

Maciej ZAJĄC*
Wiesław GRZESIKIEWICZ**
Michał MAKOWSKI**

WPŁYW STEROWANIA TŁUMIKIEM MR NA OGRANICZENIE DRGAŃ POJAZDU PATROLOWEGO

Praca jest poświęcona opracowaniu algorytmu sterowania siłą tłumienia układu z tłumikiem magnetoreologicznym (MR). Przedstawiona została metoda ograniczenia drgań przez zastosowanie sterowania tłumikiem MR. Podczas badań symulacyjnych opracowano model zawieszenia pojazdu w programie DADS i układ sterowania siłą tłumienia w programie Simulink. Jako kryterium doboru siły tłumienia przyjęto wskaźnik charakteryzujący przyspieszenie pionowe.

Słowa kluczowe: tłumik magnetoreologiczny, tłumienie drgań, badania symulacyjne

WSTĘP

Problematyka zastosowania sterowanych tłumików drgań w układach mechanicznych podejmowana była od dawna. Rozwój elektroniki umożliwił praktyczną realizację przyjętych założeń redukcji drgań przy zastosowaniu sterowanych tłumików w pojazdach i maszynach roboczych. Problem ten został również podjęty w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej [1, 2].

W pracy została przedstawiona metoda doboru wartości siły tłumienia w układzie drgającym z uwzględnieniem dwu kryteriów komfortu i bezpieczeństwa. W układzie sterowania z uwzględnieniem kryterium komfortu minimalizowano moduł przyspieszeń pionowych. Natomiast przy sterowaniu z uwzględnieniem kryterium bezpieczeństwa minimalizowana była zmiana nacisków kół na nawierzchnię drogi. Układ

* dr inż. Maciej ZAJĄC - Dowództwo Wojsk Lądowych

** prof. dr hab. inż. Wiesław GRZESIKIEWICZ, dr inż. Michał MAKOWSKI - Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej

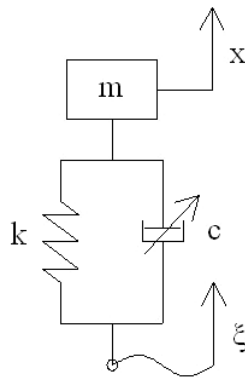
drgający został zamodelowany jako zawieszenie pojedynczego koła pojazdu patrolowego.

Praktyczną realizację sterowania sił tłumienia w zawieszeniu umożliwił zastosowany w zawieszeniu sterowany tłumik magnetoreologiczny (MR). Tłumik ten wypełniony jest cieczą magnetoreologiczną, która zmienia swoją lepkość pod wpływem pola magnetycznego. Dzięki własnościom cieczy można realizować założone algorytmy sterowania siłą tłumienia w zawieszeniu pojazdu.

Badania symulacyjne zostały przeprowadzone przy pomocy dwu programów MBS DADS i Matlab/Simulink. W programie DADS został opracowany model zawieszenia pojazdu dla pojedynczego koła, natomiast praktyczna realizacja doboru wartości sił tłumienia przeprowadzona była w programie Matlab/Simulink. Połączenie tych dwu systemów było konieczne ze względu na dobór wartości współczynnika tłumienia przebiegu symulacji.

1. MODEL ZAWIESZENIA POJEDYNCZEGO KOŁA

Model zawieszenia pojedynczego koła pojazdu został przedstawiony na rysunku 1. Ciało o masie m opisane przez współrzędną x zostało powiązane z układem wymuszenia $\xi(t)$ poprzez sprężynę o sztywności k i sterowanym tłumikiem c .



