

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Utilização de Fluidos Magneto-Reológicos em
Sistemas de Suspensão Veicular**

Victor Veloso Fernandes
Guilherme Machado Ribeiro

RIO DE JANEIRO

2019

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

Utilização de Fluidos Magneto-Reológicos em Sistemas de Suspensão Veicular

Victor Veloso Fernandes
Guilherme Machado Ribeiro

Projeto final apresentado em cumprimento
às normas do Departamento de Educação
Superior do CEFET/RJ, como parte dos
requisitos para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica

Orientadora: Luciana Loureiro da Silva Monteiro

Coorientador: Alexandre Silva de Lima

RIO DE JANEIRO

2019

FICHA CATALOGRÁFICA

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de agradecer primeiramente a todos os professores envolvidos durante toda a nossa formação, desde o ensino fundamental até a graduação. Sem o conhecimento passado a nós, somado com o pensamento crítico que foi estimulado ao longo de nossas vidas, não seria possível concluir esse projeto. Agradecemos em especial a professora Dra Luciana Loureiro pela orientação que nos foi dado, pela paciência e principalmente pelo suporte. Além disso, agradecemos todas as nossas famílias, pois sempre estiveram ao nosso lado nos orientando a tomar as melhores decisões e por nos ajudarem a construir esse sonho, que é nos tornarmos engenheiros.

Eu, Victor, agradeço a minha mãe Ester Veloso Fernandes, uma mulher de grande coração que sempre lutou para me dar o melhor, abrindo mão muitas vezes do próprio conforto. Obrigado pelo seu carinho, amor e broncas, pois sem tudo isso não estaria concluindo minha graduação. Deixo um agradecimento especial a minha amiga e companheira Natalia Martins da Silva, que sempre me deu suporte durante a faculdade e que me deu forças a não desistir nos momentos mais difíceis. Deixo um grande obrigado ao meu irmão, Douglas Veloso Fernandes, pois sempre me ajudou ao longo da faculdade, dando dicas indispensáveis na construção de minha carreira e pelas aulas particulares que me fizeram passar nas matérias.

Primeiramente, Eu, Guilherme, gostaria de dedicar este trabalho à minha família pelo apoio incondicional durante a minha trajetória acadêmica e de vida, meus pais, Carmem Lúcia Gonçalves Machado e José Luiz Ribeiro Filho, meu irmão, Leonardo Machado Ribeiro e minha avó, Diva de Andrade e Silva Ribeiro. Sem eles, não seria possível obter êxito nas etapas difíceis da vida, testando a minha perseverança e força para superar obstáculos. Além deles, a participação da minha amiga mais próxima e companheira, Mariana Arruda Alves, foi de suma importância para o meu amadurecimento e crescimento pessoal durante os anos. Destaco, também, os amigos e colegas que fiz durante esse período na faculdade, com as horas de estudos em grupo, compartilhamento de material e de companheirismo nos momentos difíceis.

Ao longo dos anos, fui ensinado sobre o conceito de justiça e reconhecimento, ou seja, tratar os desiguais à medida em que se desigalam, dessa forma, agradeço a todos os professores que contribuíram com a minha formação, mas em especial, alguns “mestres” (vocativo utilizado aos que transmitem conhecimento; ensinado durante o período em que fiz parte da Marinha do Brasil) que se destacaram por, não somente transmitir o conhecimento necessário para a minha formação profissional, mas também, por serem mais que professores, serem verdadeiros amigos que aconselham, repreendem nas horas certas e que se preocupam com cada detalhe da formação de um bom engenheiro. Queridos Matheus Campolina Mendes, Luciana Loureiro da Silva Monteiro, Alexandre Silva de Lima, Tatiane de Campos Chuvas e Fernando Ribeiro da Silva, posso dizer que tive a honra de ser aluno de vocês e muito obrigado por todos os ensinamentos passados, serão de grande valia na minha vida.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo sobre a dinâmica de amortecimento inteligente de um veículo com um sistema de suspensão semiativa, na qual utiliza-se fluido magneto-reológico (MR), cujo controle da vibração veicular se dá pela aplicação de tensão elétrica direta no fluido do amortecedor. Já é conhecido que os amortecedores MR possuem uma dinâmica com comportamento não-linear e, também, que seu sistema de controle necessita de estudos e aprimoramentos para a otimização do amortecimento em veículos. Desta forma, foi adotado o modelo matemático de $\frac{1}{4}$ de carro com a inclusão do modelo Bouc-Wen modificado para simular o amortecedor MR, a partir do qual fez-se o estudo do comportamento da dinâmica veicular para diferentes perfis de pista e com diferentes aplicações de tensão elétrica direta no amortecedor de forma a verificar os melhores resultados em termos de conforto para os usuários do veículo. Para tal, os perfis de pista lombada, buraco e senoidal foram utilizados. Para cada um dos perfis, foi realizada a comparação da resposta do sistema para aplicações de tensões elétricas diretas constantes, de 0 à 5V, onde verificou-se melhor desempenho em tensões elétricas mais elevadas nos perfis de lombada e senoidal, mas, no perfil de buraco, as menores tensões, diferentes de 0V, apresentaram melhores resultados.

Palavras-chave: amortecedor, magneto-reológico, fluido, veículo.

ABSTRACT

This paper presents a study on the intelligent damping dynamics of a vehicle with a semi-active suspension system, which uses magneto-rheological fluid (MR), whose vehicle vibration control is given by the application of direct electric voltage to the vehicle's fluid shock absorber. It is well known that MR shock absorbers have a nonlinear behavior dynamics and also that their control system needs studies and improvements to optimize vehicle damping. Thus, the $\frac{1}{4}$ car mathematical model was adopted with the inclusion of the modified Bouc-Wen model to simulate the MR damper, from which the behavior of the vehicle dynamics for different track profiles and with different applications was studied. direct voltage to the shock to ensure the best comfort results for vehicle users. For this, the speed bump, hole and sinusoidal track profiles were used. For each of the profiles, the system response was compared for constant direct voltage applications, from 0 to 5V, where a better performance was observed at higher electric voltages in the speed bump and sinusoidal track profiles, but in the hole, the lowest voltages, other than 0V, showed better results.

Key-Words: damping, magnetorheological, fluids, vehicle.

LISTA SÍMBOLOS

a – Amplitude;

A_d – Parâmetro histerético associado ao modelo de Bouc;

c_{0a} – Coeficiente de amortecimento viscoso observado na velocidade alta;

c_{0b} – Coeficiente de amortecimento viscoso observado na velocidade alta;

c_{1a} – Coeficiente de amortecimento viscoso observado na velocidade baixa;

c_{1b} – Coeficiente de amortecimento viscoso observado na velocidade baixa;

f_d – força produzida pela suspensão MR;

k_0 – Coeficiente de rigidez associada ao amortecedor magneto-reológico;

k_I – Coeficiente de rigidez acumulada;

k_s – Rigidez associada à mola da suspensão;

k_t – Rigidez associada ao pneu;

m_s – Massa suspensa;

m_u – Massa não suspensa;

u – Tensão de comando;

v_0 – Velocidade inicial;

x_0 – Deslocamento inicial associado a k_I ;

x_d – Deslocamento do amortecedor;

z_r – Perfil do terreno;

z_s – Deslocamento vertical da massa suspensa;

z_u – Deslocamento vertical da massa não suspensa;

α_a – Coeficiente evolutivo;

α_b – Coeficiente evolutivo;

β_d – Parâmetro histerético;

γ_d – Parâmetro histerético;

γ_d – Pseudo-deslocamento interno do amortecedor de magneto-reológico;

η – viscosidade aparente;

v – Saída de um filtro de primeira ordem.

LISTA ABREVIATURAS E SIGLAS

A – Amperes;

DCL - Diagrama de corpo livre;

ER – Eletro-reológico;

MR – Magneto-reológico.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Modelo de um quarto de carro com dois graus de liberdade com amortecedor Bouc-Wen. Fonte: EL-KAFIFY, EL-DEMERDASH e RABEIH (2012).....	3
Figura 2.2. Esquema do amortecedor de ressonância. Fonte: GUO, YANG e PAN (2006).....	5
Figura 2.3. Excitação de deslocamento sinusoidal de 0,5 cm e 1,5 Hz. Esquerda: Deslocamento x força e Direita: Força x velocidade Fonte: GUO, YANG e PAN (2006).....	6
Figura 2.4. Comparação da simulação da excitação com 1 Hz e 1 cm do modelo Bingham com o modelo proposto. Fonte: GUO, YANG e PAN (2006).	6
Figura 2.5. Simulação da excitação com 1,5Hz e 5 mm. Fonte: GUO, YANG e PAN (2006). 7	
Figura 2.6. Amortecedor MR com bobinas externas x bobinas internas. Fonte: Adaptado de HUANG, LI, & ZHU (2017).....	8
Figura 2.7. Plataforma de testes. Fonte: HUANG, LI e ZHU (2017).	8
Figura 2.8. A força de amortecimento varia com o deslocamento para diferentes frequências nas condições de corrente 0A e 1mm amplitude e a força de amortecimento varia com a velocidade para diferentes frequências nas condições de corrente 0A e amplitude de 1 mm. Fonte: Adaptado de HUANG, LI e ZHU (2017).....	9
Figura 2.9. Modelo de ¼ de carro com amortecedor MR de Bouc-Wen. Fonte: Adaptado de DU <i>et al.</i> (2013).	10
Figura 3.1. Amostra de fluido MR antes e durante a aplicação de um campo magnético. Fonte: CRIVELLARO (2008).	11
Figura 3.2. Micrografia eletrônica de varredura de partículas de pentocarbonil ferro zero da BASF. Fonte: CRIVELLARO (2008).	13
Figura 3.3. Sistema de suspensão veicular passiva. Fonte: SAVARESI, <i>et al.</i> (2010).....	14
Figura 3.4. Amortecedor Öhlins da Ducati Multistrada. Fonte: OHLINS (2014).	15
Figura 3.5. Veículo pioneiro na utilização de suspensão ativa, Lotus 99T. Fonte: Fórum de automobilismo FlatOut Brasil.	15
Figura 4.1 Comparação da aceleração da massa suspensa x tempo de Du el al com o modelo numérico deste trabalho.....	16
Figura 4.2 Modelo de ¼ de carro com amortecedor MR de Bouc-Wen. Fonte: Adaptado de DU, <i>et al.</i> (2013).	17
Figura 4.3. Diagrama de corpo livre das massas suspensa e não suspensa.	18
Figura 5.1. Função z_r que descreve o perfil de lombada.....	22

