ruch nadwozia pojazdu w jego środku ciężkości jak i pionowy ruch przednich i tylnych kół. Model drgań pojazdu przedstawiony został w postaci dwuwymiarowej sztywnej belki o długości L. Masa i moment bezwładności nadwozia oznaczone są jako m_s i I_{sL} . Masy kół w przedniej i tylnej części pojazdu zostały oznaczone jako m_{uf} i m_{ur} . Sztywność i tłumienie układu zawieszenia w przedniej i tylnej części pojazdu opisano, odpowiednio, jako k_{sf} , c_{sf} i k_{sr} i c_{sr} . Symbole k_{uf} , c_{uf} i k_{ur} i c_{ur} oznaczają sztywność i tłumienie opon. Ponadto, w ramach badań symulacyjnych założono dostępność w pojeździe czujnika pozwalającego na pomiar przemieszczenia z_{pv} , prędkości v_{pv} i przyspieszenia a_{pv} pionowego profilu drogi przed pojazdem. Model połówkowy opisano następującymi równaniami różniczkowymi:

$$m_{s}\ddot{z}_{s} = -k_{sf}(z_{sf} - z_{uf}) - c_{sf}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) + F^{*}_{mr,f}\sin(\alpha_{mr,f}) - k_{sr}(z_{sr} - z_{ur}) - c_{sr}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) + F^{*}_{mr,r}\sin(\alpha_{mr,r}),$$
(3.3)

$$I_{sL}\ddot{\varphi}_{sp} = L_f \left[k_{sf}(z_{sf} - z_{uf}) + c_{sf}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) - F^*_{mr,f} \sin(\alpha_{mr,f}) \right] - L_r \left[k_{sr}(z_{sr} - z_{ur}) + c_{sr}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) - F^*_{mr,r} \sin(\alpha_{mr,r}) \right],$$
(3.4)

$$m_{uf} \ddot{z}_{uf} = -k_{uf} (z_{uf} - z_{rf}) - c_{uf} (\dot{z}_{uf} - \dot{z}_{rf}) - F^*_{mr,f} \sin(\alpha_{mr,f}) + k_{sf} (z_{sf} - z_{uf}) + c_{sf} (\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}),$$
(3.5)

$$m_{ur} \ddot{z}_{ur} = -k_{ur}(z_{ur} - z_{rr}) - c_{ur}(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_{rr}) - F^*_{mr,r} \sin(\alpha_{mr,r}) + k_{sr}(z_{sr} - z_{ur}) + c_{sr}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}),$$
(3.6)

gdzie z_s oznacza przemieszczenie pionowe środka ciężkości nadwozia, a φ_{sp} oznacza kąt pochyłu wzdłużnego. Symbole z_{uf} i z_{ur} oznaczają pionowe przemieszczenia kół pojazdu. Parametry modelu połówkowego zostały wyznaczone na podstawie przeskalowania parametrów pojazdu przedstawionych w [3] uwzględniając masę pojazdu eksperymentalnego. Parametry tłumienia opon zostały dobrane na podstawie wartości względnego współczynnika opon wykazanych w [8].

3.4 Wymuszenie drgań pojazdu

W ramach pracy doktorskiej przetestowano działanie algorytmów tłumienia drgań dla dwóch typów wymuszeń, tj. wybojów jako przykładu wymuszenia pojedynczego i różnych częstotliwości wymuszenia ciągłego sinusoidalnego. Kształt pojedynczego wymuszenia określono na podstawie kształtu belki o wysokości 85 mm, która była stosowana podczas przejazdów w badaniach eksperymentalnych. Właściwości wymuszenia sinusoidalnego określono odnosząc się do normy ISO 8606:1995(E) [5] oraz zapewniając stałą amplitudę prędkości wymuszenia w celu utrzymania podobnych warunków pracy tłumika MR dla wszystkich testowanych częstotliwości. Ponieważ badania eksperymentalne były przeprowadzane przy użyciu pojazdu terenowego, w pracy rozpatrywano wymuszenie sinusoidalne opisane klasami dróg o większym udziale nierówności, tj. w zakresie klas od D do F. W badaniach symulacyjnych i eksperymentalnych zapewniono zbliżone wymuszenie prawej i lewej strony pojazdu.

3.5 Wybrane oceny skuteczności tłumienia drgań

Ocena skuteczności tłumienia drgań została przeprowadzona z zastosowaniem wskaźników wyznaczanych w dziedzinie czasu i częstotliwości. W przypadku pojedynczego wymuszenia uderzeniowego stosowano analizę w dziedzinie czasu na bazie wskaźnika jakości zdefiniowanego jako:

$$I_x = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N} x^2(n)},$$
(3.7)

gdzie x jest sygnałem pomiarowych, dla którego wyznaczana jest wartość wskaźnika, a N oznacza liczbę analizowanych próbek sygnału.