Rys. 1. Model zawieszenia pojazdu

Źródło: Opracowanie własne

Układ zawieszenie pojazdu dla pojedynczego koła można opisać następującą zależnością:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = c \cdot \dot{\xi} + k \cdot \xi \quad (1)$$

Podstawiając w równaniu (1) zmianą zmiennej, otrzymamy przemieszczenie względne u w postaci:

$$u = x - \xi \quad (2)$$

Wymuszenie kinematyczne jest opisane następującą zależnością:

$$\xi = \xi_0 \sin\left(2\pi \frac{Vt}{L}\right) \quad (3)$$

Podobnie otrzymano prędkość względną:

$$\dot{u} = \dot{x} - \dot{\xi} \quad (4)$$

Wówczas siła w sprężynie S będzie opisana zależnością:

$$S = k \cdot u \quad (5)$$

Natomiast siła tłumienia T w sterowanym tłumiku MR zostanie opisana zależnością:

$$T = c \cdot \dot{u} \quad (6)$$

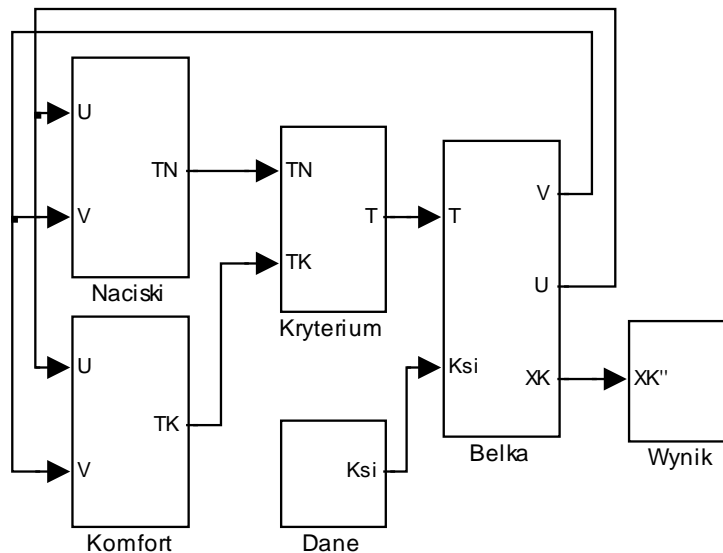
Podstawiając do równania (1) przedstawione powyżej zależności, otrzymamy równanie opisujące ruch ciała w ruchu drgającym jako model zawieszenia pojedynczego koła pojazdu ze sterowaną siłą tłumienia T.

$$m \cdot \ddot{x} + T + S = 0 \quad (7)$$

Celem spełnienia kryterium minimum przyspieszeń pionowych konieczny jest dobór siły tłumienia tak, aby suma siły tłumienia i siły w sprężynie była minimum. Natomiast przy uwzględnieniu kolejnego kryterium minimalizacji zmian nacisków koła na nawierzchnię drogi, konieczny jest dobór sił tłumienia i w sprężynie tak, aby suma zmian nacisków była minimum.

2. METODA ROZWIĄZANIA

Kryterium minimum przyspieszeń pionowych, jak również kryterium minimalizacji zmian nacisków są spełnione poprzez dobór współczynnika tłumienia c. Współczynnik ten jest zmienny w czasie i zależy od warunków wymuszenia ruchu. Badania symulacyjne były prowadzone w programie Simulink (rys. 2).