Figura 5.2. Resposta do deslocamento vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0 \text{ V}$, $u = 1 \text{ V}$, $u = 3 \text{ V}$, $u = 5 \text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.	23
Figura 5.3. Resposta da velocidade vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0 \text{ V}$, $u = 1 \text{ V}$, $u = 3 \text{ V}$, $u = 5 \text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.....	23
Figura 5.4. Função z_r que descreve o perfil de buraco.	25
Figura 5.5. Resposta do deslocamento vertical da massa suspensa <i>versus</i> tempo para $u = 0 \text{ V}$, $u = 1 \text{ V}$, $u = 3 \text{ V}$, $u = 5 \text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.	25
Figura 5.6. Resposta da velocidade vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0 \text{ V}$, $u = 1 \text{ V}$, $u = 3 \text{ V}$, $u = 5 \text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.....	26
Figura 5.7. Função z_r que descreve o perfil senoidal.....	27
Figura 5.8. Resposta do deslocamento vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0 \text{ V}$, $u = 1 \text{ V}$, $u = 3 \text{ V}$, $u = 5 \text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.	28
Figura 5.9. Resposta da velocidade vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0 \text{ V}$, $u = 1 \text{ V}$, $u = 3 \text{ V}$, $u = 5 \text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.....	29

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1. Parâmetros para um amortecedor MR. Fonte: DU <i>et al.</i> (2013).	21
--	----

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	11
3.1. Fluido Magneto-reológico	11
3.1.1. Composição Química.....	12
3.2. Suspensões Veiculares	13
3.1.2. Suspensão Passiva.....	14
3.1.3. Suspensão Semi-Ativa	14
3.1.4. Suspensão Ativa.....	15
4. MODELO MATEMÁTICO	16
5. RESULTADOS	21
5.1. Perfil de lombada.....	22
5.2. Perfil de Buraco	24
5.3. Perfil Senoidal.....	27
6. CONCLUSÕES.....	30
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	31

Capítulo 1

1. Introdução

Ao longo de sua história, um grande desafio para a indústria e, principalmente, para os engenheiros é a atenuação das vibrações mecânicas que as máquinas e construções estão sujeitas durante a sua vida útil em serviço. Dessa forma, para a indústria automotiva a criação e o aprimoramento de sistemas de amortecimento ativo e semiativo ganharam maior importância, com o objetivo principal de promover maior estabilidade, segurança e manobrabilidade em curvas e obstáculos, além de conforto ao condutor e passageiros de um veículo automotor, amortecendo as vibrações provenientes da interação entre as rodas e a estrada. Tal fato se deve ao melhor desempenho observado nessas estruturas em relação ao modelo mais rudimentar, o sistema passivo.

Em um sistema passivo, busca-se a atenuação dos efeitos provenientes da interação da estrutura física do corpo com o meio a partir de forças reativas, havendo limitação quanto a variedade randômica de perturbações e sendo necessária a utilização de sistemas mais sofisticados para algumas aplicações. Nesse contexto, o emprego de um sistema que seja capaz de atenuar as forças reativas provenientes das imperfeições de terreno, através de amortecedores contendo fluido magneto-reológico (MR), é uma alternativa mais eficiente para esse problema (DU, *et al.*, 2013).

A diferença principal entre o sistema ativo e semiativo de uma suspensão veicular consiste na utilização de uma central de atuadores eletro-hidráulicos por aquele, que compensam as irregularidades do terreno a partir da absorção de energia resultante da compressão da suspensão pela força reativa de uma protuberância ou liberação dessa energia em forma de força capaz de expandir (tracionar) o sistema de suspensão, compensando depressões no terreno. Já em relação ao sistema semiativo, há a regulação do fator de amortecimento, controlando a quantidade de energia dissipada nos amortecedores, o que constitui uma atuação indireta sobre o veículo.

Este trabalho tem como objetivo estudar um sistema de suspensão veicular utilizando um amortecedor magneto-reológico. Para este fim, desenvolveu-se um modelo matemático de um quarto veículo com um amortecedor de fluido magneto-reológico adotando o modelo de Bouc-Wen para analisar a dinâmica do sistema de vibração do veículo com esse tipo de suspensão com material inteligente. A fim de investigar o desempenho deste sistema inteligente,

diferentes tipos de excitações de estrada com perfil lombada, buraco e senoidal foram explorados para identificar as melhores condições do sistema. Além disso, analisou-se o desempenho da resposta dos amortecedores para diferentes tipos de tensão elétrica.

É feita uma revisão bibliográfica sobre os assuntos envolvidos na elaboração desse projeto, como artigos sobre amortecedores do tipo magneto-reológico, modelos de Bouc-Wen, curvas de histerese, dinâmica de amortecedores e modelos de vibração de um automóvel. Durante a elaboração do capítulo 2, foram abordadas as referências que nortearam a escrita deste projeto, permitindo a melhor compreensão das possibilidades dos sistemas contendo fluidos magneto-reológicos em sistemas de suspensão.

No capítulo seguinte, é realizada a fundamentação teórica, na qual foram abordados temas como a composição química dos fluidos magneto-reológicos, os princípios físicos envolvidos nas suas aplicações e os tipos de amortecedores que existem no mercado, bem como as suas diferenças.

No Capítulo 4, se faz uma explicação detalhada do modelo de vibração de um quarto de veículo, mostrando o diagrama de corpo livre e o “passo a passo” do desenvolvimento matemático que foi utilizado na simulação numérica em *Fortran*.

No próximo capítulo, são expostos os resultados obtidos na simulação numérica do modelo deste projeto e fez-se uma reflexão em cima do que foi obtido. Por fim, foram feitas as devidas conclusões e referências das bibliografias utilizadas.

Capítulo 2

2. Revisão Bibliográfica

Diferentes estudos vêm sendo empregados para o aprimoramento dos sistemas de amortecimento de veículos no intuito de aumentar a segurança e conforto dos passageiros. Para realizar um estudo de vibrações mecânicas aplicada a problemas reais é possível simplificar o sistema que será analisado. EL-KAFIFY, EL-DEMERDASH e RABEIH (2012) tinham o objetivo de estudar o conforto na condução de um veículo em uma estrada qualquer. Sabe-se que esse tipo de problema possui 7 graus de liberdade e outros fatores muito complexos nos quais seria exigido um estudo muito mais aprofundado. Como o foco do estudo foi descobrir como que um amortecedor hidráulico magneto-reológico (MR) do tipo Bouc-Wen poderia melhorar o conforto dos passageiros e do condutor, fez-se uma simplificação para um modelo de apenas um quarto de carro com dois graus de liberdade (Figura 2.1).

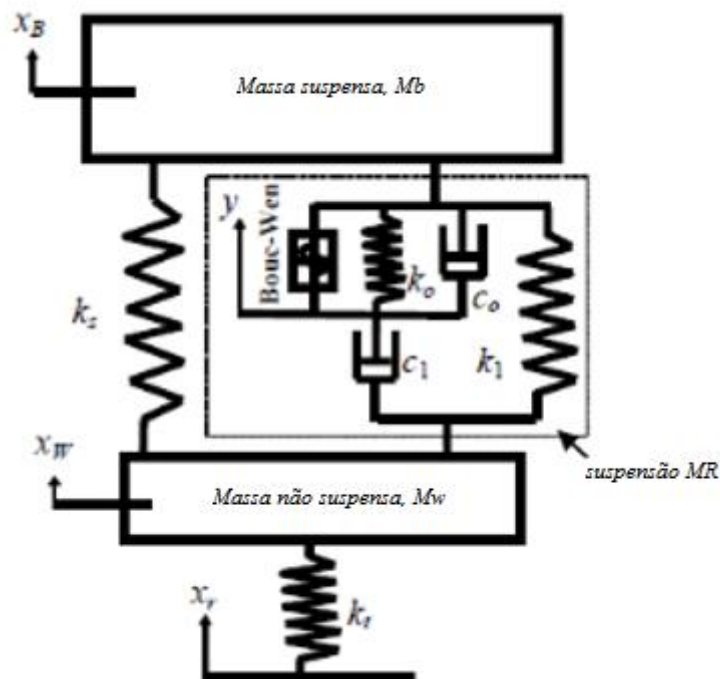


Figura 2.1. Modelo de um quarto de carro com dois graus de liberdade com amortecedor Bouc-Wen. Fonte: EL-KAFIFY, EL-DEMERDASH e RABEIH (2012).

Foi necessário adotar um sistema de controle e os autores optaram pelo sistema de modo deslizante. Ele tem o objetivo de aproximar a dinâmica do veículo com o modelo ideal de controle ativo de sky-hock. Nesse tipo de modelo, é adicionado um amortecedor ideal conectado entre a massa suspensa e um referencial inercial. Esse tipo de amortecedor possui comportamento viscoso com relação linear a velocidade absoluta da massa à qual está conectada, em vez da velocidade relativa.

