

**MODELOWANIE DRGAŃ NIELINIOWEGO  
ZAWIESZENIA POJAZDU SAMOCHODOWEGO Z  
TŁUMIENIEM MAGNETOREOLOGICZNYM**

mgr inż. Andrzej Mitura

**Rozprawa doktorska**

Promotor:

dr hab. inż. Jerzy Warmiński, prof. PL

Lublin 2010

Składam serdeczne podziękowania  
Promotorowi  
dr hab. inż. Jerzemu Warmińskiemu, prof. PL  
za motywację i pomoc w realizacji pracy.

## Spis treści

### ROZDZIAŁ 1

<b>Wprowadzenie i cel pracy</b> .....	5
1.1 Wprowadzenie .....	5
1.2 Przegląd literatury .....	6
1.3 Podsumowanie stanu wiedzy .....	11
1.4 Cel, teza i zakres pracy .....	12

### ROZDZIAŁ 2

<b>Modelowanie drgań pojazdu samochodowego</b> .....	15
2.1 Modele pojazdu samochodowego .....	15
2.2 Wymagania stawiane zawieszeniom pojazdów .....	19
2.2.1 Wpływ drgań na organizm ludzki .....	20
2.2.2 Kryteria oceny jakości zawieszenia .....	23
2.3 Modelowanie właściwości tłumików magnetoreologicznych .....	24
2.3.1 Właściwości cieczy magnetoreologicznych .....	24
2.3.2 Sposoby wykorzystania cieczy MR .....	26
2.3.3 Zasada działania tłumików MR .....	27
2.3.4 Modele tłumików MR .....	28

### ROZDZIAŁ 3

<b>Model pojazdu samochodowego o dwóch stopniach swobody</b> .....	33
3.1 Liniowy model pojazdu samochodowego .....	33
3.1.1 Model ćwiartki samochodu .....	33
3.1.2 Model profilu drogi .....	36
3.1.3 Wskaźniki jakości oceny właściwości pojazdu .....	38
3.2 Model „sky-ground-hooks” .....	44
3.3 Identyfikacja parametrów tłumika MRF132-LD .....	51
3.4 Semiaktywne zawieszenie pojazdu .....	58
3.4.1 Model semiaktywnego zawieszenia pojazdu .....	58
3.4.2 Model dynamiki obwodu cewki .....	60
3.4.3 Właściwości semiaktywnego zawieszenia pojazdu .....	63

## **ROZDZIAŁ 4**

<b>Wpływ masy resorowanej na dynamikę pojazdu .....</b>	<b>68</b>
4.1 Model z liniowym resorem .....	68
4.2 Model ze sprężyną pneumatyczną .....	71
4.3 Model z nieliniowym resorem .....	75
4.4 Właściwości modelu z tłumikiem MR.....	80

## **ROZDZIAŁ 5**

<b>Model o czterech stopniach swobody .....</b>	<b>83</b>
5.1 Liniowy model półowki samochodu .....	83
5.2 Model półowki samochodu z tłumikiem MR .....	86
5.3 Porównanie modeli z tłumieniem wiskotycznym i tłumieniem MR .....	91
5.4 Model z nieliniowymi charakterystykami sił sprężystości .....	95

## **ROZDZIAŁ 6**

<b>Podsumowanie i wnioski końcowe .....</b>	<b>105</b>
<b>Spis literatury .....</b>	<b>108</b>
<b>Streszczenie.....</b>	<b>114</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>115</b>

## ROZDZIAŁ 1

### Wprowadzenie i cel pracy

#### 1.1 Wprowadzenie

Najbardziej znanym i rozpowszechnionym rodzajem zawiesznień pojazdów samochodowych są zawieszenia pasywne. Konstrukcja ich oparta jest na elementach sprężystych i tłumiących o stałych charakterystykach. W zawieszeniu pasywnym konieczne jest dokonanie wyboru współczynnika tłumienia, którego wartość powinna spełniać dwa kolidujące ze sobą zadania: zapewnienie odpowiedniego komfortu oraz bezpieczeństwa jazdy. Wymagane jest zatem uzyskanie pewnego kompromisu pomiędzy poziomem komfortu odczuwanego przez pasażerów a ich bezpieczeństwem podczas jazdy wynikającego z wymogów narzuconych przez producenta, bądź odpowiednie normy, np. ISO2601. Alternatywnymi rozwiązaniami zawiesznień umożliwiającymi zmianę jego właściwości w warunkach jazdy pojazdu są zawieszenia aktywne, nastawne lub półaktywne (semiaktywne).

Zawieszenia aktywne umożliwiają zastąpienie pasywnych elementów sprężystych i tłumiących siłownikiem umożliwiającym generowanie pożądaných ze względu na komfort i bezpieczeństwo jazdy sił w zawieszeniu. Rozwiązania tego typu konstruowane są jako systemy hydrauliczne, pneumatyczne, hydropneumatyczne a także elektromechaniczne. Podstawową wadą zawiesznień aktywnych jest ich złożoność, koszt oraz energochłonność. Ze względu na znaczne zapotrzebowanie energii rozwiązania te nie są preferowane w pojazdach samochodowych, które są obiektami o ograniczonej ilości energii.

Zawieszenia nastawne umożliwiają zmianę jedynie współczynnika tłumienia do kilku zadanych wartości. Nastawienie zmiany trybu jazdy może być dokonane poprzez użytkownika pojazdu samochodowego lub automatycznie przez układ oceniający aktualne warunki jazdy. Za pomocą zawiesznień nastawnych możemy uzyskać powolne zmiany kilku wartości współczynnika tłumienia w sytuacjach wyraźnych wskazań co do ich zmiany.

Rozwiązaniem umożliwiającym ciągłą w czasie jazdy zmianę poziomu tłumienia jest zawieszenie półaktywne. Zmiana ta odbywa się poprzez automatyczny układ

sterowania reagujący na warunki jazdy samochodu w danej chwili. Zawieszenie semiaktywne nie umożliwia generowania siły o dodatnim zwrocie jak jest to w przypadku zawieszenia aktywnego, jednakże w porównaniu z nim charakteryzuje się dużo mniejszym zapotrzebowaniem na energię, natomiast podobnym stopniem poprawy komfortu i bezpieczeństwa jazdy.

Zalety rozwiązań półaktywnych zostały docenione i w literaturze naukowej możemy spotkać się z wieloma propozycjami zastosowania ich w zawieszeniach pojazdów samochodowych [Fischer, Iserman, 2004, Guo i inni, 2005, Borowiec i inni, 2006, Sapiński, Martynowicz, 2005, Martynowicz, Sapiński, 2005, Sapiński, Rosół, 2008]. W ostatnich latach popularne jest stosowanie systemów wykorzystujących tłumiki magnetoreologiczne w mechanice i budowie maszyn oraz pojazdach samochodowych [Warmiński, Kęcik, 2009, Sapiński, 2008, Sapiński, Rosół, 2007]. Powszechna tendencja do poprawy komfortu i bezpieczeństwa jazdy pojazdów samochodowych była motywacją do badań oceniających możliwość poprawy jakości zawieszenia poprzez zastosowanie sterowanych tłumików MR.

## 1.2 Przegląd literatury

W pierwszej kolejności przed rozpoczęciem badań własnych zapoznano się z metodami sterowania pracą półaktywnych zawiesznień pojazdów samochodowych z tłumikami magnetoreologicznymi.

Na stronach [www.lord.com](http://www.lord.com) oraz [www.delphi.com](http://www.delphi.com) znajduje się opis wdrożonego systemu semiaktywnego zawieszenia pojazdu, tzw. MagneRide™. Autorzy rozwiązania, którego produkcja rozpoczęła się w 2002r. do marek takich jak: Acura MDX, Audi TT, Audi R8, Buick Lucerne, Cadillac DTS, Cadillac SLD, Cadillac SRX, Cadillac STS, Chevrolet Corvette, Ferrari 599GTB, Holec HSV Commodore, przedstawiają jedynie jego zalety w stosunku do pasywnych rozwiązań konwencjonalnych nie zdradzając szczegółów sterowania tłumikami MR oraz trudności jakie należy pokonać w takich systemach aby osiągnąć założoną funkcję celu.

W pracy [Karnopp i inni, 1974] przedstawiona jest propozycja strategii sterowania „skyhook”. Nazwa „skyhook” (haczyk nieba) wywodzi się od sposobu zamocowania pasywnego tłumika pomiędzy masą resorowaną pojazdu a abstrakcyjnym punktem w „niebie”, który przemieszczając się jednocześnie z pojazdem posiada stałą współrzędną

pionową w przyjętym układzie odniesienia. Model ten jest abstrakcyjny, fizycznie nie możliwy do zrealizowania, ale istnieje możliwość przybliżenia jego właściwości przy pomocy elementu aktywnego klasycznie mocowanego pomiędzy masami resorowanymi i nieresorowanymi. Autorzy omawianej pracy na podstawie układu o jednym stopniu swobody przedstawiają algorytmy realizacji koncepcji bazującej na modelu „skyhook” za pomocą rozwiązań aktywnego i semiaktywnego oraz ich właściwości w stosunku do rozwiązania pasywnego, z liniowym amortyzatorem. Rozważania swoje weryfikują na podstawie analizy modelu o dwóch stopniach swobody, uwzględniającego jedynie przemieszczenia pionowe i przechyły wzdłużne nadwozia pojazdu. Model ten posłużył do potwierdzenia przewagi rozwiązań opartych na zaproponowanej koncepcji w stosunku do klasycznych pasywnych zawieszek. Propozycja ta była dalej rozwijana przez kolejnych badaczy, w rezultacie powstało kilka schematów sterowania półaktywnego opartych na modelu „skyhook”, algorytmy tzw. ciągłego sterowania oraz on-off (włącz – wyłącz), [Liu i inni, 2005b]. I tak, w literaturze można spotkać dwie alternatywne postacie sterowania typu on-off. Metoda sterowania on-off zakłada zmianę współczynnika tłumienia pomiędzy dwoma poziomami (minimalnym i maksymalnym) w zależności czy pożądana siła powinna dostarczać do układu czy rozproszyć energię. Informacja o wymaganym kierunku przepływu energii, z lub do układu, określana jest na podstawie monitorowania znaku tzw. chwilowego współczynnika tłumienia, który wynika ze zwrotów aktualnie pożądanej siły i prędkości względnej ruchu tłoczyska. W pierwszej postaci koncepcji sterowania on-off „skyhook” proponuje się aby w elemencie półaktywnym zadawany był minimalny współczynnik tłumienia, gdy wartość chwilowego współczynnika tłumienia jest mniejsza od zera, natomiast wartość maksymalna gdy wartość chwilowa jest większa od zera [Liu i inni, 2005b]. Przy czym indeks przy współczynniku tłumienia „maksymalny” nie określa granicznej możliwości tłumienia tłumika, ale poziom wynikający z założeń konstruktora. Natomiast w pracy [Verros i inni, 1999] autorzy proponują zmodyfikowany sposób rozdzielania wartości współczynników tłumienia. Zadawanie wartości (minimalnej i maksymalnej) współczynnika odbywa się na podstawie wartości średniej. Zatem jeśli chwilowy współczynnik tłumienia jest mniejszy od wartości średniej przyjmowana jest wartość minimalna, natomiast w sytuacji odwrotnej wartość maksymalna. Obie postacie sterowania typu on-off „skyhook” przy odpowiednio dobranych wartościach poziomów współczynnika tłumienia minimalnego i maksymalnego wykazują w miarę dobre przybliżenie właściwości rozwiązania aktywnego. Zawieszki półaktywne działające z

zastosowaniem modelu „skyhook” powodują zwiększenie poziomu komfortu jazdy pojazdu samochodowego [Nwokah, Hurmuzlu, 2001].

Inną propozycją zwiększenia poziomu komfortu jazdy jest strategia sterowania „balance”. Nazwa „balance” (równowaga) wynika z przyjętego założenia, mówiącego że w celu redukcji poziomu przyspieszeń masy resorowanej, bilans sił tłumienia i sprężystości w zawieszeniu powinien być równy zero. Podobnie jak w metodzie „skyhook” tak i w „balance” powstały algorytmy sterowania ciągłego i on-off. W pracy [Liu i inni, 2005b] dla modelu o jednym stopniu swobody porównano ze sobą metody ciągłego oraz on-off sterowania „skyhook” i „balance” oceniając minimalizację poziomu przyspieszeń. Praca wykazała wyższość rozwiązań opartych na koncepcji „skyhook” w stosunku do sterowania „balance”.

W celu zwiększenia poziomu bezpieczeństwa jazdy w literaturze proponowana jest strategia sterowania „groundhook”. Nazwa „groundhook” (haczyk ziemi) wywodzi się z faktu iż w modelu pasywny tłumik łączy masę nieresorowaną z abstrakcyjnym punktem na „ziemi”. Przy czym istnieją dwie postacie zaproponowanego abstrakcyjnego modelu. W pierwszej punkt „ziemi”, do którego zamocowany jest dodatkowy tłumik przemieszczając się wspólnie z pojazdem posiada stałą współrzędną pionową w przyjętym układzie współrzędnych [Ahmadian, 2002, Ahmadian, 2009, Ślaski, 2007]. Natomiast w drugim wariantcie „haczyk ziemi” znajduje się na profilu nierówności drogi, w miejscu kontaktu z oponą i wraz z nią zmienia swe położenie [Verros i inni, 2005a, Valasek i inni, 1997]. Z punktu widzenia minimalizacji dynamicznego obciążenia ogumienia bardziej przydatny jest model z tłumikiem „groundhook” związanym z profilem drogi [Nwokah, Hurmuzlu, 2001, Valasek i inni, 1997].

W pracach [Verros i inni, 2005a, Valasek i inni, 1997] zaproponowano model hybrydowy, „sky-ground-hooks”. Układ o dwóch stopniach swobody zawiera oprócz klasycznie umiejscowionego tłumika pomiędzy masami resorowaną i nieresorowaną dwa dodatkowe abstrakcyjne tłumiki mocowane pomiędzy masą resorowaną a niebem (skyhook) oraz masą nieresorowaną i profilem drogi (groundhook). Autorzy zaproponowali model zastępczy, który umożliwia w pewnym stopniu przybliżenie właściwości modelu wzorcowego, nierealizowalnego fizycznie. W pracy [Valasek i inni, 1997] autorzy rozważają aspekt zastosowania modelu zastępczego hybrydowego w celu minimalizacji obciążeń dynamicznych nawierzchni drogi. Na podstawie przyjętego wskaźnika jakości zawieszenia porównywane są właściwości zaproponowanego rozwiązania półaktywnego w stosunku do rozwiązań pasywnych: komercyjnego oraz



optymalnego. Zawieszenie półaktywne bazujące na modelu hybrydowym modelowano na dwa sposoby: z uwzględnieniem i bez uwzględnienia opóźnień czasowych działania sterowanego tłumika. Natomiast w pracy [Verros i inni, 2005a] autorzy przedstawiają analizę porównawczą modeli rozwiązań pasywnych i z zawieszeniem półaktywnym opartą na wskaźniku jakości uwzględniającym zarówno komfort jak i bezpieczeństwo jazdy. Właściwości zawiesznień pasywnych analizowane są dla przypadku zastosowania tłumika liniowego, oraz asymetrycznego działania, charakteryzującego się innym współczynnikiem tłumienia przy jego ściskaniu i rozciąganiu. Autorzy wykazali, że tłumik o charakterystyce kawałkami liniowej umożliwia uzyskanie prawie identycznego poziomu wskaźnika jakości jak w przypadku tłumika liniowego. Natomiast zawieszenie półaktywne, którego zasada działania oparta jest na modelu „sky-ground-hooks” wykazuje wyraźną poprawę wskaźnika jakości w stosunku do rozwiązań pasywnych, czyli możliwość uzyskania lepszych właściwości pojazdu.

W pracy [Choi i inni, 2001] użyto model „skyhook” do ciągłego sterowania tłumikiem magnetoreologicznym. Do potrzeb badań na podstawie wyników eksperymentalnych zaproponowano, tzw. model wielomianowy tłumika MR. Aby określić wartość prądu potrzebną do sterowania pracą tłumika na podstawie aktualnej prędkości względnej tłoczyska oraz pożądanej siły stworzono model odwrotny tłumika MR. Zaletą modelu odwrotnego wielomianowego jest możliwość przedstawienia jego w formie analitycznej.

Zastosowanie modelu odwrotnego w przypadku sterowania ciągłego tłumikiem magnetoreologicznym wykorzystywane jest w innych pracach [ Guo i inni, 2005; Sapiński, 2005]. W pracy [Sapiński, 2005] do opisu zachowania tłumika MR wykorzystywany jest zmodyfikowany model Bouc-Wena, tzw. model Spencera. Postać modelu odwrotnego Spencera nie pozwala na zapis w formie równania, którego rozwiązanie można wyznaczyć analitycznie. Dlatego autor opracował numeryczny model odwrotny Spencera.

W pracy [Yao i inni, 2002] metoda sterowania typu on-off „skyhook” zastosowana jest do modelu ćwiartki samochodu. W zależności od znaku iloczynu prędkości bezwzględnej masy resorowanej i prędkości względnej tłoczyska zmieniany jest prąd zasilający cewkę tłumika pomiędzy dwoma wartościami, nazwanymi: minimalną i maksymalną. Właściwości dynamiczne tłumika MR opisano jedną z najpopularniejszych wersji modeli fenomenologicznych, a mianowicie modelem Bouc-Wena. Przedstawiono porównanie właściwości pojazdu samochodowego z zastosowaniem pasywnego

zawieszenia oraz z tłumikiem magnetoreologicznym sterowanym za pomocą stałej wartości prądu oraz metody on-off „skyhook”.

W pracy [Yang i inni, 2005] porównano modele o jednym stopniu swobody ze sterowaniem on-off: „skyhook” i „balance”. W obu strategiach zmieniano wartość prądu w zależności od znaku iloczynu prędkości bezwzględnej masy resorowanej i prędkości względnej tłoczyska (skyhook) lub iloczynu ugięć zawieszenia i prędkości względnej tłoczyska (balance). Zaproponowano również rozszerzenie modelu wielomianowego, uwzględniając efekt opóźnień czasowych działania układów elektromagnetycznych. Z uzyskanych wyników wynika, że metoda on-off „skyhook” umożliwia uzyskanie lepszych właściwości niż on-off „balance”, natomiast uzyskano odwrotny wynik w przypadku uwzględnienia opóźnień czasowych. Ponadto wskazano większą wrażliwość sterowania typu on-off „skyhook” na wydłużenie czasu opóźnienia.

Sapiński [Sapiński, 2005] przeprowadził eksperymentalną analizę porównawczą kilku metod bazujących na algorytmie „skyhook”. Autor badał trzy wersje kontrolerów. Pierwszy identyczny z opisanym powyżej, proponowanym w pracy [Yao i inni, 2002], drugi i trzeci ze sterowaniem ciągłym wartością prądu proporcjonalną odpowiednio do wartości bezwzględnej prędkości względnej tłoczyska oraz iloczynu wartości bezwzględnych prędkości bezwzględnej masy resorowanej i względnej prędkości tłoczyska tłumika. We wszystkich wariantach kontrolerów tłumik był aktywowany w przypadku dodatniej wartości iloczynu prędkości bezwzględnej masy resorowanej i prędkości względnej tłoczyska. Autor porównał odpowiedzi skonstruowanego układu o dwóch stopniach swobody dla trzech proponowanych wariantów kontrolerów.

Z przeprowadzonego przeglądu literatury wynika, że w dotychczasowych badaniach do sterowania tłumikami magnetoreologicznymi zaadaptowano jedynie modele: „skyhook” oraz „balance”. Nie znaleziono propozycji wykorzystania modelu z dwoma tłumikami abstrakcyjnymi „sky-ground-hooks” do sterowania tłumikami magnetoreologicznymi. Ponadto nie podejmowane są próby oceny możliwości zastosowania nieliniowych elementów sprężystych w semiaktywnych zawieszeniach pojazdów samochodowych.

### 1.3 Podsumowanie stanu wiedzy

W przeglądzie literatury przedstawiono najważniejsze prace, odnoszące się do podjętego problemu, oceny właściwości zawieszenia półaktywnego z tłumikiem magnetoreologicznym sterowanego na podstawie modelu „sky-ground-hooks”. Należy jednak podkreślić, że zapoznano się również z literaturą dotyczącą zagadnień dynamiki klasycznych pojazdów samochodowych oraz stawianym im wymaganiom nie omawiając ich szczegółowo w przeglądzie literatury. W pracach badawczych [Verros i inni, 2005a, Verros i inni, 2005b] autorzy określili możliwości poprawy właściwości zawieszenia bazującego na modelu „sky-ground-hooks” w stosunku do zawiesznień pasywnych, tradycyjnie stosowanych w pojazdach samochodowych. Jednakże w dotychczasowych rozważaniach rozpatrywano jedynie idealne elementy półaktywne, w których uzyskana siła była ograniczona tylko poprzez występowanie minimalnego tłumienia oraz możliwej maksymalnej siły tłumienia. Nie zaproponowano elementu wykonawczego, który mógłby posłużyć do zrealizowania przyjętej koncepcji. A co za tym idzie nie uwzględniono również właściwości elementów wykonawczych, np.: tłumika magnetoreologicznego. .

W badaniach strategii sterowania opartej jedynie na modelu „skyhook” z uwzględnieniem tłumika magnetoreologicznego, publikowane prace proponują modyfikacje wstępnie przyjętej koncepcji. I tak, np. dla modelu on-off „skyhook” gdzie wstępnie zakładano potrzebę operowania pomiędzy dwoma współczynnikami tłumienia wiskotycznego [Liu i inni, 2005b], dla tłumików MR wprowadzono sterowanie pomiędzy dwiema wartościami prądu [Yao i inni, 2002], czyli niejako pomiędzy dwoma poziomami tarcia Coulomba. W rzeczywistości właściwości tak zmodyfikowanych systemów posiadają odmienne właściwości w stosunku do idealnych, modelowanych. Brak jest analiz porównawczych właściwości zawiesznień półaktywnych z elementem idealnie odwzorowującym wzorcową koncepcję sterowania oraz z rzeczywistym tłumikiem magnetoreologicznym.

W trakcie użytkowania pojazd samochodowy charakteryzuje się zmianą parametrów obciążenia, np.: masy resorowanej na skutek zmiany masy ładunku. W badaniach zawiesznień z tłumikami magnetoreologicznymi, brak jest prac opisujących zachowanie się układu przy zmianie tego parametru. Najczęściej rozpatrywany model o dwóch stopniach swobody, czyli ćwiartki samochodu opisuje właściwości pojazdu tylko

przy pewnych założeniach upraszczających. W pracach badawczych nie podjęto próby zweryfikowania otrzymanych wniosków z wykorzystaniem modeli o bardziej złożonej strukturze, wierniej odwzorowujących właściwości pojazdu samochodowego.

## 1.4 Cel, teza i zakres pracy

Głównym celem rozprawy jest określenie w jakim stopniu zawieszenie półaktywne z tłumikami magnetoreologicznymi oraz sterowaniem opartym na modelu „sky-ground-hooks” umożliwi poprawę poziomu komfortu i bezpieczeństwa jazdy w stosunku do rozwiązań pasywnych. Ponadto oprócz celu głównego wymagane jest rozwiązanie dodatkowych zadań: określenie sposobu zmiany charakterystyki sił sprężystości zawieszenia przeciwdziałającej efektom zmiany masy resorowanej, zweryfikowanie wyników uzyskanych na podstawie analizy modelu ćwiartki samochodu za pomocą modelu samochodu o czterech stopniach swobody oraz wyznaczenie trendów zmian właściwości pojazdu z półaktywnym zawieszeniem w stosunku do rozwiązania z tłumikiem liniowym w przypadku uwzględnienia dodatkowych efektów, tj. (a) niespełnienia warunku rozprężania drgań (wpływ współczynnika rozkładu mas), (b) występowania uderzenia w ogranicznik skoku zawieszenia oraz (c) odrywania opony od nawierzchni.

W pracy przedstawiono następującą tezę:

***Półaktywne zawieszenie z tłumikami magnetoreologicznymi oparte na modelu abstrakcyjnym „sky-ground-hooks” umożliwi poprawę właściwości pojazdu samochodowego w stosunku do rozwiązań pasywnych.***

Zakres wykonanych w trakcie przygotowania rozprawy zadań obejmuje:

- wykorzystanie klasycznego modelu liniowego pojazdu do „skalibrowania” metody sum ważonych,
- wyznaczenie optymalnych wartości współczynników tłumienia modelu zastępczego „sky-ground-hooks”,
- wykonanie analizy porównawczej właściwości modelu klasycznego z zawieszeniem liniowym oraz modelu „sky-ground-hooks”,
- identyfikacja parametrów modelu Bouc-Wena tłumika MRF132-LD,
- zaproponowanie własnego modelu odwrotnego tłumika MR,

- wykonanie analizy porównawczej właściwości zawiesznień opartych na modelu „sky-ground-hooks” z idealnym elementem oraz wykorzystującym tłumik MR,
- określenie wpływu zmiany masy resorowanej na dynamikę pojazdu oraz zaproponowanie sposobu przeciwdziałania efektom zmiany masy resorowanej poprzez zmianę charakterystyki sztywności zawieszenia,
- wykazanie możliwości rozprężenia drgań pionowych przedniej i tylnej części z uwzględnieniem zawiesznień nieliniowych,
- ocena wpływu wartości współczynnika rozkładu mas na właściwości zawieszenia pasywnego oraz półaktywnego z tłumikami MR,
- określenie wpływu występujących w rzeczywistym pojeździe ograniczeń skoku zawieszenia i możliwości utraty kontaktu kół z nawierzchnią na wskaźnik jakości jazdy.

Oryginalność przygotowanej rozprawy polega przede wszystkim na wykonaniu kompleksowych badań umożliwiających ocenę wielu aspektów zastosowania tłumików MR w zawieszeniach pojazdów samochodowych sterowanych według koncepcji „sky-ground-hooks”. Podjęto wcześniej nie podejmowane zadanie zastosowania tłumików MR do realizacji modelu zastępczego „sky-ground-hooks” oraz określenie w jakim stopniu umożliwiają one odwzorowanie właściwości pożądanego modelu abstrakcyjnego. W pracy opracowano własną propozycję modelu odwrotnego Bouc-Wena tłumika MR. Przeprowadzono również kompleksową analizę zmian właściwości pojazdu z zawieszeniem wykorzystującym tłumienie magnetoreologiczne z uwzględnieniem zmiany masy resorowanej, wskaźnika rozkładu mas, czy też możliwości odrywania kół lub skończonego skoku zawieszenia przy różnych prędkościach jazdy i dróg o różnym stanie nawierzchni.

## ROZDZIAŁ 2

### Modelowanie drgań pojazdu samochodowego

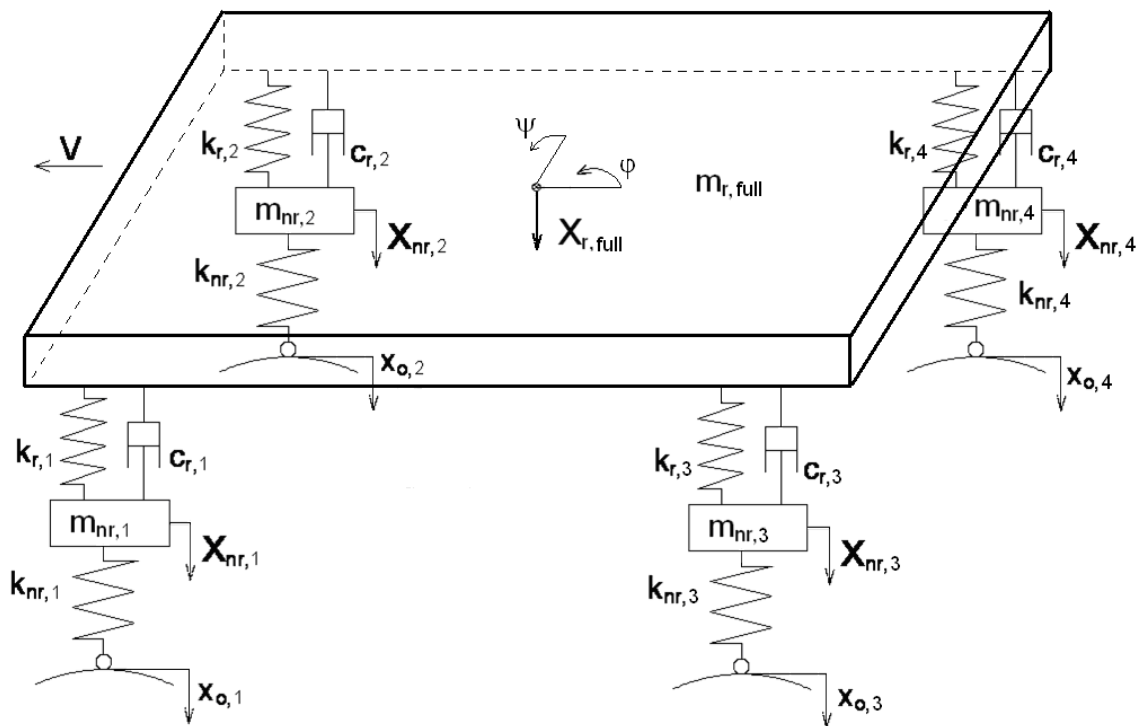
Pojazd samochodowy jest złożonym obiektem, który składa się z dużej liczby elementów współpracujących ze sobą. Powoduje to, że w miarę wierne opisanie jego właściwości wymaga zastosowania modelu fizycznego a następnie matematycznego o wielu stopniach swobody. Poza tym podczas jazdy na samochód oddziałuje wiele wymuszeń zewnętrznych, pochodzących między innymi od nierówności drogi, pracy silnika spalinowego, układu przenoszenia napędu silnik-nawierzchnia, itp. Utworzenie modelu, który uwzględniałby wszystkie własności pojazdu, tj. złożoność struktury oraz wymuszeń jest zagadnieniem trudnym. Ponadto wyznaczenie rozwiązań w postaci analitycznej nie jest w większości przypadków możliwe. Utrudnione jest również wnioskowanie ze względu na sprzężenie się wielu zjawisk. W praktyce unika się budowy modeli jak najwierniej odwzorowujących właściwości pojazdu ale bardzo złożonej strukturze na rzecz modeli o prostszej budowie, na podstawie których oceniany jest wpływ wybranych parametrów na dynamikę układu. Wnioski uzyskane podczas analizy mniej skomplikowanych modeli wykazują zbieżność z zachowaniem układów o większym stopniu złożoności [Verros i inni, 2005a] .

#### 2.1 Modele pojazdu samochodowego

W literaturze występuje kilka propozycji modeli, które mogą posłużyć do oceny właściwości pojazdu samochodowego przy wymuszeniu pochodzącym od profilu drogi. W rozdziale tym przedstawiono kilka wybranych propozycji układów z wyjaśnieniem założeń poczynionych podczas procesu redukcji ich stopnia złożoności.

Przestrzenny model całego pojazdu samochodowego (rys.2.1) [Guglielmino i inni, 2008, Shiiba i inni, 2009, Metallidis i inni, 2003], określający odpowiedzi pojazdu na wymuszenie od nierówności drogi, utworzony jest z pominięciem wszystkich pozostałych oddziaływań zewnętrznych, wpływu drgań zespołu napędowego oraz założeniu jednorodności i nieodkształcalności struktury nadwozia. W rezultacie powstaje dyskretny model składający się z bryły reprezentującej masę nadwozia  $m_{r,full}$ , której ruch opisany jest za pomocą przemieszczenia pionowego jej środka ciężkości

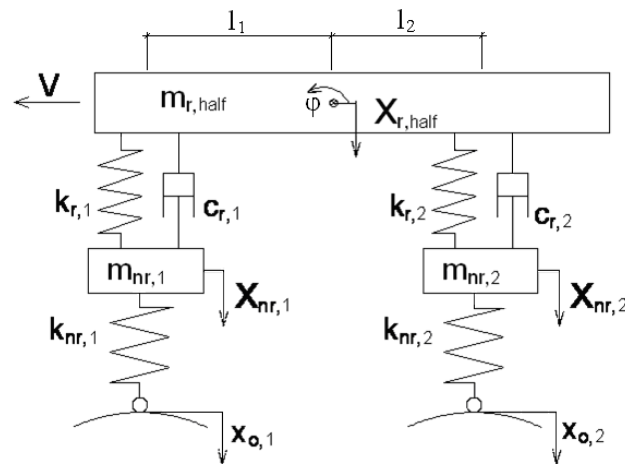
$X_{r,full}$  oraz obrotów wzdłuż osi centralnych wzdłużnej i poprzecznej, oznaczonych odpowiednio jako przechyły boczny  $\psi$  i wzdłużny  $\varphi$ . Dodatkowo uwzględnione są masy nieresorowane wokół mocowania poszczególnych kół pojazdu,  $m_{nr,j}$ ,  $j = 1,2,\dots,4$ . Ruch mas nieresorowanych opisano za pomocą przemieszczeń pionowych  $X_{nr,j}$ . Właściwości zawiesznień masy resorowanej opisano za pomocą sprężyn o sztywności  $k_{r,j}$  modelujących elementy sprężyste (resory piórowe lub sprężyny śrubowe) oraz tłumików o współczynnikach tłumienia  $c_{r,j}$  modelujących amortyzatory hydrauliczne. Układ wymuszany jest sygnałami pochodzącymi od nierówności profilu drogi  $x_{o,j}$ , przy czym dla każdego koła podawane jest inne wymuszenie. Tak określony dyskretny model całego pojazdu posiada siedem stopni swobody. W wielu przypadkach nie jest konieczne badanie układu o siedmiu stopniach swobody, często w celu wyjaśnienia zachodzących zjawisk wystarczy badanie układów znacznie prostszych [Kamiński, Pokorski, 1983].



Rys.2.1 Model pojazdu samochodowego o siedmiu stopniach swobody

Przestrzenny model pojazdu samochodowego może zostać uproszczony do modelu płaskiego (rys.2.2). Oba te modele będą sobie równoważne w przypadku gdy pojazd będzie charakteryzował się symetrią właściwości względem jego płaszczyzny wzdłużnej. Poprzez symetrię właściwości rozumiane jest symetryczne rozmieszczenie

masy resorowanej względem płaszczyzny wzdłużnej. Środek ciężkości leży w tejże płaszczyźnie oraz parametry zawieszenia (sztywność, tłumienie), masy nieresorowane i wymuszenia kół prawego i lewego dla każdej z osi są identyczne. W rezultacie możemy przyjąć, że przemieszczenia kół jednej osi są identyczne, nie występują przechyły boczne, poprzeczne. Liczba stopni swobody, a tym samym równań różniczkowych dla modelu całego pojazdu zmniejszona została z siedmiu do czterech dla modelu połówki pojazdu. Model ten wykorzystywany jest między innymi w pracach [Makowski, Grzesikiewicz, 2008, Gopala Rao, Narayanan, 2008].



Rys.2.2 Model połówki samochodu

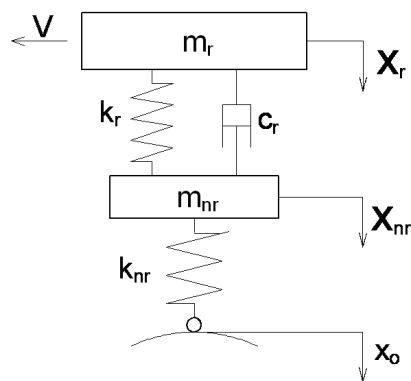
W pracach [Kamiński, Pokorski, 1983, Kamiński, 1977] przedstawiono sposoby rozprzęgnięcia drgań modelu o 4 stopniach swobody. Warunki rozprzęgnięcia drgań płaskich liniowych modeli pojazdów samochodowych są następujące:

- gdy statyczne ugięcia zawiesznień przedniej i tylnej części pojazdu są sobie równe oraz dodatkowo współczynniki tłumienia są proporcjonalne do sztywności  $k_{r,1} / c_{r,1} = k_{r,2} / c_{r,2}$  wówczas uzyskujemy rozprzęgnięcie drgań kątowych  $\varphi$  i pionowych  $X_{r,half}$  masy resorowanej,
- gdy współczynnik rozkładu mas  $\varepsilon$  przyjmuje wartość równą jeden uzyskujemy rozprzęgnięcie drgań pionowych przedniej i tylnej części pojazdu.

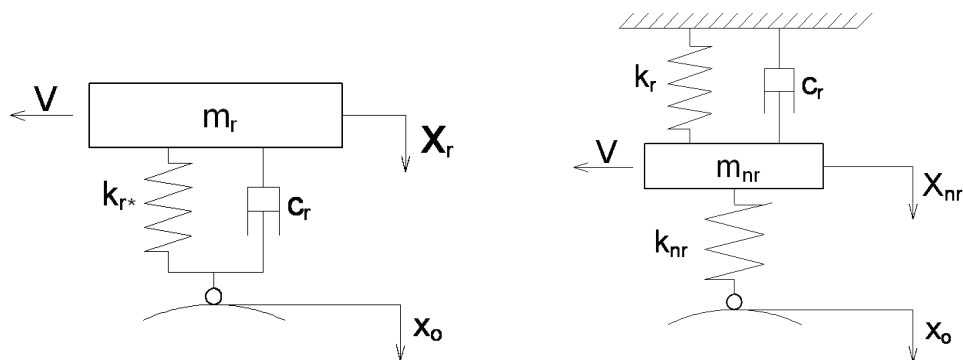
W zastosowaniach większe znaczenie posiada możliwość rozprzęgnięcia drgań przedniej i tylnej części pojazdu. O tym aby wymuszenie podane na jedną oś nie powodowało drgań drugiej decyduje, tzw. współczynnik rozkładu mas. Zdefiniowany on jest jako stosunek kwadratu promienia bezwładności nadwozia do iloczynu odległości środka



ciężkości od przedniej oraz tylnej osi pojazdu. Rzeczywista wartość współczynnika rozkładu mas oscyluje w pobliżu 1, model o czterech stopniach swobody można w przybliżeniu rozdzielić na drgania części przedniej lub tylnej uzyskując dwa układy o 2 stopniach swobody. Model o dwóch stopniach swobody, tzw. ćwiartki samochodu (rys.2.3) jest jednym z najbardziej popularnych w pracach naukowych rozważających właściwości pojazdów mechanicznych. Wykorzystywany jest on między innymi w pracach [ Guo i inni, 2005, Verros i inni, 2005b, Liu i inni, 2005a, Verros i inni, 2000, Szabelski, Samodulski, 1984].



Rys.2.3 Model ćwiartki samochodu o dwóch stopniach swobody



Rys.2.4 Model samochodu o jednym stopniu swobody: ruch masy resorowanej (a),  
ruch masy nieresorowanej (b)

Parametry pojazdów samochodowych określone są w taki sposób, że masa resorowana jest zazwyczaj dużo większa niż masa nieresorowana, natomiast sztywność zawieszenia dużo mniejsza od sztywności ogumienia. Takie powiązania parametrów znajdują odzwierciedlenie w odpowiedziach modelu ćwiartki samochodu. Powoduje to małe wartości ugięcia opony w pobliżu pierwszego rezonansu. Fakt ten znalazł odzwierciedlenie w modelowaniu. Przyjęto, że w pobliżu pierwszego rezonansu w przybliżeniu masa nieresorowana jedynie kopiuje profil nierówności. Powstał zatem

prostszy model pojazdu o jednym stopniu swobody, przydatny do określenia jego właściwości dla niskich częstości wymuszenia (rys.2.4a). W pracy [Żukowski, 1958] zaproponowano model samochodu osobowego o jednym stopniu swobody. Takie uproszczenie jest możliwe gdy różnice pomiędzy wartościami mas resorowanych i nieresorowanych, oraz sztywności ogumienia i zawieszenia są znaczne. Autor proponuje aby sztywność zastępcza  $k_{r*}$  modelu o jednym stopniu swobody (rys.2.4a) wynikała z połączenia szeregowego sprężyn  $k_r, k_{nr}$  modelu ćwiartki samochodu (rys.2.3). Natomiast w pracy [Jacenko, 1975] proponowane jest pozostawienie sztywności zawieszenia modelu o jednym stopniu swobody na niezmiennym poziomie w stosunku do modelu o dwóch stopniach swobody ( $k_{r*} = k_r$ ). Autor dedykuje tę propozycję do samochodu o dużej ładowności, ciężarowego, wyjaśniając, że wynika z mniejszych różnic pomiędzy wartościami mas resorowanych i nieresorowanych, oraz sztywności ogumienia i zawieszenia. Model ten jest na tyle popularny, że częstość występowania w publikacjach dorównuje modelowi o dwóch stopniach swobody. Wykorzystywany jest on między innymi w pracach [ Borowiec i inni, 2006, Litak i inni, 2008, Yang i inni, 2005, Makowski i inni, 2006, Mitura, Warmiński, 2006a, Mitura, Warmiński, 2006b, Verros i inni, 1999, Li i inni, 2004 ].

Dla wyższych częstości wymuszenia istnieje uproszczony model o jednym stopniu swobody przybliżający zachowanie masy nieresorowanej, rys.2.4b. Obserwując odpowiedź przemieszczeń masy resorowanej w pobliżu drugiego rezonansu stwierdzono, że jest ona bardzo mała. Przyjęto zatem, że jest ona równa zero i powstał model o jednym stopniu swobody dla wyższych częstości wymuszenia. Jest on jednak mało popularny i natknięto się na niego jedynie w pracach [Żukowski, 1958, Mischke. 1977, Reimpell, Betzler, 2004].

Jednym z zastosowań modeli o jednym stopniu swobody jest możliwość określenia na ich podstawie przybliżonych wartości częstości drgań własnych modelu ćwiartki samochodu [Reimpell, Betzler, 2004].

Przedstawione powyżej modele pojazdów samochodowych są przez niektórych badaczy rozszerzane o elementy modelujące pasażera. Zaobserwowano dwa podejścia w modelowaniu oddziaływań pojazd – pasażer. Pierwsze zaprezentowane w pracy [Szabelski, Hawrylecki, 1981] polega na tym że do układu o czterech stopniach swobody (model połówki samochodu) dodano kolejny oscylator, a mianowicie masę drgającą będącą masą zastępczą pasażera, połączoną z pojazdem za pomocą liniowych

elementów, sprężyny i tłumika, które przedstawiają właściwości siedziska. Rozszerzeniem tego pomysłu jest model przedstawiony w pracach [Papalukopoulos i inni, 2006] oraz [Papalukopoulos, Natsiavas, 2007]. Autorzy opisują model pasażera, tworząc tzw. model biodynamiczny. Zamiast masy zastępczej pasażera wprowadzają szereg mas połączonych ze sobą elementami sprężystymi i tłumiącymi. Masy te reprezentują fotel (siedzisko na którym spoczywa pasażer), miednicę, tułów oraz wnętrzności i głowę pasażera. Zastosowanie bardziej złożonego modelu człowieka umożliwia ocenę wpływu drgań na różne części jego organizmu.

## 2.2 Wymagania stawiane zawieszeniom pojazdów

Zawieszenie pojazdu samochodowego definiuje się jako układ mechanizmów umożliwiający łączenie osi kół jezdnych z ramą lub nadwoziem. Składa się ono z trzech podstawowych grup elementów:

- wodzących – określających położenie kół względem kadłuba, np. wahacze, drążki reakcyjne, itp.
- sprężystych – okresowo akumulujących energię ruchu drgającego, np. resory piórowe, sprężyny śrubowe, drążki skrętne, mieszki powietrzne, wkładki gumowe, itp.,
- tłumiących – służących do rozpraszania energii ruchu drgającego, głównie amortyzatory hydrauliczne.

Odpowiednio dobrane ogumienie i zawieszenie samochodu umożliwia minimalizację skutków drgań, wywołanych wymuszeniem kinematycznym przez nierówności nawierzchni drogi po której porusza się pojazd. Podstawowym zadaniem zawiesznień pojazdów samochodowych [Kasprzyk, Prochowski 1990] jest:

- zapewnienie odpowiedniego poziomu komfortu i bezpieczeństwa jazdy poprzez zmniejszenie szkodliwego oddziaływania drgań nadwozia na użytkowników pojazdu i przewożony ładunek,
- zapewnienie biernego bezpieczeństwa jazdy, tj. ograniczenie przechyłów wzdłużnych i bocznych, umożliwienie korzystnego rozkładu nacisków na jezdnię, zapewnienie stateczności i kierowności pojazdu,
- minimalizacja obciążeń dynamicznych wielu zespołów pojazdu oraz nacisków na nawierzchnie drogowe, a tym samym wpływanie na ich trwałość.

### 2.2.1 Wpływ drgań na organizm ludzki

Pojazd samochodowy jest skomplikowanym układem drgającym, pobudzonym do drgań przez wiele czynników, między innymi nierówności nawierzchni drogi, pracę silnika, itd. Powstające podczas eksploatacji pojazdu drgania w zależności od ich amplitudy, częstości, czasu oddziaływania mogą wpływać na organizm ludzki powodując zmiany fizykalne, fizjologiczne lub psychologiczne. Nagłe drgania o dużej intensywności, wywołane na przykład najechaniem na krawężnik lub przejazd z dużą prędkością przez próg zwalniający mogą prowadzić do powstania uszkodzeń ciała ludzkiego, tj. naderwania mięśni, stłuczeń oraz innych obrażeń. Natomiast długotrwałe drgania nawet o umiarkowanej intensywności są nieprzyjemnie odczuwane, prowadzić będą do zmęczenia, zmniejszenia efektywności działania kierowcy. Organizm ludzki wykazuje różną wrażliwość na drgania o różnych częstościach [Prochowski, 2005] :

- bardzo niskie częstotliwości drgań , 0-0,5Hz, wywołują u człowieka objawy choroby morskiej,
- organizm ludzki dobrze znosi drgania przy częstotliwościach odpowiadających wstrząsom jakich doznaje idący człowiek, czyli w zakresie ok. 1-2Hz,
- w paśmie częstotliwości 4-8Hz występuje istotne zmniejszenie sprawności działania człowieka.