Rys. 2. Schemat blokowy sterowania – Simulink

Źródło: Opracowanie własne

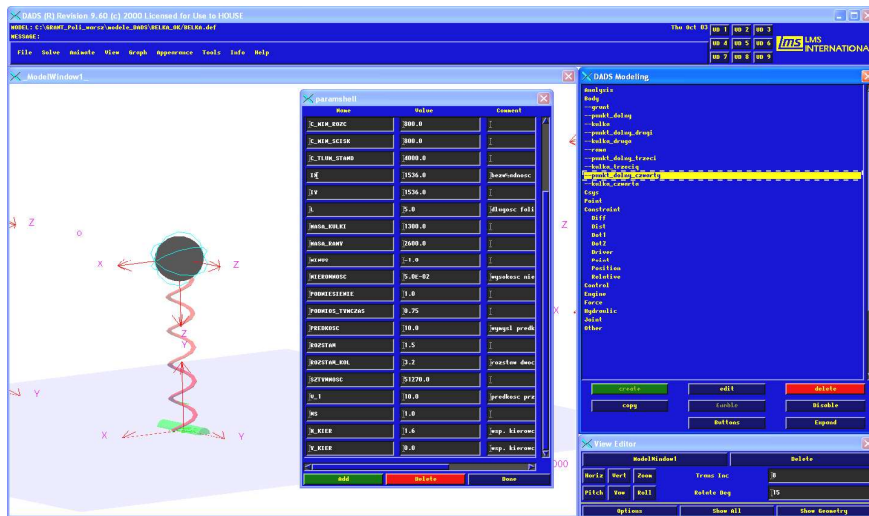
Kryterium minimalizacji przyspieszeń pionowych zostało przedstawione w następującej postaci:

$$|\ddot{x}| = \frac{1}{m} |T + S| \quad (8)$$

Natomiast sterowanie z uwzględnieniem kryterium minimalizacji zmian nacisków przedstawiono w postaci:

$$W = \frac{1}{Q_{st}} \sqrt{\sum_{i=1}^n (T_i + S_i)^2} \quad (9)$$

gdzie: Q_{st} – ciężar pojazdu, n – liczba kół



Rys. 3. Model zawieszenia pojedynczego koła pojazdu – DADS

Źródło: Opracowanie własne

Rozwiązaniem przedstawionego zadania jest wyznaczenie wartości c w zbiorze rozwiązań dopuszczalnych $c \in \Omega$. Zbiór dopuszczalnych rozwiązań został ograniczony z uwagi na możliwe do osiągnięcia wartości współczynnika tłumienia $\Omega = [c_{min}, c_{max}]$.

$$c = \arg \min_{\tilde{c} \in \Omega} |\tilde{c} \cdot \dot{u} + k \cdot u| \quad (10)$$

Wartość współczynnika tłumienia c dobierana jest z uwagi na warunki wymuszenia kinematycznego oraz sztywności sprężyny k .

Wartość zmiennej c jest dobierana na podstawie zależności:

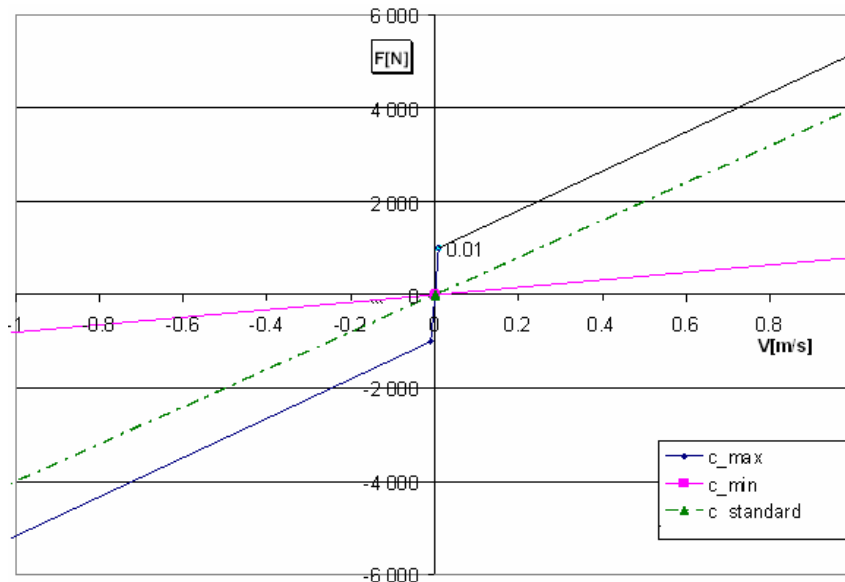
$$c = \begin{cases} c_{min}, & \text{gdy} \quad \left(\frac{-k \cdot u}{\dot{u}} \right) \leq c_{min} \\ \left(\frac{-k \cdot u}{\dot{u}} \right), & \text{gdy} \quad c_{min} \leq \left(\frac{-k \cdot u}{\dot{u}} \right) \leq c_{max} \\ c_{max}, & \text{gdy} \quad \left(\frac{-k \cdot u}{\dot{u}} \right) \geq c_{max} \end{cases} \quad (11)$$