O modelo estudado por EL-KAFIFY, EL-DEMERDASH e RABEIH (2012) foi testado em dois cenários diferentes. No primeiro, utilizou-se uma estrada com amplitude de pico severa, ou seja, com 0,1m para verificar o grau de excitação do sistema. Já no segundo teste, utilizou-se uma estrada com perfil randômico. Dessa maneira, comparam-se os resultados dos sistemas de suspensão passivo e semiativo ideais e totalmente ativo usando os valores médios RMS. Ficou evidente na simulação que para o sistema de controle projetado com o amortecedor fluido MR tem uma significativa melhoria na a estabilidade de cruzeiro e sua estabilidade lateral em comparação com o sistema de suspensão semiativo, passivo, totalmente ativo e ideal. Os autores utilizaram como parâmetros para a avaliação de conforto de condução o espaço de trabalho da suspensão, a carga dinâmica do pneu do modelo e a aceleração da massa suspensa. Nessa perspectiva, chegou-se as seguintes conclusões com os resultados adquiridos nas simulações. O amortecedor projetado melhorou as respostas transitórias para os critérios de desempenho de conforto de condução do veículo em relação à suspensão passiva convencional, bem como os casos passivos de MR para os inputs com velocidade elevada na estrada.

Além disso, foi possível registrar que o amortecedor MR projetado melhorou a estabilidade de cruzeiro em 24% em comparação com os sistemas de suspensão totalmente ativos e em 22% sobre os semiativos ideais para o input em estrada aleatória.

Tornou-se evidente também que as melhorias na qualidade de condução conquistadas utilizando o amortecedor MR projetado se deu em detrimento das acelerações do corpo do veículo, mas apenas 6% da redução foi alcançada em comparação com o sistema de suspensão passiva convencional. Os autores concluíram também que ainda é necessário pesquisar ainda mais sobre o tema para conseguir o máximo de benefícios e comprometimento entre os diferentes modos dinâmicos do veículo.

Um outro estudo relevante foi o de GUO, YANG e PAN (2006). O artigo propôs um modelo para um amortecedor MR, mas com a ênfase em interpretar os comportamentos bi-viscoso e histerético. Os autores também optaram em utilizar análise teórica e métodos numéricos para estudar os efeitos do comportamento bi-viscoso e histerético em um sistema isolado de vibração com o amortecedor MR. É afirmado no trabalho de GUO, YANG e PAN (2006) que quando submetidos a cargas senoidais, os amortecedores MR mostram um comportamento bi-viscoso e histerético. Nesse sentido, o comportamento dinâmico será do tipo não-linear para esse tipo de amortecedor. Existem alguns modelos já feitos para caracterizar esse comportamento dinâmico dos amortecedores MR, tais como o de Bingham (STANWAY, SPROSTON e STEVENS, 1987), o modelo não-linear bi-viscoso (STANWAY, SPROSTON e STEVENS, 1987), o modelo de histerese bi-viscosa (PANG, KAMATH e WERELEY, 1998), o modelo fenomenológico de Bouc-Wen (SPENCER, *et al.*, 1997), o modelo polinomial (CHOI, LEE e PARK, 2001), o modelo modificado da histerese de Bingham (YANG, *et al.*, 2005), e um modelo unificado para o amortecedor de vibração ER e MR (SIMS, HOLMES e STANWAY, 2004). O amortecedor estudado foi projetado pelo Instituto Ferroviário de (HAIJUN, *et al.*, 2002) e a ilustração esquemática do amortecedor está representado na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

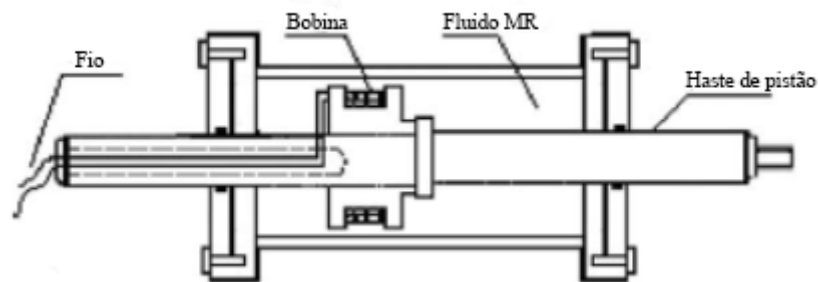


Figura 2.2. Esquema do amortecedor de ressonância. Fonte: GUO, YANG e PAN (2006).

GUO, YANG e PAN (2006) utilizaram um sensor de deslocamento e um de força. Dessa maneira foi possível medir o deslocamento do pistão e a força do amortecedor, respectivamente. Além disso, várias cargas sinusoidais foram aplicadas no amortecedor e assim mediu-se as respostas do sistema. Foi realizada também uma varredura de frequências com deslocamentos constantes de 0,5, 1,0 e 2,0 cm como um teste de desempenho. A corrente elétrica de entrada aplicada ao amortecedor MR foi mantida em um nível constante de 0, 0,5, 1,0, 1,5 e 2,0A. Os resultados experimentais estão representados na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

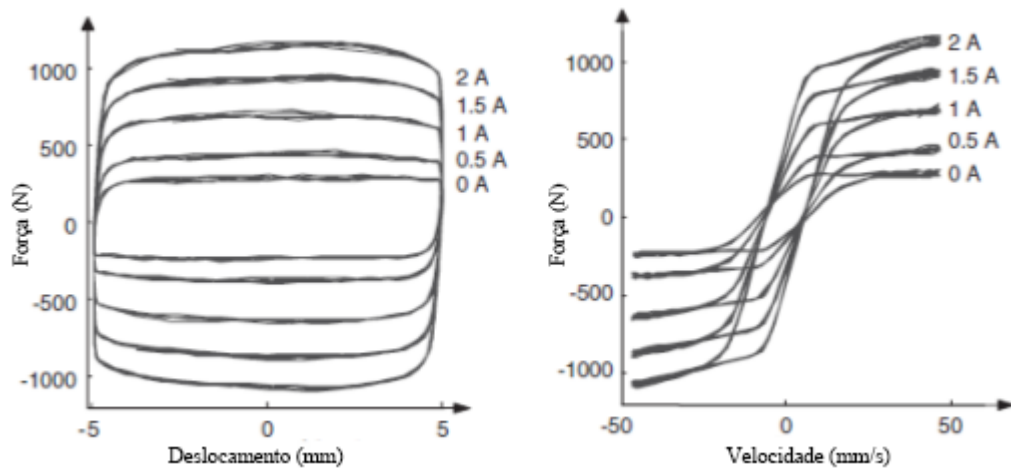


Figura 2.3. Excitação de deslocamento sinusoidal de 0,5 cm e 1,5 Hz. Esquerda: Deslocamento x força e Direita: Força x velocidade Fonte: GUO, YANG e PAN (2006).

A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** mostra o resultado da comparação, para excitações de 1 Hz de frequência, amplitude de 1cm e corrente de 2A, do modelo de Bingham com o modelo proposto. Torna-se evidente, dessa maneira, que o modelo de Bingham não pôde descrever os comportamentos bi-viscoso e histerético e o modelo proposto consegue simular esses comportamentos.

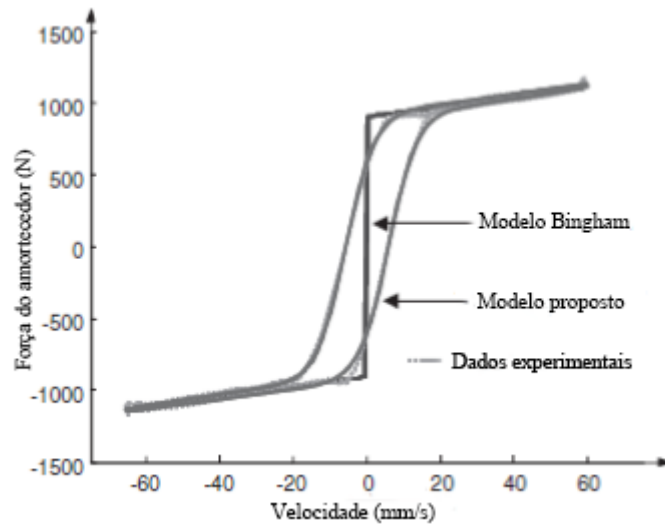


Figura 2.4. Comparação da simulação da excitação com 1 Hz e 1 cm do modelo Bingham com o modelo proposto. Fonte: GUO, YANG e PAN (2006).

Uma outra comparação é feita, só que dessa vez com outros parâmetros. A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** mostra os resultados da simulação do modelo de histerese bi-viscosa em excitação de frequência de 1,5 Hz, amplitude de 5 mm e corrente elétrica de 2 A. Isso evidencia que o modelo adaptado simula os dados de teste muito melhor do que o modelo de histerese bi-viscosa.

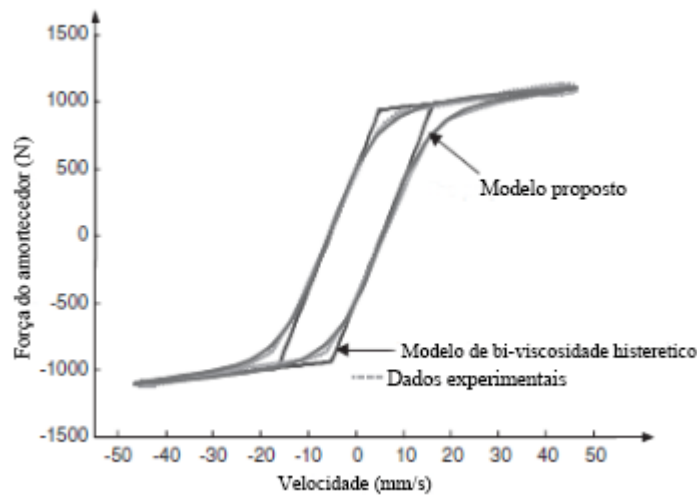


Figura 2.5. Simulação da excitação com 1,5Hz e 5 mm. Fonte: GUO, YANG e PAN (2006).