W przypadku analizy przeprowadzonej w dziedzinie częstotliwości wyznaczano przebiegi współczynnika przenoszenia drgań dla kolejnych częstotliwości wymuszenia sinusoidalnego w następujący sposób:

$$\widetilde{T}_{u,y}(f) = \frac{I_y(f)}{I_u(f)},\tag{3.8}$$

gdzie I_u i I_y są wartościami wskaźnika wyznaczonego zgodnie ze wzorem (3.7) dla wymuszenia u i odpowiedzi y pojazdu.

Ponadto, dla analizy porównawczej algorytmów sterowania zdefiniowano wskaźniki komfortu jazdy J_{RC} i przyczepności do nawierzchni drogi J_{RH} . Wskaźnik komfortu jazdy został zdefiniowany jako [13]:

$$\widetilde{J}_{RC} = \sqrt{\int_{0Hz}^{25Hz} [\widetilde{T}_{a_r, a_{s,avg}}(f)]^2 df},$$
(3.9)

gdzie $a_{s,avg}$ oznacza wartość średniokwadratową dla przyspieszenia nadwozia pojazdu. Wskaźnik przyczepności do nawierzchni drogi został zdefiniowano jako [13]:

$$\widetilde{J}_{RH} = \sqrt{\int_{0\text{Hz}}^{30\text{Hz}} \{ [\widetilde{T}_{z_r, z_{ruf}}(f)]^2 + [\widetilde{T}_{z_r, z_{rur}}(f)]^2] \} df}, \qquad (3.10)$$

gdzie z_{ruf} i z_{rur} oznaczają odpowiednio ugięcie opon w przedniej i tylnej części pojazdu.

4 Rezultaty przeprowadzonych badań

4.1 Badania eksperymentalne klasycznych algorytmów sterowania

Implementacja algorytmów sterowania w pojeździe eksperymentalnym wymagała wstępnego przetwarzania danych pomiarowych, w tym wcześniejszej estymacji sygnałów prędkości z uwzględnieniem filtracji zakłóceń pochodzących od silnika pojazdu. Algorytm sterowania wymaga dostępności sygnałów prędkości związanych z czterema skrajnymi punktami nadwozia oraz ze wszystkim kołami pojazdu. Do oceny skuteczności tłumienia drgań wykorzystano pomiary przyspieszenia mierzone w części nadwozia pojazdu oraz przyspieszenie pochyłu wzdłużnego nadwozia.

Algoryt
m Skyhook, [6] jest uważany za pochodną algorytmu LQ, którego celem jest minimalizacja kwadratowego wskaźnika jakości. Tutaj Skyhook zastosowany został w postaci oznaczonej jako SH2, dla której do wyznaczenia sterowani
a F_{alg} stosuje się zmienne v_s
i ω_{sp} :

$$\boldsymbol{F_{alg}} = -\boldsymbol{G_{SH2}} \cdot \begin{bmatrix} v_s \\ \omega_{sp} \end{bmatrix} \quad , \text{ gdzie} \quad \boldsymbol{G_{SH2}} = \begin{bmatrix} g_{v_s,f} & g_{\omega_{sp},f} \\ g_{v_s,r} & g_{\omega_{sp},r} \end{bmatrix} \subset \boldsymbol{G_{LQ}}.$$
(4.1)

W przypadku systemów sterowania układem zawieszenia dysponującymi mniejszymi zasobami obliczeniowymi algorytm Skyhook może być uproszczony do niezależnego sterowania każdą ćwiartką układu zawieszenia, oznaczonego jako SH1:

$$\boldsymbol{F_{alg}} = -\boldsymbol{g_{SH1}} \circ \begin{bmatrix} v_{sf} \\ v_{sr} \end{bmatrix} \quad , \text{ gdzie} \quad \boldsymbol{g_{SH1}} = \begin{bmatrix} g_{v_{sf},f} \\ g_{v_{sr},r} \end{bmatrix}, \tag{4.2}$$

gdzie o odpowiada iloczynowi Hadamarda równoważnemu operacji mnożenia macierzy po współrzędnych. W przypadku badań eksperymentalnych algorytm SH1 rozszerzono o dodatkowy iloczyn prędkości $v_{sk} \cdot v_{mr,k}$ wskazujący możliwość wytworzenia siły zadanej przez algorytm sterowania przez tłumik zlokalizowany w ćwiartce k pojazdu.