Zadanie doboru współczynnika tłumienia przy założonym kryterium minimum modułu przyspieszeń pionowych na podstawie zależności (10) i (11) opisane zostało w programie Matlab/Simulink rysunek 2 [4]. Następnie algorytm sterowania został zaaplikowany do programu DADS. Model geometryczny zawieszenia jednego koła pojazdu w oparciu o wzór (1) przedstawiono na rysunku 3.

3. OPIS WARUNKÓW BADAŃ

Opracowany model geometryczny zawieszenia pojazdu w postaci jednego stopnia swobody posiadał następujące dane masa ciała drgającego $m = 1300$ kg, sztywność sprężyny $k = 51270$ N/m, wartości graniczne bezwymiarowego współczynnika tłumienia $\gamma_{\min} = 0,05$ i $\gamma_{\max} = 3$ (odpowiednio $c_{\min} = 800$ Ns/m, $c_{\max} = 50000$ Ns/m). Zależność pomiędzy współczynnikami tłumienia γ i c przedstawia zależność:

$$c = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} \cdot \gamma \quad (12)$$



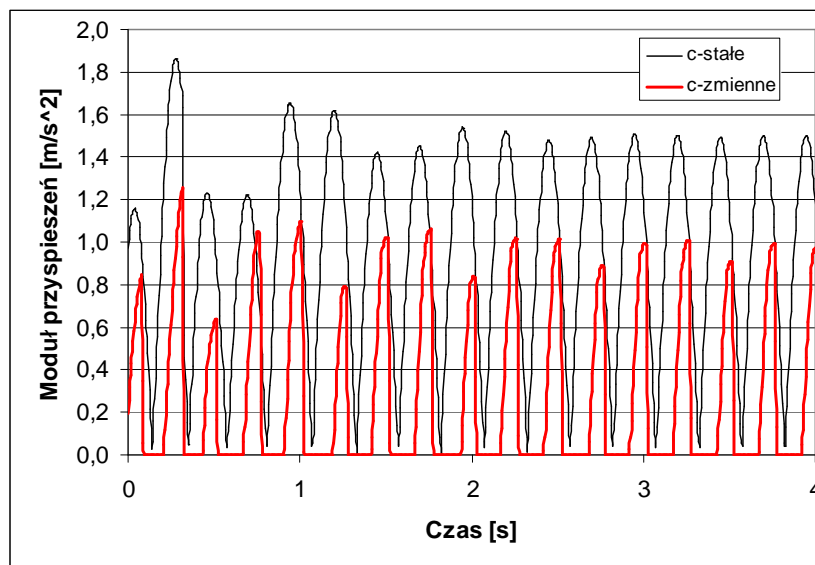
Rys. 4. Pole sterowania tłumika MR

Źródło: Opracowanie własne

Na rysunku 4 przedstawiono pole sterowania tłumika MR ograniczone przez krzywe c_{\min} i c_{\max} oraz linie c dla tłumika ze stałą wartością współczynnika tłumienia. Badania symulacyjne przeprowadzone zostały dla stałej prędkości 10 m/s. Badania przeprowadzone zostały dla wymuszeń harmonicznym funkcją sinus o amplitudzie $a = 0,05$ m i przy różnych długościach fali i częstotliwości wymuszenia.