GUO, YANG e PAN (2006) chegaram a conclusão por meio dos resultados das simulações numéricas de que a precisão do modelo proposto por eles é superior ao modelo de Bingham e o modelo de histerese bi-viscoso. Além disso, a simulação numérica mostrou que a frequência de ressonância aumentará com o aumento da largura do loop da histerese e que as amplitudes de deslocamento diminuirão ou aumentarão quando a frequência de excitação é menor ou maior que a frequência natural do sistema, respectivamente.

Os amortecedores com fluidos magneto-reológicos normalmente são projetados de forma que a indução eletromagnética seja realizada dentro do pistão por meio de bobinas. Entretanto, um novo design foi proposto, na qual o objetivo era construir um amortecedor magneto-reológico com dimensões menores do que os usuais e, além disso, com a indução eletromagnética realizada externamente ao pistão pelas bobinas indutoras. Esse novo modelo também é chamado de mini-MR. O principal objetivo desse modelo foi obter pequenas cargas e pequeno amortecimento pelo padrão do campo magnético externo e examinar seu modelo dinâmico de acordo com os resultados experimentais de carregamento e amortecimento

(HUANG, LI e ZHU, 2017). A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** ilustra essa proposta e faz uma comparação com o modelo tradicional.

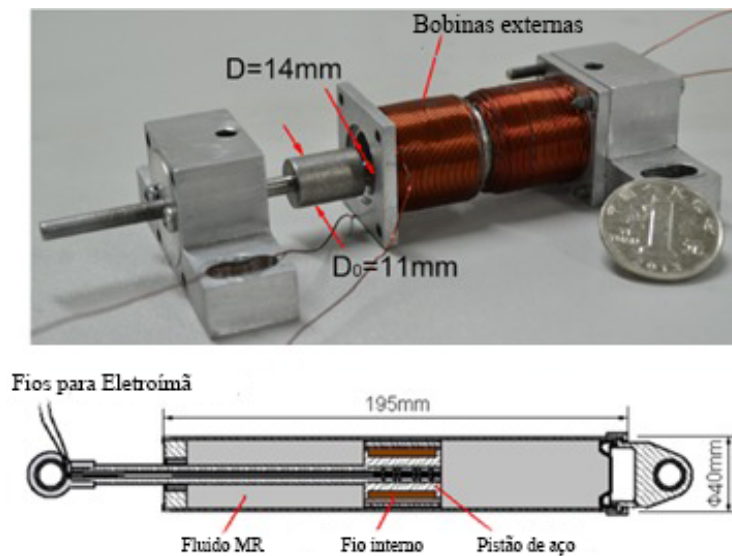


Figura 2.6. Amortecedor MR com bobinas externas x bobinas internas. Fonte: Adaptado de HUANG, LI, & ZHU (2017).

Para testar os recursos mecânicos de carga e amortecimento do dispositivo projetado, uma plataforma de teste foi construída. Dessa forma foi possível monitorar e controlar algumas variáveis muito importantes, tais como o movimento do pistão, módulo de corrente magnética, e a força do pistão. O sistema de acionamento de movimento foi realizado no mini-MR, com o objetivo de gerar movimentos sinusoidais de excitação usando o programa de controle LABVIEW. Ao ajustar a força do campo magnético gerado pelas bobinas é possível controlar também a força e o amortecimento do dispositivo projetado. Além disso, o controlador de corrente pode fornecer uma corrente entre 0 e 1A para o mini-MR (HUANG, LI e ZHU, 2017). A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** representa a plataforma de testes.

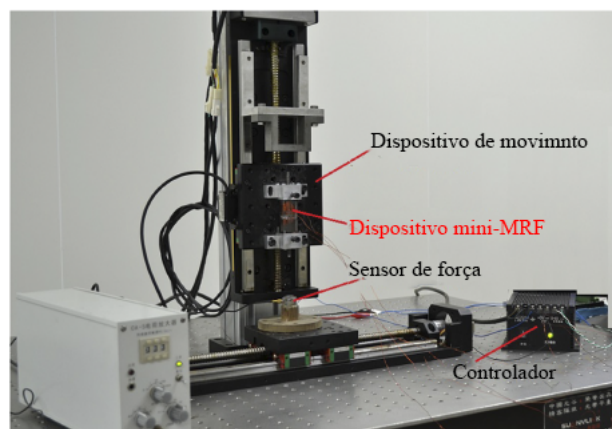


Figura 2.7. Plataforma de testes. Fonte: HUANG, LI e ZHU (2017).

Um movimento de entrada senoidal foi aplicado ao amortecedor mini-MR. A frequência de teste foi definida a 0,5 Hz, 1 Hz, 2,5 Hz e 5 Hz, respectivamente, a amplitude de deslocamento foi definida em 1 mm, 3 mm, 5 mm e 7 mm, respectivamente, e a corrente de controle de campo foi ajustada para 0A, 0,5A e 1A, respectivamente (HUANG, LI e ZHU, 2017). As curvas força-deslocamento e força-velocidade, representada pela **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, mostram os comportamentos de amortecimento do mini-MR, que possuem características históricas não lineares.

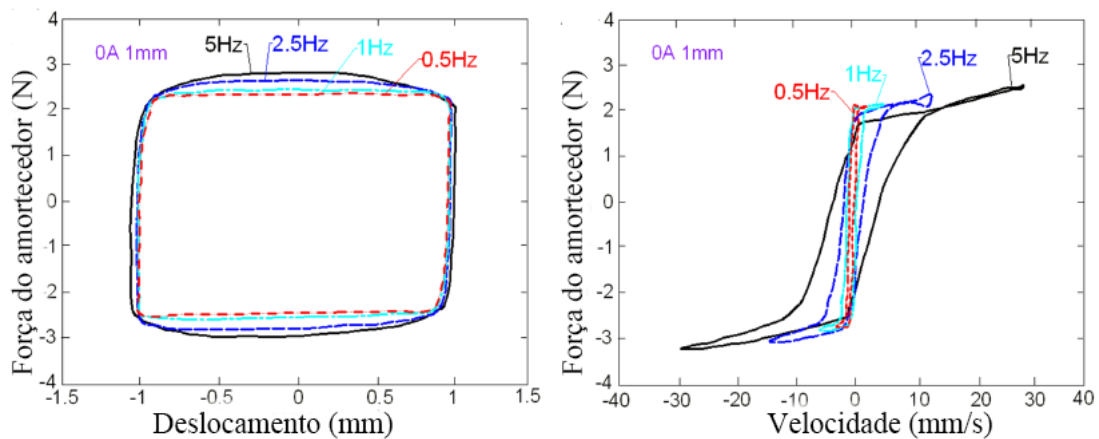


Figura 2.8. A força de amortecimento varia com o deslocamento para diferentes frequências nas condições de corrente 0A e 1mm amplitude e a força de amortecimento varia com a velocidade para diferentes frequências nas condições de corrente 0A e amplitude de 1 mm. Fonte: Adaptado de HUANG, LI e ZHU (2017).

Um modelo matemático com o objetivo de estudar o comportamento dinâmico de um amortecedor magneto-reológico foi realizado pelos autores (DU, *et al.*, 2013). O trabalho deles consistia em fazer diversas simulações de um modelo simples de 2 graus de liberdade de um quarto de carro e incluíram o amortecedor MR tendo seu comportamento descrito pelo modelo de Bouc Wen entre a roda e a massa suspensa. A Figura 2.9 mostra a representação do modelo proposto.

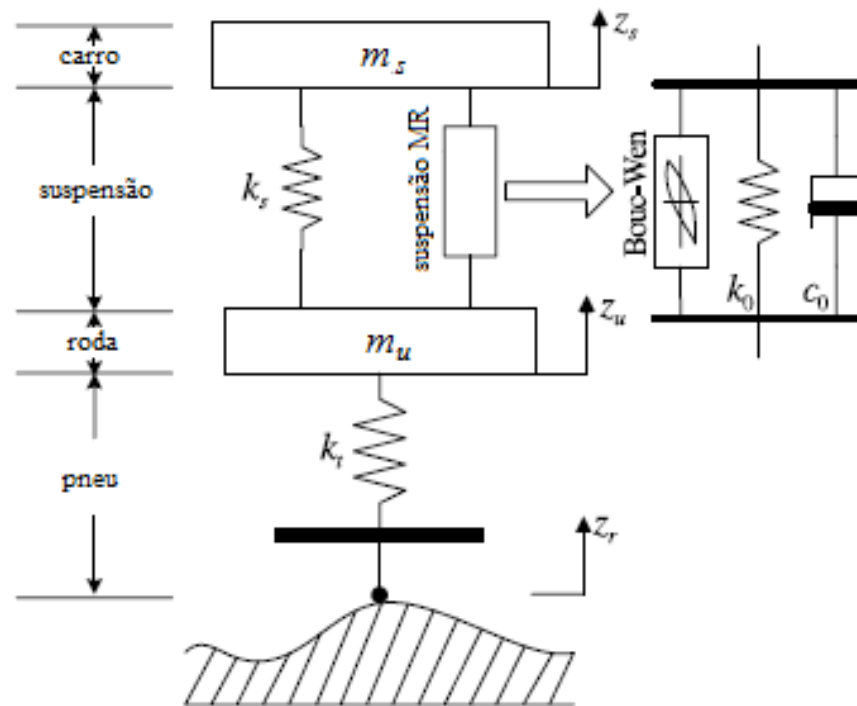


Figura 2.9. Modelo de 1/4 de carro com amortecedor MR de Bouc-Wen. Fonte: Adaptado de DU *et al.* (2013).