Dla pojazdu eksperymentalnego przetestowano również algorytm tłumiący prędkość pochyłu nadwozia oznaczony jako SH-pitch, dla którego moment siły sterowania M_{alg} wyznaczany jest w następujący sposób:

$$M_{alg} = -g_{\omega_{sp}} \cdot \omega_{sp}, \tag{4.3}$$

gdzie $g_{\omega_{sp}}$ jest parametrem sterowania. Dla przypadku kiedy oba tłumiki mają możliwość wytworzenia zadanego momentu siły M_{alg} założono równość natężeń prądów sterujących dla wszystkich części układu zawieszenia w celu uproszczenia implementacji algorytmu. Natężenie prądu sterującego określone jest wtedy jako:

$$i_{mr,th,\varphi_{sp}}(M_{alg}, \boldsymbol{v_{mr}}) = \left(\frac{-\frac{M_{alg}}{L_{fr}} - R_f^{mr} F_{th,f,0} + R_r^{mr} F_{th,r,0}}{R_f^{mr} F_{th,f,1} - R_r^{mr} F_{th,r,1}}\right)^2, \qquad (4.4)$$

gdzie indeksy f i r oznaczają przednią i tylną część pojazdu, a $F_{th,f,0}$ i $F_{th,f,1}$ są elementami opisu modelu Tanh (3.2). W pozostałych przypadkach moment siły M_{alg} wyznaczany jest zgodnie zasadą działania algorytmu SH1.

Skuteczność tłumienia drgań przetestowano na podstawie wartości wskaźników $I_{a_{s,avg}}$ i $I_{\epsilon_{sp}}$ znormalizowanych względem wyników uzyskanych dla zawieszenia pasywnego, oznaczonych jako $NI_{a_{s,avg}}$ i $NI_{\epsilon_{sp}}$. W dalszej analizie przyjęto następujące oznaczenia algorytmów sterowania:

SH1- $g_{v_{sf},f}, g_{v_{sr},r}$ (lub wartość pojedyncza w przypadku takiej samej dla przedniej i tylnej części układu zawieszenia) i SH2-pitch- $g_{\omega_{sp}}$, gdzie g są parametrami poszczególnych algorytmów.

Na podstawie zestawienia wartości wskaźników jakości $NI_{a_{s,avg}}$ (Rysunek 4.1) stwierdzono,że podobną skuteczność tłumienia drgań uzyskano dla najlepszych z przypadków algorytmów SH1 i SH2-pitch, gdzie SH1-3000 daje wyniki najlepsze ze wszystkich algorytmów. Algorytm SH1-3000 poprawia skuteczność tłumienia drgań nadwozia o 10 procent w porównaniu z wynikami uzyskanymi dla zawieszenia pasywnego.



Rysunek 4.1: Porównanie skuteczności tłumienia drgań nadwozia pojazdu zgodnie ze wskaźnikiem jakości $NI_{a_{s,avg}}$

Analiza przeprowadzona pod względem wskaźnika $NI_{\epsilon_{sp}}$ pozwoliła na przetestowanie skuteczności tłumienia pochyłów wzdłużnych nadwozia (Rysunek 4.2). Stwierdzono, że algorytm SH2-pitch-6000 pozwala uzyskać wyniki najlepsze ze wszystkich testowanych algorytmów. Ponadto w obu analizach potwierdzono, że krytycznie ważnym jest prawidłowe nastrojenie nieadaptacyjnych algorytmów sterowania w celu uzyskania satysfakcjonującej skuteczności tłumienia drgań, a typ algorytmu powinien być dostosowany do aktualnego przeznaczenia.



Rysunek 4.2: Porównanie skuteczności tłumienia drgań nadwozia pojazdu zgodnie ze wskaźnikiem jakości $NI_{\epsilon_{sp}}$

4.2 Badania symulacyjne adaptacyjnych algorytmów sterowania

Zmiany parametrów w czasie eksploatacji są nieodłączną cechą pojazdów drogowych. Silne nieliniowości występujące w pracy tłumików MR zamontowanych w układzie zawieszenia dodatkowo wpływają na zachowanie się pojazdu na drodze. Stąd, istnieje potrzeba uwzględnienia w algorytmach sterowania mechanizmów adaptacji, które w czasie rzeczywistym pozwoliłyby analizować dynamikę pojazdu i dostosowywać do niej parametry algorytmu sterowania.

Badania symulacyjne algorytmów tłumienia drgań przeprowadzono przy użyciu środowiska symulacyjnego składającego się z dwóch części. Pierwsza cześć zawierająca model drgań pojazdu i model tłumika MR symulowana była w czasie quasi-ciągłym na bazie numerycznego rozwiązywania równań różniczkowych. Drugą część stanowi algorytm sterowania działający w czasie dyskretnym zawierający model odwrotny Tanh. Sygnałami dostępnymi dla układu sterowania są prędkości i przyspieszenia opisujące ruch nadwozia i kół pojazdu oraz prędkości względne dla każdego z tłumików MR. Ponadto, w przypadku badań symulacyjnych założono dostępność przemieszczenia względnego tłoka tłumika oraz sygnały informujące o profilu drogi przez pojazdem z_{pv} , v_{pv} , a_{pv} .