Do oceny wpływu drgań na organizm ludzki stosuje się normę międzynarodową ISO-2631 [Reimpell, Betzler ,2004]. Na podstawie równoważnej normy PN-91/N-01354 o tytule: „Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszeń drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia” scharakteryzowano metodykę postępowania w celu oceny szkodliwości drgań. Zakres stosowania normy oparty jest na wartości współczynnika szczytu, która nie powinna przekroczyć 6. W zależności od zmienności drgań oraz charakteru oddziaływania na organizm ludzki rozróżnia się trzy metody oceny narażenia człowieka na ich wpływ:

- widmową – dla drgań ustalonych o ciągłym oddziaływaniu,
- ważoną – drgań ustalonych lub nieustalonych o ciągłym lub przerywanym oddziaływaniu,
- dozymetryczną – drgań nieustalonych o nieregularnie przerywanym oddziaływaniu.

W literaturze najczęściej znajduje się odniesienie do metody widmowej [Reński, 1997, Kamiński, 1977, Kasprzyk, Prochowski, 1990]. W metodzie widmowej ocenę wpływu drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka przeprowadza się na podstawie zmierzonej wartości skutecznej składowych pionowych i poziomych przyspieszenia dla  $i$ -tego pasma 1/3 oktawowego o częstotliwościach środkowych od 1 do 80Hz. Na podstawie danych pomiarowych wyznacza się krotność przekroczenia wartości dopuszczalnej skutecznych przyspieszeń lub wartość dopuszczalnego czasu oddziaływania  $t_{dop}$ . Dopuszczalne wartości skuteczne przyspieszeń drgań, składowych pionowej i poziomej w funkcji środkowej częstotliwości pasma 1/3 oktawowego dla czasu oddziaływania 480min przedstawione są w normie dla tzw. średniego stopnia szkodliwości. Wartości te mogą zostać zwiększone dwukrotnie dla wysokiego stopnia szkodliwości przy przyjęciu jako dopuszczalnej „granicy zdrowotnej” zamiast „granicy zmniejszonej sprawności” lub zmniejszone trzykrotnie dla niskiego poziomu szkodliwości, gdy założymy jako dopuszczalną „granice zmniejszonego komfortu” [Kamiński, Pokorski, 1983].

Miarą narażenia człowieka na oddziaływanie drgań jest największa krotność przekroczenia dopuszczalnych wartości lub najkrótszy dopuszczalny czas oddziaływania  $t_{dop}$ . Zatem przekroczenie granicy uciążliwego oddziaływania drgań lub obniżenia sprawności psychologicznej człowieka wystąpi, gdy:

$$(a_{c,zm})_i > (a_{c,dop})_i \text{ dla } t_r = 480 \text{ min} \quad (2.1)$$

lub

$$t_r > t_{dop} \text{ dla } t_r < 480 \text{ min} \quad (2.2)$$

gdzie:

$(a_{c,zm})_i$  – zmierzona wartość skuteczna przyspieszenia drgań dla  $i$ -tego 1/3 oktawowego pasma częstotliwości,

$(a_{c,dop})_i$  – dopuszczalna wartość skuteczna przyspieszenia drgań dla  $i$ -tego 1/3 oktawowego pasma częstotliwości lub granica uciążliwego oddziaływania drgań

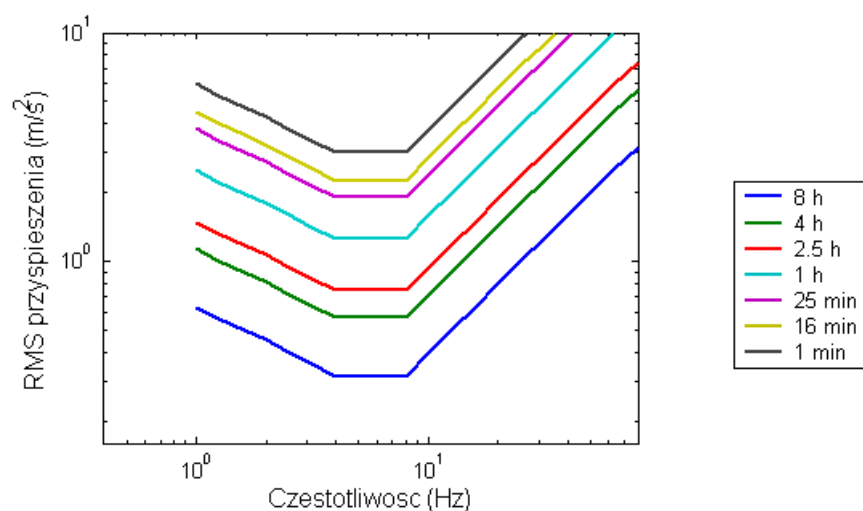
$t_r$  – rzeczywisty czas oddziaływania drgań na człowieka,

$t_{dop,i} = \left[ \frac{(a_{c,dop})_i}{(a_{c,zm})_i} \right]^2 \cdot 480$  – dopuszczalny czas oddziaływania na organizm ludzki lub

granica obniżenia sprawności psychologicznej człowieka.

Na rys.2.5 przedstawiono graficzną interpretację granicy uciążliwego oddziaływania składowych pionowych drgań na organizm ludzki. Krzywe dopuszczalnych wartości skutecznych przyspieszeń mówią, że im krótszy jest czas oddziaływania drgań na organizm ludzki tym większy jest możliwy do zaakceptowania ich poziom. I tak np. przy częstotliwości środkowej 4Hz i czasie ekspozycji 8h dopuszczalna wartość skuteczna składowej pionowej przyspieszenia wynosi ok.  $0.315 \text{ m/s}^2$  natomiast przy czasie narażenia 1 min ok.  $2.987 \text{ m/s}^2$ .

Wykresy na rys.2.5 przedstawiają ważną informację odnośnie obszaru częstotliwości, dla których poziom drgań powinien być najmniejszy. Przyspieszenia powinny posiadać najmniejsze wartości w przedziale 4-8 Hz.



Rys.2.5 Dopuszczalne przyspieszenia pionowe w zależności od czasu ekspozycji  
za [Kamiński, Pokorski, 1983]

Wartości skuteczne wyznacza się sporządzając widmo drgań za pomocą analizatora o stałej względnej szerokości pasma równej 1/3 oktawy dla 20 pasm. Norma nie uwzględnia możliwości zastosowania analizatorów wąskopasmowych lub metod cyfrowych do oceny oddziaływania drgań na organizm ludzki [Reimpell, Betzler, 2004].

### 2.2.2 Kryteria oceny jakości zawieszenia

Zawieszenia pojazdów samochodowych muszą spełniać szereg wymagań związanych z zapewnieniem odpowiedniego poziomu komfortu i bezpieczeństwa jazdy, a także odpowiedniej trwałości układu nośnego.

Ze względu na komfort najczęściej ocenia się poziom drgań na podstawie pierwszej, drugiej i trzeciej pochodnej przemieszczenia. Wpływ pochodnej przyspieszeń według Czubakowa, w pewnym stopniu przypomina działanie ciśnienia wody na organizm ludzki [Sikorski, 1970]. Wiadomo, że szkodliwość tego zjawiska polega nie tyle na wartości bezwzględnej ciśnienia wody, ile na prędkości zmiany tego ciśnienia. Jednym z pierwszych kryteriów określonym dla wymuszenia harmonicznego było kryterium Janeway'a z 1965 roku [Guglielmino i inni, 2008]. Uzależnił on relację poziomu komfortu od drgań pionowych  $X$  i częstotliwości wymuszenia  $f$ . Określone zależności zakładały, że amplituda drgań nie powinna przekraczać wartości dopuszczalnych wynikających z następujących zależności:

$$\begin{aligned} f \in (1,6)Hz & \quad X\omega^3 \leq 12m/s^3 \\ f \in (6,20)Hz & \quad X\omega^2 \leq 0.33m/s^2 \\ f \in (20,60)Hz & \quad X\omega \leq 2.7mm/s \end{aligned} \quad (2.3)$$

Steffens [Guglielmino i inni, 2008] określił empiryczną zależność na amplitudę przemieszczeń wyznaczającą granicę dyskomfortu w funkcji częstotliwości wymuszenia:

$$X^2 [cm^2] = 7.62 \cdot 10^{-3} \left( 1 + \frac{125}{f^2} \right) \quad (2.4)$$

W 1978 utworzono kryterium oceny komfortu nie tylko dla pojazdów samochodowych, ale ogólnie dla środowisk w których człowiek narażony jest na wpływ drgań mechanicznych w postaci normy ISO-2631. Jej polski odpowiednik opisano w rozdziale 2.2.1. W literaturze możemy spotkać jeszcze wiele propozycji kryteriów opisujących poziom komfortu [Guglielmino i inni, 2008, Kamiński, Pokorski, 1983], jednakże autorzy prac naukowych powołując się na wyżej wspomnianą normę najczęściej używają kryterium odnoszące wartość skuteczną przyspieszeń oddziałujących na człowieka do wartości przyspieszenia ziemskiego, zapisanego w postaci:

$$J = \frac{1}{g} RMS(\ddot{X}) \quad (2.5)$$

Kryteria bazujące na tej lub zbliżonej postaci możemy znaleźć w następujących pracach [Fischer, Iserman, 2004, Verros i inni, 2005a, Verros i inni, 2005b ].

Ze względu na komfort jazdy ocenia się ugięcie zawieszenia i/ lub ogumienia. W książce [Kasprzyk, Prochowski, 1990] autor proponuje uzależnienie poziomu komfortu od odchylenia standardowego ugięć zawieszenia, odchylenia standardowego ugięć ogumienia, prawdopodobieństwa utraty kontaktu kół z nawierzchnią drogi oraz prawdopodobieństwa nadmiernego przechyłu nadwozia. Najbardziej rozpowszechnione kryterium bezpieczeństwa definiowane jest w postaci ilorazu wartość skutecznej dynamicznej siły  $F_{dynamiczna}$  w ogumieniu do siły statycznej  $F_{statyczna}$  :

$$DLC = \frac{RMS(F_{dynamiczna})}{F_{statyczna}} \quad (2.6)$$

Kryterium w zbliżonej lub identycznej postaci można znaleźć w pracach [Fischer, Iserman, 2004, Verros i inni, 2005a]. W artykule [Valasek i inni, 1997, Valasek i inni, 1998] znajduje się propozycja zastosowania wskaźnika jakości DLSF (Dynamic Load Stress Factor) bazującego na DLC (Dynamic Load Coefficient):

$$DLSF = 1 + 6DLC^2 + 3DLC^4 \quad (2.7)$$

Wskaźniki jakości opisujące wymagania stawiane zawieszeniom według zapewnienia jak najlepszego komfortu oraz bezpieczeństwa są we wzajemnym konflikcie. Dlatego wymagane jest rozwiązanie zagadnienia wielokryterialnego z zastosowaniem metod polioptymalizacji.

## 2.3 Modelowanie właściwości tłumików magnetoreologicznych

### 2.3.1. Właściwości cieczy magnetoreologicznych

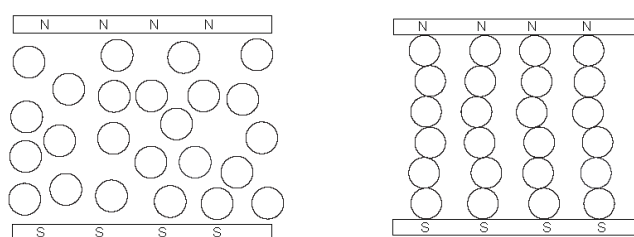
Pod pojęciem cieczy magnetoreologiczne (magnetorheological fluids - MRF) rozumiane są substancje płynne posiadające możliwość zmiany swych właściwości pod wpływem oddziaływania pola magnetycznego. Ciecz taka przy braku pola zachowuje się jak zwykła ciecz newtonowska. Dopiero w obecności pola magnetycznego następuje zmiana lepkości i granicy plastyczności. Mogą one zmieniać swoją konsystencję z płynu o gęstości np. oleju samochodowego do prawie ciała stałego. Zmiany te są całkowicie odwracalne i zachodzą w czasie kilku milisekund.



Ciecz magnetoreologiczna składa się z dwóch zasadniczych składników: cieczy nośnej i cząsteczek ferromagnetycznych oraz dodatkowych, np. powłoki powierzchniowej [Ławniczak, Milecki, 1999]. Ciecz nośna zazwyczaj jest elektrycznie i magnetycznie obojętna, natomiast koloidalnie zawieszona w niej magnetycznie spolaryzowana cząstki o wielkości, średnicy od 0.5 do 8µm tworzą mikromagnes. Zawartość procentowa tych cząstek wykonanych zwykle z karbonylu, stopu żelazo-kobalt lub żelazo-nikiel, w cieczy nośnej, oleju mineralnym, silikonowym, wodzie lub glikolu wynosi od 20 do 80%. Aby przeciwdziałać aglomeracji cząstek, powlekane są one środkiem powierzchniowo aktywnym, np. kwasem oleinowym. Dłuższe pozostawienie cieczy magnetoreologicznej w bezruchu może prowadzić do osadzania cząstek na dnie, co jest niekorzystne. W tabeli 2.1 przedstawiono przykładowe parametry cieczy magnetoreologicznych.

Tab.2.1 Parametry cieczy magnetoreologicznych za [Ławniczak, Milecki, 1999]

Parametr	Ciecz MR
Lepkość przy braku pola	0.2÷0.3 Pa·s
Granica plastyczności	50÷100 kPa
Maksymalne natężenie prądu	250 kA/m
Gęstość	3÷4 g/cm <sup>3</sup>
Czas reakcji	<10 ms
Typowe parametry zasilania	2÷25 V, 1÷2 A
Ograniczenia pola	Nasycenie
Temperatura pracy	-50 do 150 °C



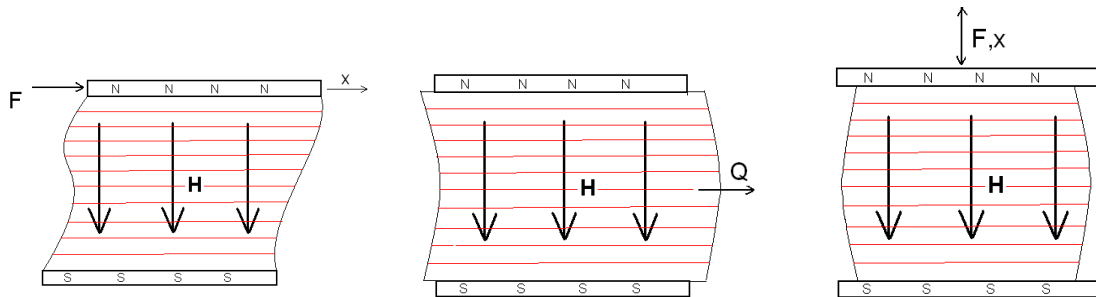
Rys.2.6 Zachowanie cieczy magnetoreologicznej bez pola magnetycznego (a) w obecności pola magnetycznego (b)

Na rys.2.6 zobrazowano przebieg efektu magnetoreologicznego [www.lord.com]. Jeśli na ciecz nie oddziałuje zewnętrzne pole magnetyczne, wówczas cząstki magnetyczne przedstawione w postaci kulek mogą poruszać się ruchem swobodnym, (rys.2.6a). Momenty magnetyczne związane z każdą z cząstek są przypadkowo zorientowane, a ich

wypadkowy wektor posiada wartość zerową. W sytuacji kiedy zostanie przyłożone zewnętrzne pole magnetyczne w każdej z cząstek powstają dipole, które następnie przyciągają się i układają w łańcuchy wzdłuż linii pola magnetycznego, rys.2.6b. Rozzerwanie, zniszczenie tak utworzonej struktury wymaga przyłożenia dodatkowych sił.

### 2.3.2 Sposoby wykorzystania cieczy MR

Możliwości wykorzystania cieczy magnetoreologicznych opisywane jest w literaturze za pomocą trzech modeli: sprzęgłowym, zaworowym oraz ściskającym [Ławniczak, Milecki, 1999, www.lord.com]. Charakteryzują się one sposobem przemieszczania się cieczy MR względem wektora pola magnetycznego  $H$ . Na rys.2.7 zilustrowano schematycznie każdy z modeli.



Rys.2.7 Modele wykorzystania cieczy MR: sprzęgłowy (a), zaworowy (b), ściskający (c)

W modelu „sprzęgłowym” bądź „ścianania” za pomocą zmian właściwości cieczy magnetoreologicznej pod wpływem pola magnetycznego  $H$  zmieniamy wartość oporu przeciwdziałającego zewnętrznej sile  $F$  przesuwającej jedną z elektrod, w tym przypadku  $N$ , (rys.2.7a). Ten model pracy płynu MR jest wykorzystywany przy konstruowaniu sprzęgieł, hamulców, niektórych typów tłumików oraz urządzeń pozycjonujących i uchwytów [Ławniczak, Milecki, 1999, www.lord.com].

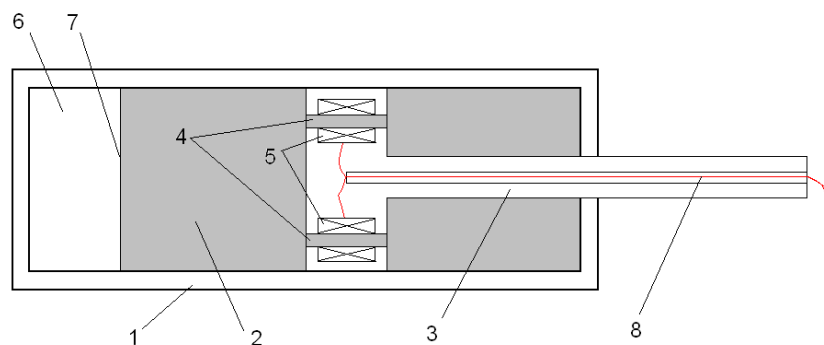
Model „zaworowy” bądź „przepływowy” opisuje możliwość zmiany natężenia przepływu cieczy  $Q$  przez zawór hydrauliczny poprzez zmianę natężenia pola magnetycznego. Taki rodzaj pracy cieczy MR, (rys.2.7b), wykorzystuje się do sterowania w tłumikach, amortyzatorach i elementach wykonawczych.

Natomiast model „ściskający” opisuje zmianę sił przeciwdziałających ściskaniu bądź rozciąganiu cienkiej warstewki cieczy magnetoreologicznej pod wpływem zmian pola

magnetycznego. Model ten pozwala kontrolować niewielkie przemieszczenia przy stosunkowo dużych siłach.

### 2.3.3 Zasada działania tłumików MR

Najbardziej rozpowszechnionym zastosowaniem cieczy magnetoreologicznej jest ich wykorzystanie w sterowanych tłumikach drgań. Najczęściej tłumiki magnetoreologiczne (MR) wykonywane są jako tzw. „liniowe”, przy czym określenie to charakteryzuje tor po jakim porusza się tłoczyisko w ruchu względem cylindra. Na rys.2.8 przedstawiono schemat konstrukcji typowego tłumika MR.



Rys.2.8 Uproszczony schemat budowy tłumika MR za [Kolek, Rosół, 2007]  
1- cylindryczna obudowa, 2- ciecz MR, 3- tłoczyisko zakończone tłokiem, 4- szczeliny,  
5- cewki, 6- akumulator, 7- elastyczna przepona, 8- przewody elektryczne.

Tłumiki z cieczą magnetoreologiczną kształtem przypominają tradycyjne amortyzatory hydrauliczne. Z tłokiem tłumika 3 zespolone są cewki 5, do których przewodami 8 doprowadzany jest prąd elektryczny o określonym natężeniu. Przez środek cewek przechodzą szczeliny robocze 4 w postaci otworów. Przesuwanie się tłoka powoduje przepływ płynu MR 2 poprzez otwory z jednej komory do drugiej. Podczas przepływu prądu przez cewki generowane jest pole magnetyczne, którego oddziaływanie na ciecz MR koncentruje się w szczelinie roboczej tłoka. Dodatkowo tłumik wyposażony jest w akumulator, zwykle gazowy, służący do kompensacji zmian objętości cieczy występującej w komorach na skutek zmiany objętości części tłoczyiska wsuniętej do cylindra. Generuje on siłę dążącą do wysunięcia tłoka, oraz ogranicza występowanie dużych sił tłumiących.

Przy braku zasilania cewek siła w tłumiku wynika z siły tarcia statycznego na uszczelniaczach oraz siły oporu przepływu czynnika roboczego poprzez szczelinę. Natomiast po zasileniu cewek prądem elektrycznym dodatkowo opór tłumika

zwiększony jest o siłę wynikającą z efektu magnetoreologicznego. Wartość tej siły jest zależna od natężenia prądu płynącego przez cewkę i osiąga maksimum, gdy prąd zasilający także przyjmuje wartość maksymalną.

### 2.3.4 Modele tłumików MR

Modele fenomenologiczne tłumików MR składają się z elementów mechanicznych takich jak sprężyny, tłumiki wiskotyczne, elementy tarciove połączonych ze sobą w sposób umożliwiający jak najlepsze odwzorowanie ich właściwości. Parametry tych elementów określone są poprzez przybliżenie wyników eksperymentalnych. W zależności od rodzaju wielkości fizycznych przyjętych do opisu siły  $F_t$  w tłumiku MR, modele te możemy podzielić na trzy grupy [Guglielmino i inni, 2008]:

- $F_t = f(\dot{x})$ , siła tłumienia uzależniona jest jedynie od prędkości względnej tłoka, np. model Bingham, wielomianowy
- $F_t = f(x, \dot{x})$ , siła oporu zależy zarówno od przemieszczenia jak i prędkości względnej tłoka, model Bouc-Wena, Spencera
- $F_t = f(x, \dot{x}, \ddot{x})$ , siła w tłumika zależy także od przyspieszeń w ruchu względnym tłoka, model Yanga

Jednym z pierwszych, podstawowych modeli parametrycznych jest model Bingham. Składa się on z dwóch elementów połączonych równolegle, a mianowicie tłumika wiskotycznego i elementu tarcia suchego, rys.2.9a [Spencer i inni, 1997]. Siła tłumiąca opisana jest wówczas za pomocą funkcji:

$$F_t = f_0 + c\dot{x} + f_1 \operatorname{sgn}(\dot{x}) \quad (2.8)$$

Człon o stałej wartości  $f_0$  odpowiada za oddziaływanie akumulatora gazowego,  $c\dot{x}$  reprezentuje tłumienie proporcjonalne do prędkości ruchu tłoka opisuje opór wynikający z przepływu cieczy przez szczelinę, zawór. Natomiast wartość siły Coulomba  $f_1 \operatorname{sgn}(\dot{x})$  uzależniona jest od wielkości pola magnetycznego oddziałującego na ciecz. Model Bingham jest fundamentalnym dla wielu innych modeli opisujących właściwości tłumików magnetoreologicznych.

Interesujący model wielomianowy przedstawiono w pracy [Choi i inni, 2001], rys.2.9b. Autorzy podzielili charakterystykę tłumika na dwie części. Jedna część odpowiada sytuacji gdy przyspieszenia tłoka przyjmują wartości dodatnie, natomiast druga gdy

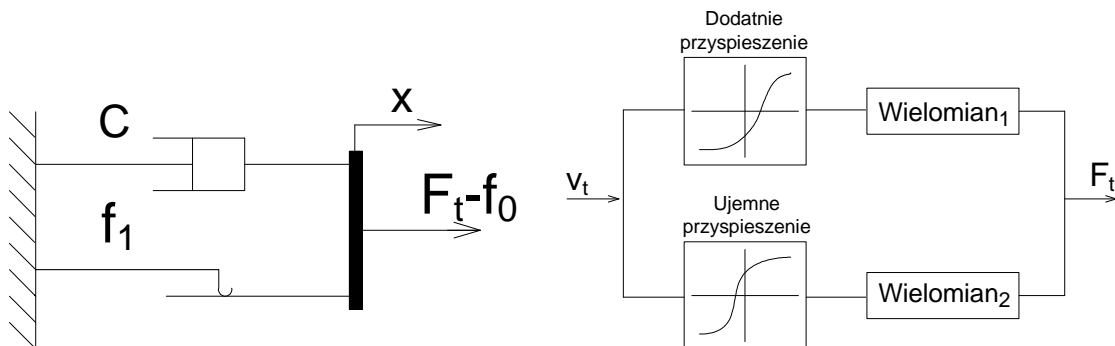
ujemne. Dla każdej z tych części przyjęto wielomian przybliżający w odpowiednim zakresie kształt krzywej. W rezultacie model ten uwzględnia występowanie histerezy. Model ten możemy zapisać w postaci:

$$F_t = \begin{cases} \sum_{v=1}^N d_{1,v} \dot{x}^v & \ddot{x} \leq 0 \\ \sum_{v=1}^N d_{2,v} \dot{x}^v & \ddot{x} \geq 0 \end{cases} \quad \text{gdy} \quad (2.9)$$

Autorzy proponują uzależnienie w sposób liniowy wartości współczynników wielomianów  $d_{1,v}$ ;  $d_{2,v}$  od prądu zasilającego cewkę  $i$ :

$$\begin{aligned} d_{1,v} &= e_{1,v} + f_{1,v}i \\ d_{2,v} &= e_{2,v} + f_{2,v}i \end{aligned} \quad (2.10)$$

Podstawową wadą tego modelu jest to, że nie posiada on właściwości adaptacyjnych. W sytuacji kiedy zmieniamy wartość amplitudy wymuszenia (wymuszenie wtórne), wówczas model nie ma charakterystyki „dopasowanej” do nowych warunków, lecz bazuje na wcześniej zdefiniowanym kształcie w procesie identyfikacji przy wymuszeniu pierwotnym. W rezultacie jeśli amplituda wymuszenia wtórnego została zmniejszona, otrzymana za pomocą modelu wielomianowego charakterystyka tłumika, będzie „fragmentem” charakterystyki wymuszenia pierwotnego. Zatem możliwości zastosowania tego modelu i dokładność opisanie właściwości tłumika MR są ograniczone. W literaturze najczęściej operuje się modelami będącymi udoskonaleniem modelu Bingham’a, uwzględniającymi pętle histerezy. Modele te w przeciwieństwie do modelu wielomianowego, w przypadku zmiany parametrów wymuszenia odpowiadają innymi wartościami składowych elementów, powodując dostosowanie się charakterystyki do nowych warunków.



Rys.2.9 Schematy modeli tłumików MR: Bingham'a (a) i wielomianowego (b)

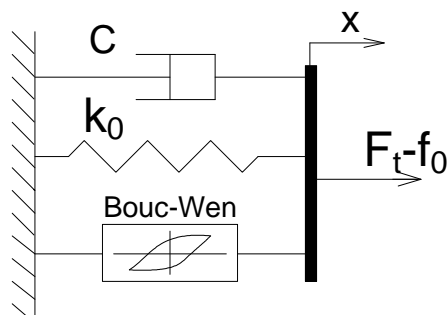
Model tłumika MR Bouc-Wena, (rys.2.10), składa się z trzech równolegle połączonych ze sobą elementów: tłumika wiskotycznego, sprężyny oraz modelu histerezy Bouc-Wena [Spencer i inni, 1997]. W rezultacie siłę tłumienia możemy opisać zależnością:

$$F_t = f_0 + c\dot{x} + k_0x + \alpha z \quad (2.11)$$

Siła w tłumiku jest zatem sumą oddziaływania akumulatora  $f_0$ , oporu wiskotycznego przepływu płynu przez szczelinę  $c\dot{x}$ , właściwości sprężyste płynu  $k_0x$  oraz członu uzależnionego od oddziaływania pola magnetycznego na ciecz  $\alpha z$ . W istocie człon  $\alpha z$  jest modyfikacją modelu tarcia suchego Coulomba o zjawisko histerezy. Według modelu Bouc-Wena człon ten zapisujemy w postaci:

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta\dot{x}|z|^n + A\dot{x} \quad (2.12)$$

gdzie parametry  $\beta, \gamma, A, n$  są współczynnikami kształtu histerezy charakterystyki.



Rys.2.10 Schemat modelu Bouc-Wena tłumików MR

W literaturze możemy znaleźć inne propozycje zastąpienia członu histerezy Bouc-Wena za pomocą funkcji tangensa hiperbolicznego. I tak w pracy [Kwok i inni, 2006] autorzy formułują alternatywny do modelu Bouc-Wena opis histerezy:

$$z = \tanh(\beta\dot{x} + \gamma \operatorname{sgn}(x)) \quad (2.13)$$

Natomiast w pracy [Tang i inni, 2004] proponowany jest podobny zapis funkcji tanh tego samego efektu:

$$z = \tanh(\beta\dot{x} + \gamma x) \quad (2.14)$$

gdzie w obu równaniach  $\beta, \gamma$  są współczynnikami kształtu histerezy charakterystyki.

Spencer zmodyfikował model Bouc-Wena twierdząc, że nie opisuje on dokładnie zachowania odpowiedzi tłumika w obszarach gdzie prędkości i przyspieszenia tłoka są ujemne i amplitudy prędkości są małe. Rozszerzył schemat modelu Bouc-Wena o dwa

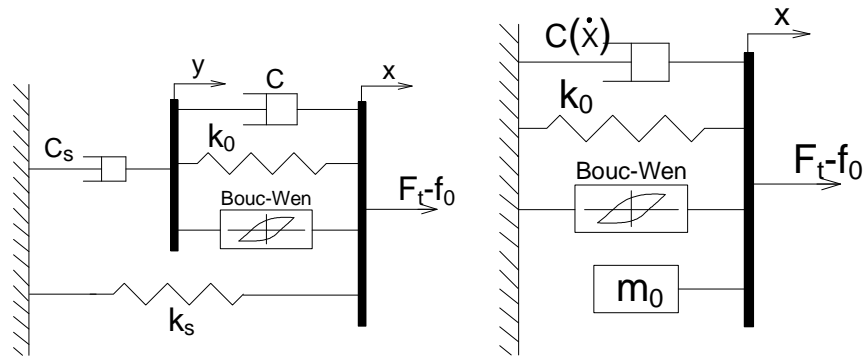
dotatkowe elementy: sprężynę  $k_s$  i tłumik  $c_s$ , (rys.2.11a), w rezultacie opis modelu skomplikował się do postaci:

$$\begin{aligned} c_s \dot{y} &= c(\dot{x} - \dot{y}) + k_0(x - y) + \alpha z \\ \dot{z} &= -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| z |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A(\dot{x} - \dot{y}) \\ F_t &= f_0 + c_s \dot{y} + k_s x \end{aligned} \quad (2.15)$$

Autor proponuje także przyjęcie liniowej zależności wybranych parametrów od prądu płynącego przez cewkę  $i$ . Są to parametr  $\alpha$ , związany z wielkością tarcia Coulomba, oraz współczynniki tłumienia wiskotycznego  $c, c_s$ :

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_1 i \quad c = c_0 + c_1 i \quad c_s = c_{s0} + c_{s1} i \quad (2.16)$$

Natomiast w pracy [Yang i inni, 2002] proponowane jest uzależnienie tych samych parametrów  $\alpha, c, c_s$  zmodyfikowanego modelu Bouc-Wena, Spencera, zależnościami wielomianowymi z wyrazami w trzeciej potęgze natężenia prądu  $i$ .



Rys.2.11 Schematy modeli tłumików MR: Spencera (a) i Yanga (b)

W literaturze występuje także model uwzględniający bezwładność części ruchomych tłumika  $m_0$ , (rys.2.11b), [Yang i inni, 2001]. Wówczas siłę w tłumiku możemy zdefiniować jako:

$$\begin{aligned} F_t &= f_0 + c(\dot{x})\dot{x} + k_0 x + \alpha z + m_0 \ddot{x} \\ \dot{z} &= -\gamma |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x} \\ c(\dot{x}) &= g_1 e^{-(g_2 |\dot{x}|)^{g_3}} \end{aligned} \quad (2.17)$$

gdzie  $g_1, g_2, g_3$  są stałymi. Model Yanga poza wprowadzeniem efektu bezwładności wprowadza uzależnienie współczynnika tłumienia od prędkości względnej ruchu tłoka  $c(\dot{x})$ .

Opisane powyżej modele nie stanowią wszystkich propozycji służących do opisanie właściwości tłumików magnetoreologicznych. Na przykład w pracach [Bajkowski,

Zalewski, 2007] oraz [Bajkowski, i inni, 2008], wykorzystywany jest model Gamota-Flisko, który według pracy [Spencer i inni, 1997], jest pośrednim w ewolucji modelu Bouc-Wena do modyfikacji Spencera. Analiza jakości odwzorowania charakterystyk eksperymentalnych tłumika MR poprzez modele Gamota-Flisko i Bouc-Wena zamieszczona jest w pracy [Bajkowski i inni, 2010].

Poważną wadą przedstawionych modeli jest fakt iż nie uwzględniają wpływu temperatury na właściwości tłumików magnetoreologicznych. W pracy [Bajkowski i inni, 2007], autorzy wprowadzają tzw. funkcję temperaturową dla modelu Gamota-Fliski, której zadaniem jest uwzględnienie zmian właściwości tłumika wraz ze zmianą temperatury pracy. Natomiast w pracy [Zalewski, Bajkowski, 2008], autorzy wykazali, że modele służące do opisu właściwości tłumików magnetoreologicznych mogą zostać wykorzystane do opisu innych materiałów, tj. specjalnych struktur granulowanych.



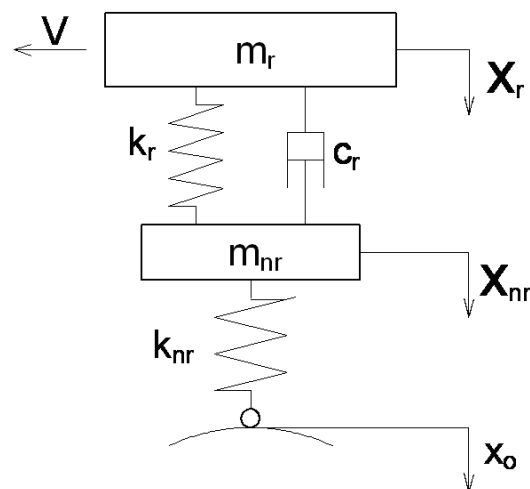
## ROZDZIAŁ 3

### Model pojazdu samochodowego o dwóch stopniach swobody

#### 3.1 Liniowy model pojazdu samochodowego

##### 3.1.1 Model ćwiartki samochodu

Model pojazdu samochodowego o dwóch stopniach swobody, tzw. ćwiartki samochodu, składa się z dwóch mas: resorowanej  $m_r$  oraz nieresorowanej  $m_{nr}$ , których ruch opisano odpowiednio za pomocą współrzędnych  $X_r, X_{nr}$ , (rys.3.1). Między masami resorowanymi i nieresorowanymi znajdują się liniowe elementy opisujące właściwości zawieszenia. Sprężyna o sztywności  $k_r$  reprezentuje resor, natomiast wiskotyczny tłumik o współczynniku tłumienia  $c_r$  amortyzator samochodowy. Między profilem nierówności drogi opisanej za pomocą współrzędnej  $x_0$  a masą nieresorowaną znajduje się liniowa sprężyna o sztywności  $k_{nr}$  charakteryzująca sztywność ogumienia. Ponieważ ogumienie z reguły posiada niewielkie wartości tłumienia często w analizie pomija się jego wpływ, przyjmując, że w układzie za tłumienie odpowiada jedynie amortyzator. Podejście takie wykorzystane zostało między innymi w pracach: [Guo i inni, 2005, Fischer, Iserman, 2004, Gordon, 1995, Ohsaku i inni, 1999, Yao i inni, 2002, Liu i inni, 2005a, Segla, Reich, 2007].



Rys.3.1 Model pojazdu o dwóch stopniach swobody.

Liniowy układ o dwóch stopniach swobody opisany jest za pomocą układu równań różniczkowych w następującej formie:

$$\begin{aligned} m_r \ddot{X}_r + k_r (X_r - X_{nr}) + c_r (\dot{X}_r - \dot{X}_{nr}) - m_r g &= 0 \\ m_{nr} \ddot{X}_{nr} - k_r (X_r - X_{nr}) - c_r (\dot{X}_r - \dot{X}_{nr}) + k_{nr} (X_{nr} - x_0) - m_{nr} g &= 0 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Rozwiązanie układu równań różniczkowych (3.1) przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} X_r &= x_{rst} + x_r \\ X_{nr} &= x_{nrst} + x_{nr} \end{aligned} \quad (3.2)$$

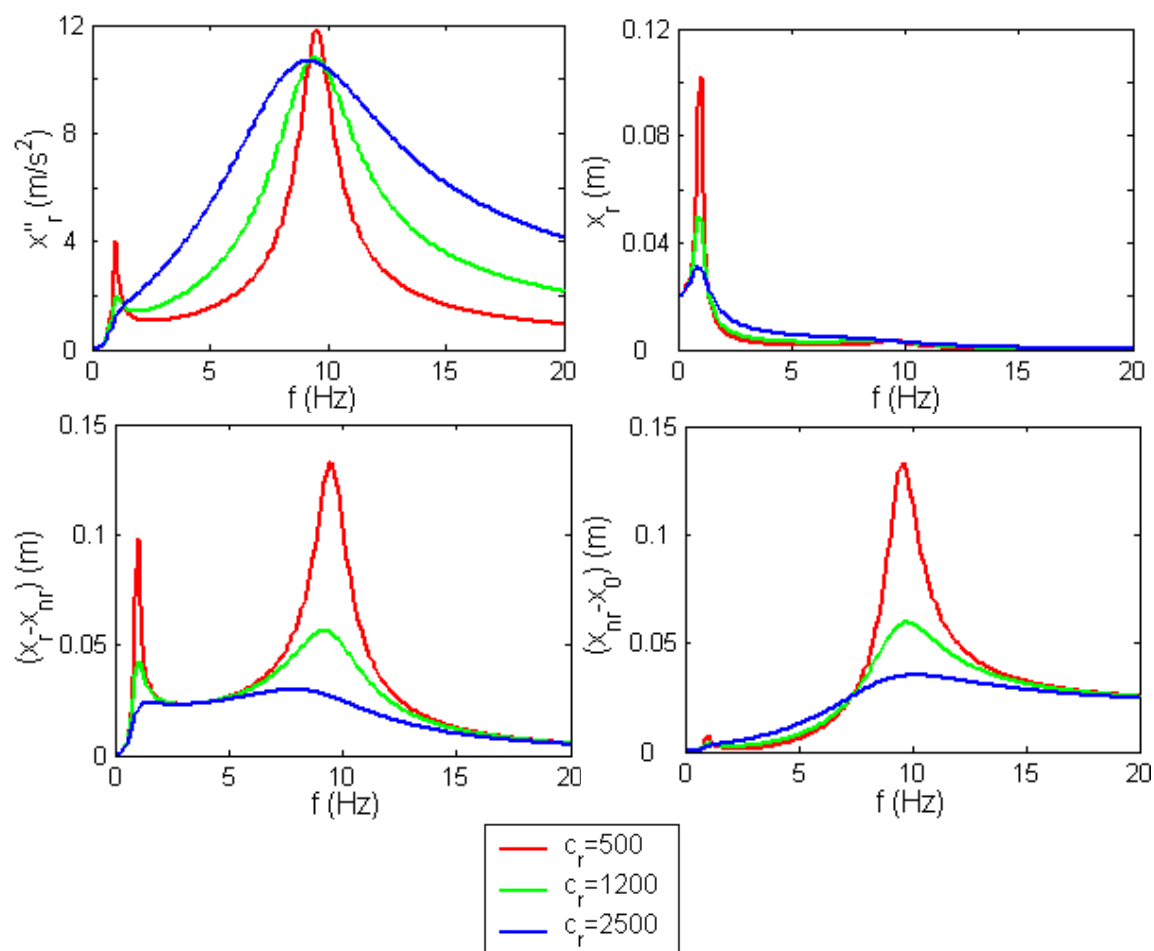
Człony rozwiązania  $x_{rst} = \frac{m_r g}{k_r} + x_{nrst}$ ,  $x_{nrst} = \frac{(m_r + m_{nr})g}{k_{nr}}$  mają stałą wartość

wynikającą z działania siły ciężkości na układ, natomiast  $x_r, x_{nr}$  są dynamiczną odpowiedzią na wymuszenie pochodzące od nierówności drogi  $x_0$ .

Literatura dość ściśle określa pożądane zależności pomiędzy parametrami pojazdu samochodowego. Dla liniowego modelu częstości własne podukładów, modeli o jednym stopniu swobody dla: masy resorowanej  $\omega = (k_r/m_r)$  (rys.2.4a), masy nieresorowanej  $\omega = (k_r + k_{nr})/m_{nr}$  (rys.2.4b), powinny wynosić odpowiednio ok. 1Hz i 10Hz. Na podstawie literatury [Verros i inni, 2005b] przyjęto następujące wartości parametrów:  $m_r = 375\text{kg}$ ,  $m_{nr} = 60\text{kg}$ ,  $k_r = 15\text{kN/m}$ ,  $k_{nr} = 200\text{kN/m}$ .

Profil nawierzchni drogi opisano za pomocą funkcji:  $x_0 = \hat{x}_0 \sin \omega t$ , gdzie amplitudę założono na poziomie  $\hat{x}_0 = 0.02\text{m}$ . Właściwości układu badano dla zakresu częstotliwości wymuszenia  $f \in \langle 0, 20 \rangle \text{Hz}$ , powiązanej z częstością wymuszenia zależnością  $\omega = 2\pi f$ . Dla przyjętego wymuszenia harmonicznego sporządzono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe odpowiedzi dynamicznych: przyspieszeń masy resorowanej  $\ddot{x}_r$ , przemieszczeń masy resorowanej  $x_r$ , ugięć zawieszenia  $(x_r - x_{nr})$ , ugięć ogumienia  $(x_{nr} - x_0)$  dla różnych wartości współczynnika tłumienia amortyzatora samochodowego  $c_r$ , (rys.3.2). Charakterystyki wyznaczono poprzez numeryczne całkowanie równań różniczkowych ruchu (3.1).

Obliczenia numeryczne wykonywano w programie Matlab R2009b z wykorzystaniem metody ode45. Przy wyborze metody wspierano się analizą przydatności „solverów”: ode45, ode23, ode113, ode15s, ode23s, ode23t, ode23tb do rozwiązywania zagadnień dynamiki pojazdów przedstawioną w pracy [Rill, Schiehlen, 2009]. Najbardziej odpowiedni okazał się solver ode45, który został wykorzystany do obliczeń przedstawionych w pracy.



Rys.3.2 Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modelu: przyspieszeń masy resorowanej (a), przemieszczeń masy resorowanej (b), ugięć zawieszenia (c), ugięć ogumienia (d).

Uzyskane charakterystyki (rys.3.2) wskazują, że dla różnych wartości częstości wymuszenia wymagana jest inna wartość tłumienia w zawieszeniu. I tak w celu minimalizacji przyspieszeń i przemieszczeń masy resorowanej, (rys.3.2a i rys.3.2b) amortyzator powinien posiadać możliwie maksymalne wartości współczynnika tłumienia dla częstości wymuszenia o wartościach zbliżonych do rezonansowych, oraz minimalne dla pozostałych częstości, obszary pozarezonansowe. Uzyskanie jak najmniejszych ugięć zawieszenia, (rys.3.2c) wymaga zastosowania tłumika o jak największym tłumieniu w całym zakresie częstości wymuszenia. Natomiast do minimalizacji ugięć ogumienia, (rys.3.2d) powinniśmy zastosować tłumik o maksymalnym tłumieniu dla wszystkich częstości z wyjątkiem obszaru międzyrezonansowego, pomiędzy „pikami”. Sporządzone charakterystyki uwidaczniają istnienie konfliktu przy doborze wartości tłumienia amortyzatora, który powinien umożliwić osiągnięcie jak najniższego poziomu odpowiedzi układu. Opis charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych wykazuje różne rozkłady pożądanych wartości

tłumienia (minimalne lub maksymalne tłumienie) w funkcji częstości wymuszenia w celu minimalizacji przyspieszenia masy resorowanej, ugięć zawieszenia czy też ogumienia. Zastosowanie wymuszenia harmonicznego nie daje jednoznacznej odpowiedzi co do wartości tłumienia jakie powinniśmy przyjąć nawet w ramach analizy jednej realizacji. Wyjątkiem jest minimalizacja ugięcia zawieszenia, gdzie pożądane tłumienie w całym zakresie częstości powinno być maksymalne. W celu doboru parametrów i oceny jakości zawieszenia pojazdu konieczna jest analiza dynamiki z uwzględnieniem poliharmonicznego lub losowego wymuszenia zbliżonego do warunków rzeczywistych.

### 3.1.2 Model profilu drogi

Do badań wykorzystano wymuszenie losowe bazujące na widmowej gęstości mocy (PSD) sygnału nierówności nawierzchni drogi. Wykres funkcji widmowej gęstości mocy  $S_g(\Omega)$  sporządzono dla częstości  $\Omega$  określonej w dziedzinie współrzędnej przemieszczenia poziomego pojazdu  $s$  i związanej zależnością  $\Omega = 1/\lambda$  z długością fali  $\lambda$ , składowej harmonicznego sygnału nierówności drogi. Krzywa  $S_g(\Omega)$ , która w skali log-log reprezentowana jest poprzez linię prostą opisano za pomocą zależności:

$$S_g(\Omega) = A_g \Omega^{-m} \quad (3.3)$$

Wynika z tego, że poziom wartości  $S_g(\Omega)$  dla profili dróg o różnym stanie nawierzchni jest proporcjonalny do współczynnika chropowatości drogi  $A_g$  [Verros i inni, 2005a, Lu, 1985]. Wykładnik potęgi  $m$  określa nachylenie prostej, zwykle jego wartość przyjmuje się w pobliżu 2. Jakość nawierzchni drogi ocenia się na podstawie wartości  $S_0 = S_g(\Omega_0)$  określonej dla harmonicznego o ustalonej długości fali, np. dla nawierzchni asfaltowych  $\Omega_0 = 1/2\pi \approx 0.16c/m$  (cyklu na metr) [Hayhoe, 1992]. W tabeli 3.1 przedstawiono podział dróg w zależności od  $S_0 = S_g(1/2\pi)$ .