Zależność pomiędzy częstotliwością wymuszeń i długością fali przedstawia wzór:

$$\omega = \frac{V}{L} \quad (13)$$



Rys. 5. Przebieg modułu przyspieszeń dla wymuszenia funkcją sinus dla sterowanego tłumienia i stałego tłumienia

Źródło: Opracowanie własne

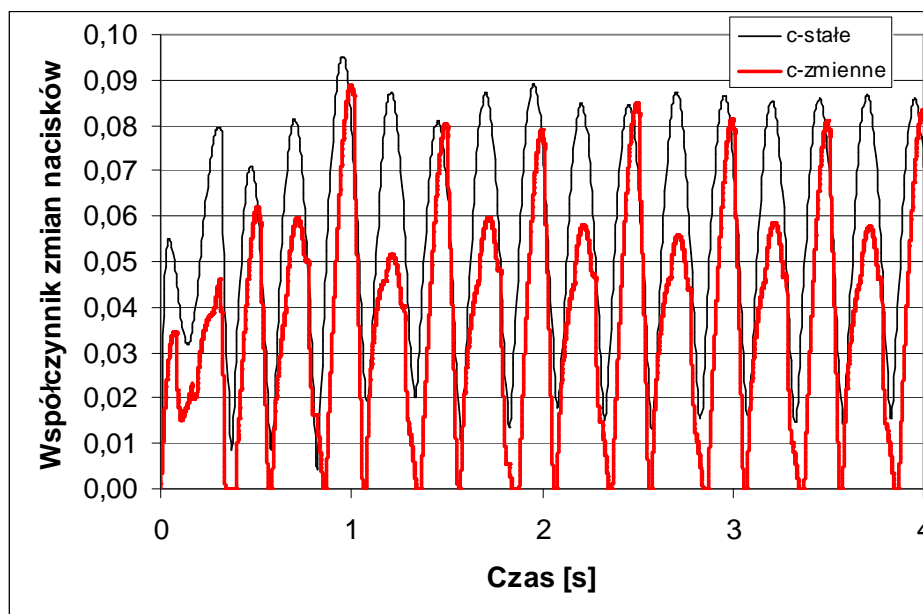
W celach porównawczych przeprowadzono badania dla stałej wartości współczynnika tłumienia $c = 4000 \text{ Ns/m}$. Wartość ta odpowiada wartości bezwymiarowego współczynnika tłumienia $\gamma = 0,25$, która jest stosowana przy projektowaniu zawieszek pojazdów.

Na rysunku 5 przedstawiono porównanie przebiegów modułu przyspieszeń pionowych uzyskanych z badań symulacyjnych, przy wymuszeniu harmonicznym funkcją sinus. Przedstawione zostały dwa przebiegi przyspieszeń w warunkach sterowania współczynnikiem tłumienia (c – zmienne) i dla stałej wartości współczynnika tłumienia (c – stałe).

Ocenę wpływu sterowania na ograniczenie drgań układu przy kryterium sterowania komfort dokonano na podstawie średniej z przebiegu. Wartość średnia przebiegu modułu przyspieszeń bez sterowania wynosiła $0,96 \text{ m/s}^2$. Natomiast wartość średnia modułu przyspieszeń przy sterowaniu z uwzględnieniem kryterium komfortu uzyskano $0,27 \text{ m/s}^2$. Przy sterowaniu uzyskano zmniejszenie wartości średniej w porównaniu z przebiegiem modułu przyspieszeń ze stałym współczynnikiem tłumienia.

Przeprowadzono również badania symulacyjne przy uwzględnieniu kryterium zmian nacisków kół na nawierzchnię drogi. Badania symulacyjne przeprowadzone zostały dla stałej prędkości 10 m/s . Badania przeprowadzone zostały dla wymuszeń harmonicznymi funkcją sinus o amplitudzie $a = 0,05 \text{ m}$ i przy różnych długościach fali, $L = 5 \text{ m}$ przy częstotliwości wymuszenia.

W celach porównawczych przeprowadzono badania dla stałej wartości współczynnika tłumienia.