A partir do esquema acima foi possível achar as equações diferenciais que representam a dinâmica do modelo. Primeiramente, foi determinado que o perfil de movimento da pista seria do tipo senoidal e depois, foram realizadas simulações numéricas com perfis randômicos para avaliar a dinâmica do veículo. O grande objetivo desse artigo foi criar um modelo de controle do tipo FUZZY para ajudar na estabilidade do veículo.

Este trabalho estuda o modelo matemático desenvolvido por DU *et al.* (2013), entretanto o foco aqui não será desenvolver um controle da suspensão, mas sim fazer um estudo do comportamento dinâmico para um amortecedor Bouc-Wen. Nesse sentido, o modelo será também de um quarto de veículo e o foco vai ser em resolver as equações de movimento para se avaliar a dinâmica do sistema com diferentes tensões elétricas e perfis de pistas. Por fim, será feito uma comparação dos resultados e uma comparação entre os diferentes cenários.

Capítulo 3

3. Fundamentação teórica

3.1. Fluido Magneto-reológico

Os fluidos magneto-reológicos são materiais peculiares que alteram a sua resistência ao escoamento mediante aplicação de um campo magnético de maneira quase instantânea, silenciosa e simples. Esse fenômeno tem uma relação diretamente proporcional à intensidade do campo magnético aplicado, pois resulta no alinhamento - das partículas ferromagnéticas em suspensão com um campo magnético aplicado. Essa interação é facilmente perceptível em um experimento em que se aplica um campo magnético a uma quantidade de fluido MR, observando-se a formação de estruturas colunares paralelas às linhas de fluxo magnético, evidenciada na Figura 3.1 (CRIVELLARO, 2008).

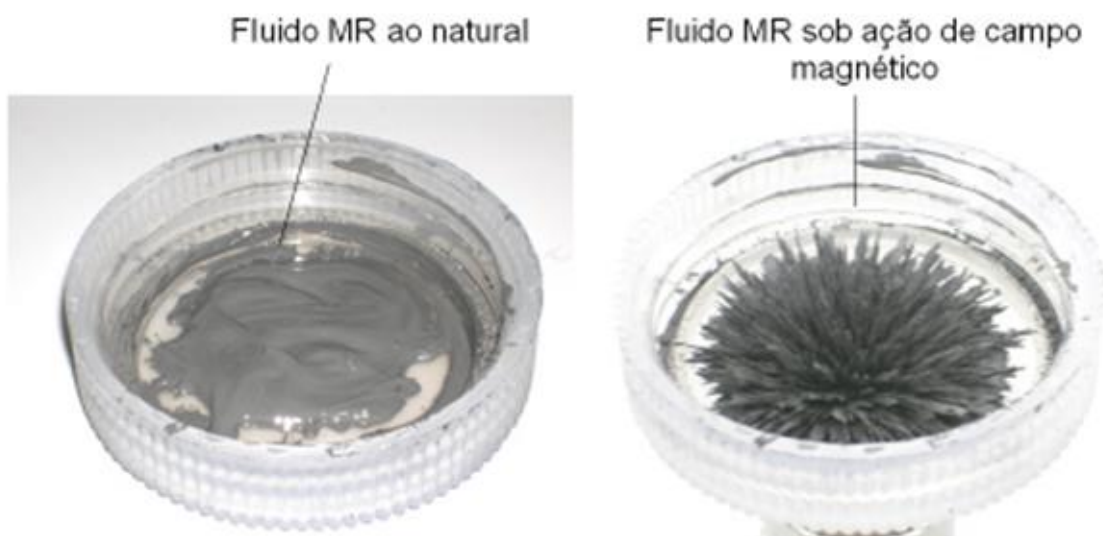


Figura 3.1. Amostra de fluido MR antes e durante a aplicação de um campo magnético. Fonte: CRIVELLARO (2008).

A formação dessas estruturas provenientes da aplicação de um campo magnético transforma o comportamento inicial do fluido, que se assemelha a um fluido newtoniano em condições normais, em uma configuração quase sólida (comportamento visco-elástico), gerando resistência ao escoamento do fluido e sendo necessária maior energia mecânica para romper essas regiões. Com essa afirmação, percebe-se a relação direta entre a tensão de escoamento e a intensidade do campo ao qual o material está exposto.

Para melhor representar esse fenômeno, há uma referência direta ao modelo plástico de *Bingham*, que correlaciona a tensão de escoamento “ τ_y ” (variando de 50 Pa a 50.000 Pa) que depende do campo magnético “ H ” [A/m] com a taxa de cisalhamento, representada por “ $\dot{\gamma}$ ”, com o módulo de elasticidade “ G_γ ” e com a viscosidade aparente, “ η ”. Essa equação é apresentada da seguinte forma:

$$\tau = \begin{cases} \tau_y(H) + \eta\dot{\gamma}, & \tau \geq \tau_y \\ G_\gamma, & \tau < \tau_y \end{cases} \quad (1)$$

Segundo JOLLY, BENDER e CARLSON (1998) pode-se aproximar o comportamento do material a um modelo puramente elástico, caso ele esteja abaixo dos níveis de tensão de escoamento, onde a deformação encontre-se na ordem de grandeza de 0,001.

3.1.1. Composição Química

Segundo (BOMBARD, 2005) há diversas possibilidades de composição do fluido MR, mas, geralmente, observa-se a seguinte divisão da configuração: de 60% a 80% da massa é pó magnético, sendo o ferromagnético o mais comum dentre as opções; entre 1% e 10% do volume líquido, o aditivo estabilizante para evitar aglomeração de partículas; de 1% a 5% da massa, aditivo tixotrópico que retarda o processo de sedimentação do pó magnético; e o restante, de um líquido não volátil e compatível quimicamente com o pó magnético.

A obtenção do pó magnético se dá através de um processo de decomposição termicamente controlada a partir da utilização da substância química que apresenta um alto grau de pureza, o pentocarbonil ferro zero.

As partículas de pó magnético de maior dimensão possuem maior taxa de sedimentação do que as de menor dimensão. Por se tratar de uma reação indesejável, os fluidos MR utilizam pós com tamanhos que variam de 1 a 8 μm , embora haja casos com partículas de 20 a 50 μm .

Na Figura 3.2, podemos observar a micrografia desse pó, utilizando um microscópio eletrônico de varredura (MEV).

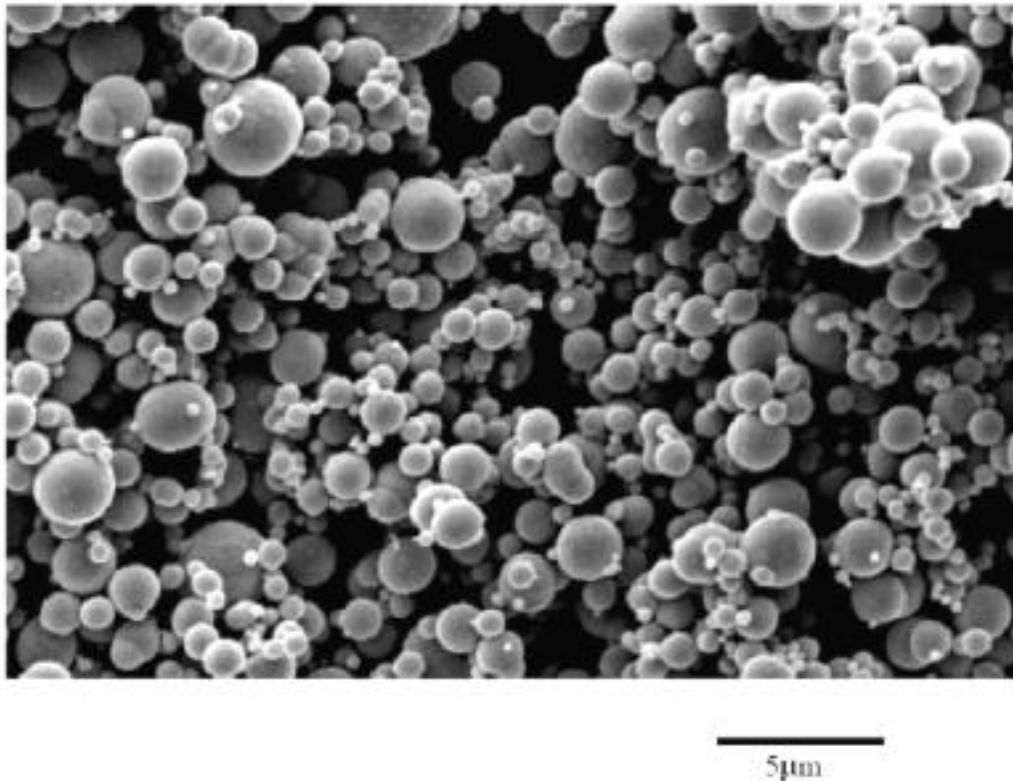


Figura 3.2. Micrografia eletrônica de varredura de partículas de pentacarbonil ferro zero da BASF. Fonte: CRIVELLARO (2008).

3.2. Suspensões Veiculares

Em veículos automotores, há um conjunto de componentes que promovem a sustentação do peso próprio (mais o dos passageiros e cargas), dissipação parcial ou quase total da vibração resultante da interação das rodas com a estrada e uma maior estabilidade à carroceria em momentos de frenagem, aceleração e em manobras em que há mudança de direção, gerando maior conforto aos motoristas e caronas, o sistema de suspensão. Esse, por sua vez, lida com a dinâmica dos movimentos verticais e rotacionais provenientes do não sincronismo entre as suspensões que são evidenciados em veículos de dois ou mais eixos (desde motocicletas a grandes carretas de carga).