Znajomość wartości  $S_0 = S_g(1/2\pi)$ , stanowiącej znacznik jakości nawierzchni drogi, pozwala nam na przekształcenie zależności (3.3) do następującej postaci [Verros i inni, 2005a]:

$$S_g(\Omega) = S_g(\Omega_0) \left( \frac{\Omega_0}{\Omega} \right)^m \quad (3.4)$$

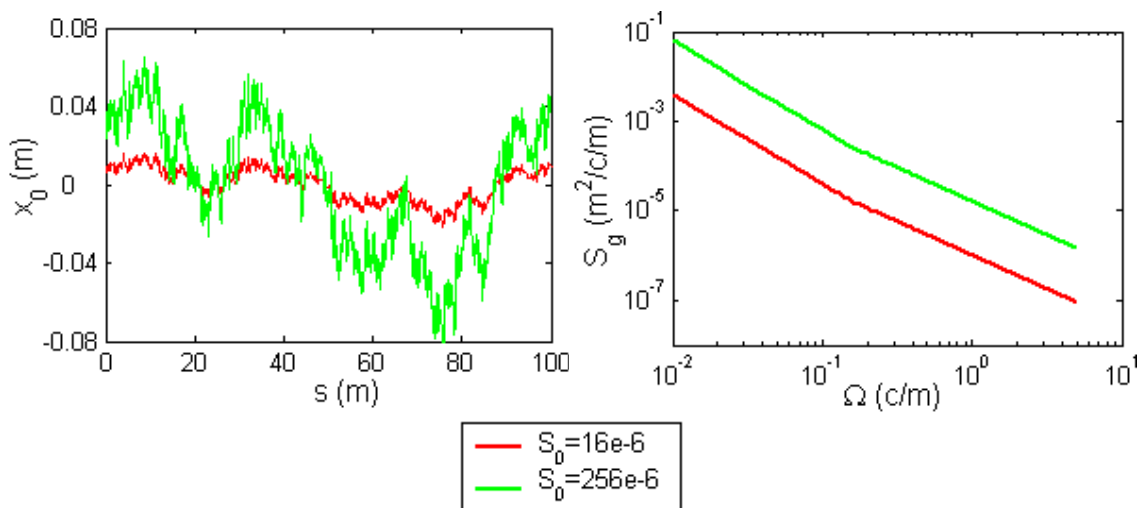
Wysoka wartość wykładnika potęgi  $m$  powoduje akcentowanie nierówności o długich długościach fali  $\lambda$ , natomiast obniża te o krótkich długościach fali. Ze względu na tę właściwość w pracy [Verros i inni, 2005a] proponowane jest zróżnicowanie wartości wykładnika potęgi:  $m_1$  dla częstości  $\Omega$  mniejszych oraz  $m_2$  większych od  $\Omega_0$ . Powoduje to zmianę zapisu równania (3.4) do postaci:

$$S_g(\Omega) = \begin{cases} S_g(\Omega_0) \left(\frac{\Omega_0}{\Omega}\right)^{m_1} & \text{gdy } \Omega \leq \Omega_0 \\ S_g(\Omega_0) \left(\frac{\Omega_0}{\Omega}\right)^{m_2} & \text{gdy } \Omega > \Omega_0 \end{cases} \quad (3.5)$$

Przebiegi funkcji gęstości widmowej mocy nierówności drogi o dobrym ( $S_0 = 16e-6$ ) i złym ( $S_0 = 256e-6$ ) stanie nawierzchni dla przyjętych  $m_1 = 2$ ,  $m_2 = 1.5$  przedstawiono na rys.3.3b.

Tab.3.1. Podział dróg ze względu na stan nawierzchni za [Hayhoe, 1992]

Rodzaj drogi	Zakres $S_0$ $\times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{c}/\text{m}$
Bardzo dobra	2-8
Dobra	8-32
Średnia	32-128
Zła	128-512
Bardzo zła	512-2048



Rys.3.3 Zarys profilu drogi (a), gęstość widmowa mocy profilu drogi (b)

Model wymuszenia losowego zakłada, że profil nierówności nawierzchni drogi można zapisać w postaci szeregu harmonicznego:

$$x_0(s) = \sum_{v=1}^N a_{0v} \sin(v2\pi\Omega_1 s + \varphi_v) \quad \text{lub} \quad x_0(t) = \sum_{v=1}^N a_{0v} \sin(v\omega_1 t + \varphi_v) \quad (3.6)$$

gdzie:  $\Omega_1 = 1/L_s$  jest podstawową częstością wynikającą z długości najdłuższej fali,  $\omega_1 = 2\pi V/L_s$  jest jej odpowiednikiem w dziedzinie czasu,  $N = 500$  jest liczbą uwzględnionych harmonicznnych,  $L_s = 100m$  długością najdłuższej fali,  $a_{0v}$  amplitudą określoną na podstawie widmowej gęstości mocy,  $\varphi_v$  losowym przesunięciem fazowym z przedziału  $(0, 2\pi)$ .

Amplitudy poszczególnych harmonicznnych określono na podstawie ich zależności z wartościami widmowej gęstości mocy [Hayhoe, 1992; Verros i inni, 2005a]:

$$a_{0v} = \sqrt{2S_g(v\Delta\Omega)\Delta\Omega} \quad (3.7)$$

gdzie:  $\Delta\Omega = 1/L_s$ .

Otrzymany na podstawie równania (3.6) zarys nierówności drogi o dobrym ( $S_0 = 16e - 6$ ) i złym ( $S_0 = 256e - 6$ ) stanie nawierzchni przedstawiono na rys.3.3a.

### 3.1.3 Wskaźniki oceny jakości pojazdu

Zmiana parametrów zawieszenia wpływa na właściwości układu, powodując zmianę charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych odpowiedzi pojazdu. Poszczególnym odpowiedziom można przypisać wpływ na poziom bezpieczeństwa lub komfortu jazdy samochodem. Najczęściej w literaturze można znaleźć relacje wiążące komfort z przyspieszeniami masy resorowanej oraz bezpieczeństwo z dynamiczną siłą oddziaływania pomiędzy kołem a podłożem. Wskaźniki oceny jakości właściwości pojazdu zapisano w postaci [Verros i inni, 2005b]:

$$J_1(\theta) = \frac{1}{(m_r g)^2} \frac{1}{T} \int_0^T (m_r \ddot{x}_r(t, \theta))^2 dt, \quad (3.8)$$

$$J_2(\theta) = \frac{1}{(m_r g)^2} \frac{1}{T} \int_0^T (k_{nr}(x_{nr}(t, \theta) - x_0(t, \hat{x}_0, \omega)))^2 dt$$

gdzie  $\theta$  oznacza wektor zmiennych decyzyjnych.

Równania (3.8) opisują kolejno wpływ zmiennych decyzyjnych  $\theta$  na komfort oraz bezpieczeństwo jazdy podczas ruchu pojazdu samochodowego. Pierwszy wskaźnik ocenia poziom komfortu na podstawie wartości średniokwadratowej siły bezwładności masy resorowanej. Natomiast poziom bezpieczeństwa podlega ocenie na podstawie wartości średniokwadratowej dynamicznej siły w ogumieniu. Oba wyrażenia zostały znormalizowane za pomocą wyrażenia  $m_r g$ . Oba wskaźniki powinny osiągnąć jak najniższą wartość.

Wykorzystując metodę systematycznego przeszukiwania sporządzono wykresy pokazujące wpływ tłumienia amortyzatora samochodowego  $\theta = [c_r]$  na poszczególne wskaźniki jakości  $J_1, J_2$ , (rys.3.4) [Osiński, Wróbel, 1982]. Układ poddany był wymuszeniu losowemu opisanemu za pomocą równania (3.6). Wartości wskaźników jakości znaleziono zarówno na drodze analitycznej jak i symulacji numerycznej układu w programie Matlab-Simulink.

Dla modelu liniowego możemy skorzystać z zasady superpozycji, czyli całkowita odpowiedź układu jest sumą odpowiedzi odpowiadających poszczególnym harmonicznym wymuszeniom opisanego za pomocą równania (3.6). Zatem wymuszeniu od harmonicznego  $x_{0v} = a_{0v} \sin(v\omega_1 t + \varphi_v)$  odpowiada odpowiedź masy resorowanej  $x_{rv} = A_{1v} \sin(v\omega_1 t) + A_{2v} \cos(v\omega_1 t)$ , której wartość średniokwadratowa, (moment zwykły rzędu drugiego sił bezwładności) wyniesie  $E[(m_r \ddot{x}_r)^2] = \left( m_r (v\omega_1)^2 \sqrt{A_{1v}^2 + A_{2v}^2} \right)^2 / 2$ .

Analityczną wartość wskaźnika  $J_1$  możemy zapisać w postaci:

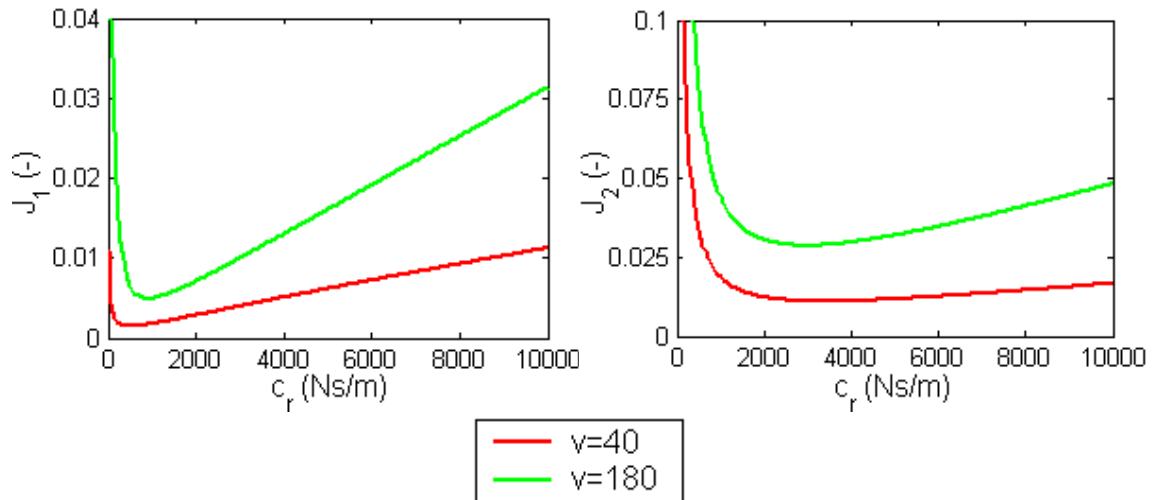
$$J_1(\theta) = \frac{1}{(m_r g)^2} \sum_{v=1}^N \frac{\left( m_r (v\omega_1)^2 \sqrt{A_{1v}^2 + A_{2v}^2} \right)^2}{2} \quad (3.9)$$

Przyjmując odpowiedź masy nieresorowanej w postaci  $x_{nr} = B_{1v} \sin(v\omega_1 t) + B_{2v} \cos(v\omega_1 t)$  oraz postępując w identyczny sposób jak dla wskaźnika  $J_1$  możemy znaleźć wartość wskaźnika  $J_2$ :

$$J_2(\theta) = \frac{1}{(m_r g)^2} \sum_{v=1}^N \frac{\left( k_{nr} \sqrt{(A_{1v} - B_{1v})^2 + (A_{2v} - B_{2v})^2} \right)^2}{2} \quad (3.10)$$

Równania (3.9) i (3.10) pozwalają określić analitycznie wartości wskaźników  $J_1, J_2$  jedynie dla modelu liniowego pojazdu samochodowego. Uzyskane wyniki skonfrontowano z wynikami uzyskanymi na drodze symulacji numerycznych.

Symulowano ruch układu opisany układem równań (3.1), z uwzględnieniem wymuszenia losowego (3.6) w czasie równym czasowi przejazdu przez pojazd ze stałą określoną prędkością odcinka drogi 1km. Otrzymane numerycznie na podstawie równania (3.8) wskaźniki  $J_1, J_2$  osiągnęły identyczne wartości jak te otrzymane analitycznie, (3.9) i (3.10).



Rys.3.4 Wpływ tłumienia w zawieszeniu na wskaźniki jakości:  $J_1$  (a),  $J_2$  (b)

Wpływ wartości tłumienia amortyzatora samochodowego na poziom komfortu i bezpieczeństwa jazdy określono dla dwóch prędkości przejazdu: 40 i 180km/h. Otrzymane krzywe zmiany  $J_1(c_r), J_2(c_r)$ , (rys.3.4) potwierdzają, że ze względu na komfort wymagana jest niewielka (ok.500Ns/m), natomiast bezpieczeństwo duża (ok. 3500Ns/m) wartość tłumienia w zawieszeniu. Zatem oba wskaźniki jakości są we wzajemnym konflikcie.

W celu wyboru jednego rozwiązania spośród całego zbioru rozwiązań polioptymalnych należy zastosować jedną z metod rozwiązania zagadnienia wielokryterialnego. Zdecydowano się na wykorzystanie metody sum ważonych. Pozwala ona na utworzenie jednego zbiorczego kryterium poprzez utworzenie funkcji będącej sumą ważoną wartości poszczególnych kryteriów. Funkcję celu można przedstawić w postaci:

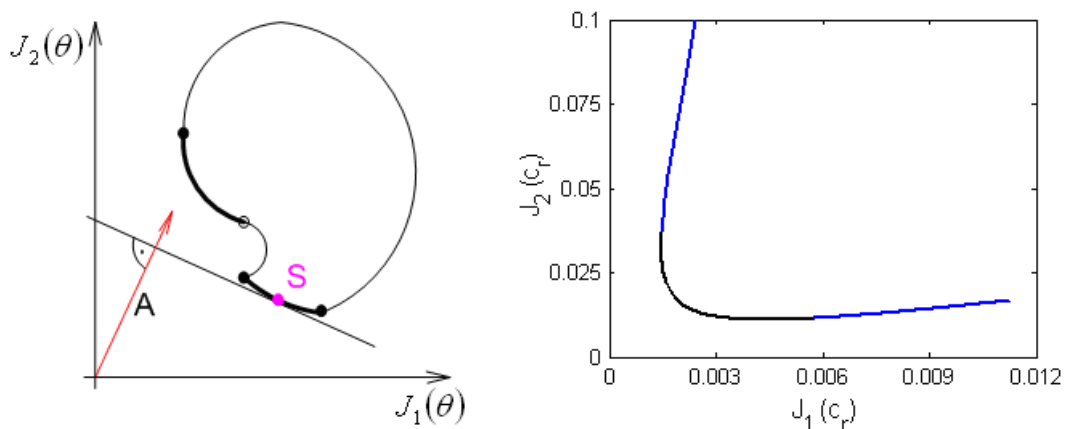
$$J(\theta) = a_1 J_1(\theta) + a_2 J_2(\theta) \quad (3.11)$$

gdzie  $J_1(\theta), J_2(\theta)$  są funkcjami kryterialnymi,  $a_1, a_2$  współczynnikami wagi poszczególnych kryteriów jakości.

Wartości współczynników wagi wpływają na ważność poszczególnych kryteriów w procesie optymalizacji. Zastosowanie metody sum ważonych pozwala uzyskać punkt optymalny „S” należący do zbioru rozwiązań polioptymalnych w sensie Pareto. Jego



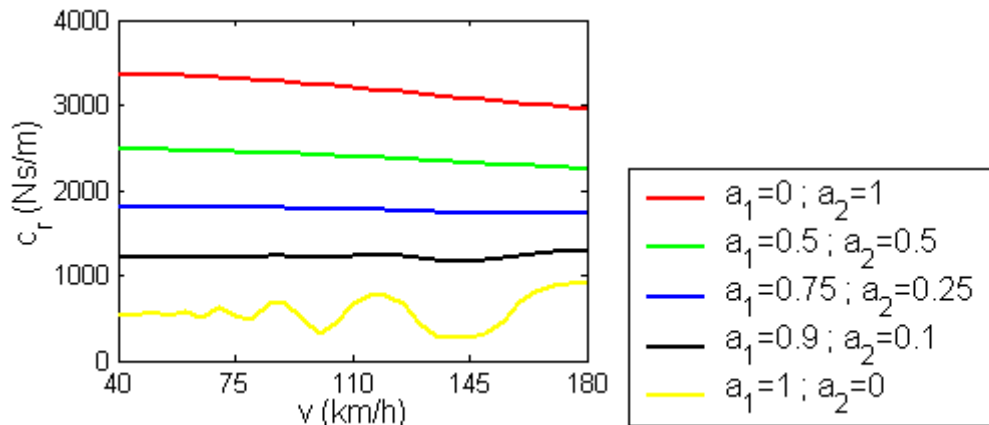
położenie możemy zinterpretować geometrycznie w przestrzeni kryteriów, (rys.3.5a). Rozwiązanie optymalne scharakteryzowane będzie przez punkt styczności prostej do zbioru Pareto, która jest prostopadła do wektora „A” utworzonego ze współczynników wagi  $[a_1, a_2]$ . Zmieniając wartości współczynników wagi możemy otrzymać inne rozwiązanie optymalne. Metoda posiada pewną wadę, w przypadku gdy zbiór rozwiązań polioptymalnych jest nieciągły, pewne jego punkty nigdy nie zostaną osiągnięte, prosta zawsze będzie styczna do punktów dalej wysuniętych [Hernandez, 2011]. W rozważanym przypadku zbiór rozwiązań polioptymalnych w przestrzeni kryteriów jest zobrazowany za pomocą ciągłej krzywej (czarny kolor na rys.3.5.b). Zatem możliwość występowania tej wady metody sum ważonych w tym przypadku nie ma miejsca.



Rys.3.5 Ilustracja metody sum ważonych (a), przestrzeń kryteriów układu  $v=40\text{km/h}$  (b)

Przy pomocy programu Matlab i dostępnych funkcji pakietu Optimization Toolbox przeprowadzono proces poszukiwania wartości optymalnych współczynnika tłumienia liniowego amortyzatora samochodowego [Biran, 1995, [www.mathwork.com](http://www.mathwork.com)]. Zastosowano funkcję „fminsearch”, która wykorzystuje bezgradientową metodę Simplex, algorytm Nelder-Mead [Lagarias i inni, 1998]. Poprawność uzyskanych wyników zweryfikowano za pomocą metody systematycznego przeszukiwania [Osiński, Wróbel, 1982]. Otrzymane wyniki dla minimalizacji wskaźnika jakości  $J(c_r)$  przy różnych współczynnikach wagi przedstawiono na rys.3.6. Przedstawione krzywe potwierdzają, że ze względu na osiągnięcie jak najbardziej komfortowych warunków jazdy ( $a_1=1, a_2=0$ ) powinniśmy dążyć do zawieszenia o małym tłumieniu. Wraz ze wzrostem ważności kryterium bezpieczeństwa wartość pożądanego tłumienia w zawieszeniu wzrasta do wartości maksymalnych ze zbioru rozwiązań polioptymalnych ( $a_2=1, a_1=0$ ).

Dodatkowo stwierdzono, że na optymalne wartości współczynnika tłumienia  $c_r$  nie wpływa zmiana poziomu wymuszenia, stanu nawierzchni drogi. Przy zmianie rodzaju drogi, np. ze złej na dobrą zmieniają się wartości wskaźnika jakości zawieszenia  $J(c_r)$ , lecz wartość optymalna  $c_r$  pozostaje bez zmian.

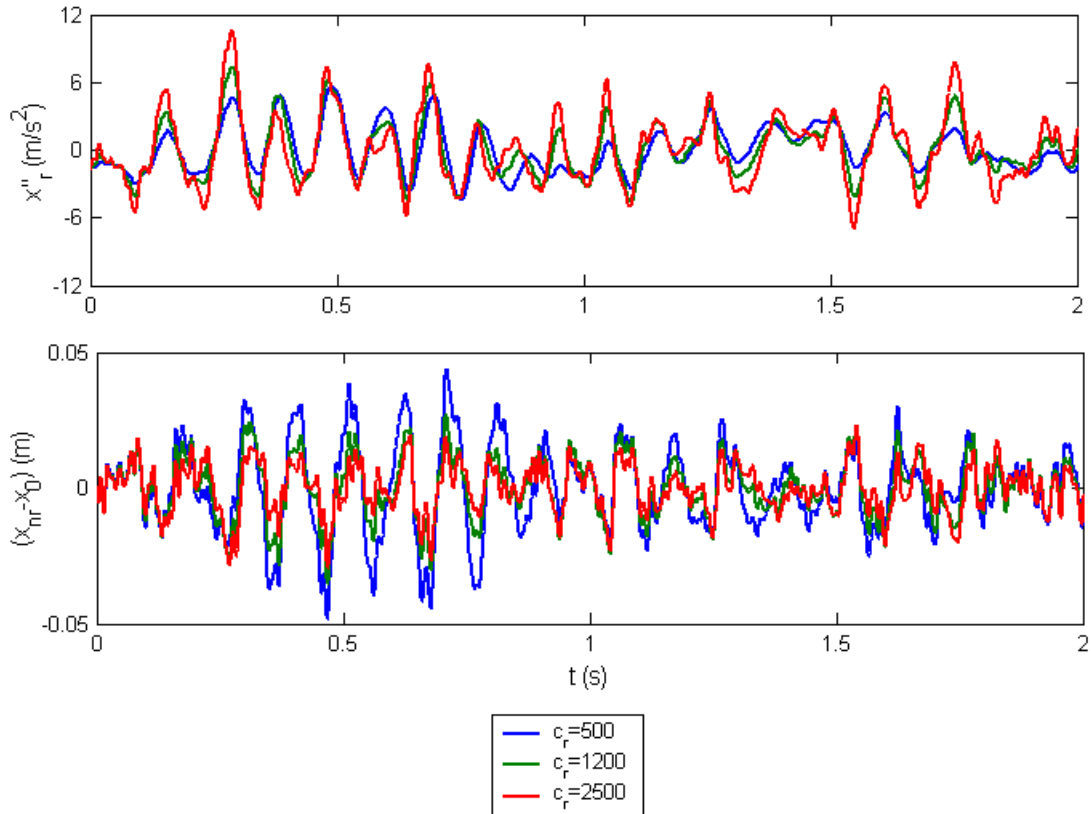


Rys.3.6 Wartości optymalne współczynnika tłumienia amortyzatora

Wybór odpowiednich współczynników wagi jest ważnym zadaniem. W pracy [Verros i inni, 2005b] autorzy decydują się na wybór współczynników wagi o identycznych wartościach ( $a_1=a_2=1/2$ ), zakładając, że w tej sytuacji oba kryteria w równym stopniu będą ważne. W rezultacie otrzymują wartość optymalną współczynnika tłumienia na poziomie  $2500\text{Ns/m}$ , (rys.3.6, seria 2). W takim przypadku bezwymiarowy współczynnik tłumienia wynosi ok. 0.53, co nie koresponduje z literaturowymi przesłankami co do wartości optymalnych:  $0.2\div 0.25$  ze względu na komfort,  $0.4\div 0.5$  bezpieczeństwo [Mischke, 1977, Ślaski, 2007, Prochowski, 2005] oraz zwykle przyjmowane wartości kompromisowe  $0.25\div 0.35$  [Prochowski, 2005, Kamiński, 1977]. W niniejszej pracy przyjęto, że liniowy model pojazdu samochodowego posłuży do określenia współczynników wagi do dalszych analiz. W literaturze zaleca jest wartość bezwymiarowego współczynnika tłumienia dla liniowego tłumika na poziomie 0.25, co odpowiada  $c_r = 1185\text{Ns/m}$  [Kamiński, 1977]. Na podstawie rys.3.6 stwierdzono, że aby wartości optymalne były na wskazanym powyżej poziomie, współczynniki wagi powinny wynieść  $a_1=0.9$ ,  $a_2=0.1$ , (rys.3.6, seria 4). W ten sposób liniowy model pojazdu samochodowego wykorzystano do „kalibracji” metody sum ważonych. W dalszych badaniach wykorzystano następujące współczynniki wagi  $a_1=0.9$ ,  $a_2=0.1$ , których wartość wynika z analizy właściwości modelu liniowego.

Przedstawiony w tym rozdziale model ćwiartki samochodu z mocowanym liniowym amortyzatorem pomiędzy masami resorowaną i nieresorowaną będzie stanowić punkt

odniesienia do porównania innych rozwiązań. Zaproponowane nowe rozwiązania zawiesznień będą porównywane z pasywnym układem, nazwanym dla wyróżnienia modelem klasycznym lub modelem referencyjnym zawieszienia.

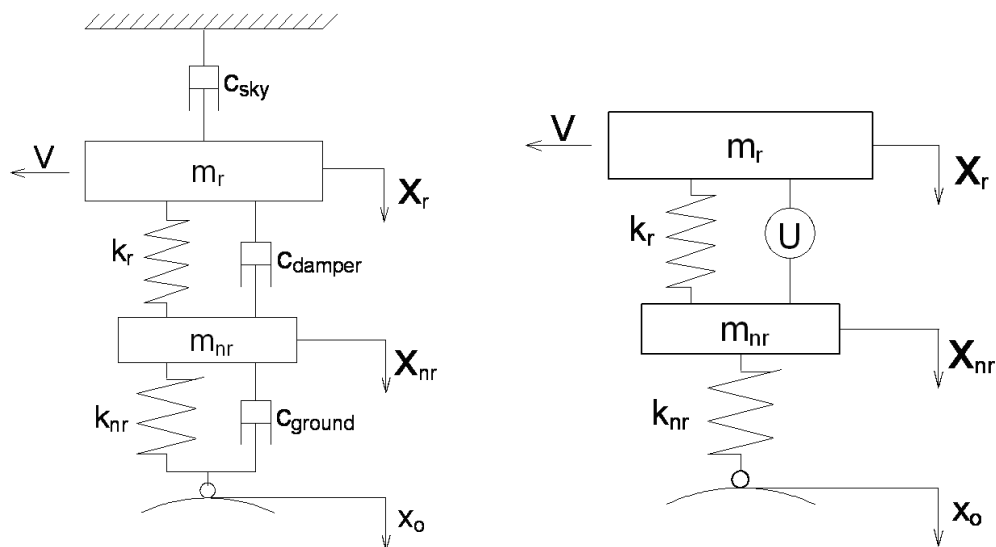


Rys.3.7 Przebiegi czasowe przyspieszeń masy resorowanej (a) oraz ugięć zawieszienia (b) przy przejeździe po drodze o złym stanie

Na rys.3.7 przedstawiono przebiegi czasowe drgań dla różnych wartości tłumienia w modelu ćwiartki samochodu. Dla trzech wybranych wartości  $c_r$  mających za zadanie opisanie trzech sytuacji, zawieszienia z niskim, optymalnym i wysokim poziomem tłumienia. Na wspomnianym rysunku przedstawiono odpowiedzi dynamiczne przyspieszeń masy resorowanej oraz ugięć zawieszienia. Obserwując kolejno przebiegi przy wartościach tłumienia od mniejszych do większych stwierdzić można, że ze wzrostem  $c_r$  rośnie poziom zmian przyspieszeń masy resorowanej, natomiast maleje ugięć ogumienia. Przykład ten potwierdza wcześniej stwierdzoną zależność, iż ze względu na komfort jazdy, w tym przypadku reprezentowany przez przyspieszenia nadwozia, wymagane jest małe tłumienie, a ze względu na bezpieczeństwo jazdy, duże tłumienie, które powoduje mniejsze ugięcia zawieszienia.

### 3.2 Model „sky-ground-hooks”

Model pojazdu z klasycznym mocowaniem tłumika pomiędzy masami resorowanymi i nieresorowanymi posiada ograniczone możliwości uzyskania kompromisu pomiędzy komfortem a bezpieczeństwem podczas jazdy. Dlatego też podejmowane są analizy układu z różnymi kombinacjami mocowania tłumików [Śląski, 2007]. W literaturze proponowany jest model, który oprócz klasycznego amortyzatora pomiędzy masami resorowanymi i nieresorowanymi ( $c_{damp}$ ) posiada dwa dodatkowe tłumiki: pomiędzy „niebem” a masą resorowaną ( $c_{sky}$ ) oraz masą nieresorowaną a „ziemią” ( $c_{ground}$ ), (rys.8a). W takim modelu przyjęto, że dodatkowe tłumiki mają charakter abstrakcyjny i mogą posiadać dowolne wartości współczynnika tłumienia [Verros i inni, 2005b].



Rys.3.8 Abstrakcyjny model pojazdu (a), model zastępczy (b)

Abstrakcyjny model pojazdu, tzw. „sky-ground-hooks”, można opisać układem równań różniczkowych:

$$\begin{aligned}
 m_r \ddot{X}_r + k_r (X_r - X_{nr}) + c_{damp} (\dot{X}_r - \dot{X}_{nr}) + c_{sky} \dot{X}_r - m_r g &= 0 \\
 m_{nr} \ddot{X}_{nr} - k_r (X_r - X_{nr}) - c_{damp} (\dot{X}_r - \dot{X}_{nr}) + k_{nr} (X_{nr} - x_0) + c_{ground} (\dot{X}_{nr} - \dot{x}_0) - m_{nr} g &= 0
 \end{aligned}
 \tag{3.12}$$

Rozwiązanie układu równań przyjęte zostało w identycznej postaci jak dla klasycznego modelu pojazdu samochodowego:

$$\begin{aligned} X_r &= x_{rst} + x_r \\ X_{nr} &= x_{nrst} + x_{nr} \end{aligned} \quad (3.13)$$

Model abstrakcyjny, będący modelem wzorcowym nie jest możliwy do zrealizowania w rzeczywistym obiekcie. Aby model zastępczy, który można zrealizować, był równoważny abstrakcyjnemu należałoby wyposażyć go w dwa elementy aktywne, po jednym w zawieszeniu i ogumieniu. Na dzień dzisiejszy spełnienie tego warunku jest niemożliwe. Dlatego w literaturze znajduje się propozycja modelu zastępczego jedynie aproksymującego właściwości modelu wzorcowego „sky-ground-hooks” [Verros i inni, 2005b, Valasek i inni, 1997, Vaculik, Valasek, 2005]. Model zastępczy, (rys.8b) posiada jedynie jeden element aktywny pomiędzy masami resorowanymi i nieresorowanymi, realizującym siłę opisaną zależnością:

$$\begin{aligned} U &= c_{sky} \dot{X}_r + c_{damper} (\dot{X}_r - \dot{X}_{nr}) - c_{ground} (\dot{X}_{nr} - \dot{x}_0) = \\ &= c_{sky} \dot{x}_r + c_{damper} (\dot{x}_r - \dot{x}_{nr}) - c_{ground} (\dot{x}_{nr} - \dot{x}_0) \end{aligned} \quad (3.14)$$

Ponieważ człony  $x_{rst}$ ,  $x_{nrst}$  z rozwiązania (3.13) posiadają wartość stałą, a ich pierwsza pochodna jest równa zero, stąd  $\dot{X}_r = \dot{x}_r$ . Zatem wyrażenie opisujące pożądaną siłę w elemencie aktywnym modelu zastępczym (3.14) jest funkcją pierwszych pochodnych członów dynamicznych rozwiązania  $(\dot{x}_r, \dot{x}_{nr})$ . Model zastępczy wykorzystujący zależność (3.14) opisano za pomocą układu równań:

$$\begin{aligned} m_r \ddot{X}_r + k_r (X_r - X_{nr}) + U - m_r g &= 0 \\ m_{nr} \ddot{X}_{nr} - k_r (X_r - X_{nr}) - U + k_{nr} (X_{nr} - x_0) - m_{nr} g &= 0 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Opis elementu aktywnego za pomocą równania (3.14) wynika z procedury redukcji modelu o dwóch stopniach swobody do modeli o jednym stopniu swobody. Uzasadnienia przyjętej postaci algorytmu (3.14) zilustrowano na rysunku 3.9. Dla niskich częstotliwości wymuszenia, w pobliżu pierwszego rezonansu ze względu na niewielkie wartości ugięcia ogumienia, możemy przyjąć, że masa nieresorowana kopiuje profil nierówności ( $x_{nr} = x_0$ ). Wówczas zachowanie modelu abstrakcyjnego przybliżone jest poprzez model zastępczy oparty jedynie na „sky-hook”, (rys.3.9) i zależność na siłę elementu aktywnego możemy zapisać w postaci:

$$U_1 = c_{sky} \dot{x}_r + c_{damper} (\dot{x}_r - \dot{x}_{nr}) \quad (3.16)$$

Zauważmy, że równanie (3.16) ma podobny zapis po postaci ogólnej (3.14) z tym, że pominięty jest w nim człon wynikający z oddziaływania abstrakcyjnego tłumika „ground-hook”.

Podobnie postępując dla częstości wyższych w pobliżu drugiego rezonansu, możemy przyjąć, że ze względu na niewielkie wychylenia, masa resorowana nie porusza się ( $x_r = 0$ ). Wówczas zależność dla modelu zastępczego będzie uwzględniać jedynie „ground-hook”, (rys.3.9) i zapiszemy ją w postaci:

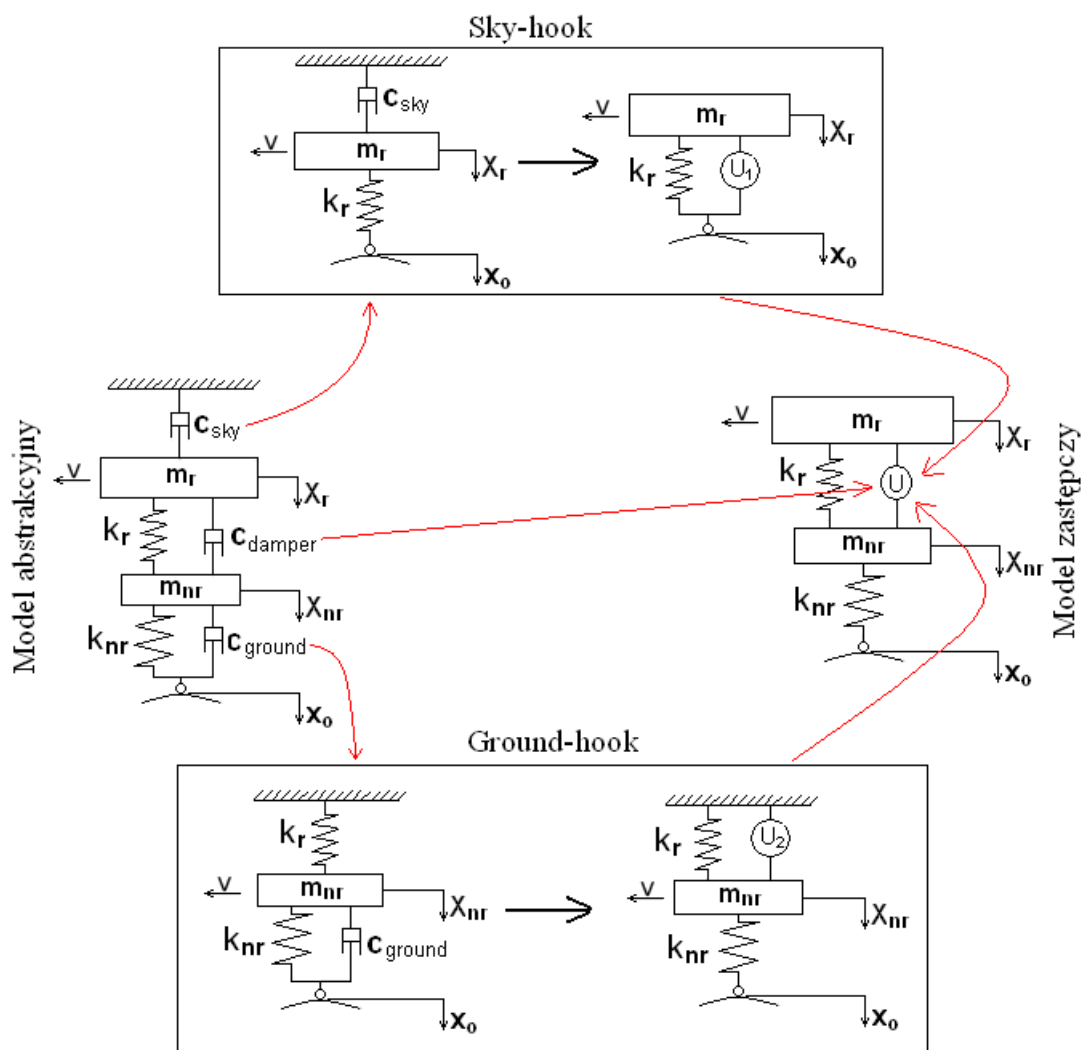
$$U_2 = c_{damp}(\dot{x}_r - \dot{x}_{nr}) - c_{ground}(\dot{x}_{nr} - \dot{x}_0) \quad (3.17)$$

Tym razem przy wyższych częstościach wymuszenia równanie (3.17) ma podobny zapis do równania (3.14), z tym że pominięte jest oddziaływanie tłumika „sky-hook”.

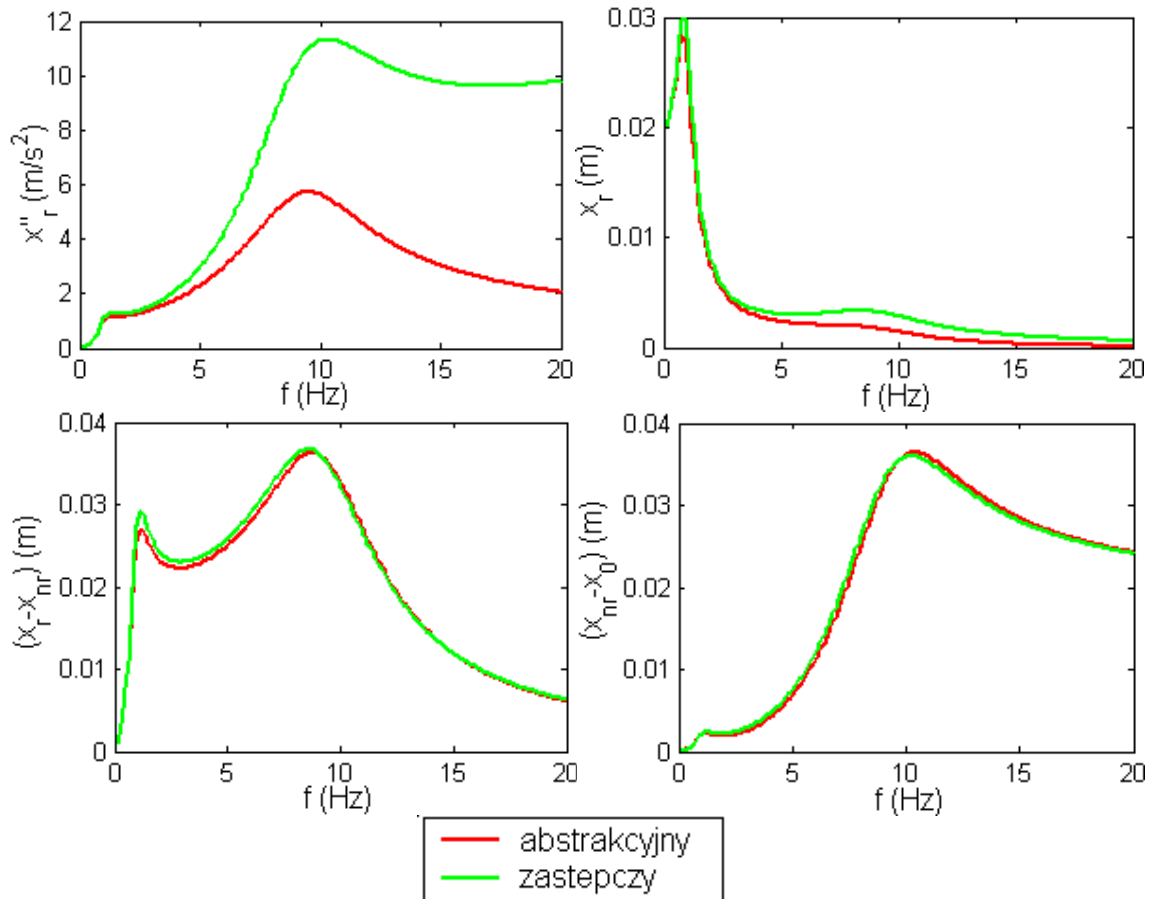
Porównując zależności (3.14), (3.16), (3.17) zauważamy, że równanie (3.14) wynika z równań (3.15) i (3.16). Jeśli częstości wymuszenia są w pobliżu pierwszego rezonansu, wtedy wartość członu  $c_{ground}$  równania (3.14) przyjmie niewielką wartość w porównaniu z resztą członów i w przybliżeniu cała wartość siły  $U$  będzie równa  $U_1$  wyliczonej z wyrażenia (3.16). Natomiast dla częstości w pobliżu drugiego rezonansu, człon z  $c_{sky}$  równania (3.14) przyjmuje niewielką wartość w porównaniu z resztą członów a wartość określonej siły  $U$  w przybliżeniu jest równa  $U_2$  (3.17).

Właściwości modelu abstrakcyjnego i aproksymującego go modelu zastępczego przedstawiono za pomocą charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych podstawowych odpowiedzi układów, (rys.3.10). Otrzymane charakterystyki potwierdzają, że model zastępczy umożliwia przybliżenie właściwości modelu „sky-ground-hooks”. W miarę dobrze aproksymowane są zarówno ugięcia zawieszenia, ogumienia jak i przemieszczenia masy resorowanej modelu abstrakcyjnego, (rys.3.10b,c,d). Problemem jest jednak odwzorowanie przyspieszeń masy resorowanej. Widzimy, że wokół pierwszego rezonansu przyspieszenia obu układów są w miarę zgodne, natomiast w miarę zbliżania się do obszaru drugiego rezonansu i poza nim odpowiedzi odbiegają znacznie od siebie, (rys.3.10a). Różne charakterystyki przyspieszeń powodują, że modele abstrakcyjny i zastępczy będą posiadały odmienne wartości współczynnika jakości  $J(c_{sky}, c_{damp}, c_{ground})$  przy tych samych wartościach zmiennych decyzyjnych. Przyjęto, że w dalszej części pracy dokładniejszej analizie poddany zostanie jedynie model zastępczy. Takie podejście jest spowodowane tym, że poszukiwane będzie najlepsze rozwiązanie, które może być zrealizowane w

rzeczywistym pojeździe (model zastępczy „sky-ground-hooks”), a nie hipotetyczne, najlepszy wariant modelu wzorowego (model „sky-ground-hooks”).



Rys.3.9 Schemat tworzenia algorytmu sterowania elementem aktywnym



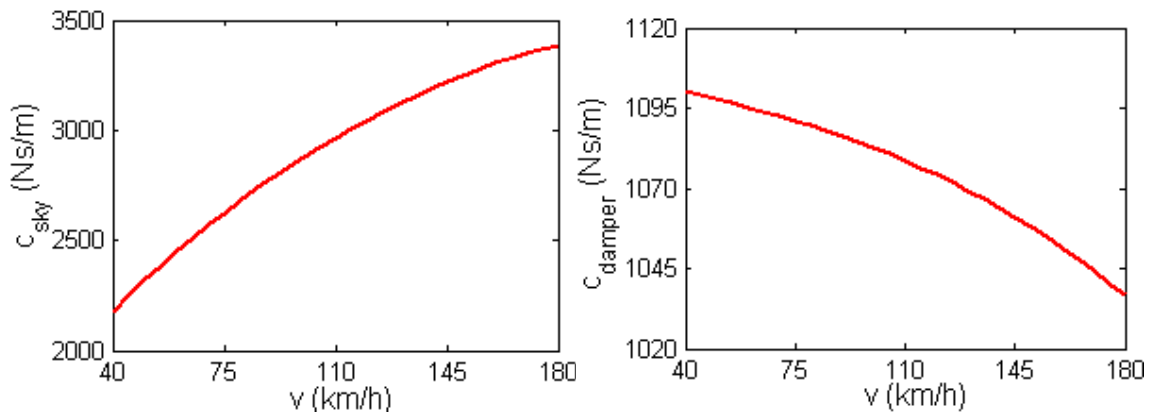
Rys.3.10 Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe: przyspieszeń masy resorowanej (a), przemieszczeń masy resorowanej (b), ugięć zawieszenia (c), ugięć ogumienia (d).

$$c_{sky} = 1000, c_{damper} = 1000, c_{ground} = 1000Ns / m$$

Przy pomocy dostępnych funkcji pakietu Optimization Toolbox programu Matlab przeprowadzono proces poszukiwania wartości optymalnych współczynników tłumienia występujących w modelu zastępczego z elementem aktywnym (3.14) [Biran, Breiner, 1995, www.mathwork.com]. Zastosowano identyczną funkcję „fminsearch” jak dla modelu klasycznego, która wykorzystuje bezgradientową metodę Simplex, algorytm Nelder-Mead [Lagarias i inni, 1998]. Poprawność uzyskanych wyników zweryfikowano za pomocą metody systematycznego przeszukiwania [Osiński, Wróbel, 1982]. Układ był podany wymuszeniu losowemu, opisanemu za pomocą równania (3.6). Wskaźniki jakości podobnie jak dla klasycznego modelu określono zarówno na drodze analitycznej (3.9) i (3.10) oraz numerycznej (3.8) dla czasu symulacji równego czasowi przejazdu przez pojazd ze stałą, określoną prędkością odcinka drogi 1km. Rezultaty otrzymane analitycznie i numerycznie są zgodne. Otrzymane wyniki uzyskane dla minimalizacji wskaźnika jakości  $J(c_{sky}, c_{damper}, c_{ground})$  przy przyjętych współczynnikach wagi ( $a_1=0.9, a_2=0.1$ ) przedstawiono na rys.3.11. Na wykresach zamieszczono charakter zmian

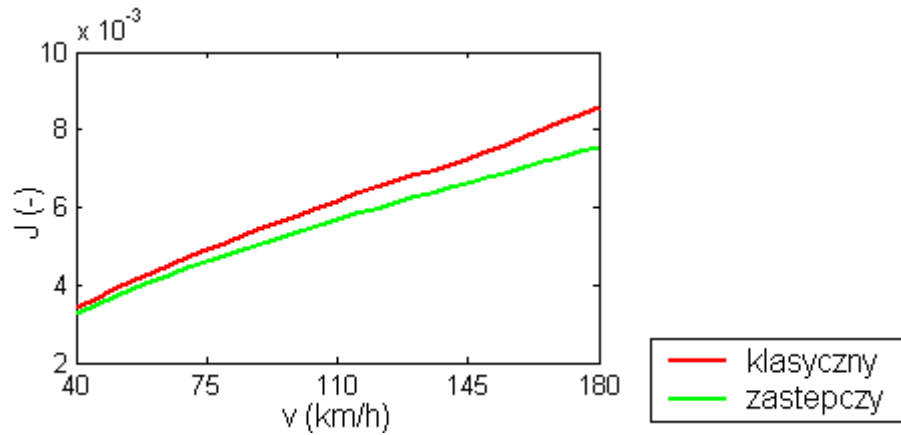


optymalnych współczynników  $c_{sky}$  i  $c_{damper}$  w zależności od prędkości jazdy. Współczynnik  $c_{ground}$  zawsze przyjmował wartość równą 0. Rys.3.11 wskazuje, że ze wzrostem prędkości jazdy  $v$  wartość optymalna współczynnika tłumienia  $c_{sky}$  wzrasta, natomiast  $c_{damper}$  maleje. Tempo zmian wartości optymalnych przy zmianie prędkości dla  $c_{sky}$  i  $c_{damper}$  jest inne. I tak wartość optymalna  $c_{damper}$  dla punktów granicznych przedziału  $v \in \langle 40, 180 \rangle km/h$  zmalała o 5.8%, gdy wartość  $c_{sky}$  w tym samym przypadku wzrasta o 55.3%.