Rys. 6. Przebieg współczynnika zmian nacisków dla sterowanego tłumienia i stałego tłumienia

Źródło: Opracowanie własne

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie przebiegów modułu przyspieszeń pionowych uzyskanych z badań symulacyjnych, przy wymuszeniu harmonicznym funkcją sinus. Przedstawione zostały dwa przebiegi przyspieszeń w warunkach sterowania współczynnikiem tłumienia (c – zmienne) i dla stałej wartości współczynnika tłumienia (c – stałe).

Ocenę wpływu sterowania na ograniczenie zmian nacisków kół na nawierzchnię drogi dokonano na podstawie średniej z przebiegu. Wartość średnia przebiegu modułu przyspieszeń bez sterowania wynosiła 5.61×10^{-2} . Natomiast wartość średnia modułu przyspieszeń przy sterowaniu z uwzględnieniem kryterium komfortu uzyskano 3.68×10^{-2} . Przy sterowaniu uzyskano zmniejszenie wartości średniej zmian nacisków kół na nawierzchnię drogi w porównaniu z przebiegiem ze stałym współczynnikiem tłumienia.

ZAKOŃCZENIE

Do badań symulacyjnych został opracowany algorytm sterowania, z uwzględnieniem kryterium minimum przyspieszeń pionowych oraz minimalizacji zmian nacisków kół na nawierzchnię drogi w odniesieniu do nacisku statycznego. Na podstawie badań wykazane zostało, iż możliwe jest zmniejszenie przyspieszeń pionowych poprzez zmniejszenie wartości średniej modułu przyspieszeń pionowych nadwozia pojazdu. W trakcie badań wykazano również, że możliwe jest zmniejszenie zmian nacisków kół na nawierzchnię drogi, które zostało ocenione na podstawie zmniejszenia wartości średniej przebiegu zmian nacisków kół.

W pracy przedstawiono rozwiązanie zadania przy użyciu dwu programów Matlab/Simulink i MSC DADS. Programy te mogą być stosowane do modelowania obiektów, w których ograniczenie drgań odbywa się za pomocą sterowanych tłumików MR lub innych sterowanych struktur.

Metoda rozwiązania zadania i przedstawiony algorytm sterowania może być wykorzystany do badań symulacyjnych dla różnych wymuszeń drogi, jak również zmiany prędkości przejazdu.

Przedstawiony w pracy model symulacyjny może być wykorzystywany przy opracowywaniu sterowanego zawieszenia MR w pojazdach.

W Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej wykonywany jest projekt badawczy, w którego ramach wykonywane są badania symulacyjne sterowania siłą tłumienia z wykorzystaniem tłumików MR. Planowane są dalsze prace związane z rozwinięciem układu sterowania zawieszeniem ze zmiennym tłumieniem (MR).

LITERATURA

- [1] Grzesikiewicz W., Wakulicz A., *Tłumienie drgań pojazdu sterowanymi amortyzatorami*, XXII Ogólnopolska Konferencja „Poliptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania”, Mielno 2004, 22-25 czerwca 2004.
- [2] Makowski M., Grzesikiewicz W., *Symulacyjne badanie wpływu sterowania tłumikiem MR na ograniczenie drgań*, XXV Ogólnopolska Konferencja „Poliptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania”, Mielno 2007, 18-23 czerwca 2004.
- [3] Materiały katalogowe firmy Lord Corporation, www.mrfluid.com.
- [4] *User's Guide Simulink*, www.mathworks.com.

INVESTIGATION OF MR DAMPER INFLUENCE ON PATROL VEHICLE VIBRATIONS LIMITATION WITH NUMERICAL SIMULATION

Summary

This paper describes a control algorithm for a damping system equipped with a magneto-rheological damper (MR). A method of vibration limitation by a controlled MR damper has been presented. The model of the vehicle suspension has been built using DADS software and the control algorithm in the Simulink software. As a criterion of optimising the damping force, the index characterising vertical accelerations has been used.

Key words: *magneto-rheological dampers, vibration damping, simulations*

Artykuł recenzował: dr hab. inż. Tadeusz SMOLNICKI, prof. nadzw. PWr