3.1.2. Suspensão Passiva

Os sistemas passivos possuem uma configuração mais típica composta por barras de suspensão, juntas, uma mola helicoidal e um amortecedor em paralelo, atuando entre a massa suspensa e não suspensa, que podem ser observados na Figura 3.3 (SAVARESI, *et al.*, 2010). Este tipo de suspensão limita-se a gerar forças reativas provenientes da interação entre o veículo e o terreno, atenuando as oscilações sentidas pelos passageiros.

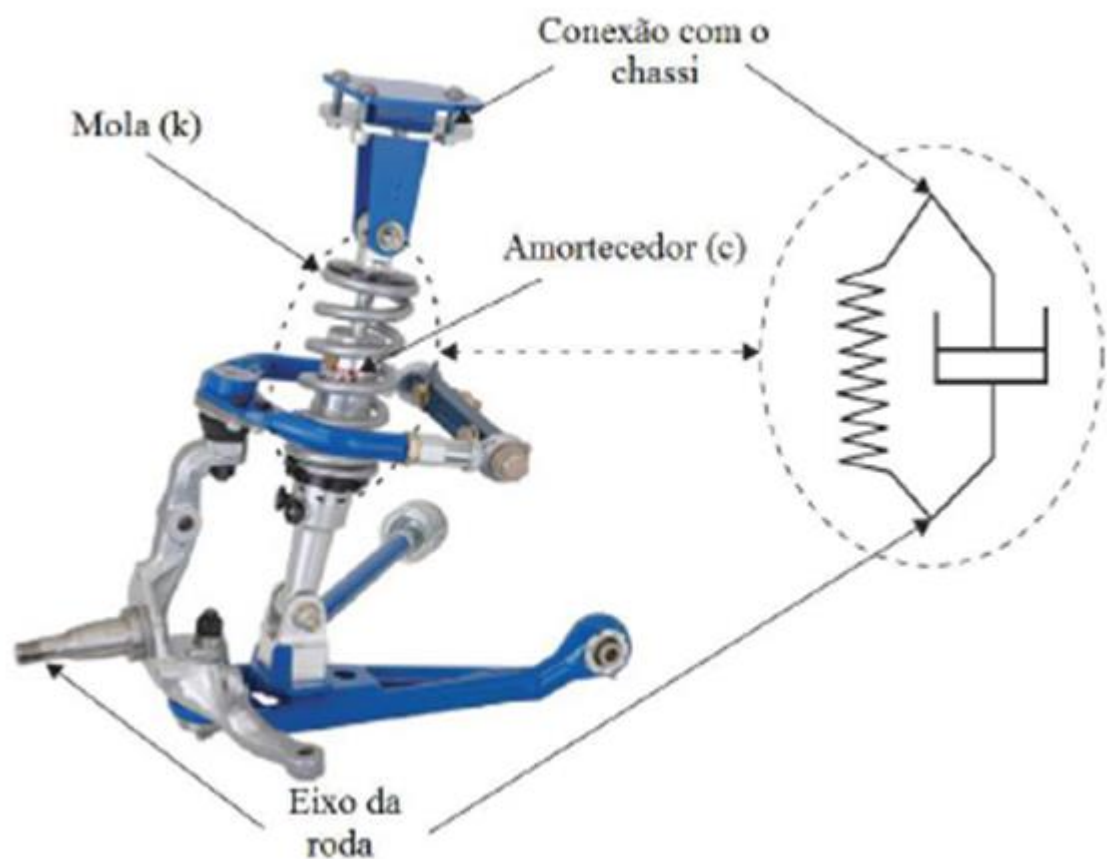


Figura 3.3. Sistema de suspensão veicular passiva. Fonte: SAVARESI, *et al.* (2010).

3.1.3. Suspensão Semi-Ativa

Com a possibilidade de regular o fator de amortecimento da suspensão a partir da criação de um campo magnético, a suspensão semi-ativa (**Erro! Fonte de referência não encontrada.**) atua de forma indireta a compensar as imperfeições de terrenos com os mais variados perfis. Nesse modelo, percebe-se a presença de suspensão com material inteligente (MR) que, na presença de campo magnético, verifica-se a alteração de sua viscosidade e, conseqüentemente, seu comportamento em relação ao sistema passivo de suspensão (DU, *et al.*, 2013).



Figura 3.4. Amortecedor Öhlins da Ducati Multistrada. Fonte: OHLINS (2014).

3.1.4. Suspensão Ativa

O conceito de suspensão inteligente surgiu com a necessidade de controlar melhor os parâmetros da suspensão visando um melhor desempenho do veículo e conforto dos passageiros. No início da década de 1960, a fabricante de automóveis *Citröen* criou o primeiro conceito de um sistema inteligente desse componente, a suspensão hidropneumática no modelo *DS*, contudo só se observou o sistema ativo vinte anos depois. O desenvolvimento tecnológico dos sistemas de microcontroladores digitais proporcionou a viabilidade de implementação de sistemas ativos e semi-ativos mais compactos, como por exemplo a criação e uso por parte da escuderia de Fórmula 1, a Lotus, que possuía um sistema totalmente ativo capaz de alterar o ângulo de ataque da carroceria (Figura 3.5), promovendo melhora aerodinâmica, principalmente em curvas (TANAKA, 2017). Dessa forma, o sistema de suspensão ativa é capaz de mapear o terreno e promover a expansão ou contração dos seus amortecedores, a fim de tender à correção das imperfeições da pista, promovendo maior estabilidade.



Figura 3.5. Veículo pioneiro na utilização de suspensão ativa, Lotus 99T. Fonte: Fórum de automobilismo FlatOut Brasil.

Capítulo 4

4. Modelo Matemático

A modelagem do sistema de suspensão semi-ativo desse projeto foi realizada com dois graus de liberdade e desconsiderando-se a massa do veículo. Além disso, este trabalho foi baseado no artigo publicado por DU *et al.* (2013) que descreve o comportamento de suspensões com materiais inteligentes com o modelo de Bouc-Wen, devido a maior facilidade de compreensão da modelagem numérica. A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** mostra a comparação dos resultados do artigo mencionado com o modelo numérico proposto neste trabalho. Nesse sentido, é representado a aceleração vertical da massa suspensa em relação ao tempo, o que reforça a confiabilidade dos resultados que serão apresentados no capítulo 5.

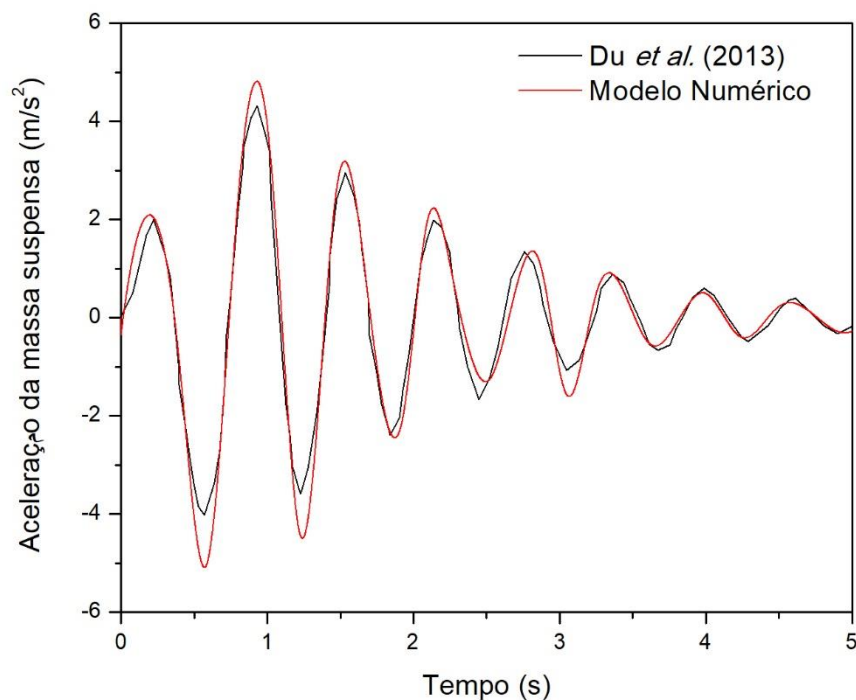


Figura 4.1 Comparação da aceleração da massa suspensa x tempo de Du et al com o modelo numérico deste trabalho.

A **Erro! Fonte de referência não encontrada.**2 representa um modelo matemático com dois graus de liberdade para um quarto de veículo. Neste modelo estão representadas as variáveis que serão de suma importância para a modelagem numérica que é exposta a seguir, como os deslocamentos verticais da massa suspensa (z_s) e da massa não suspensa (z_u), as massas suspensa e não suspensa (m_s e m_u , respectivamente), a rigidez associada ao pneu (k_t), rigidez associada à mola da suspensão (k_s) e perfil do terreno que interage com o sistema (z_r).

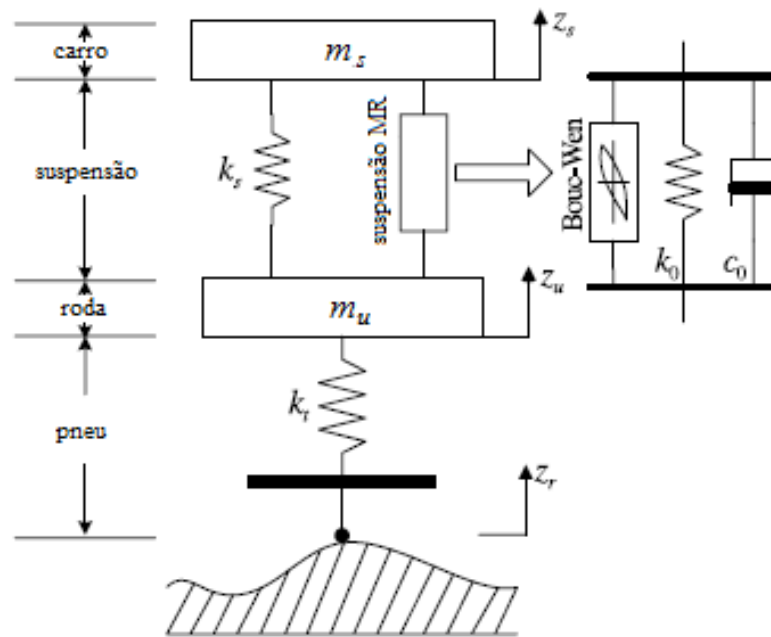


Figura 4.2 Modelo de $\frac{1}{4}$ de carro com amortecedor MR de Bouc-Wen. Fonte: Adaptado de DU, *et al.* (2013).