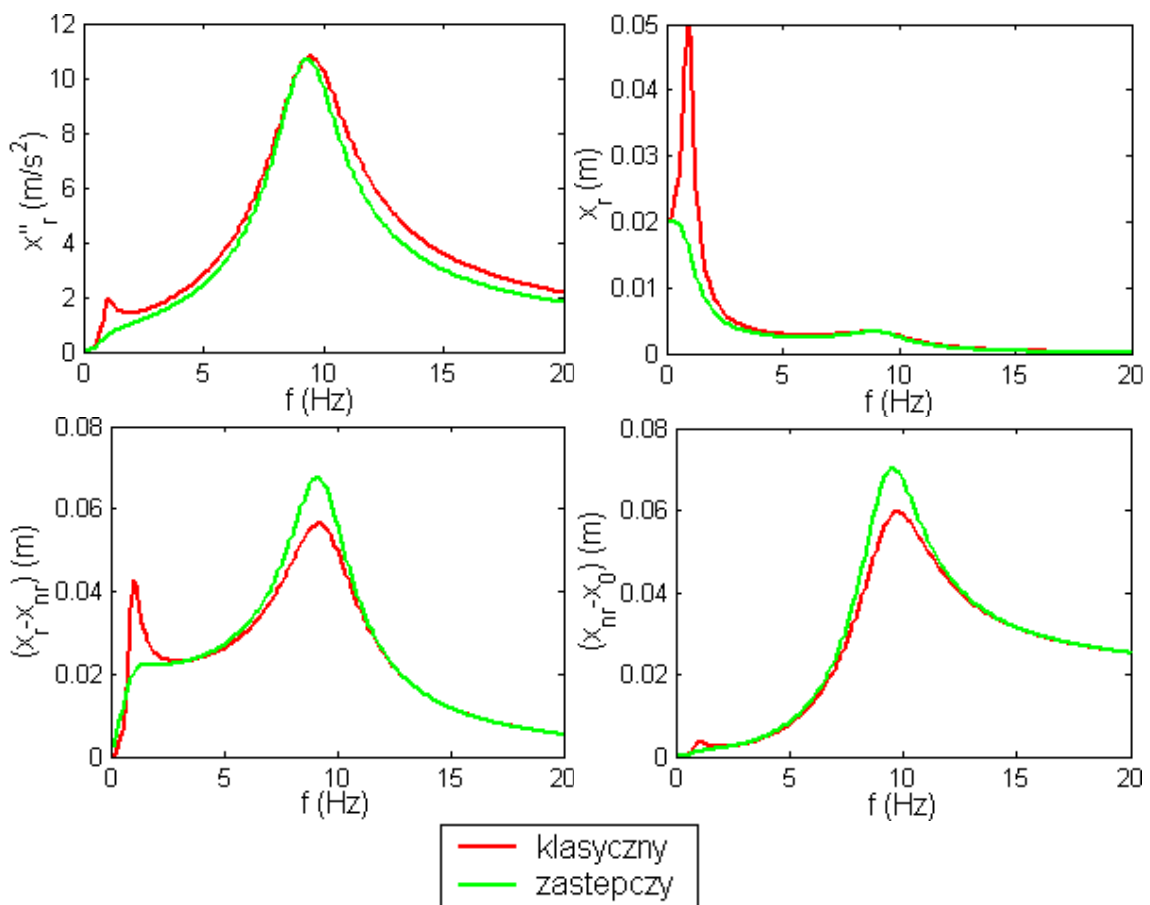


Rys.3.11 Optymalne wartości współczynników tłumienia  $c_{sky}$  (a),  $c_{damper}$  (b)

Natomiast na rysunku 3.12 przedstawiono zestawienie wartości funkcji celu  $J(c_r)$  dla wartości optymalnych  $c_r$  klasycznego modelu pojazdu samochodowego (rys.3.6, seria 4), oraz  $J(c_{sky}, c_{damper}, c_{ground})$  dla wartości optymalnych  $c_{sky}, c_{damper}, c_{ground}$  zastępczego modelu „sky-ground-hooks” (rys.3.11). Wartości wskaźnika jakości obu modeli wskazują, że lepszymi właściwościami ze względu na komfort i bezpieczeństwo jazdy charakteryzuje się model zastępczy. Stwierdzono także, że procentowo poprawa właściwości modelu zastępczego w stosunku do klasycznego rośnie wraz ze wzrostem prędkości ruchu auta i wynosi, np. przy 40 km/h 4.2%, 100km/h 7.3% i 180km/h 11.8%. W celu lepszego zilustrowania możliwości poprawy właściwości poprzez zastosowanie zawieszenia opartego na modelu abstrakcyjnym porównano ze sobą charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modelu klasycznego oraz zastępczego (rys.3.13).



Rys.3.12 Porównanie optymalnych wskaźników jakości modelu klasycznego i zastępczego



Rys.3.13 Porównanie charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych modeli klasycznego i zastępczego: przyspieszeń masy resorowanej (a), przemieszczeń masy resorowanej (b), ugięć zawieszenia (c), ugięć ogumienia (d)

$$c_r = 1200, c_{sky} = 2500, c_{damper} = 1090, c_{ground} = 0Ns/m$$

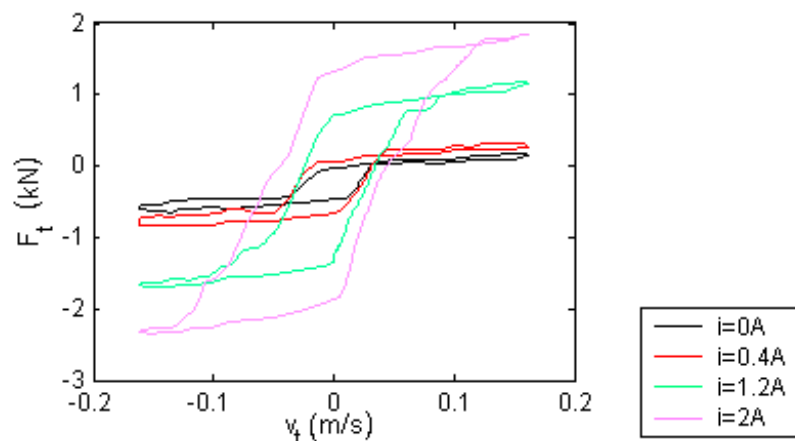
Otrzymane charakterystyki dla modeli klasycznego i zastępczego (rys.3.13) wskazują, że przy częstotliwości wymuszenia w pobliżu pierwszego rezonansu model zastępczy powoduje poprawę wszystkich odpowiedzi w stosunku do modelu klasycznego.

Natomiast w pobliżu drugiego rezonansu powoduje poprawę odpowiedzi masy resorowanej natomiast pogorszenie zarówno ugięć zawieszenia jak i ogumienia.

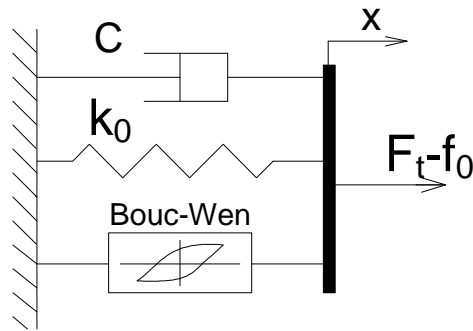
W modelu klasycznym aby zmniejszyć poziom przyspieszeń poza obszarem drugiego rezonansu należy zmniejszyć wartość tłumienia, (rys.3.2a) czemu towarzyszy wzrost amplitud w obszarach rezonansowych wszystkich odpowiedzi, (rys.3.2). W modelu zastępczym „sky-ground-hooks” spadkowi przyspieszeń poza obszarem drugiego rezonansu (rys.3.13a) towarzyszy jedynie wzrost ugięć zawieszenia i ogumienia w obszarze drugiego rezonansu, (rys.3.13). Jest to jedna z zalet zastosowania modelu zastępczego.

### 3.3 Identyfikacja parametrów tłumika MRF132-LD

Zawieszenie aktywne w pojeździe mechanicznym wymaga zarówno doprowadzania energii do układu jak i jej rozpraszania. W praktyce dąży się do tworzenia rozwiązań półaktywnych (semiaktywnych), które jedynie rozpraszają energię. Rozwiązania takie zazwyczaj pozwalają na uzyskanie tylko nieco gorszych właściwości układu w stosunku do rozwiązań aktywnych, natomiast znacznie zmniejszają energochłonność. Jako element, za pomocą którego postanowiono zrealizować koncepcję zawieszenia półaktywnego opartego na modelu zastępczym „sky-ground-hooks” wybrano tłumik magnetoreologiczny (MR). Na podstawie literatury [Choi i inni, 2001] odtworzono eksperymentalne charakterystyki samochodowego tłumika MRF132-LD (rys.3.14). Ruch tłumika wymuszany był za pomocą harmonicznego sygnału o częstotliwości 1.4Hz i amplitudzie 20mm. Charakterystyki siły tłumienia amortyzatora  $F_t$  od prędkości względnej tłoczyska  $v_t$  sporządzono dla czterech wartości prądu zasilającego cewkę: 0; 0.4; 1.2; 2A.



Rys.3.14 Eksperymentalna charakterystyka sił tłumienia tłumika MRF132-LD



Rys.3.15 Schemat modelu Bouc-Wena

Do opisu właściwości tłumika MRF132-LD postanowiono wykorzystać model Bouc-Wena. Jest on dość powszechnie wykorzystywany między innymi w pracach [Yao i inni, 2002, Dominguez i inni, 2008]. Siła tłumienia generowana przez tłumik MR na podstawie tego modelu określona jest zależnościami:

$$\begin{aligned} F_t &= c\dot{x} + k_0x + f_0 + \alpha z \\ \dot{z} &= -\gamma|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta\dot{x}|z|^n + A\dot{x} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Równania (3.18) modelu Bouc-Wena zawierają szereg parametrów, za pomocą których możliwe jest wpływanie na kształt charakterystyki tłumika. Współrzędna  $x$  określa ruch tłoczyska, natomiast zmienna  $z$  odpowiada za tworzenie się pętli histerezy. Parametry  $\alpha, \beta, \gamma, A, n$  są współczynnikami kształtu charakterystyki.

Identyfikację parametrów modelu Bouc-Wena przeprowadzono w środowisku Matlab korzystając z funkcji pakietu Optimization Toolbox poprzez minimalizację wskaźnika określonego jako różnica sił w tłumiku określonych eksperymentalnie  $F_{t,pomiar}$  i numerycznie  $F_{t,symulacja}$ :

$$W(\theta) = \sum_{r=1}^M (F_{t,pomiar} - F_{t,symulacja}(\theta))^2 \quad (3.19)$$

gdzie wektor zmiennych decyzyjnych wynosi  $\theta = [c, k_0, f_0, \alpha, \gamma, \beta, A]$ , indeks  $r$  oznacza numer punktu, od 1 do  $M$ . Wskaźnik  $W$  jest zatem sumą kwadratów błędów bezwzględnych pomiędzy wynikami pomiarowymi i z symulacji. Po przeprowadzeniu procesu identyfikacji otrzymano 4 zestawy parametrów, każdy dla innej wartości prądu zasilania cewki 0; 0.4; 1.2; 2A, (tab.3.2). Krzywe eksperymentalne siły w funkcji prędkości tłoka były bardzo dobrze odwzorowane, natomiast trudniejsze jest określenie zależności parametrów od wartości prądu zasilania cewki  $i$ .

Tab.3.2 Parametry modelu Bouc-Wena dla poszczególnych wartości prądu

$j$ (-)	$i$ (A)	$n$ (-)	$k_0$ (N/m)	$f_0$ (N)	$c$ (Ns/m)	$\alpha$ (N/m)	$A$ (-)	$\beta$ (1/m <sup>2</sup> )	$\gamma$ (1/m <sup>2</sup> )
1	0	2	1074.1	-217.57	506.1	1479.7	340.4	56886	64725
2	0.4	2	1829.9	-243.08	1243.7	1781.3	340.37	56886	64725
3	1.2	2	6051.7	-351.07	2695.5	7372.8	134.63	56887	64724
4	2	2	71.94	-117.35	3022.1	52149	10.346	55569	65883

Zdecydowano się na zmianę strategii identyfikacji. Na podstawie pracy [Jensen, Dyke, 2000] z góry uzależniono następujące parametry modelu Bouc-Wena od natężenia prądu płynącego przez cewkę:

$$c = c_0 + c_1 i \quad \alpha = \alpha_0 + \alpha_1 i \quad (3.20)$$

Zmodyfikowano także postać określającą wyrażenie wskaźnika, który był podany minimalizacji w procesie identyfikacji [Mitura, Warmiński, 2008b]:

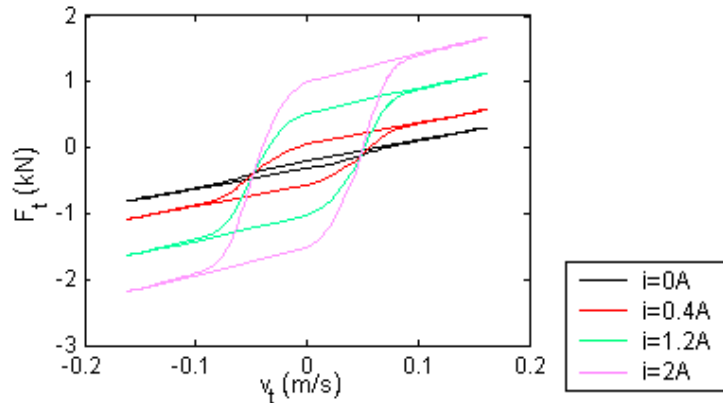
$$W^*(\theta) = \sum_{j=1}^4 \sum_{r=1}^M (F_{t,pomiar} - F_{t,symulacja}(\theta))^2 \quad (3.21)$$

gdzie  $j$  określa numer serii odpowiadającej przypadkom zasilania cewki prądem 0; 0.4; 1.2; 2A, zaś  $r$  numer punktu charakterystyki. Zmodyfikowany wskaźnik  $W^*$  (3.21) jest zatem sumą wskaźników  $W$  (3.19) dla czterech serii, charakterystyk.

Parametry otrzymane w procesie identyfikacji przedstawiono w tabeli 3.3, natomiast otrzymane na ich podstawie charakterystyki na rys.3.16.

Tab.3.3 Parametry modelu Bouc-Wena tłumika MRF132-LD

$n$ (-)	$k_0$ (N/m)	$f_0$ (N)	$c_0$ (Ns/m)	$c_1$ (Ns/mA)	$\alpha_0$ (N/m)	$\alpha_1$ (N/mA)	$A$ (-)	$\beta$ (1/m <sup>2</sup> )	$\gamma$ (1/m <sup>2</sup> )
2	1929.6	-259.29	2615.6	1251.5	3853.1	71838	8.6626	56887	64724



Rys.3.16 Charakterystyka sił tłumienia modelu Bouc-Wena tłumika MRF132-LD

Otrzymane na podstawie modelu Bouc-Wena charakterystyki tłumika MRF132-LD (rys.3.16) odbiegają nieznacznie kształtem od eksperymentalnych. Wszystkie modelowane krzywe mają dwa punkty wspólne. Pokrywa się to z eksperymentalnymi charakterystykami. Na rys.3.14 możemy zaobserwować, że krzywe dla wartości prądów zasilających cewkę 0; 0.4; 1.2A także w przybliżeniu posiadają te dwa punkty wspólne, jedynie dla 2A charakterystyka jest nieco odmienna.

Sterowanie tłumikiem magnetoreologicznym wymaga stworzenia jego modelu, które umożliwiłyby zrealizowanie zagadnień prostego i odwrotnego zadania dynamiki. Zagadnienie proste czyli wyznaczenie siły tłumienia  $F_t$  w zależności od prędkości względnej tłoczyska  $v_t$ , równoważne  $\dot{x}$  w modelu Bouc-Wena i wartości prądu płynącego przez cewkę  $i$  opisane jest za pomocą równania (3.18). Z kolei zagadnienie odwrotne wymaga określenia pożądanej wartości prądu zasilania  $i_d$ , który umożliwiłby przy danej prędkości tłoczyska  $v_t$  otrzymanie pożądanej wartości siły tłumienia  $F_d$ . Stworzenie modelu odwrotnego tłumika MRF132-LD jest możliwe jedynie na drodze numerycznej.

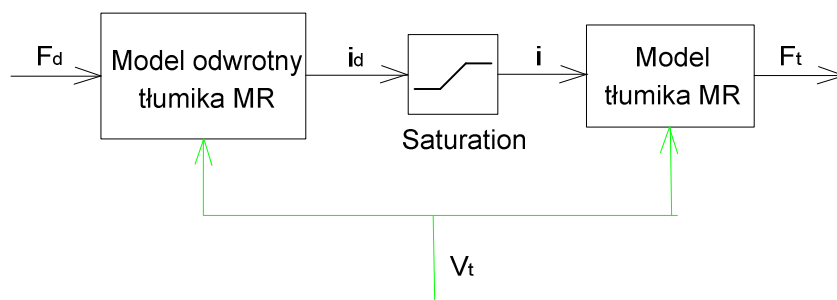
Przyjęcie liniowych zależności parametrów modelu Bouc-Wena od wartości natężenia prądu (3.20) powoduje, że równania (3.18) możemy przekształcić do następującej postaci opisującej odwrotny model Bouc-Wena:

$$i_d = \frac{F_d - (c_0 \dot{x} + k_0 x + f_0 + \alpha_0 z)}{c_1 \dot{x} - \alpha_1 z} \quad (3.22)$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}| |z|^{n-1} - \beta \dot{x} |z|^n + A \dot{x}$$

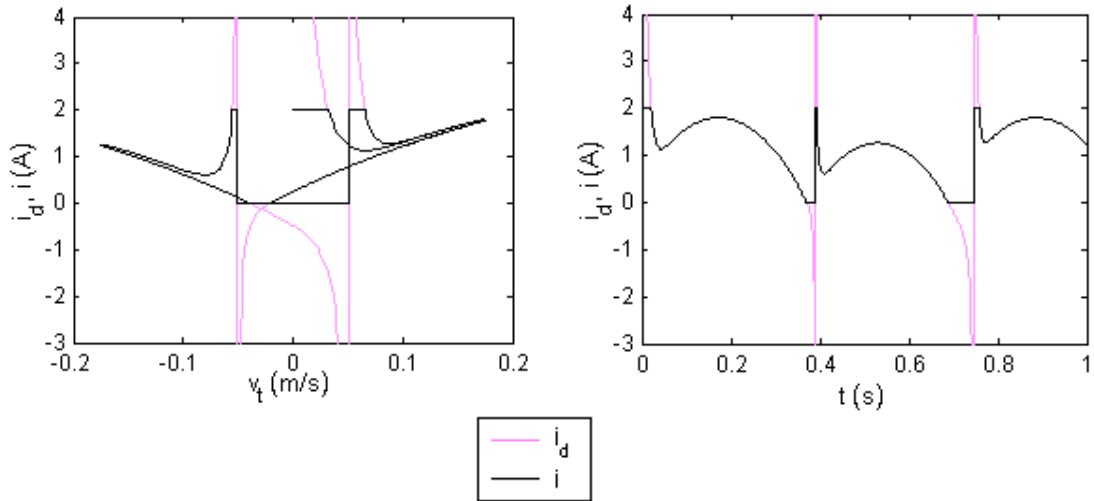
Zgodność modelu Bouc-Wena i jego odwrotnego modelu przetestowano za pomocą układu przedstawionego na rys.3.17. Jako sygnał pożądany, który powinien odwzorować tłumik magnetoreologiczny wykorzystano zależność opisującą siłę tłumika

wiskotycznego  $F_d = c_w v_t$ , gdzie prędkość ruchu tłoczyska przyjęto w postaci  $v_t = v_{or} \sin(\omega t)$ ,  $v_{or} = 0.02m$ ,  $\omega = 2\pi \cdot 1.4rad/s$ , zaś współczynnik tłumienia  $c_w = 10000Ns/m$ . W schemacie pomiędzy bloki przedstawiające model tłumika MR i jego model odwrotny wstawiono blok nasycenia „saturation” [Mitura, Warmiński, 2008a]. Ponieważ wartość prądu pożądanego  $i_d$  określonego przez „model odwrotny tłumika MR” może przyjmować dowolne wartości, blok ten ogranicza je do rzeczywistego przedziału. Tłumik MR jest wówczas zasilany prądem z przedziału  $i \in \langle 0,2 \rangle A$ .

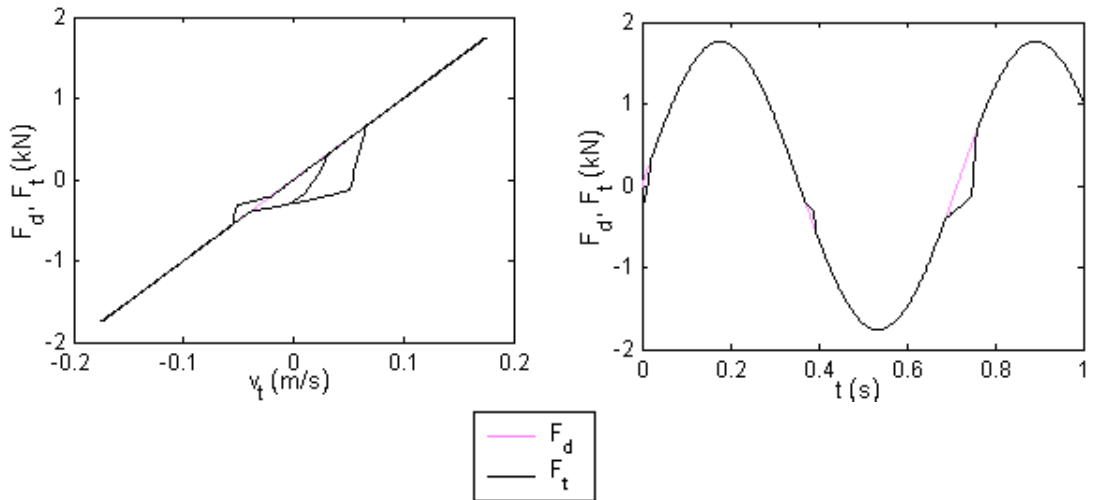


Rys.3.17 Schemat układu do testowania modelu odwrotnego tłumika MR.

Na rys.3.18 i 3.19 przedstawiono porównanie zmian wartości prądu i siły tłumienia zarówno funkcji pożądaných jak i otrzymanych, realizowalnych przez tłumik MR w zależności od prędkości względnej tłoczyska oraz czasu. Rys.3.18 przedstawia zasadę działania bloku „saturation”. Widzimy, że w przypadku kiedy wartość prądu pożądanego nie mieści się w zadanym przedziale  $i \in \langle 0,2 \rangle A$  jest on ograniczany do wartości ekstremalnej (rys.18b). Poza tym stwierdzono, że obszary prędkości tłoczyska kiedy działa blok „saturation”, rys.18a, odpowiadają obszarom wokół prędkości, ok.  $\pm 0.05m/s$ . Odpowiada to punktom z charakterystyk tłumika (rys.3.16), w których wartość siły tłumienia niezależnie od prądu płynącego w jego cewce osiąga stałą wartość. Stwierdzono, że w układzie rzeczywistym tłumik magnetoreologiczny nie jest w stanie odwzorować idealnie liniowej charakterystyki sił tłumienia (rys.3.19)



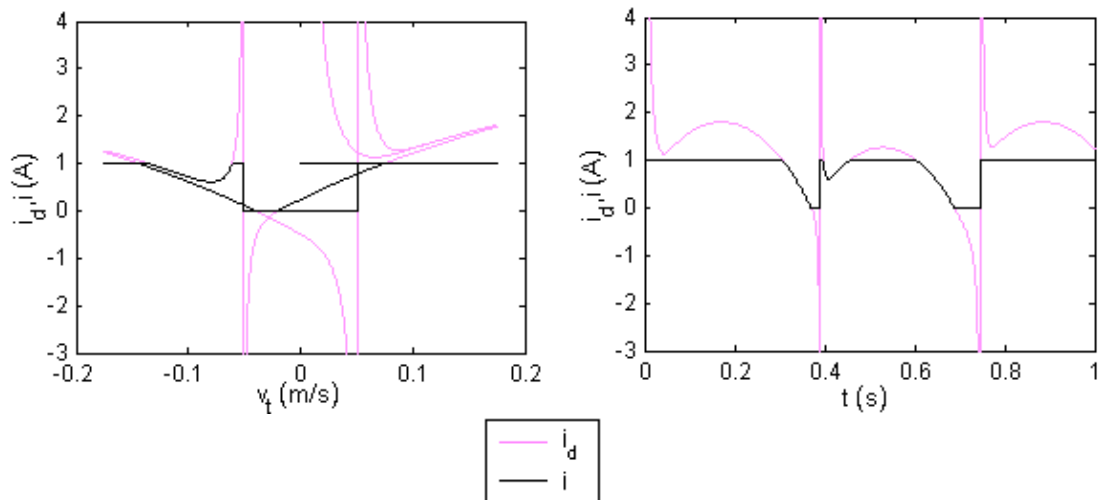
Rys.3.18 Zmiana prądu pożądanego oraz realizowanego w funkcji prędkości (a) oraz czasu (b)  $i \in \langle 0,2 \rangle A$



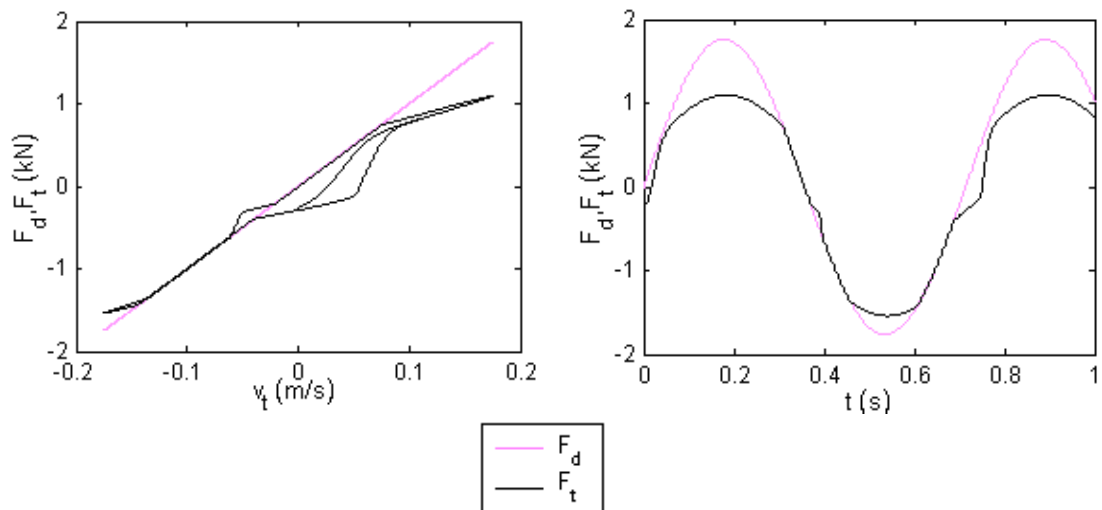
Rys.3.19 Zmiana siły pożądanego oraz realizowanej w funkcji prędkości (a) oraz czasu (b)  $i \in \langle 0,2 \rangle A$

Porównanie wartości prądu i siły tłumienia pożądanego i zrealizowanego przez tłumik MR w funkcji prędkości względnej tłoczyska oraz czasu powtórzono dla mniejszego zakresu działania bloku „saturation”,  $i \in \langle 0,1 \rangle A$ . Rys.3.20 i rys.3.21 przedstawiają zmiany wartości prądu i siły tłumienia powstałe wskutek ograniczenia granicy nasycenia. Porównując rys.3.18 i rys.3.19 z rys.3.20 i rys.3.21 zauważono, że zmiana parametrów bloku „saturation” spowodowała ograniczenie możliwości zrealizowania pożądanego siły tłumienia. Nie wpłynęła natomiast na zmianę charakterystyki przy prędkościach ok.  $\pm 0.05 \text{ m/s}$ .





Rys.3.20 Zmiana prądu pożądanego oraz realizowanego w funkcji prędkości (a) oraz czasu (b)  $i \in \langle 0,1 \rangle A$



Rys.3.21 Zmiana siły pożądanego oraz realizowanej w funkcji prędkości (a) oraz czasu (b)  $i \in \langle 0,1 \rangle A$

Aby w przyjętym modelu tłumika umożliwić zmianę zakresów realizowanych sił tłumienia wprowadzono dodatkowy współczynnik  $k$ , który pełni rolę skali tłumika MR i umożliwia proporcjonalne zmniejszenie poziomu wartości siły. Równania opisujące model Bouc-Wena po wprowadzeniu dodatkowej stałej zapisano w postaci:

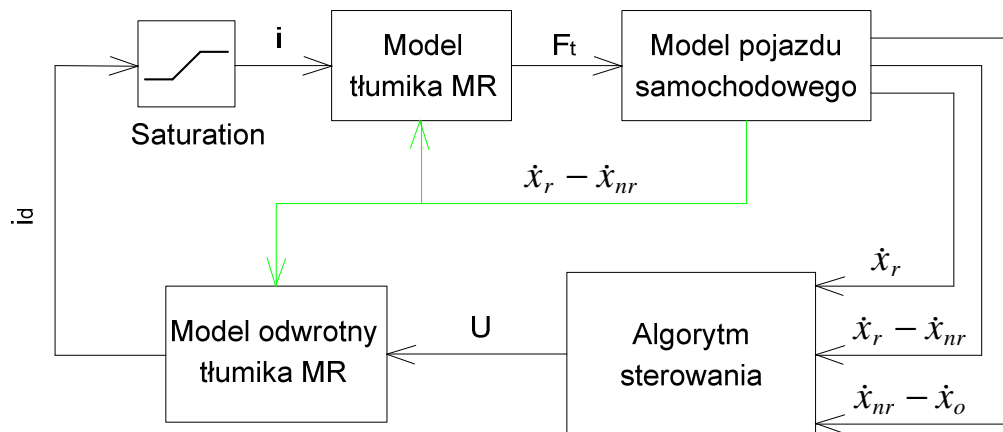
$$\begin{aligned} F_t &= k(c\dot{x} + k_0x + f_0 + \alpha z) \\ \dot{z} &= -\gamma|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \beta\dot{x}|z|^n + A\dot{x} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Gdy współczynnik  $k=1$ , wówczas w tłumiku powstają siły równe pierwotnie modelowanym, (rys.3.16) natomiast gdy zmniejszymy jego wartość, np. do  $k=0.2$ , to siły w tłumiku przy tych samych prędkościach tłoczyska i wartościach prądu będą pięciokrotnie mniejsze.

### 3.4 Semiaktywne zawieszenie pojazdu

#### 3.4.1 Model semiaktywnego zawieszenia pojazdu

Do zrealizowania koncepcji idealnego modelu zastępczego „sky-ground-hooks” wymagane jest zastosowanie elementu aktywnego. Ograniczając możliwości zrealizowania pożądanej siły elementu wykonawczego  $U$ , do tych jakie posiada tłumik magneto-reologiczny otrzymujemy półaktywny model zastępczy zawieszenia pojazdu samochodowego (rys.3.22) [Mitura, Warmiński, 2008b].



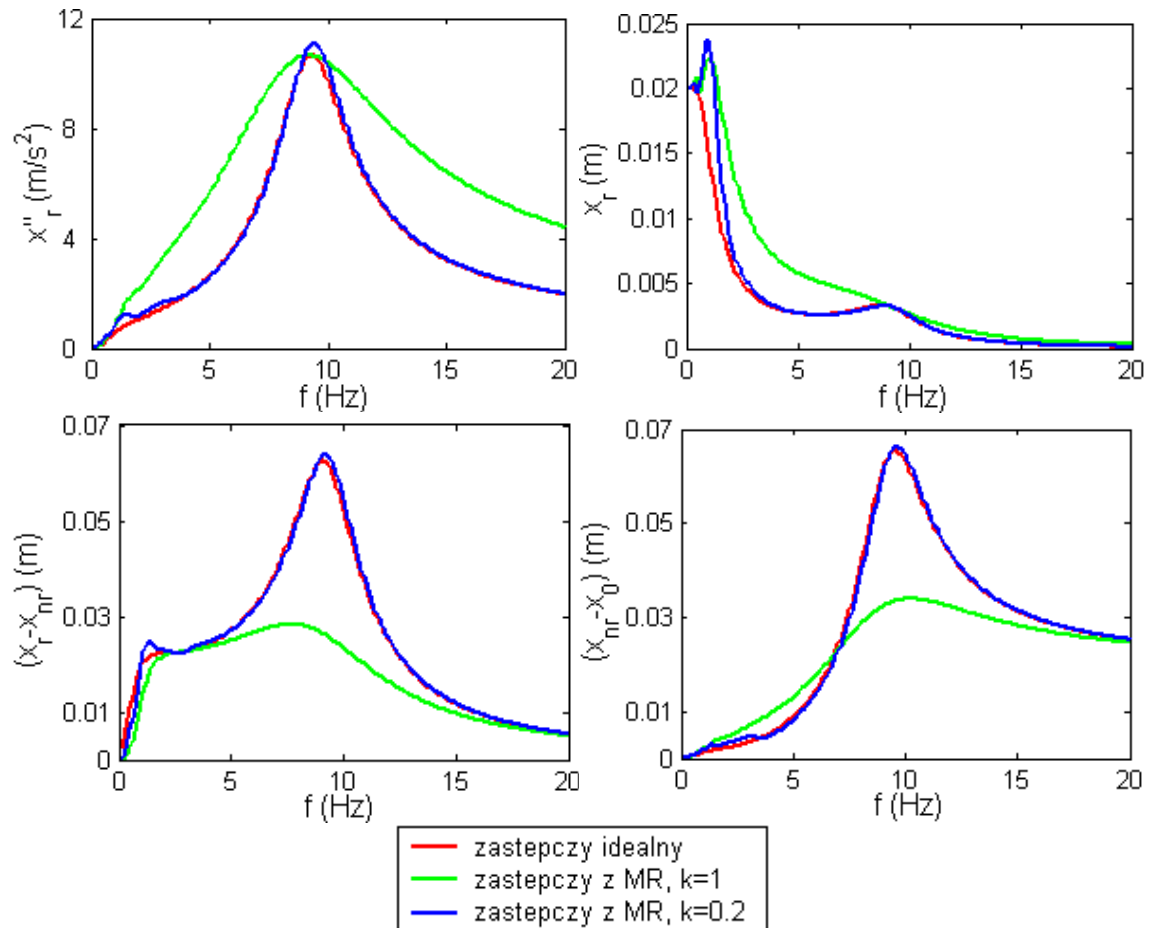
Rys.3.22 Schemat układu sterowania z tłumikiem magneto-reologicznym

Przedstawiony schemat modelu zastępczego z tłumikiem MR składa się z następujących bloków:

- Model pojazdu samochodowego – jest to blok opisujący model zastępczy „sky-ground-hooks”, rys. 8b, równanie (3.15),
- Algorytm sterowania – określa na podstawie pomiaru prędkości  $\dot{x}_r, \dot{x}_r - \dot{x}_{nr}, \dot{x}_{nr} - \dot{x}_o$  oraz wartość współczynników tłumienia  $c_{sky}, c_{damper}, c_{ground}$  wartość pożądanej siły tłumienia idealnego modelu zastępczego, równanie (3.14),
- Model odwrotny tłumika MR – realizuje zagadnienie odwrotne tłumika, określa potrzebną wartość prądu do zrealizowania siły  $U$ , równanie (3.22),
- Saturation – ogranicza natężenie prądu do rzeczywistych wartości,
- Model tłumika MR – generuje siłę w tłumiku w zależności od wartości przyłożonego prądu, równanie (3.23).

Bloki „algorytm sterowania”, „model odwrotny tłumika MR” i „saturation” tworzą razem model kontrolera do sterowania pojazdem z tłumikiem magnetoreologicznym.

Na rys.3.23 sporządzono charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe modeli zastępczych idealnego (z elementem aktywnym) i z tłumikiem MR.



Rys.3.23 Porównanie charakterystyk modeli zastępczych: idealnego i z tłumikiem MR przyspieszeń masy resorowanej (a), przemieszczeń masy resorowanej (b), ugięć zawieszenia (c), ugięć ogumienia (d),  
 $c_{sky} = 2500, c_{damper} = 1090, c_{ground} = 0Ns/m$

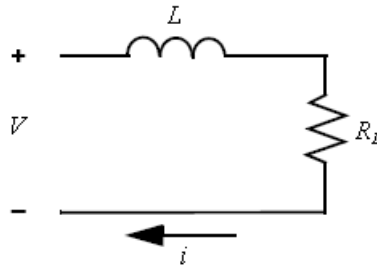
Otrzymane wyniki wykazują, że tłumik MRF132-LD jest zbyt „duży” do przyjętych parametrów pojazdu oraz do właściwego zrealizowania omawianej koncepcji sterowania. Minimalna wartość siły tłumika MR przekracza pożądany zakres sił, w rezultacie cewka tłumika nie jest zasilana. Dlatego też przyjęto współczynnik skali  $k$ . Przyjęcie współczynnika  $k = 0.2$  umożliwia w sposób dość wierny odwzorowanie za pomocą tłumika MR właściwości idealnego modelu zastępczego.

Ważnym aspektem poprawnego modelowania działania tłumika magnetoreologicznego jest uwzględnienie dynamiki obwodu elektromagnetycznego cewki. Aby jeszcze bardziej zbliżyć model półaktywnego zawieszenia pojazdu

samochodowego do warunków rzeczywistych wzbogacono go o model dynamiki obwodu cewki.

### 3.4.2 Model dynamiki obwodu cewki

Obwód tłumika magnetoreologicznego można opisać za pomocą prostego modelu składającego się z szeregowo połączonych induktora i rezystora (rys.3.24).



Rys.3.24 Model cewki tłumika MR za [Yang i inni, 2002]

Równanie określające wartość prądu płynącego przez cewkę zapisano w postaci:

$$L \frac{d}{dt} i(t) + R_L i(t) = V(t) = k_i i_d(t) \quad (3.24)$$

gdzie  $L$  oznacza indukcyjność, natomiast  $R_L$  oporność cewki. Równanie pokazuje, że aby zmianie uległo natężenia prądu płynącego przez cewkę  $i(t)$  należy zmienić wartość przyłożonego do niej napięcia  $V(t)$ . Napięcie zasilające cewkę jest proporcjonalne do sygnału z kontrolera  $i_d(t)$ . Proporcję tą określa stała  $k_i$ .

Równanie (3.24) przekształcono do postaci:

$$T_m \frac{d}{dt} i(t) + i(t) = \frac{k_i}{R_L} i_d(t) \quad (3.25)$$

gdzie  $T_m = \frac{L}{R_L}$  określa stałą czasową, która dla tłumika MR mieści się w przedziale

$T_m \in \langle 0,0.2 \rangle$  sekundy, [Ławniczak, Milecki, 1999], natomiast aby  $i \rightarrow i_d$  stosunek  $\frac{k_i}{R_L}$

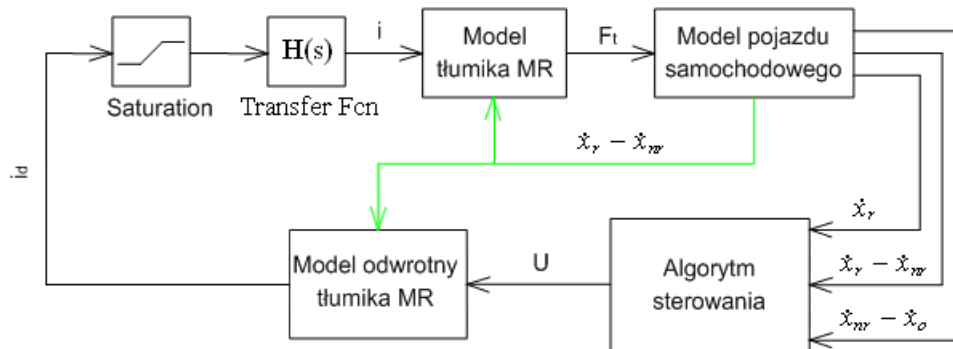
powinien być równy 1. Równanie (3.25) można przedstawić w postaci operatorowej:

$$i(s) = \frac{1}{T_m s + 1} i_d(s) \quad (3.26)$$

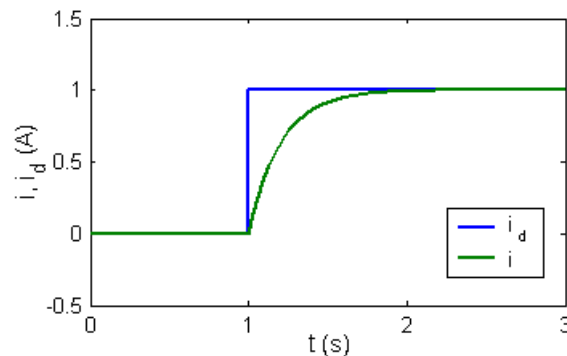
Cewka jest elementem inercyjnym gromadzącym energię w wytworzonym polu magnetycznym. Postać funkcji przejścia (3.26). odpowiada tzw. członom inercyjnym

pierwszego rzędu, PT1 [Jędrzykiewicz, 2007]. Cechą charakterystyczną tych elementów jest wygładzanie szybkozmiennych przebiegów sygnałów wejściowych. Dlatego nazywane są one filtrami dolnoprzepustowymi.

Kolejnym krokiem prowadzonej analizy jest wzbogacenie modelu o kolejny blok „Transfer Fcn”, realizującym funkcję przejścia opisaną równaniem (3.26) i umieszczonym pomiędzy blokami „saturation” i „model tłumika MR” (rys.3.22.). Otrzymany układ uwzględniający dynamikę obwodu elektromagnetycznego w modelu zastępczym z tłumikiem MR przedstawiono na rys.3.25. [Mitura, Warmiński, 2010b].



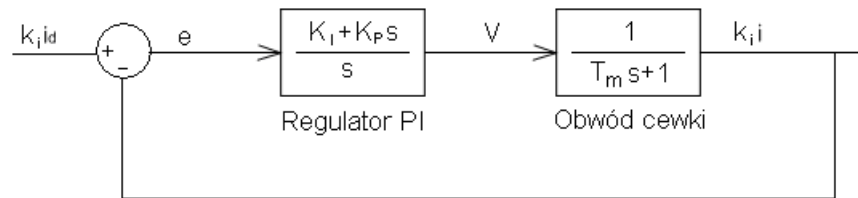
Rys.3.25 Schemat układu sterowania tłumikiem magneto-reologicznym z uwzględnieniem dynamiki obwodu magnetycznego



Rys.3.26 Odpowiedź tłumika MR na jednostkowe wymuszenie skokowe

Dynamikę obwodu elektromagnetycznego tłumika MR zobrazowano na przykładzie charakterystyki przedstawiającej zmianę prądu płynącego przez cewkę  $i(t)$  wywołanej na skutek podania stałego napięcia proporcjonalnego do pożądanej wartości prądu  $i_d(t)$  w postaci jednostkowego wymuszenia skokowego (rys.3.26). Widzimy, że prąd zasilający cewkę osiąga wartość pożądaną po czasie ok. 1s, przy przyjętej stałej czasowej  $T_m = 0.2s$ .

Ponieważ czas odpowiedzi na wymuszenie skokowe jest zbyt długi postanowiono dołączyć do układu regulator PI (proporcjonalno-całkujący), którego zadaniem jest zmniejszenie czasu reakcji tłumika MR. Na rys.3.27 przedstawiono schematycznie układ sprzężenia zwrotnego sterowania cewką. Widzimy, że sygnał referencyjny podawany jest z kontrolera w postaci napięcia równego  $k_i i_d$ , w sumatorze sprzężenia zwrotnego jest on porównywany z sygnałem proporcjonalnym do prądu płynącego w cewce  $k_i i$ . Następnie na podstawie uchybu  $e$  regulator PI określa napięcie podawane na cewkę. W ten sposób można wpływać na dynamikę prądu płynącego przez uzwojenia cewki w zależności od zmiany przyłożonego napięcia.