Wśród algorytmów adaptacyjnych wyróżnia metody adaptacji bezpośredniej i pośredniej. W przypadku metod bezpośrednich mechanizm adaptacji bezpośrednio ingeruje w parametry sterowania. Dla metod pośrednich adaptacja jest wprowadzona w formie algorytmu estymacji parametrów sterowanego obiektu, a sam algorytm sterowania



Rysunek 4.3: Środowisko symulacyjne sterowania układem zawieszenia pojazdu z tłumikami MR

jest tworzony niezależnie i bazuje na zidentyfikowanych parametrach. Wadą algorytmów adaptacyjnych jest konieczność zapewnienia ciągłego wymuszenia. Stąd, badania powyższych algorytmów ograniczono do symulacji z powodu trudności występujących w generacji ciągłego wymuszenia drgań pojazdu eksperymentalnego.

4.2.1 Metody adaptacji bezpośredniej

Wśród algorytmów adaptacji bezpośredniej spotykanych w literaturze i dedykowanych tłumikom MR najczęściej spotyka się algorytmy o strukturze regulacyjnej, których synteza jest złożona, a przełączenie algorytmu pomiędzy poszczególnymi sygnałami błędu w zależności od warunków panujących na drodze wymaga przeprowadzenia ponownej syntezy algorytmu. W pracy zaproponowano zastosowanie modyfikacji algorytmu FxLMS, który jest przykładem algorytmu kompensacyjnego adaptacji bezpośredniej [10].

Algorytm FxLMS pozwala zmieniać cele sterowania, nie wymaga przy tym dodatkowych modyfikacji, a jego strukturę można stosować do różnych konstrukcji układów zawieszenia. Zastosowany algorytm uwzględnia dwa sygnały błędu [18] związane z prędkością pionową w środku ciężkości nadwozia v_s i prędkością pochylenia wzdłużnego nadwozia ω_{sp} . (Rysunek 4.4). Reguła adaptacji algorytmu opisana została w następujący sposób:

$$\boldsymbol{h_{f/r}(n+1)} = \gamma \boldsymbol{h_{f/r}(n)} - \\ -\mu \cdot \left[\alpha_{v_s} v_s(n) \cdot \frac{\boldsymbol{r_{f/r,v_s}(n)}}{\boldsymbol{r_{f/r,v_s}}^T(n) \cdot \boldsymbol{r_{f/r,v_s}(n)} + \zeta} + \alpha_{\omega_s} \omega_s(n) \cdot \frac{\boldsymbol{r_{f/r,\omega_s}(n)}}{\boldsymbol{r_{f/r,\omega_s}}^T(n) \cdot \boldsymbol{r_{f/r,\omega_s}(n)} + \zeta} \right]$$

$$(4.5)$$

gdzie μ oznacza krok adaptacji algorytmu, γ steruje wyciekiem algorytmu, ζ pozwala uniknąć dzielenie przez zero w przypadku zerowego wektora \boldsymbol{r} . Symbole $\boldsymbol{h_f}$ i $\boldsymbol{h_r}$ oznaczają wektory parametrów filtrów H_f i H_r o długości M. W przypadku algorytmu FxLMS o dwóch sygnałach błędu w opisie reguły adaptacji zastosowano ważenie korzystając z parametrów α_{v_s} i α_{ω_s} gdzie $\alpha_{v_s} + \alpha_{\omega_s} = 1$.



Rysunek 4.4: Schemat blokowy dla zmodyfikowanego algorytmu FxLMS dla sterowania tłumikami MR

W celu usprawnienia procesu adaptacji zaproponowano zmodyfikowany algorytm FxLMS dopasowany do niesymetrycznego kształtu obszarów dyssypacji tłumika MR. W literaturze w przypadku typowych nieadaptacyjnych algorytmów sterowania proponuje się dekompozycję zakresu dyssypacji tłumika na abstrakcyjny element wykonawczy o charakterystyce zbliżonej do elementów aktywnych i liniową charakterystykę nominalną F_{avg} wyznaczoną jako uśrednienie obszaru dyssypacji energii tłumika MR [13]. W rezultacie siła F_{alg}^* wytworzona przez algorytm jest korygowana uwzględniając charakterystykę nominalną tłumika MR F_{avg} w następujący sposób:

$$F_{alg,f/r} = F^*_{alg,f/r} + F_{avg}.$$
(4.6)

Ponadto, ograniczenie możliwej do generacji siły występujące dla tłumika MR było powodem wprowadzenia wycieku w celu ustabilizowania algorytmu.

Badania symulacyjne algorytmów FxLMS oraz SH2 i SH1 przeprowadzono dla wymuszenia sinusoidalnego o klasach od D do F na bazie znormalizowanych wskaźników jakości NJ_{RC} , NJ_{RH} . Znormalizowany wskaźnik komfortu jazdy NJ_{RC} wyznaczono w następujący sposób:

$$NJ_{RC} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{\widetilde{J}_{RC,comp}^2}{\widetilde{J}_{RC,0,comp}^2} + \frac{\widetilde{J}_{RC,inv}^2}{\widetilde{J}_{RC,0,inv}^2} \right)},\tag{4.7}$$

gdzie indeksy *comp* i *inv* oznaczają wyniki uzyskane dla wymuszeń przedniej i tylnej części pojazdu zgodnych i przeciwnych względem siebie. Wartości wskaźników znormalizowano przez wyniki oznaczone w postaci $\tilde{J}_{RC,0}$ otrzymane dla zawieszenie pasywnego i zerowego prądu sterującego. W analogiczny sposób wyznaczono wartości wskaźnika NJ_{RH} dedykowanego przyczepności do nawierzchni drogi.