O resultado esperado é de que seja possível, por meio dessa suspensão inteligente, uma estabilização mais rápida dos deslocamentos verticais quando comparada a uma suspensão passiva. Além disso, estima-se que esses deslocamentos sejam cada vez menores conforme o aumento da tensão elétrica aplicada no fluido MR.

O primeiro passo para o equacionamento adequado do modelo foi realizar o balanço de forças envolvidas no sistema de um quarto de carro, através de um diagrama de corpo livre (DCL) (Figura 4.33), adotando como premissa inicial, o deslocamento vertical da massa suspensa sendo superior ao deslocamento vertical da massa não suspensa ($z_s > z_u$), em um sistema com a referência positiva do eixo “z” para cima e chamando a força produzida pela suspensão MR de f_d .

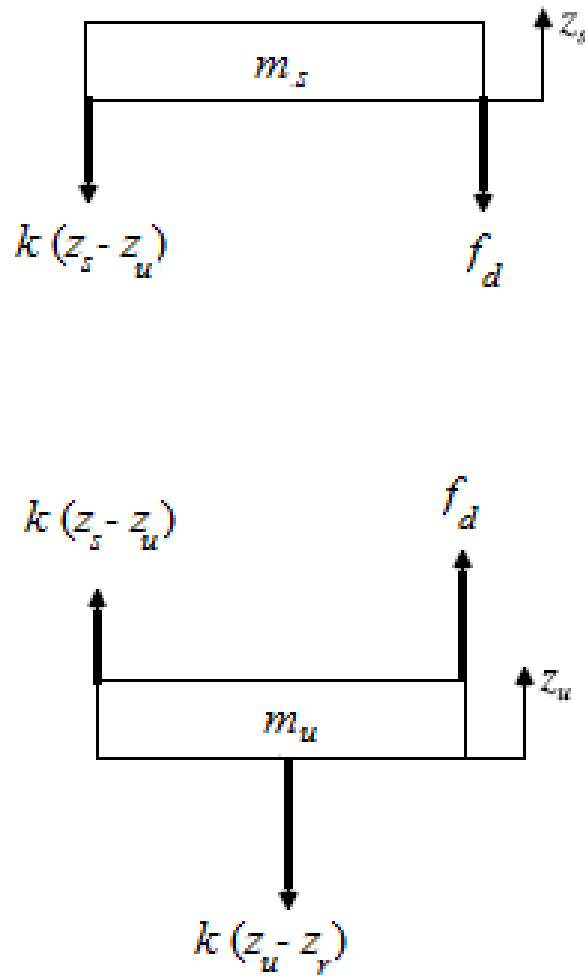


Figura 4.3. Diagrama de corpo livre das massas suspensa e não suspensa.

A segunda lei de Newton nos diz que a aceleração produzida sobre um corpo é diretamente proporcional ao módulo da força aplicada sobre ele e inversamente proporcional à sua massa. Nesse sentido, para cada massa do DCL, fez-se o somatório de forças externas e aplicou-se a segunda lei de Newton e, dessa maneira, foi possível chegar a duas equações diferenciais de segunda ordem (equações 2 e 3), com soluções não lineares que serão nosso ponto de partida para as simulações numéricas.

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - f_d \quad (2)$$

$$m_u \ddot{z}_u = -k_s(z_u - z_s) - k_t(z_u - z_r) + f_d \quad (3)$$

Como os autores DU et al. (2013), utilizamos as 7 equações (da 4 a 10) que, simultaneamente, governam as características do sistema de suspensão inteligente com modelo Bouc-Wen, onde f_d é a força gerada pelo amortecedor MR e seus parâmetros encontram-se na equação (4), x_d é o deslocamento do amortecedor, γ_d é um pseudo-deslocamento interno do amortecedor de MR, v é a saída de um filtro de primeira ordem e u é a tensão de comando enviada ao driver atual. Além disso, k_1 é a rigidez do acumulador, c_0 (9) e c_1 (8) são os coeficientes de amortecimento viscoso observados nas velocidades alta e baixa, respectivamente, k_0 é o ganho para controlar a rigidez em grandes velocidades, x_0 é o deslocamento inicial da mola k_1 associada à força de amortecimento nominal devida para o acumulador.

$$f_d = c_1 \dot{y}_d + k_1(x_d + x_0) \quad (4)$$

$$\dot{y}_d = \frac{1}{(c_0 + c_1)} [\alpha z_d + c_0 \dot{x}_d + k_0(x_d - y_d)] \quad (5)$$

$$\dot{z}_d = -\gamma_d |\dot{x}_d - \dot{y}_d| z_d |z_d|^{n-1} - \beta (\dot{x}_d - \dot{y}_d) |z_d|^n \quad (6)$$

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b v \quad (7)$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} v \quad (8)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} v \quad (9)$$

$$\dot{v} = -\eta(v - u) \quad (10)$$

A partir das equações 4 a 10, foi possível realizar uma manipulação algébrica das equações 2, 3 e 6, para reescrevê-las como 11, 12 e 13, respectivamente, pois no modelo Bouc-Wen, não há c_1 , k_1 e γ_d , e x_d é equivalente a $z_s - z_u$ (DU, et al., 2013).

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - c_0(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_0(z_s - z_u) - \alpha z_d \quad (11)$$

$$m_u \ddot{z}_u = -k_s(z_u - z_s) - k_t(z_u - z_r) + c_0(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_0(z_s - z_u) + \alpha z_d \quad (12)$$

$$\dot{z}_d = -\gamma_d |\dot{z}_s - \dot{z}_u| z_d |z_d|^{n-1} - \beta_d (\dot{z}_s - \dot{z}_u) |z_d|^n + A_d (\dot{z}_s - \dot{z}_u) \quad (13)$$

Utilizou-se um programa numérico em Fortran para integrar as EDO's do modelo proposto. Dessa maneira, foi possível descobrir com uma boa precisão os valores de

deslocamento vertical em função do tempo bem como as velocidades verticais em relação ao tempo. Após estudo de convergência, utilizou-se incrementos de tempo 0,005 até chegar ao tempo final de 5s. Diferentes análises foram feitas sobre a dinâmica do amortecimento. Primeiro, selecionaram-se quatro tensões elétricas constantes de 0V, 1V, 3V e 5V e depois, para cada uma das tensões, verificaram-se os seus respectivos comportamentos para os perfis de pista lombada, buraco e senoidal, os quais estão representados pelas equações (14), (15) e (16). Para este estudo, buscou-se analisar qual tensão e qual perfil teriam os melhores desempenhos e fazer uma comparação qualitativa entre as demais tensões e tipos de pista, ficando atento sempre aos deslocamentos verticais das massas dos componentes do veículo, suas velocidades e tempo de estabilização.

Capítulo 5

5. Resultados

Para efetuar as análises comportamentais do sistema de suspensão semi-ativa, foram selecionados três perfis de terreno, sendo eles uma lombada, um buraco e um perfil senoidal, ou seja, os z_r 's distintos, havendo uma comparação entre o comportamento da suspensão sem o elemento de Bouc-Wen, com tensões elétricas (u) iguais a 0, 1, 3 e 5 V. Dessa forma, poderemos analisar as consequências diretas na dinâmica veicular, analisando a velocidade de deslocamento vertical do chassi e seu deslocamento durante o experimento, através da medição e comparação percentual das diferenças de amplitude, utilizando a função *Data Reader* do *Origin Pro*, que é capaz de informar as coordenadas dos pontos extremos presentes nos gráficos que serão apresentados.

Assim como os autores DU *et al.* (2013), adotaremos para as nossas análises o modelo de $\frac{1}{4}$ de carro e os dados fornecidos na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, como: os coeficientes de amortecimento (c_{0a} , c_{0b} , c_{1a} e c_{1b}); rigidez acumulada (k_I); rigidez associada ao amortecedor MR (k_0); parâmetros histeréticos (A_d , γ_d e β_d); deslocamento inicial associado a k_I (x_0); o coeficiente evolutivo (α_a e α_b); velocidade inicial (v_0); amplitude (a) associada ao perfil do terreno (z_r) pela equação que o descreve e a corrente aplicada o sistema, que no nosso caso, seria variável a fim de verificar as mudanças de comportamento (u).

Tabela 5.1. Parâmetros para um amortecedor MR. Fonte: DU *et al.* (2013).

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
c_{0a}	784 N s m ⁻¹	α_a	12441 N m ⁻¹
c_{0b}	1083 N s (mV) ⁻¹	α_b	38430 N (mV) ⁻¹
k_0	3610 N m ⁻¹	γ_d	136320 m ⁻²
c_{1a}	14 649 N s m ⁻¹	β_d	2059020 m ⁻²
c_{1b}	34 622 N s (mV) ⁻¹	A_d	58
k_I	840 N m ⁻¹	n	2
a	0,07 m	l	variável
v_0	0,856 m s ⁻¹	u	variável
x_0	0.0245 m	η	190 ⁻¹

5.1. Perfil de lombada

A seleção desse perfil se deve pela alta incidência deste tipo de obstáculo tanto em asfaltos de boa qualidade quanto em terrenos mais acidentados. Criado para reduzir a velocidade de uma via, o quebra-molas é uma protuberância na rua capaz de gerar desconforto ao condutor e passageiros de um veículo caso passem a uma velocidade excessiva, podendo causar danos ao sistema de suspensão.