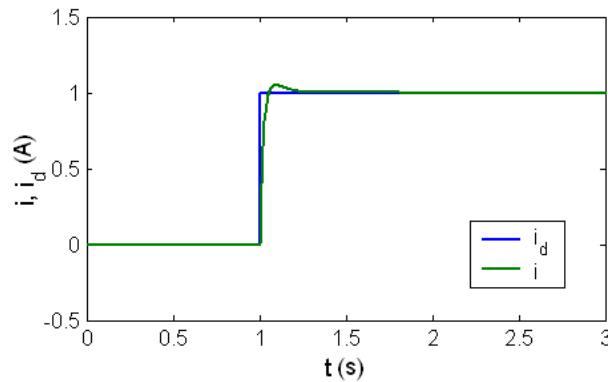
Rys.3.27 Schemat sprzężenia zwrotnego cewki tłumika MR

Dla schematu przedstawionego na rysunku 3.27 możemy znaleźć funkcję przejścia opisującą zależność pomiędzy wartościami wyjście-wejście dla całego układu. Transmittancja operatorowa przyjmie postać:

$$i(s) = \frac{K_p s + K_I}{T_m s^2 + (1 + K_p)s + K_I} i_d(s) \quad (3.27)$$

gdzie  $K_p, K_I$  są stałymi regulatora PI.

Regulatora PI możemy uwzględnić w modelu zastępczym z tłumikiem MR do sterowania właściwościami cewki (rys.3.25). Postać funkcji przejścia w bloku „Transfer Fcn” zmieniono z (3.26) na (3.27). Na rys.3.28 przedstawiono odpowiedź prądu płynącego przez cewkę  $i(t)$  przy zastosowaniu regulatora PI z sygnałem referencyjnym równym pożądanej wartości prądu  $i_d(t)$  w postaci jednostkowego wymuszenia skokowego.

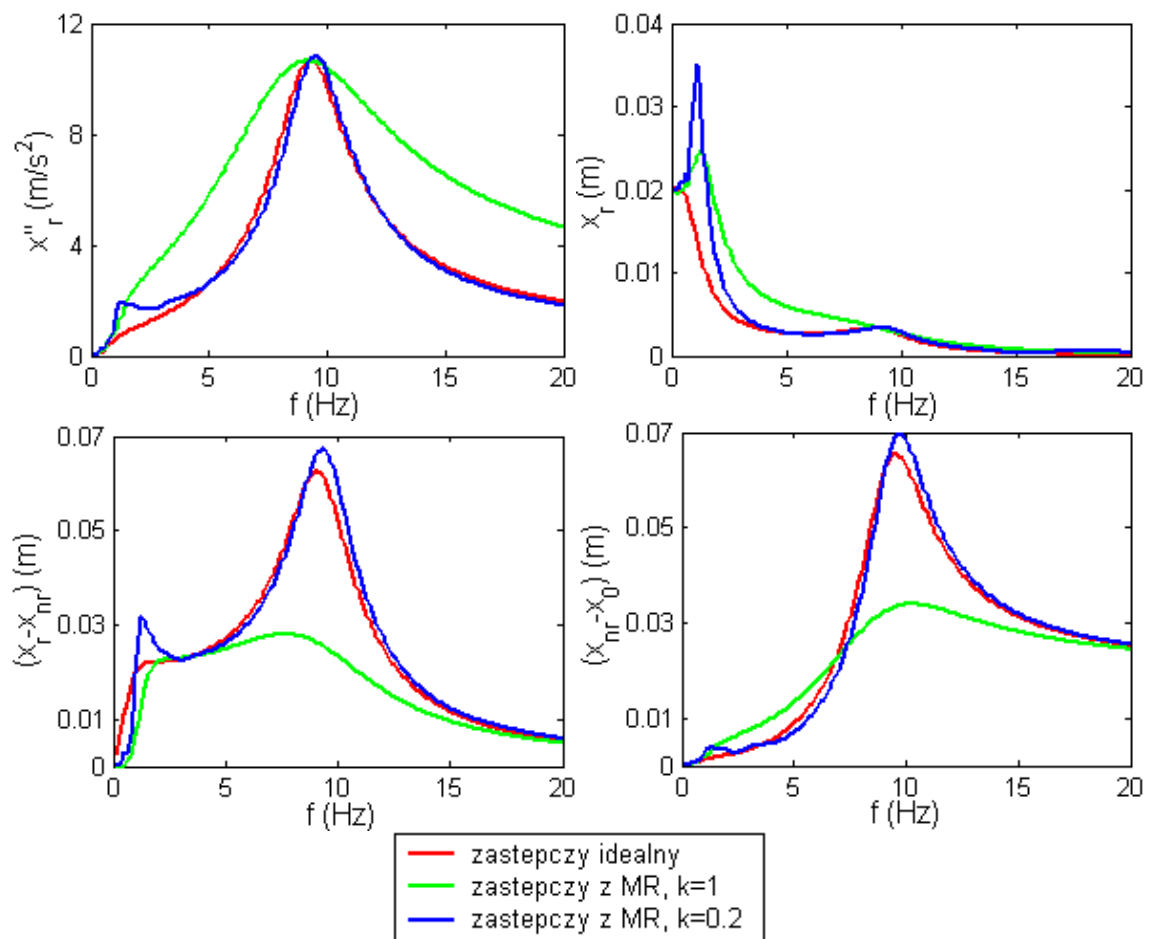


Rys.3.28 Odpowiedź tłumika MR z regulatorem na jednostkowe wymuszenie skokowe

Dobór parametrów regulatora PI umożliwiają tradycyjne metody, m. in. Metoda Zieglera-Nicholsona, itp. [Jędrzykiewicz, 2007]. W prowadzonych badaniach syntezę regulatora przeprowadzono z wykorzystaniem modułu NCD Blockset programu Matlab [www.mathworks.com]. Jako kryteria do poszukiwań nastaw regulatora PI narzucono, że uchyb statyczny ma wynosić zero, czas regulacji dla odchylenia regulacji 5% wyniesie 45ms. Dla zadanych celów regulacji otrzymano następujące wartości stałych  $K_p = 10$ ,  $K_I = 100$ . Po zastosowaniu regulatora o wymienionych powyżej nastawach otrzymano znaczne skrócenie czasu reakcji tłumika na wymuszenie skokowe, czas regulacji zmienił się z ok. 600ms do 45ms (rys.3.26 i rys.3.28).

### 3.4.3 Właściwości semiaktywnego zawieszenia pojazdu

Właściwości zmodyfikowanego modelu zawieszenia z tłumikiem magnetoreologicznym porównano z idealnym modelem zastępczym „sky-ground-hooks”. Sporządzone w tym celu charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe obu modeli przedstawiono na rys.3.29. Obliczenia zmodyfikowanego modelu zastępczego z tłumikiem MR wykonano dla wartości maksymalnej stałej czasowej  $T_m = 0.2s$ , bez zastosowania regulatora PI.



Rys.3.29 Porównanie charakterystyk modeli zastępczych: idealnego i zmodyfikowanego z tłumikiem MR:

przyspieszeń masy resorowanej (a), przemieszczeń masy resorowanej (b),  
ugięć zawieszenia (c), ugięć ogumienia (d),

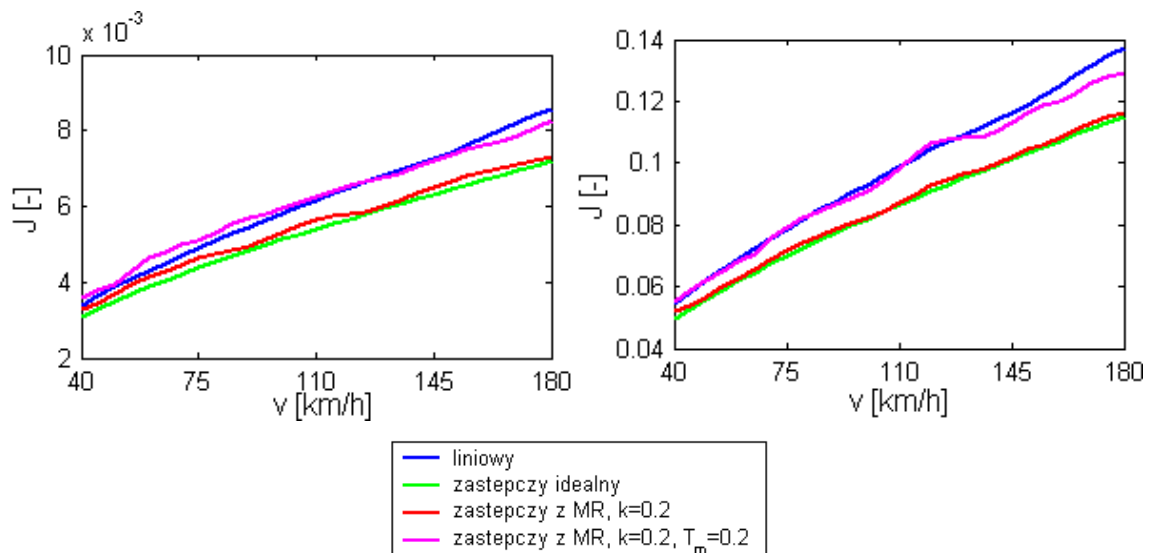
$$c_{sky} = 2500, c_{damper} = 1090, c_{ground} = 0Ns/m, T_m = 0.2s$$

Otrzymane charakterystyki (rys.3.29) porównano z otrzymanymi dla modelu bez uwzględnienia dynamiki odvodu elektromagnetycznego (rys.3.23). Stwierdzono, że dla współczynnika skali  $k = 1$  charakterystyki nie zmieniły swego kształtu. Wynika to z faktu, że tłumik jest za „duży” i przez większą część działania wymagana wartość prądu oscyluje wokół zera. Natomiast dla  $k = 0.2$  tłumik jest w pełni wykorzystywany. Niestety zwłoka czasowa wynikająca z uwzględnienia dynamiki cewki powoduje, że wtórny, zmodyfikowany model gorzej niż model z tłumikiem MR odwzorowuje charakterystyki idealnego modelu zastępczego.

Właściwości dynamiczne pojazdu z półaktywnym zawieszeniem z tłumikiem MR w stosunku do układu klasycznego zobrazowano za pomocą porównania wskaźnika jakości określonego dla przejazdu przez dwa rodzaje profilu drogi, o dobrym ( $S_0 = 16e - 6$ ) i



złym stanie nawierzchni ( $S_0 = 256e - 6$ ). Na rys.3.30 przedstawiono krzywe zmiany wskaźnika jakości  $J(\theta)$  w zależności od prędkości jazdy samochodu dla modeli pojazdu: klasycznego z liniowym tłumikiem o współczynniku tłumienia  $c_r = 1200Ns/m$ , oraz idealnego zastępczego (element aktywny), zastępczego z tłumikiem MR i zmodyfikowanego z tłumikiem MR bazujących na „sky-ground-hooks” o współczynnikach tłumienia  $c_{sky} = 2500$ ,  $c_{damper} = 1090$ ,  $c_{ground} = 0Ns/m$ . Wartości funkcji celu określono numerycznie w programie Matlab-Simulink dla czasu symulacji równemu przejazdowi ze stałą prędkością drogi 1km. Uzyskanie rozwiązań analitycznych nie było możliwe ze względu na fakt, iż modele z tłumikami MR są nieliniowe.

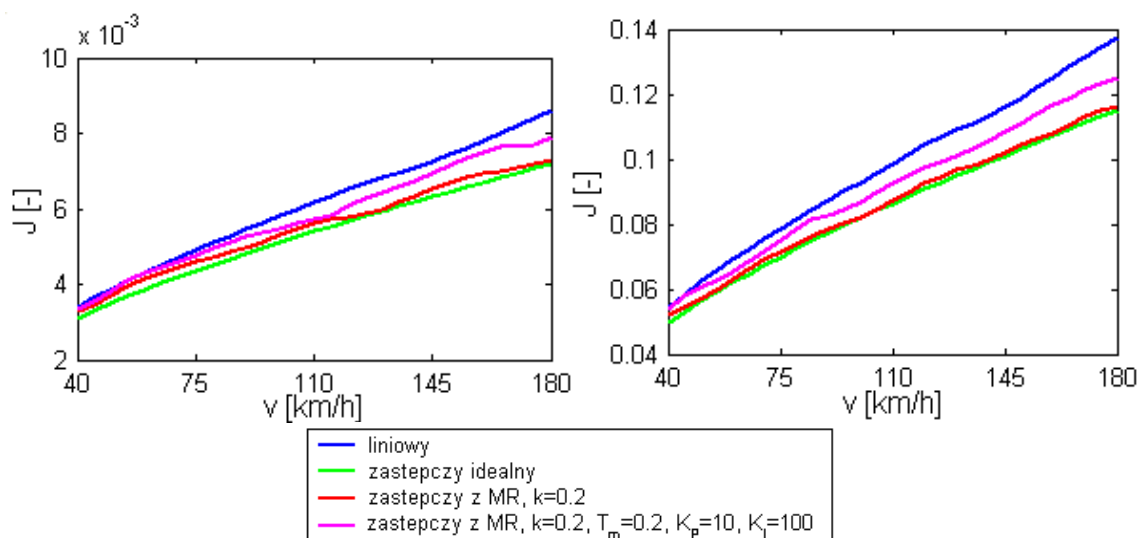


Rys.3.30 Porównanie wskaźników jakości przy przejeździe przez drogę o dobrym (a) i złym (b) stanie nawierzchni,  
 $c_r = 1200$ ,  $c_{sky} = 2500$ ,  $c_{damper} = 1090$ ,  $c_{ground} = 0Ns/m$

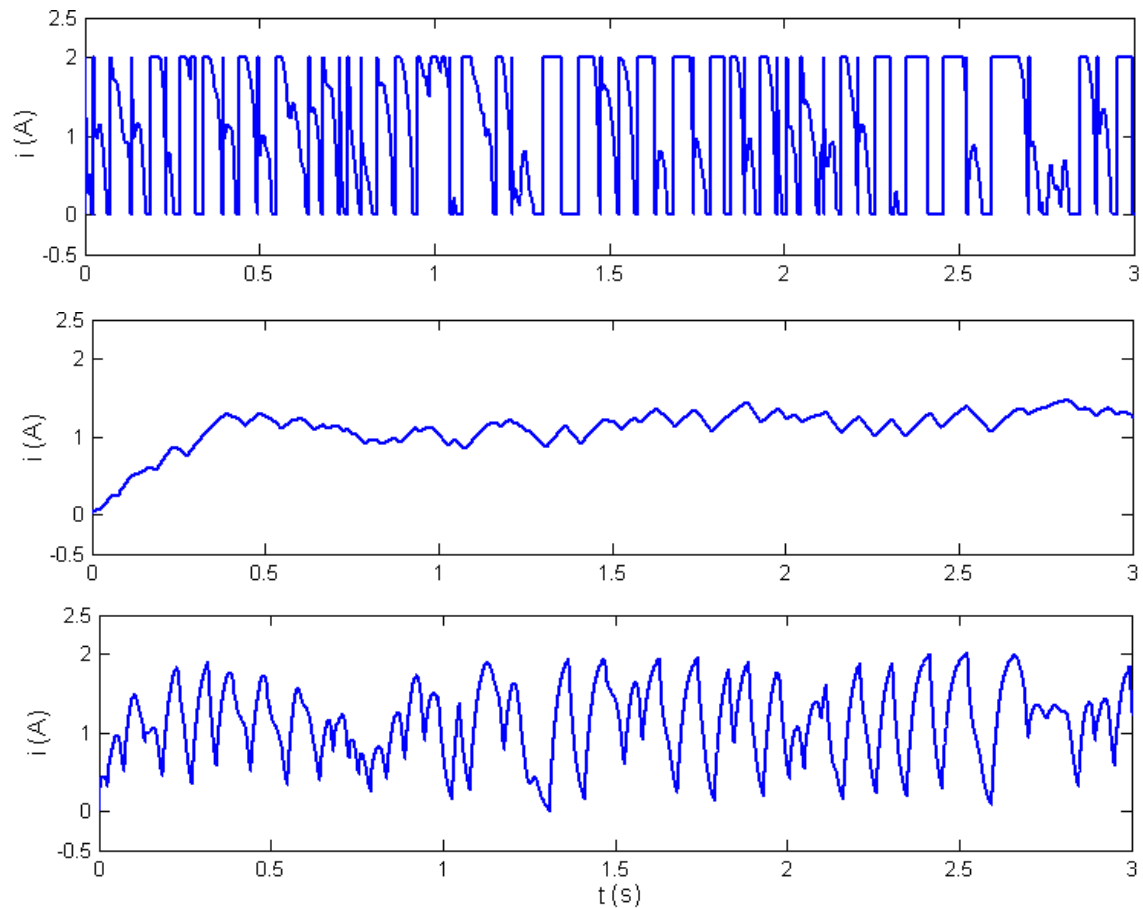
Otrzymane wyniki wskazują, że model zastępczy z idealnym elementem wykonawczym posiada lepsze właściwości niż model klasyczny. Stosunek wskaźnika jakości w tym przypadku dla danej prędkości jest stały, różnica względna serii 1 i 2 nie zależy od jakości nawierzchni (rys.3.30). Natomiast stosunek wartości wskaźnika jakości modeli nieliniowych z tłumikiem MR do klasycznego modelu liniowego zmienia się przy danej prędkości wraz ze zmianą stanu nawierzchni. Stwierdzono, że model zastępczy z tłumikiem MR (seria 3) posiada trochę gorsze właściwości niż idealny model zastępczy (seria 2), rys.3.30. Idealny model zastępczy z elementem aktywnym umożliwia w pełni

odzworowanie algorytmu sterowania, natomiast sterowanie z udziałem tłumika magnetoreologicznego ograniczone jest do kontrolowanej dyssypacji energii. Pomimo ograniczeń rozwiązanie półaktywne umożliwia bardzo dobrą aproksymację odpowiedzi systemu aktywnego. Rzeczywisty układ z tłumieniem MR charakteryzuje się zwłoką czasową co wpływa na przyjęty algorytm sterowania.

Wprowadzenie modyfikacji w modelu z tłumikiem MR, uwzględniającej dynamikę obwodu elektromagnetycznego powoduje obniżenie wskaźnika jakości a zatem pogorszenie cech dynamicznych pojazdu. W zależności od wartości stałej czasowej  $T_m$  zmodyfikowany model ma właściwości zbliżone od idealnego modelu zastępczego (gdy  $T_m \rightarrow 0$ ) oraz porównywalne lub gorsze od modelu klasycznego (gdy  $T_m \rightarrow 0.2$ ), rys3.30. Na rys.3.31 przedstawiono zestawienie wartości wskaźników jakości dla wariantów podobnie jak dla poprzedniego porównania przedstawionego na rys.3.30, z tym, że w modelu uwzględniającym dynamikę obwodu elektromagnetycznego dodano regulatorem PI. Porównując krzywe z serii nr 4, (rys.3.30 i rys.3.31), czyli dla zmodyfikowanego modelu zastępczego z tłumikiem MR (odpowiednio bez regulatora i z regulatorem), zauważyć można że zastosowanie regulatora proporcjonalno-całkującego do sterowania cewką daje możliwość poprawy właściwości pojazdu samochodowego.



Rys.3.31 Porównanie wskaźników jakości przy przejeździe przez drogę o dobrym (a) i złym (b) stanie nawierzchni,  
 $c_r = 1200$   $c_{sky} = 2500$ ,  $c_{damper} = 1090$ ,  $c_{ground} = 0Ns/m$



Rys.3.32 Porównanie przebiegów czasowych prądu płynącego przez cewkę dla modelu zastępczego: z tłumikiem MR bez uwzględnienia dynamiki obwodu cewki (a), z uwzględnieniem (b), z zastosowaniem regulatora (c)

Na rys.3.32 przedstawiono przebiegi zmian prądu płynącego w cewce przy przejeździe po drodze o dobrym profilu z prędkością 70km/h dla modelu zastępczego „sky-ground-hooks” z tłumikiem magnetoreologicznym oraz zmodyfikowanych jego wersji: uwzględniającej dynamikę obwodu elektromagnetycznego oraz z zastosowaniem regulatora PI. Zauważamy, że uwzględnienie w modelu właściwości cewki powoduje wy tłumienie wyższych częstotliwości zmian prądu płynącego w cewce (rys.3.32b). Natomiast zastosowanie regulatora PI (rys.3.32c) powoduje powstanie sygnału, którego kształt jest zbliżony do modelu nie uwzględniającego dynamiki obwodu elektromagnetycznego (rys.3.32a).

## ROZDZIAŁ 4

### Wpływ masy resorowanej na dynamikę pojazdu

#### 4.1 Model z liniowym resorem

Pojazdy samochodowe są obiektami charakteryzującymi się występowaniem podczas eksploatacji w szerokich granicach zmianą masy resorowanej. W zależności od ilości przewożonych pasażerów i towarów masa pojazdu może zmieniać się od wartości masy własnej do masy dopuszczalnej. W zależności od przeznaczenia, czy jest to samochód osobowy, dostawczy czy też ciężarowy różnica pomiędzy masami dopuszczalnymi i własnymi wzrasta. Wzrost wartości masy resorowanej wpływa na właściwości pojazdu samochodowego. Przy tradycyjnym liniowym resorze zmianie ulegają zarówno wartości ugięć statycznych ( $x_{rst}, x_{nrst}$ ) jak i odpowiedzi dynamicznych ( $x_r, x_{nr}$ ), czy też częstotliwości drgań własnych układu ( $\omega_{01}, \omega_{02}$ ).

Częstotliwości drgań własnych liniowego modelu o dwóch stopniach swobody (rys.3.1) możemy wyznaczyć z zależności [Szabelski, 1994]:

$$\omega_{01,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \frac{k_r + k_{nr}}{m_{nr}} + \frac{k_r}{m_r} \pm \sqrt{\left( \frac{k_r + k_{nr}}{m_{nr}} + \frac{k_r}{m_r} \right)^2 - \frac{4k_r k_{nr}}{m_r m_{nr}}} \right]} \quad (4.1)$$

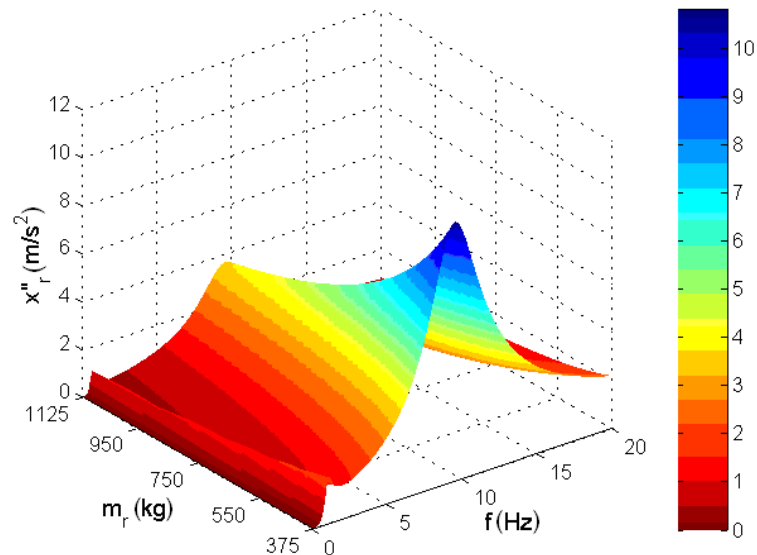
Na podstawie [Reimpell, Betzler, 2004] zależności te mogą być określone w sposób przybliżony:

$$\omega_{01} = \sqrt{\frac{k_r}{m_r}} \quad \omega_{02} = \sqrt{\frac{k_r + k_{nr}}{m_{nr}}} \quad (4.2)$$

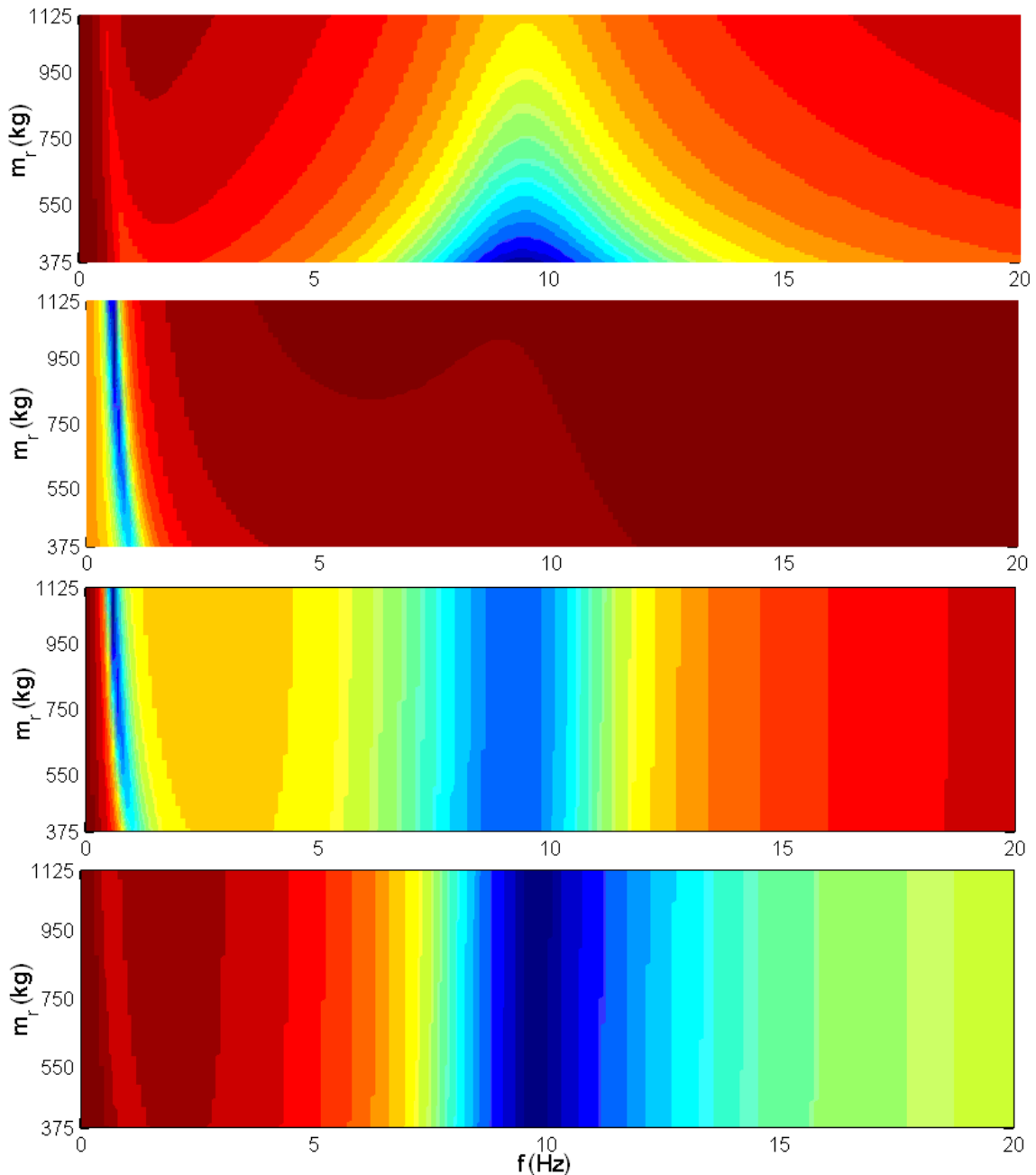
W tabeli 4.1 porównano wartości częstotliwości drgań własnych układu ( $f_0 = \omega_0/2\pi$ ) określone na podstawie zależności (4.1) i (4.2) dla przyjętych wartości minimalnych i maksymalnych masy resorowanej. Przedstawione wartości rozwiązań ścisłych i przybliżonych częstotliwości drgań własnych wykazują zbieżność. Zauważamy, że wzrost masy resorowanej z 375 do 1125kg spowodował obniżenie wartości pierwszej częstotliwości z wymaganego 1Hz do niemal połowy tej wartości 0.5812Hz, natomiast druga częstota w przybliżeniu pozostała bez zmian. Zmianę częstotliwości drgań własnych wraz ze zmianą masy resorowanej przedstawiono za pomocą wykresu przestrzennego  $\ddot{x}_r(m_r, f)$  (rys.4.1).

Tab.4.1 Częstości drgań własnych modelu z konwencjonalnym resorem

$m_r$ (kg)	Rozwiązanie ścisłe		Rozwiązanie przybliżone	
	$f_{01}$ (Hz)	$f_{02}$ (Hz)	$f_{01}$ (Hz)	$f_{02}$ (Hz)
375	0.9705	9.5309	1.0066	9.5272
1125	0.5604	9.5284	0.5812	9.5272

Rys.4.1 Charakterystyka amplitudy przyspieszenia masy resorowanej w funkcji masy i częstotliwości  $\ddot{x}_r(m_r, f)$ ,  $c_r = 1200Ns/m$ 

Rysunek 4.1 przedstawia przestrzenną charakterystykę zmian amplitudy przyspieszenia masy resorowanej ( $\ddot{x}_r$ ) w zależności od zmiany częstotliwości wymuszenia ( $f$ ) i wartości masy resorowanej ( $m_r$ ). Przedstawiona powierzchnia uwidacznia nam trend zmniejszania poziomu amplitud przyspieszenia wraz ze wzrostem masy resorowanej. Wykorzystując zróżnicowanie kolorów stworzono mapy poziomów amplitud odpowiedzi układu, w celu uwidocznienia przesuwania się częstotliwości rezonansowych. Przy czym mapa przyspieszeń masy resorowanej przedstawiona na rys.4.2a odpowiada rysunkowi 4.1.



Rys.4.2 Mapy  $\ddot{x}_r(f, m_r)$  (a),  $x_r(f, m_r)$  (b),  $(x_r - x_{nr})(f, m_r)$  (c)  $(x_{nr} - x_0)(f, m_r)$  (d) modelu ze sprężyną konwencjonalną,  $c_r = 1200Ns/m$

Mapy podstawowych odpowiedzi klasycznego układu liniowego wskazują, że prążki kolorów odpowiadające określonym poziomom amplitud odchylają się w otoczeniu pierwszego rezonansu w stronę niższych częstotliwości wymuszenia. Natomiast w pobliżu drugiego rezonansu nie obserwuje się trendu odchylania prążków. Spostrzeżenia wynikające z obserwacji map (rys.4.2) pokrywają się z wcześniejszymi z wynikami w tabeli 4.1.

Zatem zwiększeniu masy resorowanej, gdy zastosowany jest konwencjonalny, liniowy element sprężysty, np. resor piórowy lub sprężyna śrubowa, towarzyszy przesunięcie

pierwszego obszaru rezonansowego w stronę częstości, które negatywnie oddziałują na organizm ludzki, wywołując między innymi chorobę lokomocyjną. Poza tym innym negatywnym skutkiem jest wzrost ugięcia statycznego. Ponieważ zawieszenia pojazdów samochodowych mają ograniczone wartości skoków, wzrost ugięcia statycznego może wyczerpać możliwości cyklu dobicia, ewentualnie zwiększyć prawdopodobieństwo uderzenia w górny ogranicznik skoku. Efekty te wpływają negatywnie na komfort podczas jazdy pojazdu samochodowego.

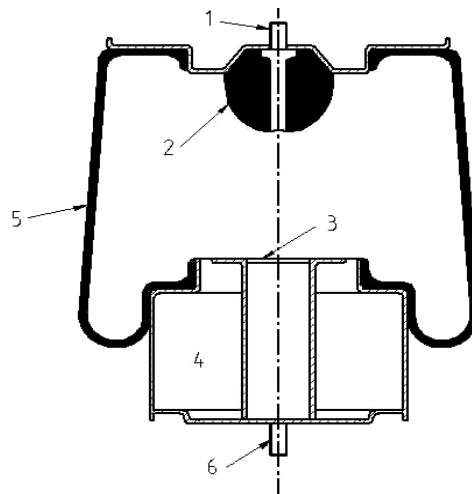
## 4.2 Model ze sprężyną pneumatyczną

Niepożądanym skutkiem zmiany masy resorowanej przeciwdziała się na kilka sposobów. Jednym z nich jest dostosowanie sztywności zawieszenia do aktualnej masy resorowanej. Jest to system opierający się na zapewnieniu stałej wartości ugięcia statycznego  $(x_r - x_{nr})_{st} = m_r g / k_r = const$ . Jedną z metod realizacji jest zmiana ciśnienia powietrza w sprężynie pneumatycznej w zależności od obciążenia pojazdu [Kowal, 1990]. Sprężyna pneumatyczna (rys.4.3) charakteryzuje się nieliniową charakterystyką sił sprężystości. Jednym ze sposobów określenia zależności opisującej jej nieliniowość jest wykorzystanie uproszczonego modelu w postaci układu „tłok w cylindrze” [Beres, 1983]. Pomija on wpływ powierzchni gumowej miecha na właściwości sprężyny. Do znalezienia wartości siły sprężystości w funkcji ugięcia zawieszenia wykorzystuje się zależności opisujące przemiany: izotermiczną lub adiabatyczną. Otrzymane na tej podstawie charakterystyki wykazują możliwość sterowania ich kształtem w skutek doboru odpowiedniej dodatkowej objętości, tzw. akumulatora ciśnienia. W miarę wzrostu objętości dodatkowej nieliniowość charakterystyki sprężyny pneumatycznej są coraz mniejsze [Beres, 1983, Kamiński, Pokorski, 1983]. Alternatywnym sposobem modelowania miechów powietrznych jest opis ich właściwości za pomocą funkcji wielomianowej, która oprócz członu liniowego będzie posiadała człon kwadratowy [Mischke, 1977, Szabelski, Samodulski, 1985].

Istnieje szereg przesłanek za tym aby w procesie modelowania sprężyn pneumatycznych opisać ich właściwości za pomocą funkcji liniowej. Obecność akumulatora ciśnienia, którego zadaniem jest zapewnienie miechowi pomimo wysokiego ciśnienia powietrza stosunkowo dużej elastyczności, powoduje zbliżenie jego charakterystyki kształtem do liniowej. Potwierdzeniem tego jest przedstawiona w pracy [Prochowski, Żuchowski,

2005] charakterystyka typowej sprężyny pneumatycznej. Jej zarys przypomina prawie całkowicie zależność liniową. Poza tym w przypadku zastosowania funkcji wielomianowej z członem kwadratowym do opisu właściwości sprężyny pneumatycznej, możemy w łatwy sposób znaleźć zlinearyzowaną sztywność dla tej charakterystyki. Wartość zlinearyzowanej sztywności w przybliżeniu będzie równa sztywności członu liniowego przyjętej postaci funkcji wielomianowej [Mischke, 1977, Minorsky, 1967].

Wykorzystanie sprężyny pneumatycznej w zawieszeniu jako elementu zapewniającego stałe ugięcie statyczne zawieszenia wymaga uwzględnienia dwóch zagadnień: zmiany sztywności wskutek zmiany ciśnienia oraz efektów nieliniowych. W pracy skupiono się jedynie na możliwości dopasowania sztywności do aktualnego obciążenia statycznego. Przyjęto, że nieliniowości charakterystyki będą niewielkie i mogą zostać pominięte w analizie.



Rys.4.3 Szkic sprężyny pneumatycznej typu rękaw  
 1-śruba mocująca z kanałem doprowadzającym powietrze,  
 2-gumowy ogranicznik skoku,3-powierzchnia oporowa dla odboju,  
 4-akumulator ciśnienia,5-miech gumowy,6-śruba mocująca.

Charakterystykę sił sprężystości zawieszenia pojazdu samochodowego w przypadku zastosowania sprężyny pneumatycznej możemy opisać zależnością:

$$F_r = \delta k_r (X_r - X_{nr}) \quad (4.3)$$

gdzie  $k_r = 15000 N/m$ , natomiast współczynnik  $\delta = m_r/375$  jest stosunkiem aktualnej masy resorowanej do wartości masy własnej pojazdu (375kg). Współczynnik  $\delta$  ma za zadanie zapewnić dla każdej wartości  $m_r$  identyczne ugięcie statyczne równe  $(x_r - x_{nr})_{st} = 0.2453m$ , wynikające z ugięcia pojazdu o masie własnej.

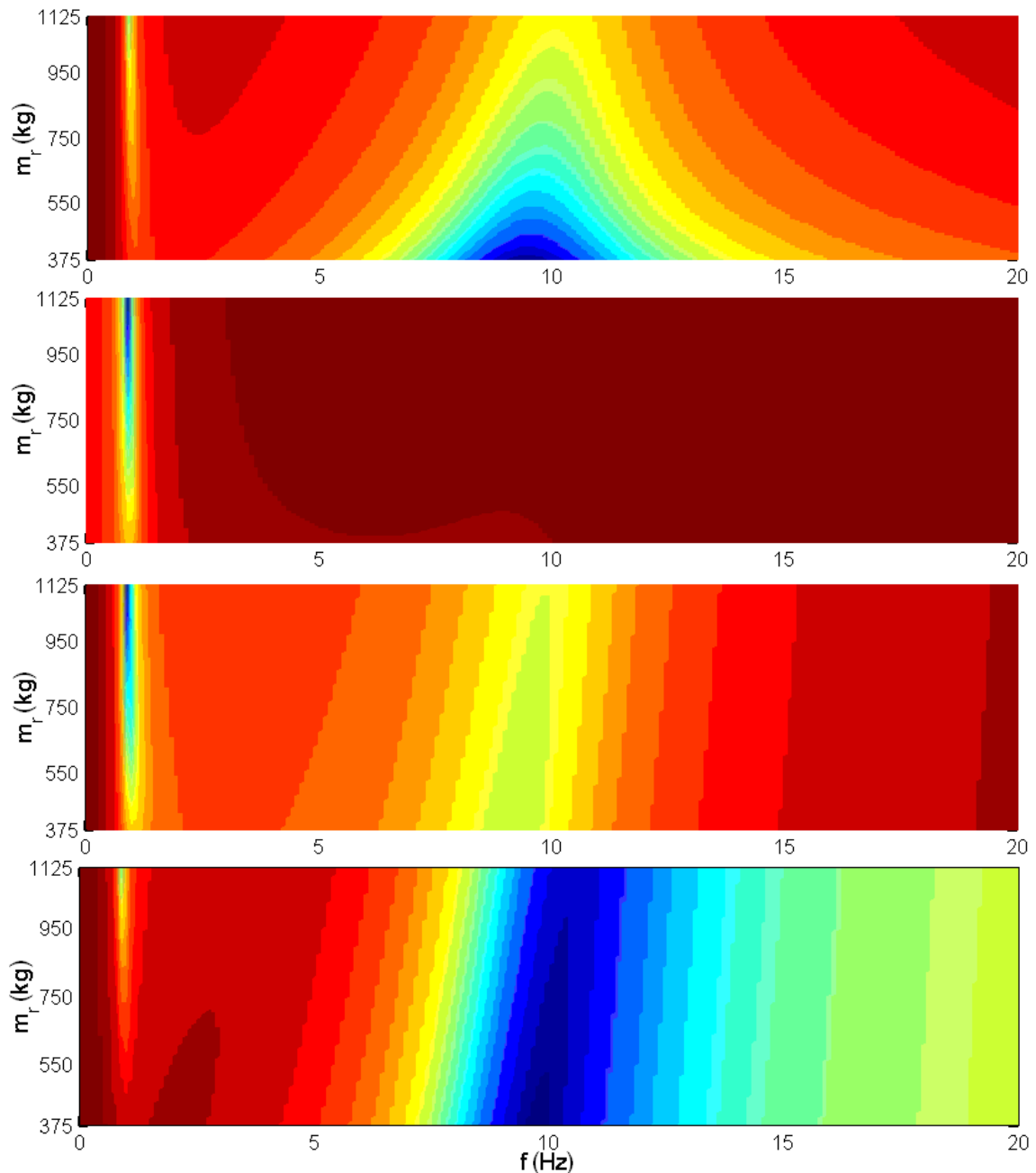


Wykorzystując zależności (4.1) i (4.2) określono wartości częstotliwości drgań własnych układu ze sprężyną pneumatyczną, uwzględniając występowanie współczynnika wzmocnienia  $\delta$ . Uzyskane rozwiązania dokładne i przybliżone  $f_0$  dla masy minimalnej i maksymalnej zestawiono w tabeli 4.2.

Tab.4.2 Częstości drgań własnych modelu ze sprężyną pneumatyczną

$m_r$ (kg)	$\delta$ (-)	Rozwiązanie ścisłe		Rozwiązanie przybliżone	
		$f_{01}$ (Hz)	$f_{02}$ (Hz)	$f_{01}$ (Hz)	$f_{02}$ (Hz)
375	1	0.9705	9.5309	1.0066	9.5272
1125	3	0.9086	10.1794	1.0066	10.1702

Zastosowanie sprężyny pneumatycznej powoduje, że ulega zmianie charakter częstotliwości drgań własnych pod wpływem zmiany masy resorowanej. Poprzez dostosowanie poprzez współczynnik  $\delta$  sztywności zawieszenia do masy resorowanej otrzymujemy praktycznie pozostawienie pierwszej częstości na tym samym poziomie. Natomiast przesunięciu uległa druga częstość w stronę wyższych wartości. Tak jak dla tradycyjnego resoru, tak i dla sprężyny pneumatycznej sporządzono mapy podstawowych odpowiedzi pojazdu w zależności od zmiany częstotliwości wymuszenia ( $f$ ) i wartości masy resorowanej ( $m_r$ ) (rys. 4.4).



Rys.4.4 Mapy  $\ddot{x}_r(f, m_r)$  (a),  $x_r(f, m_r)$  (b),  $(x_r - x_{nr})(f, m_r)$  (c)  $(x_{nr} - x_0)(f, m_r)$  (d),  
 model ze sprężyną pneumatyczną  $c_r = 1200Ns/m$

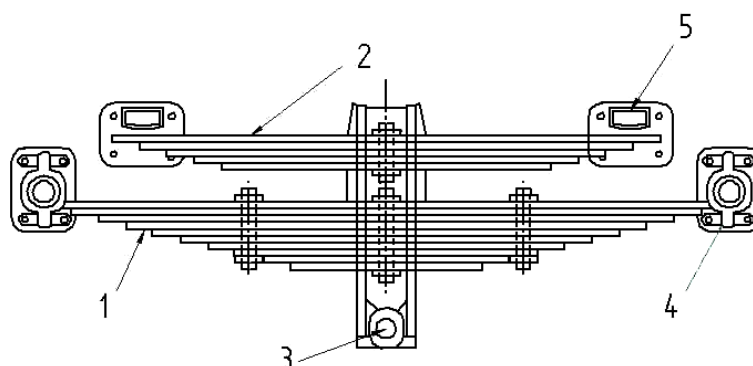
Otrzymane mapy (rys.4.4) pokazują, że prążki kolorów odpowiadające określonym poziomom amplitud odchylają się w otoczeniu drugiego rezonansu w stronę wyższych częstotliwości wymuszenia. Natomiast w pobliżu pierwszego rezonansu nie obserwuje się odchyleń prążków. Odchylenie się częstotliwości rezonansowych w pobliżu drugiego rezonansu nie powoduje z punktu widzenia oddziaływania na organizm ludzki negatywnych skutków. Dla częstotliwości wymuszenia powyżej 9 Hz wraz ze wzrostem częstotliwości zwiększa się granica dopuszczalnych drgań. Poza tym utrzymywane jest dla różnych wartości masy resorowanej to samo ugięcie statyczne, czyli posiadamy taką

samą wartość skoku zawieszenia. Zastosowanie sterowanej sprężyny pneumatycznej jest o wiele bardziej korzystniejsze niż zwykłego resoru.

### 4.3 Model z nieliniowym resorem

W pojazdach samochodowych w zależności od przedziałów zmiany masy resorowanej stosuje się różne rozwiązania. Dla samochodów osobowych, gdzie masa resorowana zmienia się w niewielkim zakresie zazwyczaj stosuje się liniowy element sprężysty o zwiększonej sztywności, tak aby  $f_{01} \approx 1.3\text{Hz}$ . Nieznacznie sztywniejszy resor przy małych zmianach  $m_r$ , powoduje, że dla masy dopuszczalnej spełniony jest warunek, że pierwsza częstotliwość drgań własnych nie jest mniejsza od 1Hz. W konstrukcji gdzie występuje możliwość zmiany masy  $m_r$  w szerszym zakresie stosuje się zawieszenie pneumatyczne lub z nieliniowym resorem. Przy czym zawieszenia ze sprężyną pneumatyczną stosuje się zazwyczaj w samochodach ciężarowych, natomiast z nieliniowym resorem w osobowych lub dostawczych.

Nieliniowe elementy sprężyste, progresywne, dostępne są w dwóch wersjach. Jako tzw. resor podwójny, składający się z dwóch liniowych resorów piórowych, głównego i pomocniczego (rys.4.5). W sytuacji gdy masa pojazdu jest równa masie własnej ugięcie statyczne wynika jedynie z ugięcia resoru głównego. Wraz ze wzrostem obciążenia do pracy załączany jest resor pomocniczy, powodujący wraz ze wzrostem masy resorowanej zmniejszenie narastania wartości ugięcia statycznego [Prochowski, Żuchowski, 2005]. Innymi elementami nieliniowymi są progresywne sprężyny śrubowe, np. stożkowa, w której stopniowo zmieniana jest średnica nawijania drutu.



Rys.4.5 Szkic resoru podwójnego  
1-resor główny, 2- resor pomocniczy, 3-oś pojazdu,  
4-wspornik resoru głównego,5-wspornik resoru pomocniczego.