Algorytmy SH2 i SH1 zostały zoptymalizowane przez minimalizację wskaźnika NJ_{RC} . Wyniki uzyskane dla badanych algorytmów i zawieszenia pasywnego zestawiono pod względem wpływu na komfort jazdy i przyczepność do nawierzchni drogi (Rysunek 4.5). Można zauważyć, że zastosowanie sterowania Skyhook pozwala znacznie poprawić komfort jazdy w porównaniu z zawieszeniem pasywnym co jest uzyskane kosztem pogorszenia przyczepności na poziomie 5 procent dla wszystkich analizowanych klas drogi. Wartym uwagi jest fakt, że dla uproszczonego algorytmu SH1 i algorytmu SH2 otrzymano wyniki tłumienia drgań na podobnym poziomie. FxLMS pozwala na poprawę komfortu jazdy NJ_{RC} o 5 procent dla klasy D, 10 procent dla klasy E i 15 procent dla klasy F w porównaniu z komfortem jazdy uzyskanym dla zawieszenia pasywnego. Zaletą algorytmu FxLMS, w porównaniu z algorytmami Skyhook, jest utrzymanie dobrego poziomu przyczepności przy jednoczesnej poprawie komfortu jazdy dla wszystkich analizowanych klas dróg.

4.2.2 Metody adaptacji pośredniej

W przypadku algorytmów sterowania tłumikami MR często proponuje się w literaturze wprowadzenie mechanizmu adaptacji dla modelu odwrotnego Tanh [1, 11, 14, 16, 17]. Niestety, spotykane rozwiązania wymagają pomiaru siły generowanej przez tłumik, co pociąga za sobą konieczność modyfikacji konstrukcji amortyzatorów z tłumikami MR. W przeciwieństwie do powyższych, w rozprawie doktorskiej zaproponowano algorytm identyfikacji modelu tłumika MR w zastosowaniu do modelu połówkowego drgań pojazdu o 4 stopniach swobody, który wymaga dostępności jedynie pomiarów inercyjnych. Z powodu niezależnego działania algorytmu dla przedniej i tylnej części pojazdu wymagane jest aby zastosowany model połówkowy pozwalał na rozprzęgnięcie, co jest jednocześnie uważane za pożądaną cechę pojazdów samochodowych [99].



Rysunek 4.5: Zależność między przyczepnością do nawierzchni drogi, a komfortem jazdy dla zawieszenia pasywnego, algorytmów Skyhook i FxLMS w przypadku wymuszenia sinusoidalnego o następujących klasach: a) klasa drogi D, b) klasa drogi E, c) klasa drogi F

Badania przeprowadzono dla algorytmu SH1 zoptymalizowanego dla wymuszenia będącego zwielokrotnieniem wymuszenia uderzeniowego zdefiniowanego w Sekcji 3.4. Schemat blokowy algorytmu przedstawiono na Rysunku 4.6, gdzie oprócz algorytmu sterowania uwzględniono dwa dodatkowe bloki reprezentujące optymalizację z zastosowaniem algorytmu ewolucyjnego i estymację niemierzalnych składowych sygnału przyspieszenia nadwozia pojazdu.

Celem algorytmu estymacji sygnałów niemierzalnych jest wyznaczenie składowych przyspieszenia nadwozia pojazdu a_{sf} i a_{sr} w przedniej i tylnej części pojazdu pochodzących od sił generowanych przez tłumiki MR, oznaczonych jako $a_{sf,F_{mr,f}^*}$ i $a_{sr,F_{mr,r}^*}$. W algorytmie estymacji stosuje się pomiary przyspieszenia nadwozia oraz przemieszczenia i prędkości względne tłoka tłumika oznaczone jako z_{mr} i v_{mr} . Mocnym wymaganiem algorytmu jest znajomość parametrów układu zawieszenia z wyłączeniem tłumików MR oraz jego liniowość.



Rysunek 4.6: Tłumienie drgań z zastosowaniem algorytmu Skyhook-1DOF i adaptacyjnych strojeniem modelu odwrotnego Tanh

Celem algorytmu identyfikacji modelu Tanh jest minimalizacja funkcji kosztu:

$$J_{F_{th}} = \sqrt{\sum_{n=1}^{N} [a_{sk,F_{mr,k}^{*}}(n) - \hat{a}_{sk,F_{mr,k}^{*}}(n)]^{2}}.$$
(4.8)

gdzie k oznacza wybraną część nadwozia pojazdu, a $\hat{a}_{sk,F_{mr,k}^*}$ otrzymuje się w wyniku filtracji siły uzyskanej jako odpowiedź modelu identyfikowanego $\hat{F}_{mr,k}$ zależnego od parametrów $\theta_{th} = [\alpha_{th,0}, \alpha_{th,1}, \beta_{th}, k_{th}, c_{th,0}, c_{th,1}]$ przez transmitancję ścieżki wtórnej modelu. Stwierdzono, że przestrzeń rozwiązań funkcji kosztu $J_{F_{th}}$ w zależności od parametrów modelu θ_{th} mimo unimodalności widocznej w skali makroskopowej charakteryzuje się silnymi wahaniami widocznymi w skali mikroskopowej. Ponadto, identyfikacja była przeprowadzana dla nieliniowego modelu Tanh, a także struktury modeli tłumików występujących w części sterowania (model Tanh) i w symulatorze układu zawieszenia (model Spencera-Dyke'a) są niezgodne. W rezultacie do identyfikacji został zastosowany algorytm ewolucyjny.

Pojedynczy eksperyment składa się z trzech etapów, tj. początkowej symulacji ze sterowaniem SH1, identyfikacji modelu Tanh i kolejnej symulacji przeprowadzonej dla skorygowanych parametrów modelu odwrotnego. W przypadku pierwszego etapu eksperymentu wprowadzano błąd modelu odwrotnego Tanh przez mnożenie wszystkich jego parametrów przez współczynnik błędu modelu η_{th} wybrany ze zbioru $\eta_{th} \in \{ 0.25, 0.5, 0.75, 2, 3, 4 \}$. Dla każdej wartości η_{th} przeprowadzono 30 identyfikacji, a następnie statystycznie przeanalizowano skuteczność działania algorytmu na bazie nieznacznie różniących się wyników ze względu na wskaźnik jakość $NI_{a_{s,avg}}$.

Porównanie wyników uzyskanych dla różnych wartości η_{th} oraz wyniki otrzymane dla skorygowanych parametrów modelu przedstawiono na Rysunku 4.7. Dodatkowo, wykreślono wyniki analizy statystycznej wyników, tj. średnią uzyskaną dla 30 identyfikacji oraz odchylenie wyników skuteczności sterowania w zakresie 3σ . Stwierdzono, że zaproponowany algorytm identyfikacji pozwala dla większości wartości η_{th} poprawić skuteczność tłumienia drgań przez korektę wprowadzoną do parametrów modelu odwrotnego.



Rysunek 4.7: Skuteczność tłumienia drgań dla modelu odwrotnego Tanh i różnych wartości współczynnika błędu η_{th} oraz dla modelu skorygowanego

5 Podsumowanie

Rozprawa doktorska opisuje metody tłumienia drgań zastosowane do sterowania tłumikami MR w pojeździe drogowym. Kluczowym elementem analizy jest wskaźnik komfortu jazdy, podczas gdy za zaletę badanych algorytmów uważa się jednoczesne utrzymanie przyczepności do nawierzchni drogi i średniego ugięcia zawieszenia na dopuszczalnym poziomie.

W ramach pracy prowadzono badania symulacyjne z zastosowaniem modelu połówkowego drgań pojazdu o 4 stopniach swobody, uwzględniającego model Spencera-Dyke'a tłumika MR. W przypadku badań eksperymentalnych testowano skuteczność tłumienia drgań w pojeździe terenowym, który został wyposażony w system sterowania półaktywnym układem zawieszenia i tłumiki MR.

Rozprawa doktorska obejmuje szereg badań, z których tylko wybrane zostały przedstawione w niniejszym dokumencie. Wkład Autora można przedstawić w następujących punktach:

- Rozwinięcie idei sterowania drganiami z zastosowaniem tłumików MR.
- Zastosowanie zmodyfikowanego algorytmu FxLMS do adaptacyjnego sterowania tłumikami MR w modelu pojazdu drogowego.
- Zaproponowanie wykorzystania informacji o profilu drogi dostępnej z wyprzedzeniem w algorytmie sterowania przez zastosowanie zmodyfikowanego algorytmu FxLMS.
- Synteza i implementacja algorytmu identyfikacji online modelu tłumika MR, który korzysta tylko z sygnałów kinematycznych.
- Implementacja i analiza wybranych algorytmów tłumienia drgań dla systemu sterowania układem zawieszenia w pojeździe eksperymentalnym.
- Synteza i analiza algorytmów z grupy Skyhook dla sterowania drganiami pojazdu.
- Modelowanie histerezy widocznej na charakterystyce siła-prędkość za pomocą filtra o zadanej charakterystyce fazowej.
- Analiza różnych podejść do modelowania zachowania się tłumików MR.

Ponadto, Autor uważa, że przygotowanie w pełni funkcjonalnego systemu sterowania zawieszeniem dla pojazdu eksperymentalnego było jednym z najważniejszych osiągnięć mających wpływ na rozwój metod sterowania półaktywnymi układami zawieszeń.