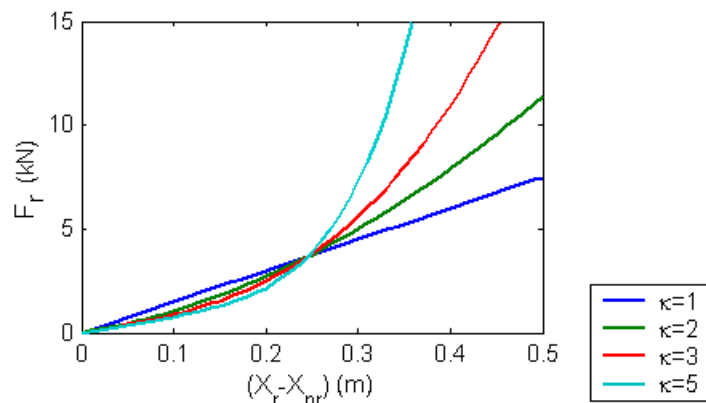
Progresywną charakterystykę elementu sprężystego opisano za pomocą równania:

$$F_r = \delta_0 k_r (X_r - X_{nr}) + \delta_1 k_r (X_r - X_{nr})^\kappa \quad (4.4)$$

gdzie  $k_r = 15000 N/m$ , natomiast  $\delta_0, \delta_1$  są współczynnikami proporcjonalności odpowiednio dla części liniowej i nieliniowej charakterystyki,  $\kappa$  jest wykładnikiem potęgi członu nieliniowego. Przyjęto ze względów praktycznych, że ugięcie statyczne modelowanego elementu przy masie własnej  $m_r = 375 kg$  powinno wynosić tak jak dla resoru liniowego  $(x_r - x_{nr})_{st} = 0.2453 m$ . Założenie to pozwoliło na określenie zależności pomiędzy współczynnikami  $\delta_0, \delta_1$ :

$$\delta_1 = \frac{1 - \delta_0}{0.2453^{\kappa-1}} \quad \text{gdzie } \delta_0 \in \langle 0,1 \rangle \quad (4.5)$$

Na rysunku 4.6 przedstawiono przykładowe charakterystyki nieliniowego resoru opisanego zależnością (4.4) i spełniającego warunek (4.5). Zauważamy, że wszystkie krzywe posiadają jeden punkt wspólny, odpowiadający ugięciu statycznemu dla masy własnej pojazdu. Gdy  $\kappa = 1$ , wówczas charakterystyka sił sprężystości jest liniowa.

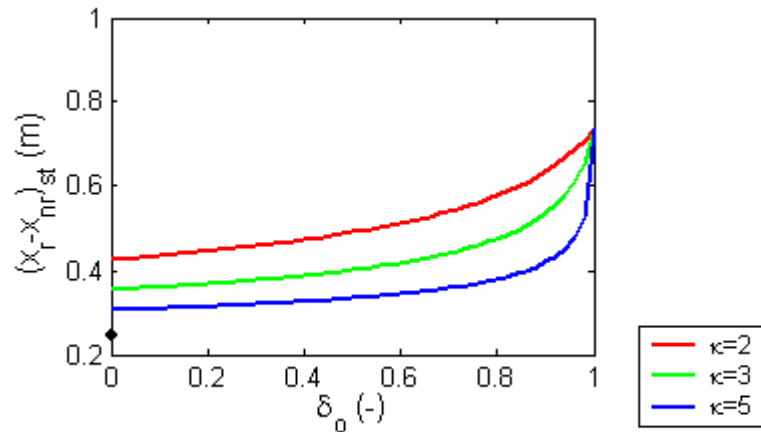


Rys.4.6 Nieliniowe charakterystyki sił sprężystości  $\delta_0 = 0.5$

W sytuacji, gdy masa resorowana zmienia swą wartość na dopuszczalną  $m_r = 1125 kg$  na podstawie wykresu 4.6 określono zmianę wartości ugięcia statycznego zawieszenia pojazdu samochodowego. Obciążenie statyczne elementu sprężystego wynosiłoby ok. 11 kN a ugięcia statyczne byłyby coraz mniejsze wraz ze wzrostem wykładnika potęgi członu nieliniowego.

Na rys.4.7 zobrazowano jak zmienia się wartość ugięcia statycznego dla przyjętej maksymalnej wartości masy resorowanej w zależności od wielkości nieliniowości

charakterystyki sił sprężystości. Dodatkowo czarnym punktem naniesiono ugięcie statyczne w przypadku zastosowania sprężyny pneumatycznej (4.3).



Rys.4.7 Ugięcie statyczne zawieszenia pojazdu samochodowego w funkcji parametru  $\delta_0$

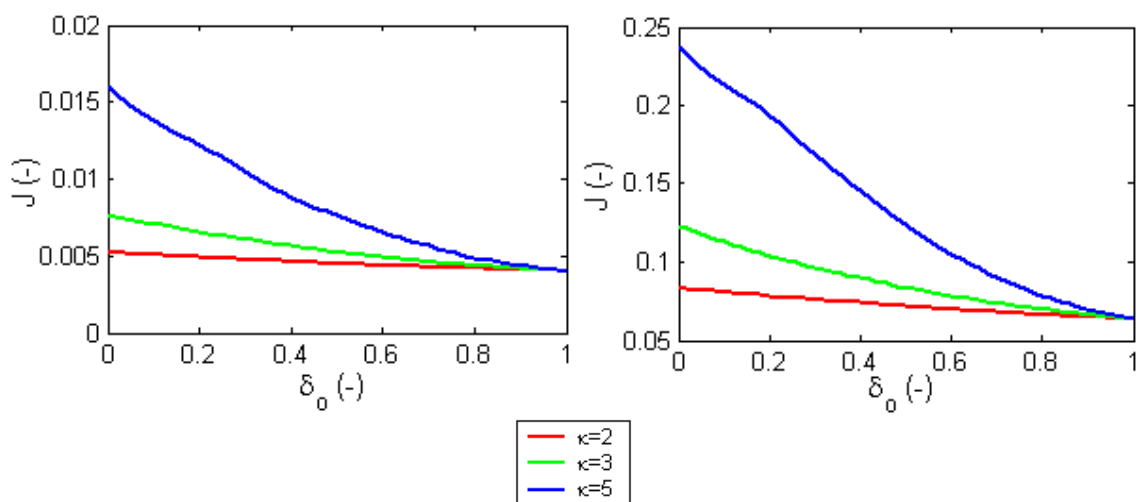
Wartość ugięcia statycznego przyjmuje największą wartość w przypadku charakterystyki liniowej  $\delta_0 = 1$ . Wraz ze zmniejszaniem się  $\delta_0 \rightarrow 0$ , współczynnik nieliniowości  $\delta_1$  dąży do wartości maksymalnej, natomiast ugięcie statyczne do minimalnej. Zauważamy także przy wyższym wykładniku potęgi członu nieliniowego otrzymywane są mniejsze wartości ugięcia statycznego. Dodatkowo naniesiony punkt dla zawieszenia ze sprężyną pneumatyczną uwidacznia, że jest to rozwiązanie posiadające najmniejsze ugięcie statyczne spośród analizowanych rozwiązań. Punkt ten stanowi rozwiązanie graniczne do którego będzie dążył model nieliniowy resoru (4.4) przy  $\delta_0 = 0$  i  $\kappa \rightarrow \infty$ .

Porównanie właściwości dynamicznych układów z nieliniowym resorem przeprowadzono wyznaczając współczynnik jakości  $J(\delta_0)$ . Wartości funkcji celu określono numerycznie w programie Matlab-Simulink dla czasu symulacji równemu przejazdowi ze stałą prędkością drogi 1km. Otrzymane wyniki przejazdu o masie resorowanej  $m_r = 375kg$  po profilu drogi o dobrym ( $S_0 = 16e - 6$ ) i złym ( $S_0 = 256e - 6$ ) stanie nawierzchni przedstawiono na rys.4.8. Wskazują one, że najlepsze właściwości dynamiczne posiada pojazd wyposażony w zawieszenie liniowe. Wartości wskaźnika jakości dążą do wartości minimalnej gdy  $\delta_0 = 1$ . Im mniejszy wykładnik członu nieliniowego, tym mniejsze otrzymujemy wartości  $J(\delta_0)$ . Podobne wyniki występują dla obu stanów nawierzchni drogi. Obliczenia powtórzono dla masy resorowanej całkowitej  $m_r = 1125kg$  (rys.4.9). Stwierdzone trendy otrzymane dla masy własnej są powtarzalne dla masy dopuszczalnej, tzn. wskaźnik jakości dąży do

minimalnej wartości przy  $\delta_0 = 1$  (zawieszenie liniowe), im mniejsze  $\kappa$  tym poziom  $J(\delta_0)$  jest mniejszy.

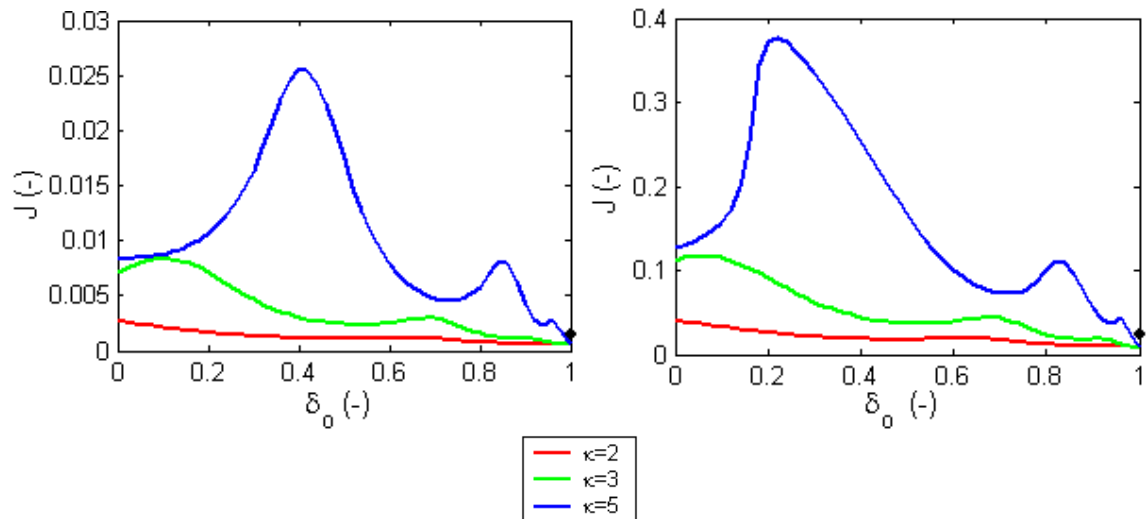
Zwiększona wartość masy resorowanej powoduje obniżenie współczynnika tłumienia ( $c_r/2m_r = 1200/(2 \cdot 1125)$ ) w stosunku do układu o masie własnej ( $c_r/2m_r = 1200/(2 \cdot 375)$ ). Obliczenia powtórzone przy zwiększonym poziomie tłumienia dopasowanym tak aby współczynnik tłumienia dla masy dopuszczalnej i własnej był identyczny, współczynnik tłumienia zwiększono z  $c_r = 1200 \text{Ns/m}$  do  $c_r = 3600 \text{Ns/m}$ . Zmianę  $J(\delta_0)$  dla masy  $m_r = 1125 \text{kg}$  ze zmodyfikowanym poziomem tłumienia przedstawiono na rys.4.10. Gdy  $\kappa = 5$  zanikają „piki” funkcji  $J(\delta_0)$ . Dodatkowym efektem zastosowania tłumienia o wartości współczynnika tłumienia identycznego jak dla masy własnej jest osiągnięcie wartości bardziej korzystnych współczynników jakości zawieszenia.

Czarnym punktem na rys.4.9 i rys.4.10 zaznaczono wartość funkcji celu dla wariantu ze sprężyną pneumatyczną. Wskaźnik jakości zawieszenia oceniający poziom komfortu i bezpieczeństwa jazdy dla zawieszenia pneumatycznego posiada gorszą wartość niż z konwencjonalnym liniowym resorem ( $\delta_0 = 1$ ). Pasywny resor posiada lepsze właściwości dynamiczne, ale wartość jego ugięcia statycznego (rys.4.7) wyklucza zastosowanie tego rozwiązania w pojeździe o całkowitej masie dopuszczalnej  $m_r = 1125 \text{kg}$ .

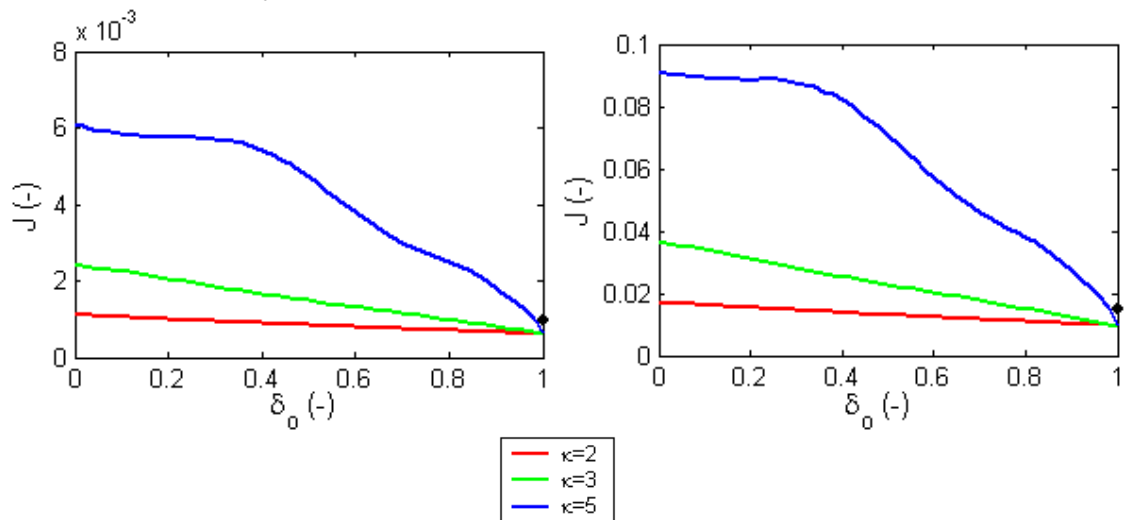


Rys.4.8 Współczynnik jakości ruchu pojazdu z nieliniowym resorem:  $S_0 = 16e - 6$  (a),

$S_0 = 256e - 6$  (b),  $m_r = 375 \text{kg}$ ,  $c_r = 1200 \text{Ns/m}$



Rys.4.9 Współczynnik jakości ruchu pojazdu z nieliniowym resorem:  $S_0 = 16e - 6$  (a),  
 $S_0 = 256e - 6$  (b),  $m_r = 1125\text{kg}$ ,  $c_r = 1200\text{Ns} / m$

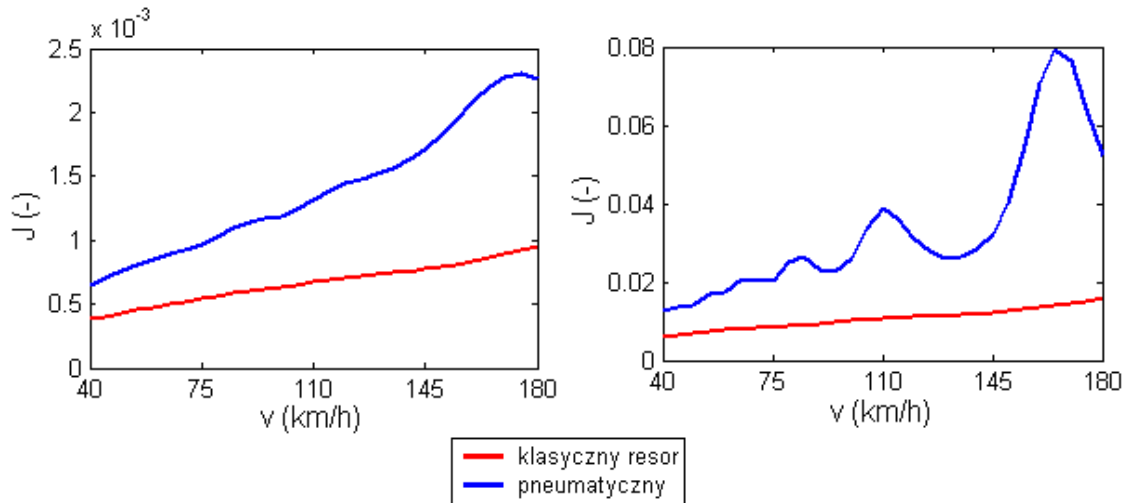


Rys.4.10 Współczynnik jakości ruchu pojazdu z nieliniowym resorem:  $S_0 = 16e - 6$  (a),  
 $S_0 = 256e - 6$  (b),  $m_r = 1125\text{kg}$ ,  $c_r = 3600\text{Ns} / m$

Ocena właściwości pojazdu samochodowego przy różnych masach resorowanych wymaga uwzględnienia w analizie zarówno współczynnika jakości  $J(\theta)$ , który służy do oceny właściwości dynamicznych jak i wartości ugięcia statycznego zawieszenia. Z punktu widzenia obu tych kryteriów dla pojazdu o możliwości zmiany masy resorowanej w szerokim zakresie najlepiej sprawdza się zawieszenie ze sprężyną pneumatyczną. Rozwiązanie to posiada najbardziej korzystne ugięcie statyczne (minimalne ugięcie na rys.4.7), a także właściwości dynamiczne  $J(\theta)$  (rys.4.9 i 4.10) w porównaniu do rozwiązania z resorem nieliniowym ( $\kappa = 5, \delta_0 = 0$ ), które posiada najkorzystniejsze  $(x_r - x_{nr})_{st}$ .

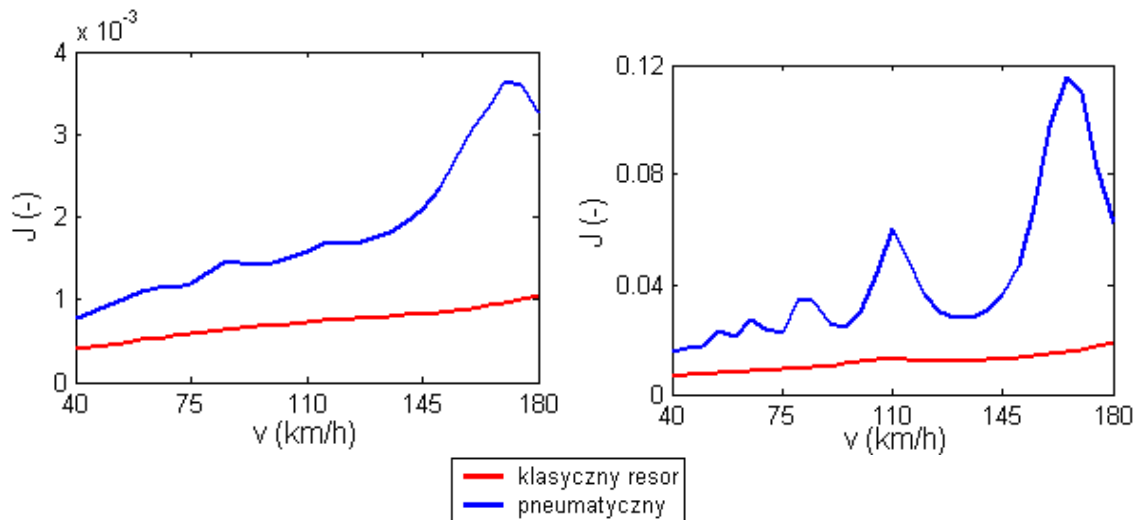
#### 4.4 Właściwości modelu z tłumikiem MR

Właściwości zawieszenia z liniowym resorem i sterowanym tłumikiem magnetoreologicznym oraz masy własnej określono w rozdziale 3.4. Wykonane obliczenia uzupełniono o wyniki dla masy całkowitej  $m_r = 1125\text{kg}$ . Porównano wskaźnik jakości w zależności od prędkości jazdy pojazdu  $J(v)$  dla modelu zastępczego z tłumikiem MR i zastosowaniu dwóch wariantów resorowania: klasycznego resoru  $k_r = 15\text{kN/m}$  oraz zlinearyzowanej sprężyny pneumatycznej  $\delta k_r = 45\text{kN/m}$ . Wartości funkcji celu określono numerycznie w programie Matlab-Simulink dla czasu symulacji równemu przejazdowi drogi 1km ze stałą prędkością. Otrzymane wyniki dla modelu zastępczego z tłumikiem MR o masie resorowanej  $m_r = 1125\text{kg}$  dla drogi o dobrym ( $S_0 = 16e-6$ ) i złym ( $S_0 = 256e-6$ ) stanie nawierzchni przedstawiono na rys.4.11. Natomiast na rys.4.12 przedstawiono wyniki dla zmodyfikowanego modelu z tłumikiem MR, który uwzględnia dynamikę odvodu cewki i z regulatorem PI.



Rys.4.11 Porównanie wskaźnika jakości  $J(v)$  zawieszenia z tłumikiem MR  
 $S_0 = 16e-6$  (a),  $S_0 = 256e-6$  (b),  $m_r = 1125\text{kg}$





Rys.4.12 Porównanie wskaźnika jakości  $J(v)$  zawieszenia z tłumikiem MR z regulatorem PI  $S_0 = 16e-6$  (a),  $S_0 = 256e-6$  (b),  $m_r = 1125kg$

Otrzymane wyniki wskazują, że zastosowanie sprężyny pneumatycznej powoduje uzyskanie gorszych wartości wskaźnika jakości niż rozwiązanie z klasycznym resorem. Pomimo lepszych właściwości dynamicznych rozwiązanie z konwencjonalnym liniowym resorem może być stosowane w ograniczonym przedziale zmian masy ze względu na niespełnienie wymagań odnośnie ugięcia statycznego.

Podczas przejazdu pojazdu po drodze o złym profilu (rys.4.11b i rys.4.12b) na krzywych  $J(v)$  pojawiły się lokalne maksima. Charakter przebiegu  $J(v)$  jest bardzo podobny do wcześniej zaobserwowanej krzywej zmian optymalnych  $c_r(v)$  liniowego tłumika (rys.2.6. seria 5). Na rys.2.6 „piki” pojawiły się gdy wskaźnik jakości oceniany był jedynie na podstawie kryterium komfortu pasażerów. Pojawienie się podobnego rozkładu pików na rys.4.11 i 4.12 związane jest ze zmianą wpływu poszczególnych kryteriów w metodzie sum ważonych, pomimo że współczynniki wagi pozostały na stałym niezmiennym poziomie. Przyjęte wskaźniki jakości  $J_1(\theta)$ ,  $J_2(\theta)$  zostały znormalizowane przez człon  $(m_r g)^2$ . Jeśli rozważymy wpływ tego członu na wartość  $J_1(\theta)$ ,  $J_2(\theta)$  zauważymy, że zmiana masy resorowanej nie wpływa na wartość  $J_1(\theta)$ . Można uprościć wyrażenie opisujące wskaźnik  $J_1(\theta)$  do postaci, która jest niezależna od  $m_r$ , wykazując, że jest to wartość średniokwadratowa przyspieszeń odniesiona do kwadratu przyspieszenia ziemskiego. Natomiast w przypadku  $J_2(\theta)$  zmiana masy resorowanej wpływa na wartość tego wskaźnika. Jeśli przebieg siły w ogumieniu będzie identyczny, dla różnych  $m_r$  otrzymamy różne wartości  $J_2(\theta)$ . Zatem jeśli odpowiedzi

układu z masą własną oraz całkowitą byłyby identyczne, wówczas zmieniają się proporcje pomiędzy kryteriami oceny komfortu (taka sama wartość  $J_1(\theta)$  dla obu mas) i bezpieczeństwa jazdy (mniejsza wartość  $J_2(\theta)$  dla masy całkowitej), na korzyść tego pierwszego.

Powstała na wskutek zmiany wartości masy resorowanej zmiana relacji uwzględniających poziom komfortu i bezpieczeństwa jest poprawna ze względu na pożądane właściwości pojazdu. W przypadku zmiany masy resorowanej przyspieszenia masy resorowanej powinny być jak najmniejsze. Odnosimy je stale do tego samego poziomu (przyspieszenia ziemskiego), niezależnie od aktualnej masy resorowanej. Natomiast ze wzrostem masy pojazdu wzrasta też ugięcie statyczne ogumienia, zakres ugięć w którym nie występuje oderwanie koła od nawierzchni jest większy. Zatem siła w kole jest odnoszona do poziomu, który będzie proporcjonalnie uwzględniał zmianę prawdopodobieństwa utraty kontaktu z drogą.

## ROZDZIAŁ 5

### Model o czterech stopniach swobody

#### 5.1 Liniowy model połówki samochodu

Wyniki otrzymane podczas analizy modelu o dwóch stopniach swobody zdecydowano się zweryfikować dla modelu połówki samochodu, który wierniej oddaje właściwości rzeczywistego pojazdu. Liniowy model pojazdu przedstawiony na rys.5.1, w przypadku małych drgań pojazdu opisany jest za pomocą układu równań:

$$\begin{aligned}
 & m_{r,half} \ddot{X}_{r,half} + k_{r,1}(X_{r,half} + \varphi l_1 - X_{nr,1}) + k_{r,2}(X_{r,half} - \varphi l_2 - X_{nr,2}) + \\
 & + c_{r,1}(\dot{X}_{r,half} + \dot{\varphi} l_1 - \dot{X}_{nr,1}) + c_{r,2}(\dot{X}_{r,half} - \dot{\varphi} l_2 - \dot{X}_{nr,2}) - m_{r,half} g = 0 \\
 & J_{half} \ddot{\varphi} + k_{r,1}(X_{r,half} + \varphi l_1 - X_{nr,1})l_1 - k_{r,2}(X_{r,half} - \varphi l_2 - X_{nr,2})l_2 + \\
 & + c_{r,1}(\dot{X}_{r,half} + \dot{\varphi} l_1 - \dot{X}_{nr,1})l_1 - c_{r,2}(\dot{X}_{r,half} - \dot{\varphi} l_2 - \dot{X}_{nr,2})l_2 = 0 \\
 & m_{nr,1} \ddot{X}_{nr,1} - k_{r,1}(X_{r,half} + \varphi l_1 - X_{nr,1}) - c_{r,1}(\dot{X}_{r,half} + \dot{\varphi} l_1 - \dot{X}_{nr,1}) + \\
 & + k_{nr,1}(X_{nr,1} - x_{0,1}) - m_{nr,1} g = 0 \\
 & m_{nr,2} \ddot{X}_{nr,2} - k_{r,2}(X_{r,half} - \varphi l_2 - X_{nr,2}) - c_{r,2}(\dot{X}_{r,half} - \dot{\varphi} l_2 - \dot{X}_{nr,2}) + \\
 & + k_{nr,2}(X_{nr,2} - x_{0,2}) - m_{nr,2} g = 0
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

W równaniu (5.1) ruch kadłuba określony jest za pomocą dwóch współrzędnych uogólnionych  $X_{r,half}, \varphi$ , które oznaczają odpowiednio przemieszczenie pionowe środka ciężkości masy resorowanej oraz obrót względem przechodzącej przez niego osi poprzecznej. W przybliżeniu możemy przyjąć, że nowe zmienne uogólnione, przemieszczenia przedniej i tylnej części masy resorowanej zdefiniowane są za pomocą następujących równań:

$$X_{r,1} = X_{r,half} + \varphi l_1 \quad X_{r,2} = X_{r,half} - \varphi l_2 \tag{5.2}$$

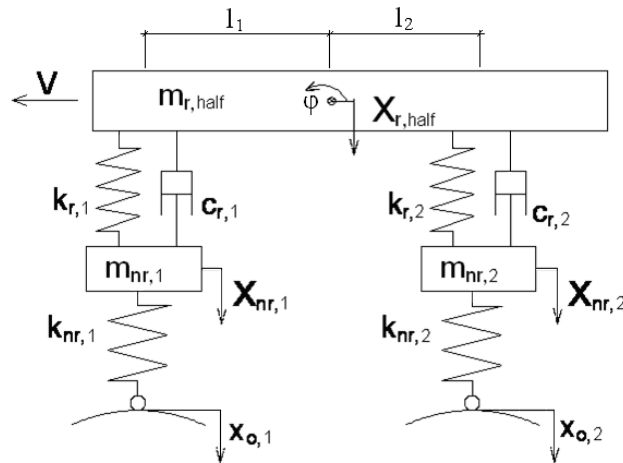
Rozwiązanie układu równań różniczkowych (5.1), podobnie jak układu o dwóch stopniach swobody przyjmujemy w postaci:

$$\begin{aligned}
 X_{r,half} &= x_{rst,half} + x_{r,half} \\
 \varphi &= \varphi_{st} + \varphi_{dyn} \\
 X_{nr,1} &= x_{nrst,1} + x_{nr,1} \\
 X_{nr,2} &= x_{nrst,2} + x_{nr,2}
 \end{aligned} \tag{5.3}$$

oraz dla nowych zmiennych (5.2):

$$\begin{aligned} X_{r,1} &= x_{rst,1} + x_{r,1} \\ X_{r,2} &= x_{rst,2} + x_{r,2} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Przyjęte postacie rozwiązań składają się z dwóch członów, stanowiących część rozwiązania wynikającą z oddziaływania na układ siły ciężkości oraz wymuszenia pochodzącego od nierówności drogi. Pierwsza część rozwiązania z indeksem „st” posiada wartość stałą, natomiast druga ma charakter dynamiczny.



Rys.5.1 Liniowy model połówki samochodu.

Wartości parametrów modelu przedstawionego na rys.5.1 przyjęto przyjmując założenia:

- współczynnik rozkładu mas wynosi 1, czyli możliwe jest rozprężenie układu na dwa niezależne podsystemy [Kamiński, Pokorski, 1983],
- parametry charakteryzujące przednią część pojazdu powinny być identyczne jak dla rozważanego układu o dwóch stopniach swobody,
- rozstaw osi pojazdu, położenie środka ciężkości oraz sztywność tylnego resoru określono wykorzystując dane literaturowe zawarte w pracach [Reimpell, Betzler, 2004, Prochowski, Żuchowski, 2005, Gapola Rao, Narayanan, 2008].

Na podstawie powyższych założeń przyjęto następujące wartości parametrów:

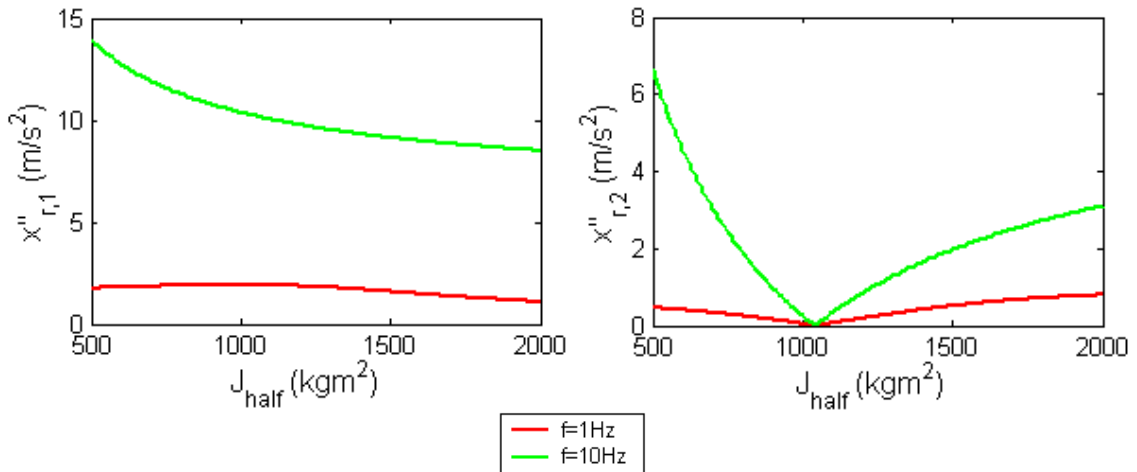
$$\begin{aligned} m_{r,half} &= 580\text{kg}, & J_{half} &= 1039\text{kgm}^2, & l_1 &= 0.99\text{m}, & l_2 &= 1.81\text{m}, & m_{nr,1} &= 60\text{kg}, \\ k_{r,1} &= 15\text{kN/m}, & k_{nr,2} &= 200\text{kN/m}, & m_{nr,2} &= 60\text{kg}, & k_{r,2} &= 14\text{kN/m}, & k_{nr,2} &= 200\text{kN/m}. \end{aligned}$$

Analizę dynamiki rozpoczęto od sprawdzenia, czy dla przyjętych parametrów, spełniających warunek rozprężenia drgań przedniej i tylnej części pojazdu, wymuszenie drgań jednej z osi nie spowoduje drgań drugiej.

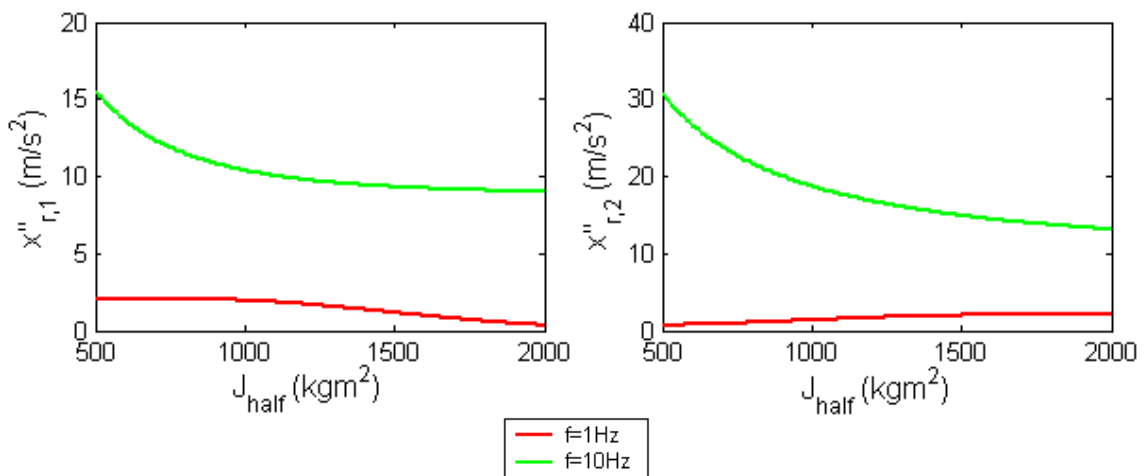
Przyjęto, że wymuszenia przedniej lub tylnej części pojazdu mają postać:

$$\begin{aligned} x_{0,1} &= \hat{x}_{0,1} \sin(\omega t) \\ x_{0,2} &= \hat{x}_{0,2} \sin(\omega t) \end{aligned} \quad (5.5)$$

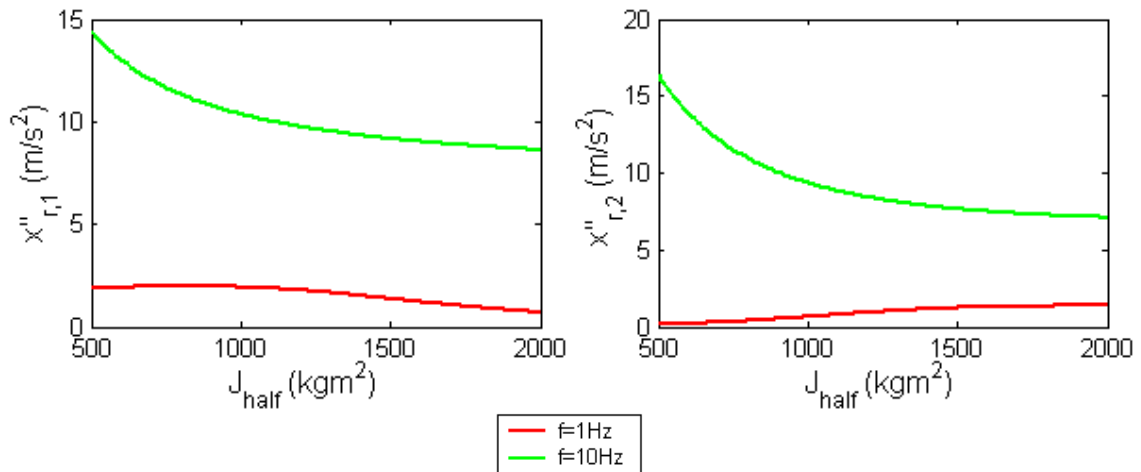
Badania przeprowadzono dla dwóch częstotliwości wymuszenia 1 i 10Hz, obserwując odpowiedzi, przyspieszenia, przedniej i tylnej części pojazdu. Na rysunkach 5.2 do 5.4 przedstawiono zmianę amplitudy przyspieszeń w zależności od wartości masowego momentu bezwładności  $J_{half}$  dla trzech przypadków wymuszania układu. W pierwszym wariancie wymuszano jedynie przednią część ( $\hat{x}_{0,1} = 0.02$ ,  $\hat{x}_{0,2} = 0$ ), w drugim identycznie obie osie ( $\hat{x}_{0,1} = 0.02$ ,  $\hat{x}_{0,2} = 0.02$ ), oraz w trzecim wymuszano tylną część pojazdu z amplitudą o połowę mniejszą niż os przednią ( $\hat{x}_{0,1} = 0.02$ ,  $\hat{x}_{0,2} = 0.01$ ).



Rys.5.2 Zmiana przyspieszeń przedniej (a) i tylnej (b) części liniowego modelu pojazdu przy wymuszeniu na przedniej osi



Rys.5.3 Zmiana przyspieszeń przedniej (a) i tylnej (b) części liniowego modelu pojazdu, jednakowe wymuszenie obu osi



Rys.5.4 Zmiana przyspieszeń przedniej (a) i tylnej (b) części liniowego modelu auta, wymuszenie o połowę mniejsze tylnej osi

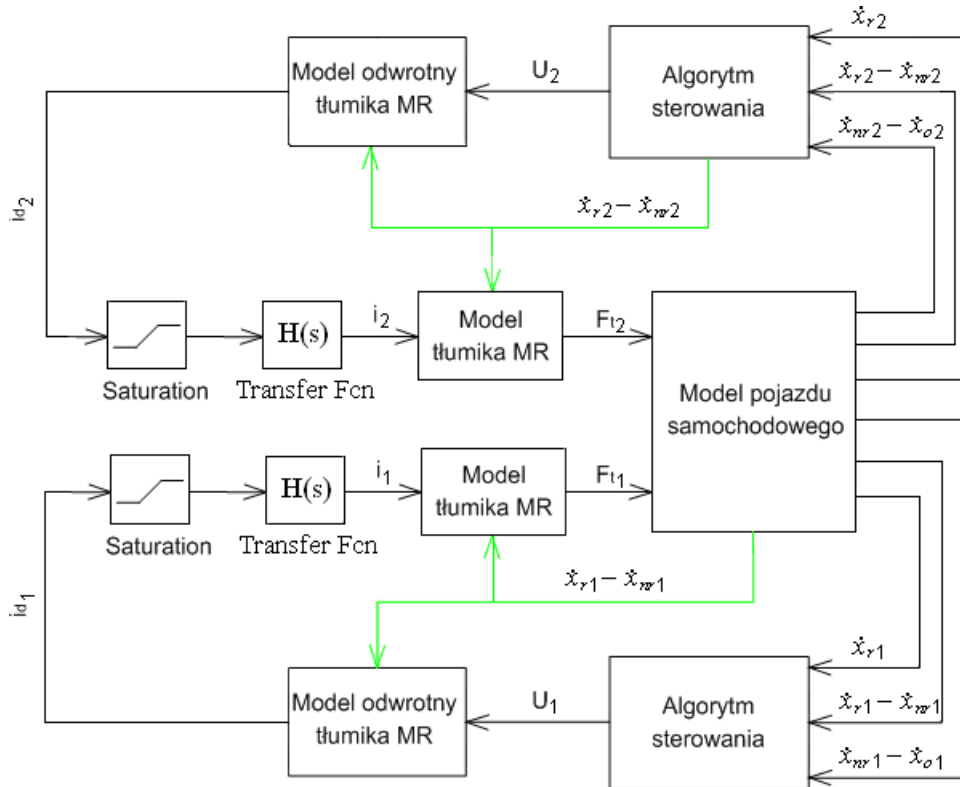
Otrzymane wyniki potwierdziły, że w przypadku spełnienia warunku rozprężnięcia drgań przedniej i tylnej części pojazdu, wymuszenie jednej z części nie powoduje ruchu drugiej (rys.5.2b). Ruch obu części pojazdu możemy rozpatrywać niezależnie. Porównując amplitudy przyspieszeń przedniej części masy resorowanej  $\ddot{x}_{r,1}$  dla wartości masowego momentu bezwładności  $J_{half} = 1039 \text{kgm}^2$  przy różnych wariantach wymuszania tylnej części stwierdzono, że nie zmieniają one swojej wartości (rys.5.2a, rys.5.3a, rys.5.4a). Wynika z tego, że przy współczynniku rozkładu mas równym 1, ruch obu części pojazdu jest całkowicie niezależny.

## 5.2 Model połówki samochodu z tłumikiem MR

W poprzednim rozdziale wykazano możliwość rozprężnięcia drgań liniowego modelu pojazdu na dwa niezależne podukłady. W niniejszym rozdziale skupiono się nad badaniami mającymi na celu sprawdzenie na ile dla układu z nieliniowymi zawieszzeniami istnieje możliwość oddzielnego rozpatrywania drgań przedniej i tylnej części pojazdu. Na rys.5.5 przedstawiono schemat modelu zastępczego „sky-ground-hooks” z tłumikami MR dla połówki samochodu [Mitura, Warmiński, 2010a]. Model ten opracowano na podstawie tzw. zmodyfikowanego modelu zastępczego z regulatorem PI (dla ćwiartki samochodu). Przedstawiony schemat jest podobny do przedstawionego na rys.3.25. Zawiera on identyczne bloki, z tym że jest on rozszerzony o występowanie dwóch zawiesznień przedniego i tylnego, w których zastosowano tłumiki magnetoreologiczne generujące siły  $F_{t,1}, F_{t,2}$ .

Blok „model pojazdu samochodowego” zawiera następujące równania różniczkowe:

$$\begin{aligned}
 & m_{r,half} \ddot{X}_{r,half} + k_{r,1}(X_{r,half} + \phi_1 - X_{nr,1}) + k_{r,2}(X_{r,half} - \phi_2 - X_{nr,2}) + \\
 & + F_{t,1} + F_{t,2} - m_{r,half} g = 0 \\
 & J_{half} \ddot{\phi} + k_{r,1}(X_{r,half} + \phi_1 - X_{nr,1})l_1 - k_{r,2}(X_{r,half} - \phi_2 - X_{nr,2})l_2 + F_{t,1}l_1 - F_{t,2}l_2 = 0 \quad (5.6) \\
 & m_{nr,1} \ddot{X}_{nr,1} - k_{r,1}(X_{r,half} + \phi_1 - X_{nr,1}) - F_{t,1} + k_{nr,1}(X_{nr,1} - x_{0,1}) - m_{nr,1}g = 0 \\
 & m_{nr,2} \ddot{X}_{nr,2} - k_{r,2}(X_{r,half} - \phi_2 - X_{nr,2}) - F_{t,2} + k_{nr,2}(X_{nr,2} - x_{0,2}) - m_{nr,2}g = 0
 \end{aligned}$$

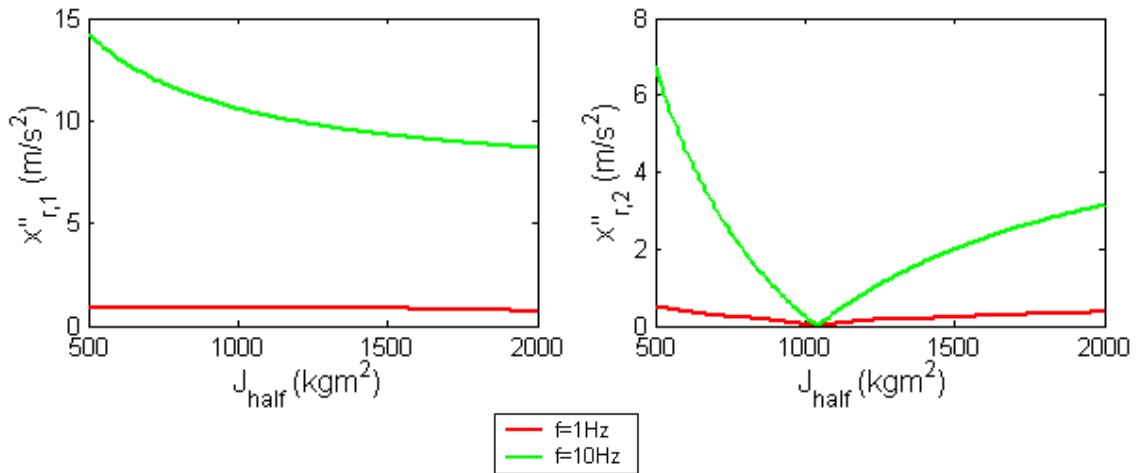


Rys.5.5 Schemat sterowania tłumikami MR dla modelu połówki samochodu

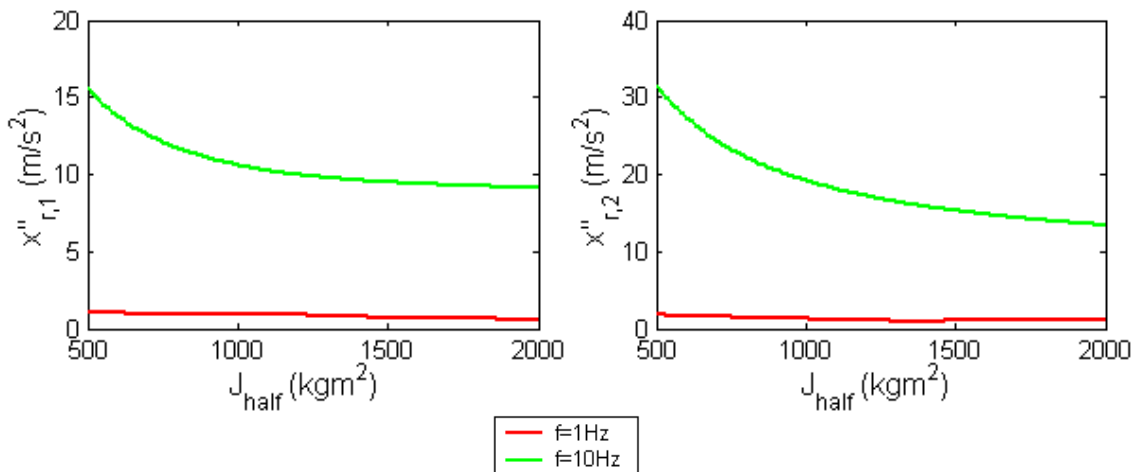
Przedstawiony na rys.5.5 model uwzględnia dynamikę obwodu elektromagnetycznego oraz dodatkowe sprzężenie zwrotne do sterowania prądem płynącym przez cewkę. Blok opisujący wspomniane właściwości „Transfer Fcn” wykorzystuje wcześniej opracowaną postać funkcji przejścia (3.27).

Badania przeprowadzono według schematu przedstawionego dla modelu liniowego połówki samochodu. Przy dwóch częstotliwościach wymuszenia 1 i 10Hz rejestrowano przyspieszenia przedniej i tylnej części pojazdu. Na rysunkach od 5.6 do 5.8 przedstawiono zmianę amplitudy przyspieszeń w zależności od wartości masowego momentu bezwładności  $J_{half}$  dla trzech przypadków wymuszenia układu (5.5). Dla pierwszego wariantu wymuszano jedynie przednią oś ( $\hat{x}_{0,1} = 0.02, \hat{x}_{0,2} = 0$ ), w drugim

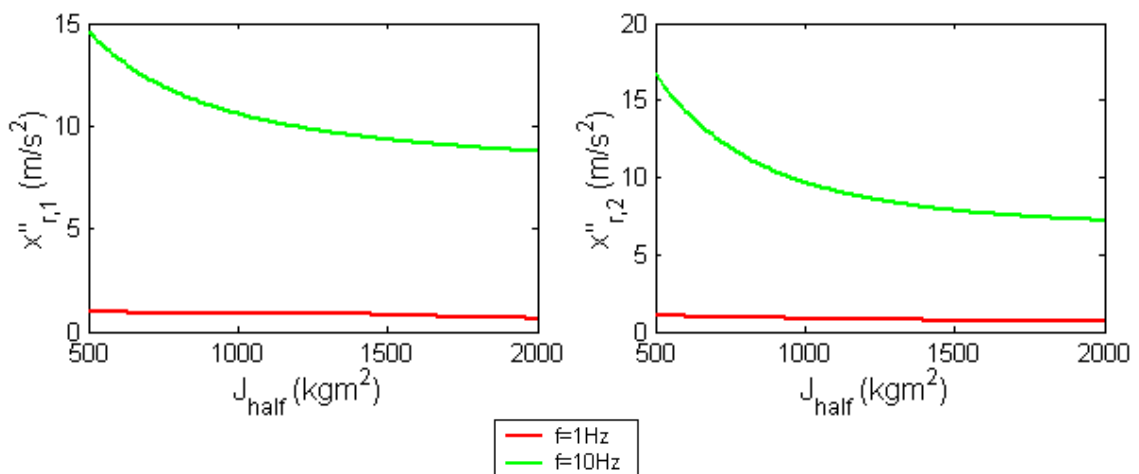
obie osie ( $\hat{x}_{0,1} = 0.02$ ,  $\hat{x}_{0,2} = 0.02$ ), oraz w trzecim wymuszano tylną oś z amplitudą o połowę mniejszą niż przednią oś ( $\hat{x}_{0,1} = 0.02$ ,  $\hat{x}_{0,2} = 0.01$ ).



Rys.5.6 Zmiana przyspieszeń przedniej (a) i tylnej (b) części modelu z tłumikiem MR przy wymuszeniu zadanym jedynie na przednią oś



Rys.5.7 Zmiana przyspieszeń przedniej (a) i tylnej (b) części modelu z tłumikiem MR przy jednakowym wymuszeniu zadanym na obie osie



Rys.5.8 Zmiana przyspieszeń przedniej (a) i tylnej (b) części modelu z tłumikiem MR przy wymuszeniu o połowę mniejszym na tylnej osi



Otrzymane wykresy były bardzo zbliżone do określonych dla modelu liniowego. Poza tym stwierdzono te same prawidłowości, czyli w przypadku spełnienia warunku rozprężnięcia drgań przedniej i tylnej części pojazdu, wymuszenie jednej z części nie powoduje ruchu drugiej (rys.5.6b) oraz, że przy różnych wariantach wymuszania tylnej części amplitudy drgań przedniej części pozostają stałe, (rys.5.6a, rys.5.7a, rys.5.8a). Wynika z tego, że przy współczynniku rozkładu mas równym 1, ruch obu części pojazdu jest także niezależny dla modelu z nieliniowym tłumieniem. W literaturze brak jest komentarza odnośnie wpływu nieliniowego tłumienia na warunek rozprężania drgań pionowych płaskiego modelu pojazdu samochodowego. Skoro ruch przedniej i tylnej części wykazuje cechy rozprężnięcia, zatem równania ruchu (5.6) powinny dać się sprowadzić do postaci, w której w dowolnym równaniu nie występują jednocześnie  $X_{r,1}$ ,  $X_{r,2}$ .

Z pracy [Kamiński, Pokorski, 1983] wynika, że ruch przedniej oraz tylnej części nadwozia pojazdu oparty na modelu liniowym jest sprzężony bezwładnościowo. Wystarczy zatem aby współczynnik rozkładu mas był równy jedności, a wówczas możemy oddzielnie rozpatrywać ruch obu części. Przedstawiona poniżej analiza ma na celu wykazanie, że nieliniowy opis sił sprężystości, czy też tłumienia w zawieszeniu nie ma wpływu na proces rozprężnięcia modelu na dwa niezależne podukłady. Równania opisujące ruch połówki samochodu z zawieszeniem, którego właściwości (siły sprężystości i tłumienia) możemy opisać dowolną funkcją analityczną przedstawiono w następującej postaci:.

$$\begin{aligned}
 & m_{r,half} \ddot{X}_{r,half} + F_{z,1}(X_{r,half} + \phi_1, X_{nr,1}, \dot{X}_{r,half} + \dot{\phi}_1, \dot{X}_{nr,1}) + \\
 & + F_{z,2}(X_{r,half} - \phi_2, X_{nr,2}, \dot{X}_{r,half} - \dot{\phi}_2, \dot{X}_{nr,2}) - m_{r,half} g = 0 \\
 & J_{half} \ddot{\phi} + F_{z,1}(X_{r,half} + \phi_1, X_{nr,1}, \dot{X}_{r,half} + \dot{\phi}_1, \dot{X}_{nr,1}) l_1 - \\
 & - F_{z,2}(X_{r,half} - \phi_2, X_{nr,2}, \dot{X}_{r,half} - \dot{\phi}_2, \dot{X}_{nr,2}) l_2 = 0 \\
 & m_{nr,1} \ddot{X}_{nr,1} - F_{z,1}(X_{r,half} + \phi_1, X_{nr,1}, \dot{X}_{r,half} + \dot{\phi}_1, \dot{X}_{nr,1}) + k_{nr,1}(X_{nr,1} - x_{0,1}) - m_{nr,1} g = 0 \\
 & m_{nr,2} \ddot{X}_{nr,2} - F_{z,2}(X_{r,half} - \phi_2, X_{nr,2}, \dot{X}_{r,half} - \dot{\phi}_2, \dot{X}_{nr,2}) + k_{nr,2}(X_{nr,2} - x_{0,2}) - m_{nr,2} g = 0
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

gdzie:

$$\begin{aligned}
 & F_{z,1}(X_{r,half} + \phi_1, X_{nr,1}, \dot{X}_{r,half} + \dot{\phi}_1, \dot{X}_{nr,1}) \\
 & F_{z,2}(X_{r,half} - \phi_2, X_{nr,2}, \dot{X}_{r,half} - \dot{\phi}_2, \dot{X}_{nr,2})
 \end{aligned} \tag{5.8}$$

są funkcjami odpowiadającymi za siły w przednim oraz tylnym zawieszeniu pojazdu, oraz  $X_{r,half} + \phi_1$  i  $X_{r,half} - \phi_2$  oznaczają przemieszczenia odpowiednio przedniej i

tylnej części masy resorowanej. Funkcje  $F_{z,1}$  i  $F_{z,2}$  mogą być funkcjami nieliniowymi, natomiast zachowana jest zależność liniowa (5.2) na przemieszczenia  $X_{r,1}$  i  $X_{r,2}$ .

Dokonując zmiany zmiennych

$$X_{r,1} = X_{r,half} + \varphi l_1 \quad X_{r,2} = X_{r,half} - \varphi l_2 \quad (5.9)$$

oraz wykorzystując zależność na drugie pochodne, równanie (5.7) przyjmuje postać:

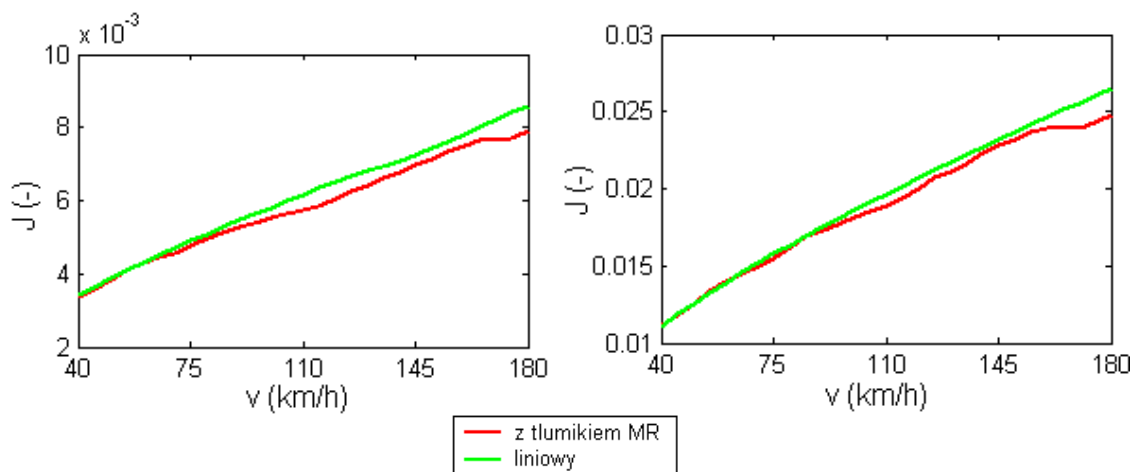
$$\begin{aligned} & \frac{m_{r,half}}{(l_1 + l_2)^2} (l_2^2 + \rho^2) \ddot{X}_{r,1} + \frac{m_{r,half}}{(l_1 + l_2)^2} (l_1 l_2 - \rho^2) \ddot{X}_{r,2} + \\ & + F_{z,1}(X_{r,1}, X_{nr,1}, \dot{X}_{r,1}, \dot{X}_{nr,1}) - m_{r,half} g \frac{l_2}{(l_1 + l_2)} = 0 \\ & \frac{m_{r,half}}{(l_1 + l_2)^2} (l_1^2 + \rho^2) \ddot{X}_{r,2} + \frac{m_{r,half}}{(l_1 + l_2)^2} (l_1 l_2 - \rho^2) \ddot{X}_{r,1} + \\ & + F_{z,2}(X_{r,2}, X_{nr,2}, \dot{X}_{r,2}, \dot{X}_{nr,2}) - m_{r,half} g \frac{l_1}{(l_1 + l_2)} = 0 \\ & m_{nr,1} \ddot{X}_{nr,1} - F_{z,1}(X_{r,1}, X_{nr,1}, \dot{X}_{r,1}, \dot{X}_{nr,1}) + \\ & + k_{nr,1}(X_{nr,1} - x_{0,1}) - m_{nr,1} g = 0 \\ & m_{nr,2} \ddot{X}_{nr,2} - F_{z,2}(X_{r,2}, X_{nr,2}, \dot{X}_{r,2}, \dot{X}_{nr,2}) + \\ & + k_{nr,2}(X_{nr,2} - x_{0,2}) - m_{nr,2} g = 0 \end{aligned} \quad (5.10)$$

Aby w równaniu opisującym ruch przedniej części pojazdu (5.10a) nie było wyrażeń z  $\ddot{X}_{r,2}$ , będących źródłem sprzężenia zmiennych uogólnionych  $X_{r,1}, X_{r,2}$ , kwadrat promienia bezwładności powinien być równy iloczynowi odległości osi pojazdu od środka ciężkości masy resorowanej. Do identycznego wniosku dochodzimy analizując drugie równanie.

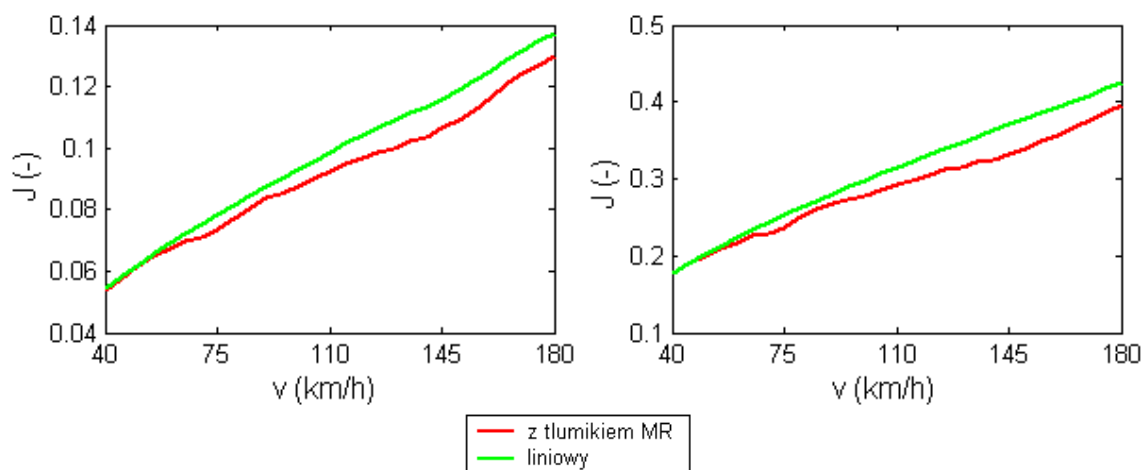
Zatem warunkiem koniecznym i wystarczającym do rozprężenia ruchu przedniej i tylnej części jest, aby współczynnik rozkładu mas, zdefiniowany jako stosunek kwadratu promienia bezwładności do iloczynu odległości osi pojazdu od środka ciężkości masy resorowanej był równy jedności. Wniosek ten jest słuszny niezależnie od nieliniowości występujących w opisie funkcji (5.8) i obowiązuje w przypadku małych drgań dla których ważna jest zależność (5.9), tzn. z założeniem liniowej transformacji współrzędnych.

### 5.3 Porównanie modeli z tłumieniem wiskotycznym i tłumieniem MR

Przeprowadzimy analizę porównawczą właściwości przedniej i tylnej części nadwozia półowki samochodu z zawieszeniem klasycznym (rys.5.1) oraz rozważanej propozycji, modelu zastępczego wykorzystującego tłumiki magnetoreologiczne jako elementy wykonawcze (rys.5.5). Na rys.5.8 i rys.5.9 przedstawiono zestawienie wskaźników jakości zawieszenia przy przejeździe odpowiednio przez drogę o złym i dobrym stanie przy obciążeniu równym masie własnej. Wartości funkcji celu określono numerycznie w programie Matlab-Simulink dla czasu symulacji równemu przejazdowi ze stałą prędkością drogi 1km. Krzywe z rys.5.8a i rys.5.9a sporządzone dla przedniej części pojazdu pokrywają z wynikami uzyskanymi dla układu o dwóch stopniach swobody (rys.3.31 seria 1 i 4). Porównując wartości wskaźników jakości dla przedniej i tylnej części zauważamy, że lepsze właściwości dynamiczne charakteryzują przód auta. Niezależnie od jakości drogi po której przemieszcza się samochód wartości wskaźnika  $J$  są większe dla tylnego (rys.8b i rys.9b) niż przedniego (rys.8a i rys.9a) zawieszenia. Za gorszy poziom komfortu i bezpieczeństwa jazdy w tym przypadku odpowiada zwiększony poziom sztywności zawieszenia tylnego w stosunku do przedniej części, przejęto, że pierwsza częstość drgań własnych przedniej i tylnej części wynoszą odpowiedni 1Hz oraz 1.3Hz.



Rys.5.8 Porównanie wskaźnika jakości zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu dla modelu liniowego i zastępczego z tłumikiem MR,  $S_0 = 16e-6$   $m_{r, half} = 580kg$

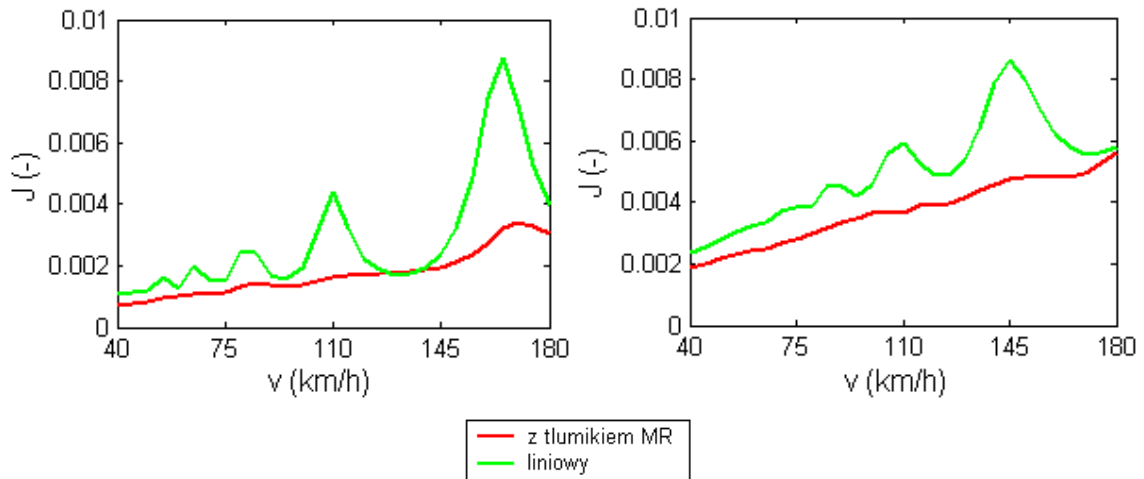


Rys.5.9 Porównanie wskaźnika jakości zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu dla modelu liniowego i zastępczego z tłumikiem MR,  $S_0 = 256e - 6$ ,  $m_{r, half} = 580kg$

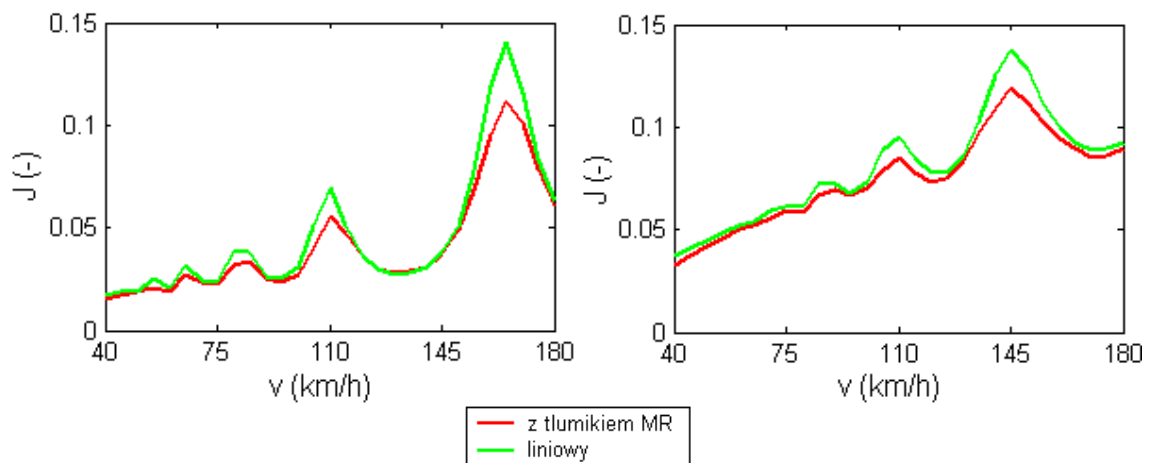
Powtórzono także obliczenia dla masy dopuszczalnej (rys.5.10, rys.5.11). Wartość jej przyjęta została na poziomie, który umożliwia uzyskanie masy przypadającej na przednią część pojazdu identyczną jak dla modelu ćwiartki samochodu,  $m_{r, half} = 1740kg$ . Sztywność sprężyn dopasowano tak, aby częstość drgań podukładów  $k_{r,1}, m_{r,1}$  i  $k_{r,2}, m_{r,2}$  były identyczne jak układu z masą własną.

Ponownie możemy stwierdzić, że część otrzymanych wyników jest zgodna z modelem o dwóch stopniach swobody. Wyniki z rys.5.10a i rys.5.11a dla modelu zastępczego z tłumikiem MR pokrywają się z wcześniej uzyskanymi, rys.4.12 (seria 2).

Porównując zmiany wskaźnika jakości zawieszenia dla modelu liniowego, np. rys. 5.10a. i rys.5.11a. (2 serie) zauważamy, że charakter przebiegu krzywych jest podobny. Zmianie ulegają tylko wartości wskaźnika jakości, co wynika ze zmiany jakości drogi. W przypadku drogi o złej jakości, wartości wskaźnika jakości rosną, co oznacza pogorszenie komfortu i bezpieczeństwa jazdy. Te same prawidłowości można zaobserwować badając właściwości zawieszenia z liniowym tłumikiem na podstawie odpowiedzi tylnej części pojazdu (rys.5.10b. i rys.5.11b). Jednak zauważamy, że położenie „pików” w funkcji prędkości jazdy na wykresach 5.10a i 5.11a jest inne niż na rys.5.10b i rys.5.11b. Wynika to z faktu, że dla obu części przyjęte są inne wartości sztywności. W rezultacie składowe harmoniczne wymuszenia przy danej prędkości jazdy będą ulokowane bliżej lub dalej obszarów rezonansowych przedniego i tylnego podukładu pojazdu, co wpływa na wartość oraz charakter współczynnika jakości.

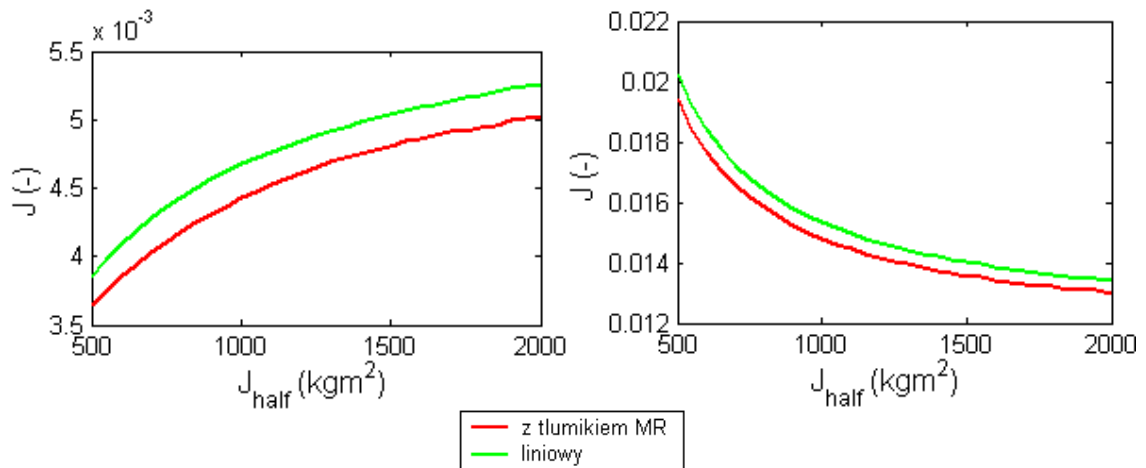


Rys.5.10 Porównanie wskaźnika jakości zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części auta dla modelu liniowego i zastępczego z tłumikiem MR,  $S_0 = 16e - 6$ ,  $m_{r,half} = 1740kg$

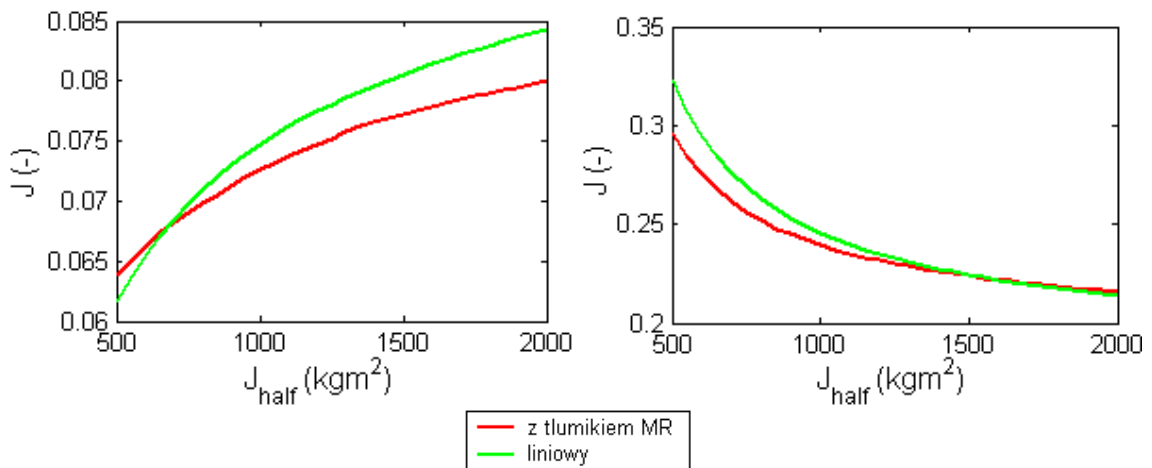


Rys.5.11 Porównanie wskaźnika jakości zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części auta dla modelu liniowego i zastępczego z tłumikiem MR,  $S_0 = 256e - 6$ ,  $m_{r,half} = 1740kg$

Wyniki przedstawione na wykresach od rys.5.8 do rys.5.11 przedstawiają porównanie właściwości modeli liniowego i nieliniowego połówki pojazdu samochodowego, dla którego spełniony jest warunek rozprężania drgań przedniej oraz tylnej części pojazdu. Dodatkowo zbadajmy właściwości układów z liniowym oraz magnetoreologicznym tłumikiem w sytuacji kiedy nie jest spełniony warunek rozprężalności dynamicznej. Na rys.5.12 i rys.5.13 przedstawiono krzywe obrazujące zmianę właściwości przedniej i tylnej części pojazdu w funkcji zmiany masowego momentu bezwładności przy jeździe przez drogę o dobrym i złym stanie nawierzchni z prędkością 70km/h.



Rys.5.12 Zmiana wskaźnika jakości zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu wraz ze zmianą masowego momentu bezwładności,  $S_0 = 16e - 6$ ,  $m_r = 580kg$ ,  $v = 70km/h$



Rys.5.13 Zmiana wskaźnika jakości zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu wraz ze zmianą masowego momentu bezwładności,  $S_0 = 256e - 6$ ,  $m_r = 580kg$ ,  $v = 70km/h$

Analizę przeprowadzono dla pojazdu o masie własnej, określając pewne tendencje zachowań w przypadku pojawienia się sprzęgnięcia ruchu pojazdu. I tak dla jazdy po drodze o dobrym stanie nawierzchni krzywe obrazujące zmianę właściwości dynamicznych z zawieszzeniami wykorzystującymi liniowe lub magnetoreologiczne tłumiki są do siebie prawie równoległe (rys.5.12). Natomiast charakter zmian wartości wskaźnika jakości wraz ze wzrostem masowego momentu bezwładności wykazuje odwrotny trend dla przedniej i tylnej części samochodu. Zmieniając wartość  $J_{half}$  kosztem pogarszania właściwości przodu pojazdu (rys.5.12a) poprawiamy właściwości tylnej części nadwozia (rys.5.12b). W przypadku zmiany warunków drogowych, tzn. jazdy po drodze o złym stanie nawierzchni (rys.5.13) opisany powyżej trend jest nadal widoczny. Jednakże krzywe dla modeli z liniowym i magnetoreologicznym tłumikiem nie są równoległe do siebie (rys.5.12), lecz posiadają punkt przecięcia. Punkt przecięcia

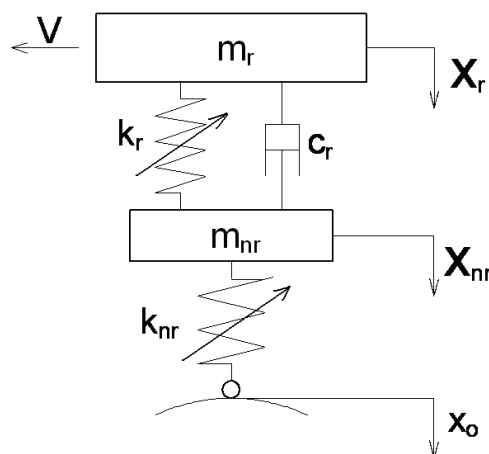
dla przedniej części występuje dla mniejszej wartości momentu od  $J_{half} = 1039 \text{kgm}^2$  (rys.5.13a), natomiast dla tylnej części dla większej wartości momentu od poprzednio wskazanej, będącej wymaganą ze względu na spełnienie warunku rozprężnięcia drgań (rys.5.13b).

Przy niespełnieniu warunku rozprężalności dynamicznej uzyskany poprzez zmianę wartości momentu bezwładności powstaje uzależnienie zmian właściwości przedniej i tylnej części pojazdu. Poprawa wskaźnika jakości zawieszenia jednej z części powoduje pogorszenie jego wartości dla drugiej części, niezależnie od tego czy układ posiadał tłumik wiskotyczny, czy też magnetoreologiczny.

#### 5.4 Model z nieliniowymi charakterystykami sił sprężystości

W rzeczywistym pojeździe samochodowym występuje szereg dodatkowych ograniczeń, które nie są uwzględnione w dotychczasowych analizach. Zaliczyć do nich możemy skończony zakres ugięć zawieszenia, na skutek występowania ograniczników skoku, czy też możliwość oderwania opony od nawierzchni drogi. W rozdziale tym przedstawiono propozycję zmiany opisu modelu do postaci uwzględniającej te czynniki. Została ona wstępnie omówiona dla modelu ćwiartki samochodu (rys.5.14), a następnie zastosowana do połówki samochodu, dla którego przestudiowano wpływ tych ograniczeń na wartości współczynników jakości zawieszenia.

Model liniowy ćwiartki samochodu wzbogacono o nieliniowości elementów sprężystych wynikających z występowania ograniczników skoku zawieszenia oraz możliwości wystąpienia zjawiska oderwania opony od drogi [Verros i inni, 2005b] (rys.5.14).



Rys.5.14 Nieliniowy model o dwóch stopniach swobody

Charakterystyki sztywności zawieszenia zapisano w postaci funkcji kawałkami liniowej:

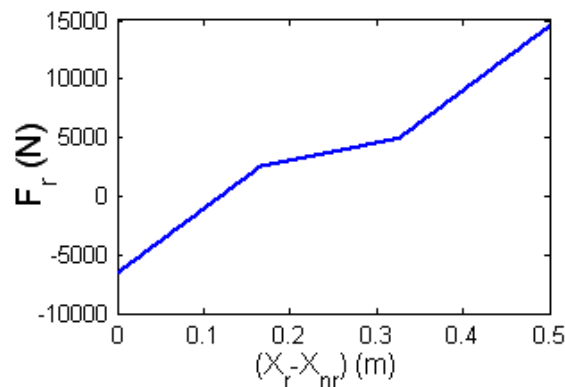
$$F_r = \begin{cases} k_r(X_r - X_{nr}) + k_r^* \left( X_r - X_{nr} - \left( \frac{m_r g}{k_r} - \xi \right) \right) \\ k_r(X_r - X_{nr}) \\ k_r(X_r - X_{nr}) + k_r^* \left( X_r - X_{nr} - \left( \frac{m_r g}{k_r} + \xi \right) \right) \end{cases} \quad \text{gdym}$$

$$(X_r - X_{nr}) \leq \left( \frac{m_r g}{k_r} - \xi \right)$$

$$\left( \frac{m_r g}{k_r} - \xi \right) < (X_r - X_{nr}) < \left( \frac{m_r g}{k_r} + \xi \right) \quad (5.11)$$

$$(X_r - X_{nr}) \geq \left( \frac{m_r g}{k_r} + \xi \right)$$

W równaniu (5.11) występują nowe parametry, a mianowicie: współczynnik sztywności dodatkowych elementów podatnych, ograniczników skoku  $k_r^*$ , oraz wartość skoku dobiecia lub odbicia  $\xi$ . Przyjęto, że występujące w zawieszeniu ograniczniki skoku będą posiadały identyczne właściwości:  $k_r^* = 40kN$ ,  $\xi = 0.08m$ . Otrzymaną na podstawie równania (5.11) nieliniową charakterystykę zawieszenia przedstawiono na rys.5.15.



Rys.5.15 Nieliniowa charakterystyka resoru

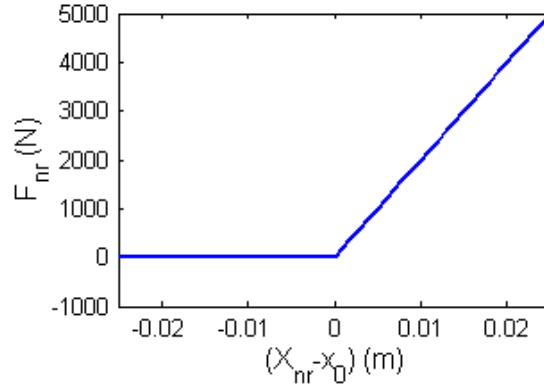
Nieliniowa charakterystyka resoru (rys.5.15) jest kawałkami liniowa, w zakresie działania ograniczników skoku następuje znaczny wzrost sztywności zawieszenia pojazdu samochodowego, ograniczając zakres możliwych do osiągnięcia ugięć zawieszenia.

Możliwość oderwania koła od drogi modelowano zgodnie z propozycją przedstawioną w pracach [Verros i inni, 2005b, Mitura, Warmiński, 2010a]. Model ten



jest najprostszą formą przedstawienia tego zjawiska. Zakłada on, że po przekroczeniu ugięcia statycznego koło traci kontakt z drogą, w rezultacie czego siła w ogumieniu  $F_{nr}$  przyjmuje wartość „0”. Zależność opisującą to założenie przedstawiono w postaci:

$$F_{nr} = \begin{cases} k_{nr}(X_{nr} - x_0) & \text{gdy } (X_{nr} - x_0) \geq 0 \\ 0 & \text{gdy } (X_{nr} - x_0) < 0 \end{cases} \quad (5.12)$$



Rys.5.16 Charakterystyka ogumienia z uwzględnieniem utraty kontaktu

Na rys.5.16 przedstawiono otrzymaną na podstawie (5.12) charakterystykę ogumienia z uwzględnieniem utraty kontaktu. W przypadku przekroczenia wartości ugięcia statycznego ogumienia, koło traci kontakt z podłożem. Wówczas za uzyskanie ponownego styku opony z drogą odpowiada siła ciężkości pojazdu samochodowego.

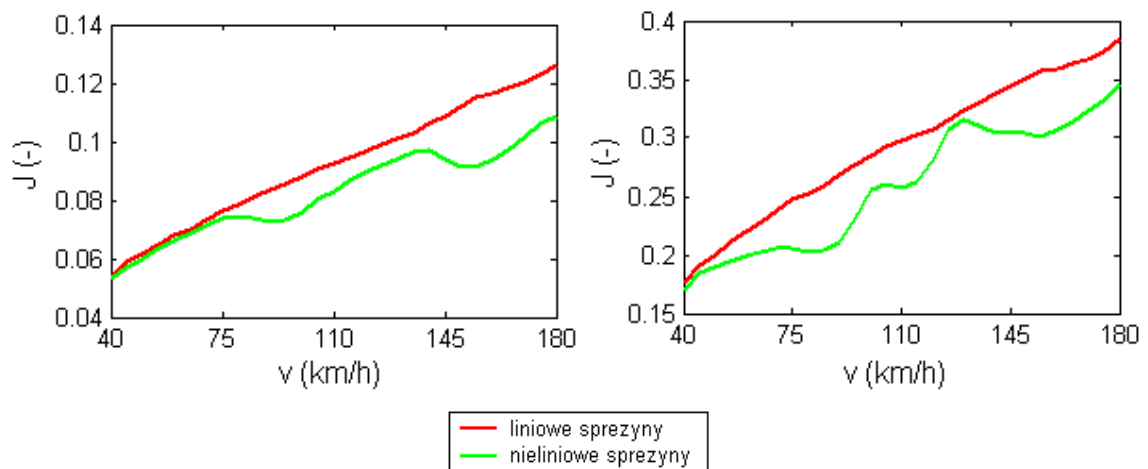
Model połówki samochodu ze sterowanymi tłumikami magneto-reologicznymi przedstawiony w rozdziale 5.2. zmodyfikowano poprzez zastąpienie w równaniach różniczkowych (5.6) liniowych członów resoru i ogumienia poprzez zaproponowane postacie nieliniowe (5.11) i (5.12) W rezultacie otrzymano następującą postać równań różniczkowych:

$$\begin{aligned} m_{r,half} \ddot{X}_{r,half} + F_{r,1} + F_{r,2} + F_{t,1} + F_{t,2} - m_{r,half} g &= 0 \\ J_{half} \ddot{\phi} + F_{r,1} l_1 - F_{r,2} l_2 + F_{t,1} l_1 - F_{t,2} l_2 &= 0 \\ m_{nr,1} \ddot{X}_{nr,1} - F_{r,1} - F_{t,1} + F_{nr,1} - m_{nr,1} g &= 0 \\ m_{nr,2} \ddot{X}_{nr,2} - F_{r,2} - F_{t,2} + F_{nr,2} - m_{nr,2} g &= 0 \end{aligned} \quad (5.13)$$

Właściwości zmodyfikowanego modelu porównano z właściwościami modelu wzorcowego (rys.5.5, równanie (5.6)), tj. modelu zastępczy „sky-ground-hooks” z tłumikami MR, z uwzględnieniem dynamiki obwodu cewki i regulatorem PI. Obliczenia przeprowadzono w programie Matlab-Simulink dla czasu symulacji równemu przejazdowi ze stałą prędkością drogi 1km. Badania wykonano dla przejazdów po

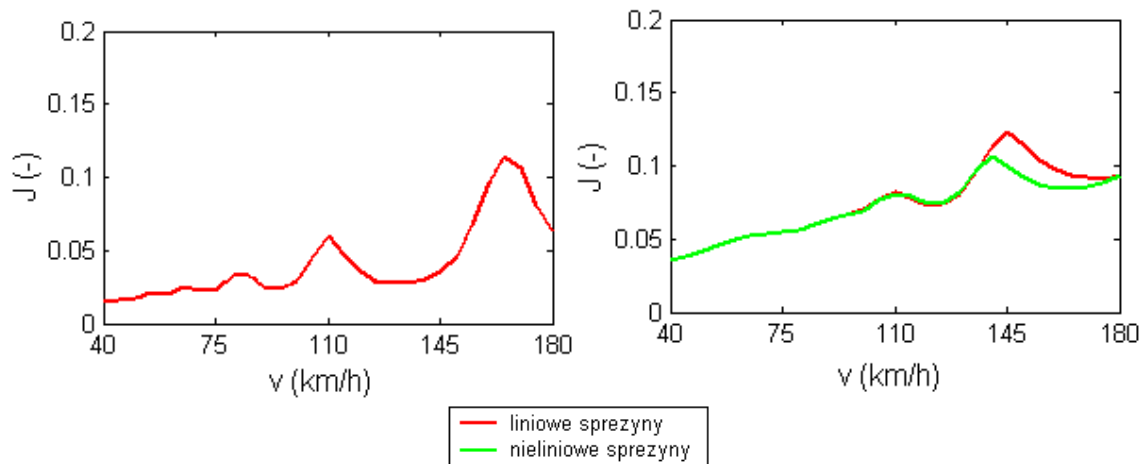
drodze o dobrym lub złym stanie nawierzchni dla dwóch wartości mas resorowanych: własnej (580kg) i dopuszczalnej (1740kg).

Przy wykonywaniu obliczeń występuje problem z określeniem wartości wskaźnika dotyczącego poziomu bezpieczeństwa jazdy  $J_2$ . Bazuje on na sile w ogumieniu, zatem w przypadku utraty kontaktu koła z drogą liczony on jest wykorzystując aktualną siłę, czyli „0”. Określenie w ten sposób wartości wskaźnika bezpieczeństwa jest błędne, gdyż utrata kontaktu będzie powodowała zmniejszanie funkcji celu. Zatem w przypadku oderwania opony należy nałożyć funkcję kary, która będzie odpowiednikiem siły w ogumieniu w momencie oderwania opony od podłoża. Zaproponowano, aby podczas symulacji numerycznych siła w ogumieniu była określana według nieliniowej zależności (5.12), natomiast wskaźnik jakości  $J_2$  na podstawie wyrażenia  $k_{nr}(X_{nr} - x_0)$ . Wprowadzenie takiego sposobu określenia współczynnika  $J_2$  pozwala na określenie poziomu bezpieczeństwa z uwzględnieniem niekorzystnego efektu odrywania opony od nawierzchni drogi.



Rys.5.17 Porównanie wskaźnika jakości zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu dla modeli z liniowymi i nieliniowymi charakterystykami sprężystości,  $S_0 = 256e - 6$ ,

$$m_{r, half} = 580kg$$



Rys.5.18 Porównanie wskaźnika jakości zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu dla modeli z liniowymi i nieliniowymi charakterystykami sprężystości,  $S_0 = 256e - 6$ ,

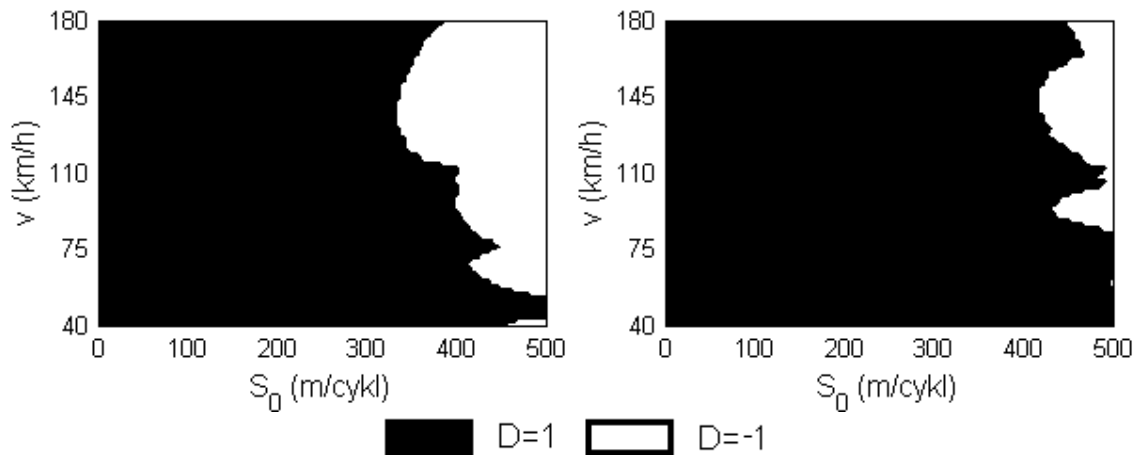
$$m_{r, half} = 1740kg$$

Otrzymane wyniki wskazują, że podczas jazdy po drogach o dobrym stanie nawierzchni nie następuje przekroczenie przyjętego zakresu dopuszczalnych ugięć (bez pracy ograniczników), czy też odrywania koła od profilu drogi. W pracy nie zamieszczono wykresów przedstawiających porównanie wskaźnika jakości przedniej i tylnej części pojazdu dla drogi o dobrym stanie nawierzchni ( $S_0 = 16e - 6$ ), ponieważ krzywe dla modeli z liniowymi oraz nieliniowymi charakterystykami sprężystości byłyby identyczne i odpowiadały przedstawionym na rysunkach: rys.5.8 (seria 2) dla masy  $m_{r, half} = 580kg$  i rys.5.10 (seria 2) dla  $m_{r, half} = 1740kg$ .