Wybrana literatura

- L. Alvarez and R. Jimenez. Real-time identification of magneto-rheological dampers. In *IEEE Conference on Decision and Control*, pages 1017—-1022, Las Vegas, USA, 10-13 December 2002.
- [2] C. Cempel. Wibroakustyka stosowana. Wydawnictwo Naukowe PWM, Warsaw, Poland, 1989.
- [3] X. M. Dong, M. Yu, Z. Li, C. Liao, and W. Chen. A comparison of suitable control methods for full vehicle with four MR dampers, part I: Formulation of control schemes and numerical simulation. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 20:771–786, 2009.
- [4] M. J. Griffin. Handbook of human vibration. Academic Press Limited, London, Great Britain, 1990.
- [5] ISO. Mechanical vibration road surface profiles reporting of measured data. International Organization for Standarization, 8606:1995(E), Geneva, Switzerland, 1995.
- [6] D. Karnopp, M. J. Crosby, and R. A. Harwood. Vibration control using semi-active force generators. *Journal of Engineering for Industry*, 96:619–626, May 1974.
- [7] J. Kasprzyk, J. Wyrwał, and P. Krauze. Automotive MR damper modeling for semi-active vibration control. In *International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, Besancon, France, 8-11 July 2014.
- [8] B. S. Kim, C. H. Chi, and T. K. Lee. A study on radial directional natural frequency and damping ratio in a vehicle tire. *Applied Acoustics*, 68:538–556, 2007.
- [9] P. Krauze and J. Wyrwał. Magnetorheological damper dedicated modeling of forcevelocity hysteresis using all-pass delay filters. In 18th International Conference on Systems Science ICSS 2013, Wrocław, Poland, 10-12 September 2013.
- [10] S. M. Kuo and D. R. Morgan. Active noise control systems, algorithms and DSP implementations. Wiley Series in Telecommunications and Signal Processing, A Wiley Inerscience Publication, 1996.
- [11] T. Mori, I. Nilkhamhand, and A. Sano. Adaptive semi-active control of suspension system with MR damper. In 9th IFAC Workshop on Adaptation and Learning in Control and Signal Processing, Saint Petersburg, Russia, 29-31 August 2007.
- [12] B. Sapiński. Real-time control for a magnetorheological shock absorber in a driver seat. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 43(3):631–653, Warsaw, 2005.

- [13] S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename, and L. Dugard. Semi-active suspension control design for vehicles. Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2010.
- [14] F. A. Shirazi, J. Mohammadpour, and K. M. Grigoriadis. An integrated approach for parameter identification and semi-active control of MR dampers. In *American Control Conference*, ACC2010, pages 720–725, Baltimore, MD, USA, 2010.
- [15] B. F. Spencer, S. J. Dyke, M. K. Sain, and J. D. Carlson. Phenomenological model of a magnetorheological damper. ASCE Journal of Engineering Mechanics, 123: 230–238, 1997.
- [16] T. Terasawa and A. Sano. Fully adaptive vibration control for uncertain structure installed with MR damper. In *American Control Conference*, ACC2005, Portland, OR, USA, 8-10 June 2005.
- [17] W. Wei and X. Pinqi. Adaptive control of helicopter ground resonance with magnetorheological damper. *Chinese Journal of Aeronautics*, 20:501–510, 2007.
- [18] S. Yong, G. Zhiyuan, G. Shouwei, Y. Jincong, and Z. Xiaojin. FxLMS algorithm based multi channel active vibration control of piezoelectric flexible beam. In 8th World Congress on Intelligent Control and Automation, pages 4845–4850, Jinan, China, 6-9 July 2010.

Dorobek naukowy autora:

Lista publikacji w czasopismach z listy filadelfijskiej

- 1. Krauze P., Comparison of control strategies in a semiactive suspension system of the experimental ATV, *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, nr 32(1-2), str. 67-80, 2013
 - ISSN 0263-0923, Lista A, pozycja 6380, pkt. 15, liczba cytowań w bazie WoS : 3

Udział w konferencjach indeksowanych w bazie WoS:

- 1. Krauze P., Modelling and identification of magnetorheological vehicle suspension, 17th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics MMAR 2012, Międzyzdroje, 27-30 sierpień, 2012
- 2. Krauze P., Kasprzyk J., Neural network based LQ control of a semiactive quarter-car model, 18th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics MMAR 2013, Międzyzdroje, 26-29 sierpień, 2013
- 3. Krauze P., Kasprzyk J., Vibration control in quarter-car model with magnetorheological dampers using FxLMS algorithm with preview, *13th European Control Conference, ECC2014*, Strasbourg, Francja, 24-27 czerwca 2014
- 4. Kasprzyk J., Wyrwał J., Krauze P., On some aspects of automotive MR damper modelling for semi-active suspension, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, AIM2014*, Besancon, Francja, 8-11 lipca 2014
- 5. Krauze P., Kasprzyk J., FxLMS algorithm with preview for vibration control of a halfcar model with magnetorheological dampers, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, AIM2014*, Besancon, Francja, 8-11 lipca 2014