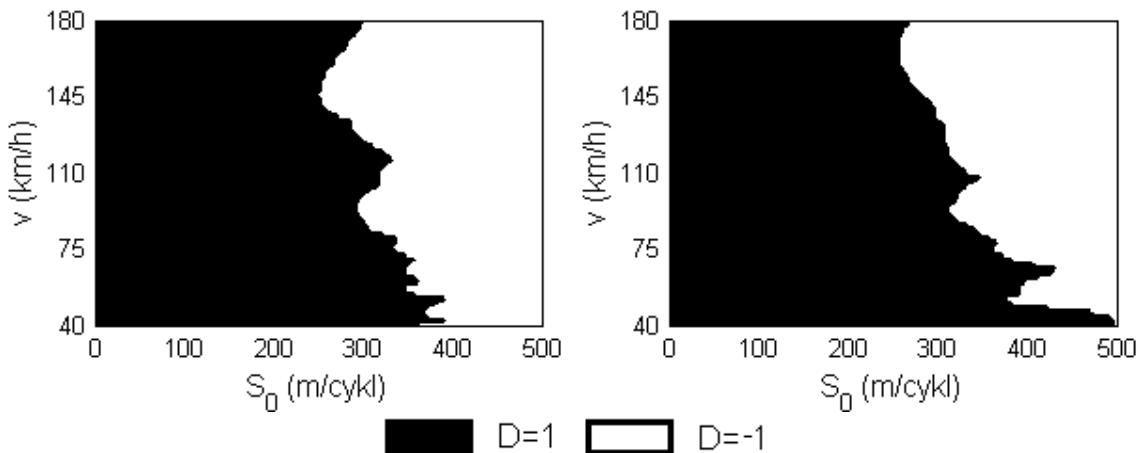
Wpływ założonych nieliniowości sił sprężystych (ograniczniki skoku, odrywanie koła) uwidacznia się wraz z pogorszeniem stanu drogi. Na rys.5.17 i rys.5.18 widzimy wyraźne różnice w wartościach wskaźnika jakości zawieszenia obu modeli. Przy czym dla modelu o masie własnej różnice te są widoczne w całym zakresie rozpatrywanych prędkości jazdy (rys.5.17). Natomiast dla masy dopuszczalnej efekty nieliniowe uwidaczniają się tylko dla tylnej części pojazdu. Dla przedniej części obie krzywe są identyczne (rys.5.18a), natomiast dla tylnej różnice występują po przekroczeniu prędkości 100km/h (rys.5.18b). Stwierdzono, że rozpatrywany model zastępczy „sky-ground-hooks” z tłumikami magnetoreologicznymi wykazuje odrywanie koła od nawierzchni zarówno przy masie własnej jak i dopuszczalnej podczas jazdy po drodze o złym stanie nawierzchni  $S_0 = 256e - 6$  (rys.5.19 i 5.20). Nie stwierdzono, możliwości przekroczenia zakresu skoku zawieszenia, ani w kierunku dobiecia, czy też odbicia. Można zatem przypuszczać, że przyczyną występowania zjawisk, tzw. „dobiecia” lub

„odbicia” zawieszenia nie powinien być sam charakter drogi, lecz mogą one wystąpić najczęściej w przypadku nagłego pojawienia się na drodze dodatkowej przeszkody typu: duża wyrwa, próg zwalniający, krawężnik, itp.

Na rys. 5.19 i 5.20 przedstawiono obszary parametrów w których istnieje możliwość przekroczenia zakresu dopuszczalnych ugięć zawieszenia w zależności od prędkości jazdy i jakości drogi.



Rys.5.19 Obszary przekroczenia zakresu ugięć zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu, model z nieliniowymi charakterystykami sprężystości,  $m_{r, half} = 580kg$



Rys.5.20 Obszary przekroczenia zakresu ugięć zawieszenia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu, model z nieliniowymi charakterystykami sprężystości  $m_{r, half} = 1740kg$

Kolorem czarnym  $D=1$  przedstawiono sytuacje kiedy nie nastąpiło zjawisko dobiecia lub odbicia, natomiast białym  $D=-1$  kiedy choć na chwilę został przekroczony dopuszczalny zakres ugięć resoru. Obszar parametrów  $D$  zdefiniowano dla  $s \in \langle 0,2 \rangle km$  następująco:

$$D = \begin{cases} 1 & \text{jeżeli } \forall (x_r(s) - x_{nr}(s)) & |x_r(s) - x_{nr}(s)| \leq 0.08 \\ -1 & \text{jeżeli } \exists (x_r(s) - x_{nr}(s)) & |x_r(s) - x_{nr}(s)| > 0.08 \end{cases} \quad (5.14)$$

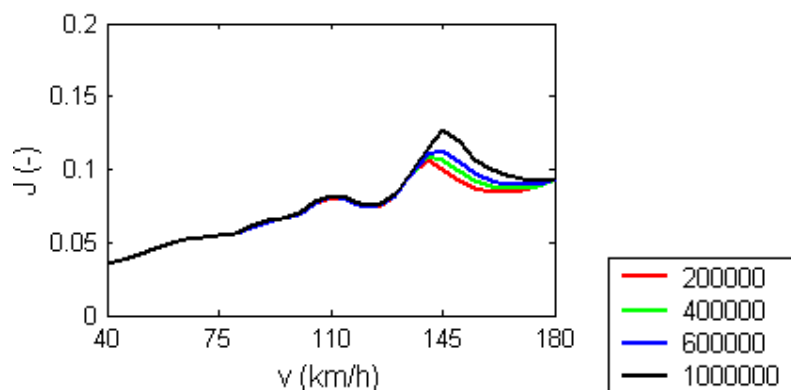
Wraz ze wzrostem masy resorowanej pojazdu zwiększał się obszar  $D=-1$ , czyli obszar gdzie występowało dobiecie lub odbicie zawieszenia.

W przypadku jazdy pojazdu o masie własnej po drodze o złym stanie nawierzchni  $S_0 = 256e-6$  w całym zakresie analizowanych prędkości jazdy występowało zjawisko odrywania koła od drogi (rys 5.17). Natomiast dla układu o masie dopuszczalnej odrywanie koła od nawierzchni jest ograniczone na skutek zwiększonego docisku do podłoża oraz większych ugięć statycznych ogumienia (rys.5.18).

Uwzględnienie dodatkowych czynników wpływających na właściwości dynamiczne pojazdu samochodowego jest trudne ze względu na problem z prawidłowym określeniem funkcji kary nałożonej na wskaźnik opisujący bezpieczeństwo ruchu. Przyjęta do obliczeń postać kary ma charakter łagodny, gdyż utrata kontaktu ogumienia z nawierzchnią nie wpłynęła negatywnie na ocenę właściwości pojazdu, a nawet poprawiła wartość współczynnika jakości zawieszenia  $J$  w stosunku do modelu nie uwzględniającego dodatkowych silnych nieliniowości elementów sprężystych (rys.5.17). Odrywanie koła od nawierzchni zmienia w znacznym stopniu relacje pomiędzy komfortem, a bezpieczeństwem jazdy pojazdu. Zatem przyjęte wcześniej w metody sum ważonych współczynniki  $a_1, a_2$  należałoby skorygować. Zmianę wskaźnika jakości  $J$  wraz ze zmianą funkcji kary przedstawia rys.5.21. Funkcje siły w ogumieniu wziętej do oceny właściwości pojazdu uogólniono do postaci:

$$F_{nr} = \begin{cases} k_{nr}(X_{nr} - x_0) & \text{gdy } (X_{nr} - x_0) \geq 0 \\ k_{nr}^*(X_{nr} - x_0) & \text{gdy } (X_{nr} - x_0) < 0 \end{cases} \quad (5.15)$$

gdzie  $k_{nr}^*$  oznacza nałożoną karę.



Rys.5.21 Porównanie wskaźnika jakości zawieszenia tylnej części pojazdu modelu z nieliniowymi charakterystykami sprężystości dla różnych funkcji kary,  $S_0 = 256e-6$ ,

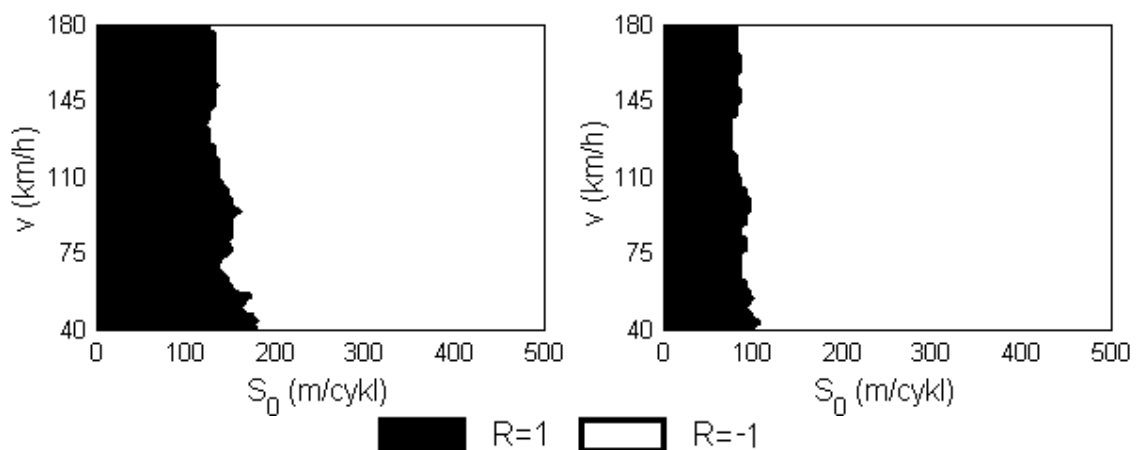
$$m_{r,half} = 1740kg$$

Na rys.5.21 zamieszczono wyniki symulacji numerycznych dla pięciu różnych wartości nałożonej funkcji kary. Przedstawione serie uwidaczniają obszary gdzie koło prawdopodobnie jest w ciągłym kontakcie z drogą (linie zlewają się w jedną) oraz gdzie występuje efekt odrywania od nawierzchni. Zmianom wartości funkcji kary odpowiada proporcjonalna zmiana wartości wskaźnika jakości. Wynika to z faktu, że odpowiedzi układu pozostają stałe, natomiast dla tych samych przedziałów czasowych, kiedy następowało odrywanie, proporcjonalnie wzmacniany jest wskaźnik  $J_2$  poprzez narzuconą karę  $k_{nr}^*$ . Na podstawie wykresów 5.18 i 5.21 subiektywnie możemy określić poziom na jakim powinna zostać przyjęta wartość funkcji kary.

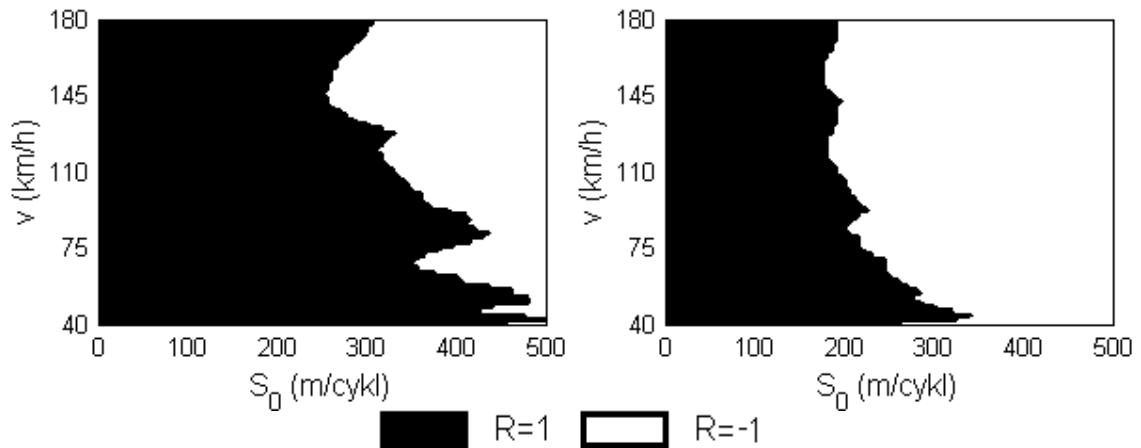
Do określenia obszarów gdzie koło jest w ciągłym kontakcie z drogą pomógł współczynnik  $R$  zdefiniowany dla  $s \in \langle 0, 2 \rangle km$  jako [Jankowski i inni, 2009, Jankowski i inni, 2010]:

$$R = \begin{cases} 1 & \text{jeżeli } \forall (X_{nr}(s) - x(s)) \geq 0 \\ -1 & \text{jeżeli } \exists (X_{nr}(s) - x(s)) < 0 \end{cases} \quad (5.16)$$

Gdy koło jest w ciągłym kontakcie z drogą to  $R=1$ , lub gdy choć raz utraciło kontakt to  $R=-1$ . Przedstawione na rys.5.22 i 5.23 wyniki wskazują, że ze wzrostem masy resorowanej obszary niepoprawnej pracy ogumienia (utrata kontaktu) zachowują się odmiennie niż obszary złej pracy zawieszenia (przekroczenie zakresu). Wzrost masy spowodował zmniejszenie niepoprawnego obszaru  $R=-1$  dla koła, natomiast powodował wzrost  $D=-1$  dla zawieszenia.



Rys.5.22 Obszary przekroczenia zakresu ugięć ogumienia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu, model z nieliniowymi charakterystykami sprężystości,  $m_{r, half} = 580kg$

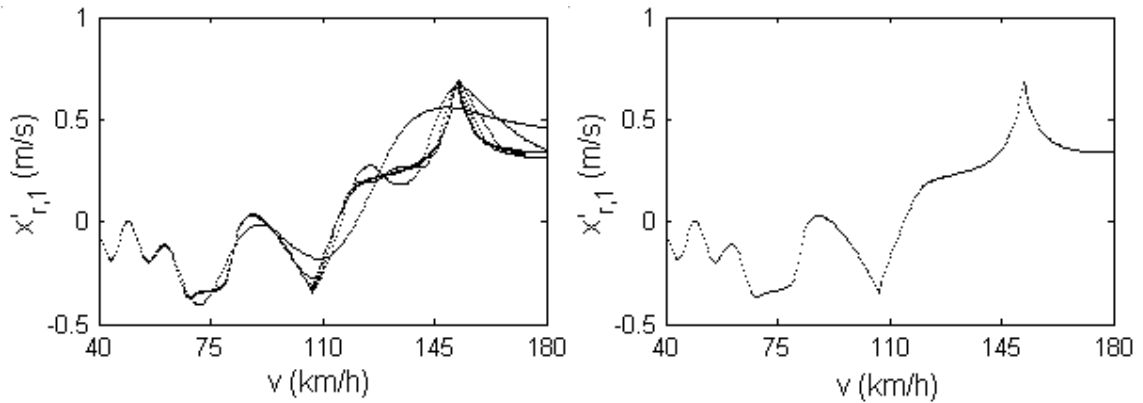


Rys.5.23 Obszary przekroczenia zakresu ugięć ogumienia przedniej (a) i tylnej (b) części pojazdu, model z nieliniowymi charakterystykami sprężystości,  $m_{r,half} = 1740kg$

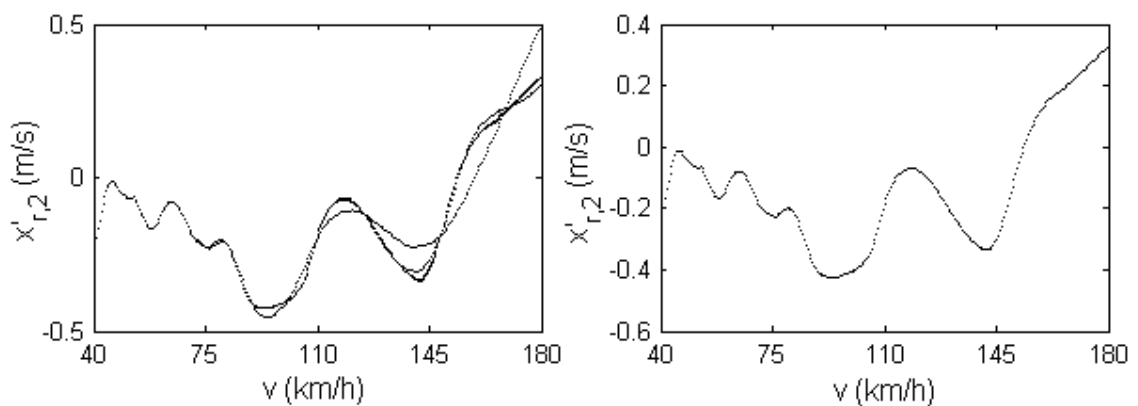
Wykonano ocenę wpływu zjawiska utraty kontaktu na dynamikę ruchu pojazdu. Ponieważ profil drogi systematycznie powtarza się co 100m, należało odpowiedzieć na pytanie: czy ruch pojazdu dla kolejnych odcinków drogi o długości 100m powtarza się czy też odrywanie koła powoduje jego nieregularność. W tym celu wykonano wykresy bifurkacyjne [Kurnik, 1997, Thomson, 1973]. Ponieważ w układzie występują silne nieliniowości, zasada superpozycji nie jest spełniona, zrezygnowano z wykresów bifurkacyjnych dla poszczególnych składowych harmonicznych profilu, wykonując wykresy dla kompletnego profilu. Jako częstość odniesienia na wykresach bifurkacyjnych przyjęć:

$$\omega_b = \frac{2\pi v}{\lambda_{max}} \quad (5.17)$$

gdzie  $\lambda_{max} = 100m$  odpowiada długości najdłuższej fali, zaś  $v$  prędkości jazdy pojazdu. Na rys.5.24 i 5.25 przedstawiono wykresy bifurkacyjne przedstawiające zmianę prędkości masy resorowanej przedniej i tylnej części samochodu rejestrowanych w funkcji prędkości pojazdu, próbkowane z częstością  $\omega_b$ . Dla obu części pojazdu przedstawiono po dwa wykresy, które odpowiednio przedstawiały wyniki otrzymane po przejechaniu odcinka drogi o długości 2km, czyli od chwili początkowej do przejechania 20 identycznych następujących po sobie odcinków 100 metrowych, odrzucając stan przejściowy. Analiza wykresów wykazuje, że ruch zawsze ulegał stabilizacji tj. po odrzuceniu pierwszych 10 okresów uzyskano odpowiedź, której poszczególnym prędkościom odpowiada tylko 1 punkt na wykresie, tzn. ruch jest powtarzalny, regularny, rys.5.24b i 5.25b.



Rys.5.24 Wykresy bifurkacyjne prędkości przedniej części pojazdu dla przejechanego odcinka drogi: (a) 0-2km oraz (b) 1-2km,  $S_0 = 256e - 6$ ,  $m_{r,half} = 1740kg$



Rys.5.25 Wykresy bifurkacyjne prędkości tylnej części pojazdu dla przejechanego odcinka drogi: (a) 0-2km oraz (b) 1-2km,  $S_0 = 256e - 6$ ,  $m_{r,half} = 1740kg$

W pracy wszystkie wyniki uzyskano dla sygnałów wymuszających przedstawionych w rozdziale 3.1.2 na rys.3.3. Porównując zachowanie analizowanych modeli dla różnych wymuszeń, tj. o tej samej gęstości widmowej mocy, lecz różnych losowych przesunięć fazowych stwierdzono, że wszystkie modele poza ostatnim, uwzględniającym odrywanie koła od drogi posiadają powtarzalne właściwości. Natomiast w przypadku modelu z nieliniowym modelem uwzględniającym utratę kontaktu zaobserwowano brak powtarzalności dla różnych sygnałów wymuszenia. Wraz ze zmianą przesunięć fazowych w sposób istotny zmieniają się przebiegi wskaźnika jakości oraz obszary, gdzie występowało lub nie odrywanie koła.



## ROZDZIAŁ 6

### Podsumowanie i wnioski końcowe

W pracy przeprowadzono analizę drgań nieliniowego zawieszenia pojazdu samochodowego z tłumieniem magneto-reologicznym. Głównym celem badań było określenie w jakim stopniu zawieszenie półaktywne umożliwia poprawę właściwości dynamicznych pojazdu w stosunku do rozwiązania klasycznego. Algorytm sterowania rozwiązaniem semiaktywnego oparto na abstrakcyjnym modelu „sky-ground-hooks”. Opracowano szereg modeli zastępczych umożliwiających realizację tej koncepcji w pojeździe samochodowym. Modele te opisują układy od idealnego, najlepiej wypełniającego założenia metody sterowania do najbardziej oddającego rzeczywisty system z tłumieniem magneto-reologicznym. Idealny model zastępczy wykorzystuje element aktywny do realizacji strategii sterowania, zapewnia pełne odwzorowanie przyjętego algorytmu. Kolejny model zastępczy to rozwiązanie semiaktywne z tłumikiem MR, które umożliwia jedynie przybliżenie pożądanych właściwości. Do opisu tłumika MR zastosowano model Bouc-Wena. Przeprowadzono identyfikację parametrów na podstawie znanych charakterystyk eksperymentalnych z wykorzystaniem wskaźnika dopasowania. Opracowano model odwrotny Bouc-Wena, którego zadaniem jest wyznaczenie wartości prądu zapewniającego zrealizowanie pożądanej siły. Model zastępczy z tłumikiem MR poddano modyfikacjom, uwzględniono dynamikę obwodu cewki a następnie wprowadzono do układu regulator PI celem redukcji wpływu zwłok czasowych. Właściwości modeli zastępczych porównano z referencyjnym modelem z liniowym amortyzatorem. Badania zawieszenia semiaktywnego z tłumikami MR wykonano kompleksowo z uwzględnieniem istotnych zjawisk występujących podczas eksploatacji pojazdu, tzn. zmiany masy resorowanej, wielkości współczynnika rozkładu mas oraz możliwości utraty kontaktu koła z nawierzchnią drogi i ograniczonym zakresem ugięć zawieszenia.

Referencyjny, liniowy model ćwiartki samochodu posłużył do doboru wartości współczynników wagowych metody sum ważonych, w celu rozwiązania zagadnienia wielokryterialnego. Metoda sum ważonych z odpowiednio dobranymi współczynnikami umożliwiła znalezienie najlepszych parametrów rozważanej koncepcji sterowania „sky-ground-hooks”. Zadanie polioptymalizacji rozwiązano dokonując „skalibrowania”

wartości współczynników wagowych na podstawie optymalnego tłumienia modelu z wiskotycznym tłumikiem.

Na podstawie przyjętego wskaźnika jakości będącego miarą zarówno komfortu jazdy jak i bezpieczeństwa przedstawiono właściwości modeli zastępczych umożliwiające realizację optymalnego algorytmu sterowania. Rozwiązanie z elementem aktywnym, które umożliwia w pełni realizację algorytmu poprawiło właściwości dynamiczne pojazdu samochodowego o ok. 4-11% w stosunku do rozwiązania referencyjnego. Wskaźnik jakości określony dla zawieszenia aktywnego przyjmuje wartości coraz bardziej korzystne wraz ze wzrostem analizowanych prędkości jazdy w stosunku do modelu z liniowym amortyzatorem, (rys.3.12). Rozwiązanie półaktywne wykorzystujące tłumik magnetoreologiczny, które może tylko rozpraszać energię, posiada ograniczone możliwości realizacji algorytmu sterowania. Pomimo tej niedogodności rozwiązanie to, (będące głównym obiektem badań) w bardzo dobrym stopniu przybliży odpowiedzi zawieszenia aktywnego, wskaźnik jakości jest nieznacznie gorszy, (rys.3.30). Model pojazdu z tłumikiem MR posiada lepsze charakterystyki wskaźnika jakości niż rozwiązanie referencyjne. Uwzględnienie w modelu zastępczym dynamiki obwodu cewki tłumika magnetoreologicznego i związany z tym efekt opóźnienia spowodował znaczne pogorszenie właściwości pojazdu. W niektórych przypadkach wskaźnik jakości był nawet gorszy niż dla modelu referencyjnego, (rys.3.30). Analizę wykonano dla najbardziej niekorzystnej wartości stałej czasowej podanej w literaturze, czyli najdłuższej z możliwych zwłok czasowych. W celu zmniejszenia niekorzystnego wpływu opóźnień czasowych cewki zastosowano regulator PI. Wartości wskaźnika jakości po zastosowaniu regulatora uległy poprawie zbliżając się do tych, które posiadał model bez opóźnień, (rys.3.31). Właściwości obwodu cewki w znaczący sposób wpływają na możliwość uzyskania wymaganych odpowiedzi układu. Dlatego zastosowanie tłumika magnetoreologicznego z zawieszeniu pojazdu wymaga budowy odpowiedniego kontrolera, który uwzględniałby poza głównym algorytmem sterowania aspekty związane ze zwłoką czasową.

W przypadku znacznej zmiany masy resorowanej ze względu na ugięcie statyczne wymagana jest korekta charakterystyki sprężystości. Analizowano właściwości dynamiczne pojazdu biorąc pod uwagę dwa warianty elementów sprężystych: liniowego z możliwością nastawiania jego sztywności w zależności od aktualnego obciążenia statycznego, oraz nieliniowego posiadającego progresywną charakterystykę. Otrzymane wyniki wykazały, że dla układów o znacznym zakresie zmian masy nadwozia

najlepszym rozwiązaniem byłoby zbudowanie systemu umożliwiającego utrzymywanie stałego ugięcia statycznego zawieszenia. Resor o nieliniowej charakterystyce wymaga zastosowania dużych nieliniowości oraz konieczna jest dodatkowa zmiana tłumienia dostosowana do zmiany sztywności. W praktyce rozwiązanie takie może być trudne do wykonania.

Wartość współczynnika rozkładu mas decyduje o możliwości rozprzęgnięcia drgań modelu o czterech stopniach swobody na dwa niezależne podsystemy: przedniej i tylnej części samochodu. Jeśli współczynnik ten jest równy jedności, drgania obu części pojazdu są niezależne. Natomiast nie spełnienie tego warunku powoduje, że właściwości jednej z części pojazdu poprawiają się kosztem drugiej. Wraz ze zmianą wartości współczynnika rozkładu mas wskaźniki jakości przedniej i tylnej części zmieniają się przeciwnie, jeśli wartość jednego rośnie to drugiego maleje, (rys.5.12).

W pracy badano właściwości pojazdu biorąc pod uwagę drogi o dobrym i złym stanie nawierzchni, znacznik jakości drogi  $S_0$  przyjmując do 256m/cykl. Stwierdzono możliwość utraty kontaktu koła z nawierzchnią drogi, (rys.5.22-5.23), nie następuje natomiast przekroczenie dopuszczalnego zakresu ugięć zawieszenia, (rys.5.19-5.20). W analizie właściwości modelu z uwzględnieniem efektu odrywania koła od drogi uwzględniono nałożenia kary na wskaźnik jakości.

Przedstawione w pracy wyniki wykazały możliwość poprawy charakterystyk wskaźnika jakości pojazdu samochodowego z zastosowaniem półaktywnego zawieszenia z tłumieniem magnetoreologicznym. Udowodniono zatem, że układ ze sterowanym według koncepcji „sky-ground-hooks” tłumikiem magnetoreologicznym umożliwia poprawę właściwości dynamicznych pojazdu w stosunku do rozwiązania klasycznego z liniowym amortyzatorem, co było tezą sporządzonej rozprawy doktorskiej.

## Spis literatury

1. Ahmadian M., 2002, Active control of vehicle vibration, Eds. Ewins D., Braun S., Rao S., *Encyclopedia of Vibration*, Elsevier, s.37-45
2. Ahmadian M., 2009, Closed – form analysis of vehicle suspension ride and handling performance, Eds. Thomsen P.G., True H., *Non-smooth Problems in Vehicle System Dynamics*, Springer, Berlin
3. Bajkowski J., Bajkowski M., Grzesikiewicz W., Sofonea M., Shillor M., Zalewski R., 2007, Analysis of the dependence between a temperature and working parameters of the MR damper, *Mechanics* 26(4), s.149-155
4. Bajkowski J., Dudziak B., Zalewski R., 2008, Experimental research of a magnetorheological damper with various Crevieses – modeling and simulations, *Machine Dynamics Problems* 32(1), s.14-22
5. Bajkowski J., Dudziak B., Zalewski R., 2010, MR damper – Analysis and simulation of selected characteristics in Scilab computer program, *XVIII Francusko-polskie Seminarium Mechaniki*, 31 maja, Warszawa, Polska
6. Bajkowski M., Zalewski R., 2007, Dynamic model of special object with magnetorheological shock absorber, *Machine Dynamics Problems* 31(4), s.5-14,
7. Beres W., 1983, *Dynamika pojazdów i maszyn roboczych ciężkich*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław
8. Biran A., Breiner M., 1995, *Matlab for engineers*, Addison-Wesley Publisher, New York
9. Borowiec M., Litak G., Friswell M.I., 2006, Nonlinear response of an oscillator with a magneto-rheological damper subjected to external forcing, *Applied Mechanics and Materials* 5(6), s.277-284
10. Choi S.B., Lee S.K., Park Y.P., 2001, A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper, *Journal of Sound and Vibration* 245(2), s.375-383
11. Dominguez A., Sedaghati R., Stiharu I., 2008, Modeling and application of MR dampers in semi-adaptive structures, *Computers and Structures* 86, s.407-415
12. Fischer D., Iserman R., 2004, Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions, *Control Engineering Practice* 12, s.1353-1367
13. Guglielmino E., Sireteanu T., Stammers C.W., Ghita G., Giucle M., 2008, *Semi-active suspension control*, Springer, Londyn
14. Guo S., Yang S., Pan C., 2005, Analysis on harmonic responses of vehicle suspension systems with magnetorheological dampers, *ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, September 24-28, Long Beach, California, USA
15. Gopala Rao L.V.V., Narayanan S., 2008, Preview control of random response of a half-car vehicle model traversing rough road, *Journal of Sound and Vibration* 310, s.352-365

16. Gordon T.J., 1995, Non-linear optimal control of a semi-active vehicle suspension system, *Chaos, Solitons & Fractals* 5(9), s. 1603-1617
17. Hernandez S., 2010, Structural Optimization: 1960-2010 and Beyond, *Computational Technology Reviews* 2, s.177-222
18. Hayhoe G.F., 1992, Spectral characteristics of longitudinal highway profiles as related to ride quality, Eds. Wambold H., *Vehicle, Tire and Pavement Interface ASTM STP 1164*, s.32-54
19. Jacenko N., 1975, *Drgania, wytrzymałość i przyspieszone badania samochodów ciężarowych*, WKŁ, Warszawa
20. Jankowski K.P., Mitura A., Warmiński J., 2009, Modeling and analysis of vibratory responses of self-balancing double pendulum systems, *Eccomas Thematic Conference, Multibody Dynamics*, 29June-2July, Warsaw, Poland
21. Jankowski K.P., Mitura A., Warmiński J., 2010, Investigation of crash impact induced oscillatory response of element soft automotive latch systems, *SAE 2010 World Congress & Exhibition*, 13-15April, Detroit, Michigan, USA
22. Jansen L.M., Dyke S.J., 2000, Semi-active control strategies for MR dampers: a comparative study, *ASCE Journal of Engineering Mechanics* 126(8), s. 795-803
23. Jędrzykiewicz Z., 2007, *Teoria sterowania układów jednowymiarowych*, AGH Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne, Kraków
24. Kamiński E., 1977, *Drgania pojazdów i teoria zawieszzeń*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa
25. Kamiński E., Pokorski J., 1983, *Dynamika zawieszzeń i układów napędowych pojazdów samochodowych*, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Warszawa
26. Karnopp D., Crosby M.J., Harwood R.A., 1974, Vibration control using semi-active force generators, *ASME Journal of Engineering for Industry* 96, s.619-626
27. Kasprzyk T., Prochowski L., 1990, *Obciążenia dynamiczne zawieszzeń*, WKŁ, Warszawa
28. Kołek K., Rosół M., 2007, Zastosowanie tłumika magnetoreologicznego w tłumieniu drgań, *Pomiary Automatyka Robotyka* 5, s. 5-8
29. Kowal J., 1990, Aktywne i semiaktywne metody wibroizolacji układów mechanicznych, *Zeszyty Naukowe Akademii Górniczo-Hutniczej Im. Stanisława Staszica* 1310(23)
30. Kurnik W., 1997, *Dynamika układów nieliniowych, bifurkacje dywergentne i oscylacyjne*, WNT, Warszawa
31. Kwok N.M., Ha Q.P., Nguyen T.H., Li J., Samali B., 2006, A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization, *Sensor and Actuators* 132, s. 441-451
32. Lagarias J.C., Reeds J.A., Wright M.H. Wringht P.E., 1998, Convergence properties of the Nelder-Mead Simplex method in low dimensions, *SIAM Journal of Optimization* 9(1), s. 112-147
33. Li S., Yang S., Guo W., 2004, Investigation on chaotic motion in hysteretic non-linear suspension system with multi-frequency excitations, *Mechanics Research Communications* 31, s. 229-236

34. Liu Y., Matsuhisa H., Utsuno H., Park., J.G., 2005a, Variable damping and stiffness vibration control with two magnetorheological fluid dampers in series, *ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, September 24-28, Long Beach, California, USA
35. Liu Y., Waters T.P., Brennan M.J., 2005b, A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances, *Journal of Sound and Vibration* 280, s.21-39
36. Litak G., Borowiec M., Friswell M., Szabelski K., 2008, Chaotic vibration of a quarter-car model excited by the road surface profile, *Communications In Nonlinear Science and Numerical Simulation* 13, s.1373-1383
37. Lu X.P., 1985, Effects of road roughness on vehicular rolling resistance, Eds. Gillespie T.D., Sayers M., *Measuring Road Roughness and its Effects on User Cost and Comfort ASTM STP 884*, s. 143-161
38. Ławniczak A., Milecki A., 1999, *Ciecze elektro- i magnetoreologiczne oraz ich zastosowanie w technice*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań
39. Makowski M., Grzesikiewicz W., 2008, Modelowanie drgań układu mechanicznego ze sterowanymi amortyzatorami, *Modelowanie Inżynierskie* 36, s.221-228
40. Makowski M., Knap L., Pokorski J., 2006, Badanie i modelowanie drgań układu wyposażonego w sterowany tłumik magnetoreologiczny, *Modelowanie Inżynierskie* 32, s. 361-368
41. Martynowicz P., Sapiński B., 2005, Pitch-plane model of MR vehicle suspension for experimental testing, *Mechanics* 24(2), s. 120-123
42. Metallidis P., Verros G., Natsiavas S., Papadimitriou C., 2003, Fault detection and optimal sensor location in vehicle suspensions, *Journal of Vibration and Control* 9, 337-359
43. Minorsky N., 1967, *Drgania nieliniowe*, PWN, Warszawa
44. Mitura A., Warmiński J., 2006a, Nieliniowy model tłumienia w zawieszeniu pojazdu samochodowego, *Przegląd Mechaniczny* 12S, s. 110-113
45. Mitura A., Warmiński J., 2006b, Model samochodu z subwiskotycznym tłumikiem magneto-reologicznym, Eds. Kiernicki Z., *Inżynierowie nowej ery a zagadnienia konstruowania i badania pojazdów*, Lider DUO, s. 27-32
46. Mitura A., Warmiński J., 2008a, Semi-active control of vehicle suspension with MR damper, *Euromech Colloquium 498, Nonlinear Dynamics of Composite and Smart Structures*, 21-24 May, Kazimierz Dolny, Poland
47. Mitura A., Warmiński J., 2008b, Analysis of oscillations of vehicle suspension with magnetorheological dampers, *Machine Dynamics Problems* 32(1), s.64-72
48. Mitura A., Warmiński J., 2010a, Analysis of vertical vibration of a vehicle with introduced nonlinear effect wheel hop, *XVIII Francusko-polskie Seminarium Mechaniki*, 31 maja, Warszawa, Polska
49. Mitura A., Warmiński J., 2010b, Nonlinear dynamics of a vehicle with semi-active suspension, *The Tenth International Conference on Computational Structures Technology*, 14-17 September, Valencia, Spain

50. Mitschke M., 1977, *Dynamika samochodu*, WKŁ, Warszawa
51. Nwokah O., Hurmuzlu Y., 2001, *The Mechanical Systems Design Handbook, Modeling, Measurement and Control*, CRC Press LLC, Boca Raton
52. Ohsaku S., Nakayama T., Kamimura I., Motozono, 1999, Nonlinear  $H_\infty$  control for semi-active suspension, *JSAE Review* 20, s. 447-452
53. Osiński Z., Wróbel J., 1982, *Teoria konstrukcji maszyn*, PWN, Warszawa
54. Papalukopoulus C., Natsiavas S., 2007, Nonlinear biodynamics of passengers coupled with quarter car models, *Journal of Sound and Vibration* 304, s. 50-71
55. Papalukopoulus C., Theodosiou C., Natsiavas S., 2006, Nonlinear Dynamics of vehicle models coupled with biodynamic passenger models, *2<sup>nd</sup> International Conference on Nonlinear Normal Modes and Localization in Vibrating Systems*, June 19-23, Samos, Greece
56. Prochowski L., 2005, *Pojazdy Samochodowe, Mechanika ruchu*, WKŁ, Warszawa
57. Prochowski L., Żuchowski A., 2005, *Samochody ciężarowe i autobusy*, WKŁ, Warszawa
58. Reński A., 1997, *Budowa samochodów, Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa
59. Reimpell J., Betzler J., 2004, *Podwozia samochodów Podstawy konstrukcji*, WKŁ, Warszawa
60. Rill G., Schiehlen W., 2009, Performance assessment of time integration methods for vehicle dynamics simulation, *Eccomas Thematic Conference, Multibody Dynamics*, 29June-2July, Warsaw, Poland
61. Sapiński B., 2005, Real-time control for a magnetorheological shock absorber in a driver seat, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 43(3), s 631-653
62. Sapiński B., 2008, *Real-time control of magnetorheological dampers in mechanical systems*, AGH University of Science and Technology Press, Kraków
63. Sapiński B., Martynowicz P., 2005, Vibration control in a pitch-plane suspension model with MR shock absorber, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 43(3), s 655-674
64. Sapiński B., Rosół M., 2007, MR damper performance for shock isolation, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 45(1), s.133-145
65. Sapiński B., Rosół M., 2008, Autonomous control system for a 3 DOF pitch-plane suspension model with MR shock absorbers, *Computers and Structures* 86, s.379-385
66. Sengla S., Reich S., 2007, Optimization and comparison of passive, and semi-active vehicle suspension system, *12<sup>th</sup> IFToMM World Congress*, 18-21 June, Besancon, France
67. Shiiba T., Kawauchi R., Ueno Y., Okahana A., Matsunaga R., 2009, Effectiveness evaluation of tire-suspension hardware in the loop simulation system, *Eccomas Thematic Conference, Multibody Dynamics*, 29June-2July, Warsaw, Poland

68. Sikorski J., 1970, *Amortyzatory pojazdów samochodowych*, WKŁ, Warszawa,
69. Spencer B.F., Dyke S.J., Sain M.K., Carlson J.D., 1997, Phenomenological model of magnetorheological damper, *Journal of Engineering Mechanics, American Society of Civil Engineers*, 123(3), s.230-238
70. Szabelski K., 1994, *Zbiór zadań z drgań mechanicznych*, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin
71. Szabelski K., Hawrylecki W., 1981, Zagadnienie syntezy nieliniowych układów drgających o skończonej liczbie stopni swobody, *Archiwum Budowy Maszyn, Tom XXVIII, Zeszyt 1*
72. Szabelski K., Samodulski W., 1984, Badania uproszczonego modelu nieliniowych drgań samochodu jako układu z wymuszeniem parametrycznym, *Archiwum Budowy Maszyn, Tom XXXI, Zeszyt3-4*, s. 229-246
73. Szabelski K., Samodulski W., 1985, Drgania układu z niesymetryczną charakterystyką sprężystości parametrycznym i zewnętrznym wymuszeniu, *Mechanika Teoretyczna i Stosowana*, 23(2), s.223-237
74. Ślaski G., 2007, Strategie sterowania zawieszeniem dla ćwiartki samochodu – porównanie dla kryteriów bezpieczeństwa i komfortu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej* 2(65), s.5-16
75. Tang D. Gavin H.P., Dowell E.H., 2004, Study of airfoil gust response alleviation using an electro-magnetic dry friction damper. Part 1: Theory, *Journal of Sound and Vibration* 269, s. 853-874,
76. Thomsen J., 1973, *Vibrations and stability, Order and chaos*, McGraw Hill, London
77. Warmiński J., Kęcik K., 2009, Regular and chaotic motions of an autoparametric real pendulum system with the use of a MR damper, Eds. Awrejcewicz J., *Modeling, Simulation and Control of Nonlinear Engineering Dynamical Systems*, Springer, s.267-276,
78. Vaculin O., Valasek M., 2005, Influence of controlled suspension on truck stability, *Eccomas Thematic Conference, Multibody Dynamics*, June 21-24, Madrid, Spain
79. Valasek M., Novak M., Sika Z., Vaculin O., 1997, Extended ground-hook – New concept of semi-active control of truck's suspension, *Vehicle System Dynamics* 27, s. 289-303,
80. Valasek M., Kortum W., Sika Z., Magdalen L., Vaculin O., 1998, Development of semi-active Road-friendly truck suspensions, *Control Engineering Practice* 6, s. 735-744,
81. Verros. G., Georgiou G., Natsiavas S., 2005a, Multi-objective optimization of quarter-car models with linear or piecewise linear suspension dampers, *ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, September 24-28, Long Beach, California, USA
82. Verros G., Natsiavas S., Papadimitriou C., 2005b, Design optimization of quarter-car models with passive and semi-active suspensions under random road excitation, *Journal of Vibration and Control* 11, s.581-606



83. Verros G., Natsiavas S., Stefan G., 1999, Control of a Quarter-car model with variable damping, *ASME Design Engineering Technical*, September 12-15, Las Vegas, California, USA
84. Verros G., Natsiavas S., Stefan G., 2000, Control and dynamics of quarter-car models with dual-rate damping, *Journal of Vibration and Control* 6, s. 1045-1063
85. Yang S., Pan C., Guo S., 2005, Performance evaluation of semi-active control with magnetoreological damper, *ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, September 24-28, Long Beach, California, USA
86. Yang G., Jung H.J., Spencer B.F., 2001, Dynamic model of Full-Scale MR dampers for civil engineering applications, *US-Japan Workshop on Smart Structures for Improved Seismic Performances in Urban Region*, August 14, Seattle, WA, USA
87. Yang G., Spencer B.F., Carlson J.D., Sain M.K., 2002, Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations, *Engineering Structures* 24, s.309-323
88. Yao G.Z., Yap F.F., Chen G., Li W.H., Yeo S.H., 2002, MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system, *Mechatronics* 12, s. 963-973
89. Zalewski R., Bajkowski J., 2008, Analogie i różnice właściwości cieczy magnetoreologicznych oraz granulatów umieszczonych w przestrzeni z podciśnieniem, *Modelowanie Inżynierskie* 36, s.313-320
90. Żukowski S., 1958, *Resory*, PWT, Warszawa
91. [www.lord.com](http://www.lord.com)
92. [www.delphi.com](http://www.delphi.com)
93. [www.mathworks.com](http://www.mathworks.com)
94. PN-91/N-01354 Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia

## Streszczenie

### Modelowanie drgań nieliniowego zawieszenia pojazdu samochodowego z tłumieniem magnetoreologicznym

W pracy przedstawiono analizę drgań modelu zastępczego kołowego pojazdu samochodowego, którego zadaniem było jak najlepsze odwzorowanie właściwości wzorcowego, abstrakcyjnego modelu „sky-ground-hooks”. Obliczenia numeryczne wykonano biorąc pod uwagę model pojazdu z zawieszeniem aktywnym lub półaktywnym z tłumieniem magnetoreologicznym. Zastosowany tłumik MR opisano za pomocą modelu fenomenologicznego Bouc-Wena. Przeprowadzono identyfikację parametrów tłumika MR, uzależniając wybrane parametry od natężenia prądu elektrycznego. Zmodyfikowano model tłumika poprzez uwzględnienie dynamiki obwodu jego cewki oraz dodatkowo wprowadzono regulator PI celem skrócenia opóźnień czasowych.

Na podstawie przyjętego wskaźnika jakości, będącego miarą komfortu i bezpieczeństwa jazdy przeprowadzono analizę porównawczą właściwości modelu zastępczego i referencyjnego z liniowym tłumikiem wiskotycznym. Najbardziej korzystne parametry algorytmu sterowania „sky-ground-hooks” znaleziono za pomocą metody sum ważonych, której współczynniki wagi określono na podstawie optymalnego tłumienia modelu referencyjnego. Badania wykonano kompleksowo z wykorzystaniem modeli o różnym stopniu złożoności, o dwóch oraz czterech stopniach swobody, przy wymuszeniu kinematycznym pochodzącym od nierówności drogi. Zarys nawierzchni opisano za pomocą sygnału losowego wygenerowanego na podstawie widmowej gęstości mocy rzeczywistego profilu. Właściwości modeli przedstawiono biorąc pod uwagę istotne zagadnienia występujące podczas eksploatacji pojazdu, tzn. zmianę masy resorowanej, wielkości współczynnika rozkładu mas, możliwości utraty kontaktu koła z nawierzchnią drogi oraz ograniczonym zakresem ugięć zawieszenia.

Wykazano możliwości poprawy właściwości dynamicznych pojazdu samochodowego poprzez zastosowanie półaktywnego zawieszenia z tłumikiem magnetoreologicznym, sterowanego według koncepcji „sky-ground-hooks”. Przedstawiono korzyści związane z zastosowaniem tego rozwiązania.

## **Abstract**

### **Modelling of nonlinear vibrations of a vehicle suspension with magnetorheological damping**

The dissertation presents an analysis of vibrations of a reduced vehicle model, which approximates properties of an reference abstract, so called, the “sky-ground-hooks” model. Numerical calculations are performed for a vehicle with a suspension considered in two variants: active and semi-active with magnetorheological damping. The applied MR damper is described by the phenomenological Bouc-Wen model. Its parameters have been identified using functional relationships between selected parameters and an input current. The model of the MR damper has been modified taking into account circuit coil dynamics and the additional PI controller, which reduces a time delay.

On the basis of the assumed performance index, which characterizes driving comfort and safety, various variants of a vehicle's suspension have been analysed. Numerical simulations have been carried for the proposed reduced models and then compared with the reference model with linear viscous damping. Optimal parameters of the “sky-ground-hooks” control algorithm have been found using a weighted sum method. Indicators of this method have been determined on the basis of optimal damping of the reference model.

Complete numerical simulations have been done for systems with various complexity levels. The quarter model with two degrees of freedom, and the half car model with four degrees of freedom excited kinematically by random road profiles have been tested. The profiles have been generated by application of the spectral representation method, where irregularities correspond to the power spectral density of a real road. The numerical simulations have taken into consideration a change of the sprung mass, value of the mass distribution coefficient, a nonlinear effect of a wheel hop and possible exceeding of a suspension deflection range.

It has been shown that the semi- active MR suspension allows to improve properties of vehicle dynamics by application of the assumed “sky-ground-hooks” control method. The advantages of the proposed solutions have been pointed out as well.