Udział w konferencjach indeksowanych w bazie Scopus:

- 1. Krauze P., Observer based half-car model identification of magnetorheological vehicle suspension, *19th International Conference on Sound and Vibration ISCV19*, Wilno, Litwa, 8-12 lipiec, 2012
- 2. Kasprzyk J., Krauze P., Semi-active vibration control with on-line identification of the inverse MR damper model, *21th International Congress on Sound and Vibration ICSV21*, Pekin, Chiny, 13-17 lipca 2014
- 3. Krauze P., Wyrwał J., Magnetorheological damper dedicated modelling of forcevelocity hysteresis using all-pass delay filters. *Advances in Systems Science*. Springer International Publishing Switzerland, 2014, str. 425-433.
- 4. Krauze P., Kasprzyk J., Vibration control for an experimental off-road vehicle using magnetorheological dampers, *International Conference Vibroengineering 2014*, Katowice, Polska, 13-15 października 2014, Vibroengineering Procedia, nr 3(1), 2014, str. 306-312
- 5. Kasprzyk J., Krauze P., Vibration control for a half-car model with adaptation of the magnetorheological damper model, 6th International Conference on Modelling, Identification and Control, Melbourne, Australia, 2014

Udział w pozostałych konferencjach o zasięgu międzynarodowym:

- Krauze P., Skyhook control of front and rear magnetorheological vehicle suspension, 13. Międzynarodowe Warsztaty Doktoranckie OWD, Wisła, 22-25 październik 2011, 380-385
- Krauze P., Adaptive filtering of engine vibration in a vehicle measurement system, 14. Międzynarodowe Warsztaty Doktoranckie OWD, Wisła, 20-23 październik 2012 – (nagrodzony przez komisję młodych ekspertów)
- 3. Krauze P., Adaptive control of magnetorheological quarter-car suspension model using Normalized LMS algorithm, 15. Międzynarodowe Warsztaty Doktoranckie OWD, Wisła, 19-22 październik 2013 (nagrodzony przez komisję ekspertów)

Udział w pozostałych konferencjach o zasięgu krajowym:

- 1. Krauze P., Skyhook control of magnetorheological vehicle suspension, 2. Forum Innowacji Młodych Badaczy, Łódź, 25-26 listopad 2011, ISSN 2082-4831, www.fimb.p.lodz.pl
- 2. Krauze P., Modelowanie i identyfikacji dla układu zawieszenia pojazdu, 51. Sympozjon Modelowanie w Mechanice, Ustroń, 25-29 luty, 2012.
- 3. Krauze P., Adaptive tracking of road vehicle engine speed based on acceleration measurements, *Seminarium "Wybrane Problemy Inżynierskie"*, Gliwice, 25-26 październik 2012
- 4. Krauze P., Kielan P.: LMS based filtering of engine induced disturbances in a vehicle vibration control system, *Podstawowe problemy energoelektroniki, elektromechaniki i mechatroniki PPEEm 2012*, Gliwice, 11-13 grudzień 2012.
- Krauze P., Machoczek T.:Porównanie algorytmów sterowania tłumieniem drgań na stanowisku z pojedyńczą kolumną zawieszenia pojazdu, 52. Sympozjon Modelowanie w Mechanice, Ustroń, 23-27 luty, 2013, Zeszyt streszczeń PTMTiS, Ustroń 2013, str. 153
- 6. Krauze P., Comparison of control strategies in a semiactive suspension system of the experimental ATV, 11. Konferencja: Metody Aktywnej Redukcji Drgań i Hałasu MARDiH 2013, Rytro, 26-29 maj 2013

Udzial w grantach i projektach

- 1. Udział w grancie PBU-117/Rau1/2011: "Modelowanie i sterowanie w półaktywnych układach zawieszenia pojazdów mechanicznych" finansowanym przez NCN
- 2. Zatrudniony w projekcie "Górnośląskie Centrum Obliczeń Naukowych i Inżynierskich" na stanowisku asystenta naukowego
- 3. Stypendysta w ramach projektu "DoktoRIS Program stypendialny na rzecz innowacyjnego Śląska" współfinansowany przez Unię Europejską w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego

Uczestnik następujących projektów badawczych BKM:

- 1. BK/274/2011/t.5: "Półaktywne systemy redukcji drgań"
- 2. BKM-233/Rau1/2012/t.15: "Półaktywne systemy redukcji drgań"
- 3. BKM-514/Rau1/2013/t.16: "Półaktywne systemu redukcji drgań"
- 4. BKM-524/Rau1/2014/t.23: "Sterowanie półaktywnym układem zawieszenia pojazdu z zastosowaniem tłumików magnetoreologicznych"
- 5. BKM-514/Rau1/2015/t.36: "Sterowanie półaktywnym układem zawieszenia pojazdu z zastosowaniem tłumików magnetoreologicznych"