O perfil colocado na simulação é descrito pela Eq. 14 (representado na Figura 5.1) que, em conjunto com os parâmetros anteriormente descritos (**Erro! Fonte de referência não encontrada.**), resultaram em respostas, sendo três delas descrevendo o deslocamento vertical do chassi (Figura 5.2) e as outras três, a sua velocidade vertical da massa suspensa (Figura 5.3) em função do tempo. As diferenças entre as respostas estão nas tensões elétricas aplicadas e os componentes de suspensão com material inteligente, que é ausente em duas das seis curvas (uma no deslocamento e outra na velocidade).

$$z_r = \begin{cases} \frac{a}{2} \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi v_0}{l} t\right) \right), & 0 \leq t \leq \frac{l}{v_0} \\ 0, & t > \frac{l}{v_0} \end{cases} \quad (14)$$

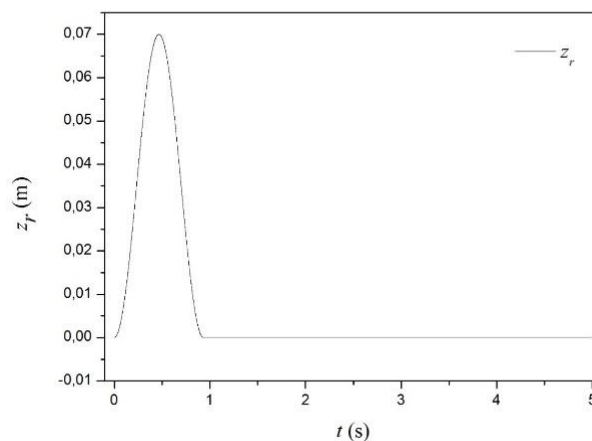


Figura 5.1. Função z_r que descreve o perfil de lombada.

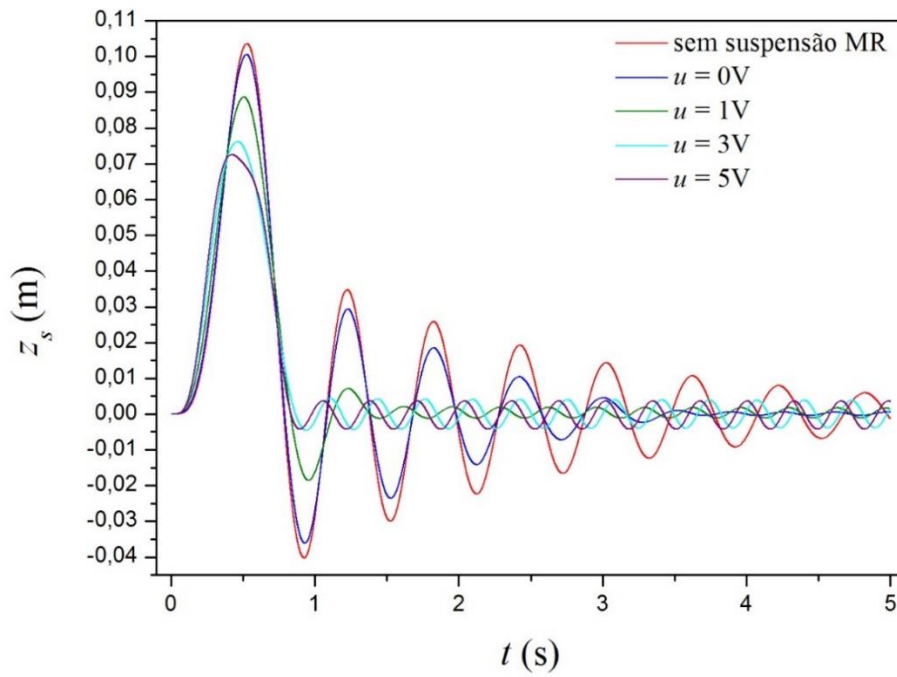


Figura 5.2. Resposta do deslocamento vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0\text{ V}$, $u = 1\text{ V}$, $u = 3\text{ V}$, $u = 5\text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.

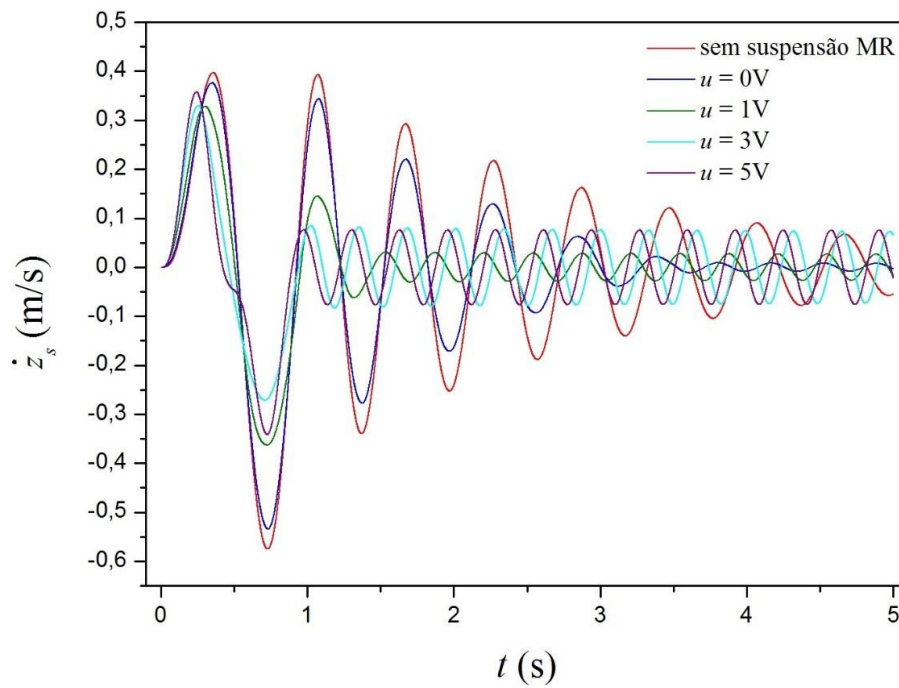


Figura 5.3. Resposta da velocidade vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0\text{ V}$, $u = 1\text{ V}$, $u = 3\text{ V}$, $u = 5\text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.

Realizando as análises referentes às Figuras 5.2 e 5.3, pode-se observar que há uma substancial diferença entre a suspensão inteiramente passiva representada pela curva “Sem Suspensão MR” em comparação a um sistema que disponha de uma suspensão magneto reológica mesmo não fornecendo tensão elétrica, conseqüentemente, sem prover campo magnético ao fluido magneto-reológico representado pelo modelo Bouc-Wen. A diferença é de, aproximadamente, 16% no deslocamento vertical e 11% na velocidade vertical, sendo a suspensão sem o material inteligente, o pior resultado apresentado.

Dando prosseguimento à análise, foi possível perceber que, em relação ao deslocamento vertical, quanto maior a tensão elétrica constante aplicada, menor é a amplitude das oscilações subsequentes (após a lombada), como foi evidenciado na diferença impressionante de 88,17% entre o z_s da curva $u = 0 \text{ V}$ e $u = 5 \text{ V}$, contudo há algumas ressalvas a serem feitas. O mesmo fenômeno não foi observado nas curvas de velocidade vertical, tendo como melhor resultado, dentre as curvas de u constante, a curva $u = 3 \text{ V}$, representando redução de 47,79% em relação a $u = 0 \text{ V}$, em face ao resultado de $u = 5 \text{ V}$, que representou uma redução de 34,41%, além desses fatos, observou-se uma estabilização (tendência a zero) nas menores tensões elétricas aplicadas, por exemplo em $u = 0 \text{ V}$ e $u = 1 \text{ V}$, aproximadamente em 4 segundos de simulação.

5.2. Perfil de Buraco

Países em desenvolvimento, como o Brasil, costumam apresentar vias com muitos buracos, causando o desgaste e redução da vida útil da suspensão, como danos às bieletas que podem se entortar, quebra da balança de suspensão, desgaste dos pivôs, sobrecarga no amortecedor e danificação dos coxins. A fim de se estudar uma situação hipotética, foi modelado um buraco através da equação 15 (levando em consideração um buraco com 15 cm de profundidade; Figura 5.4) de forma a contribuir com a avaliação do comportamento da suspensão em situações comuns no cotidiano dos motoristas, através da análise gráfica das Figuras 5.5 e 5.6.

$$z_r = \begin{cases} 0 \text{ m}, & 0 \leq t \leq \frac{l}{v_0} \\ -0,15 \text{ m}, & \frac{l}{v_0} < t \leq \frac{2l}{v_0} \\ 0 \text{ m}, & t > \frac{2l}{v_0} \end{cases} \quad (15)$$

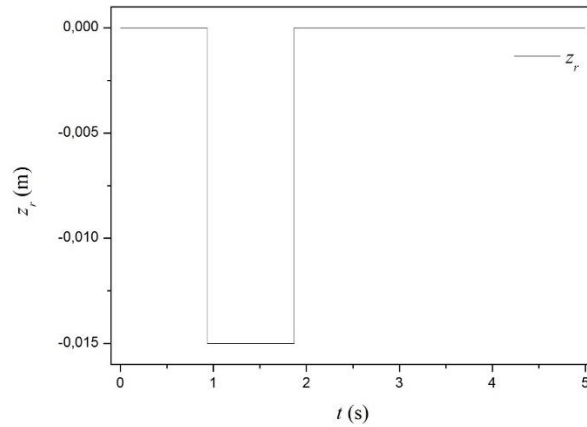


Figura 5.4. Função z_r que descreve o perfil de buraco.

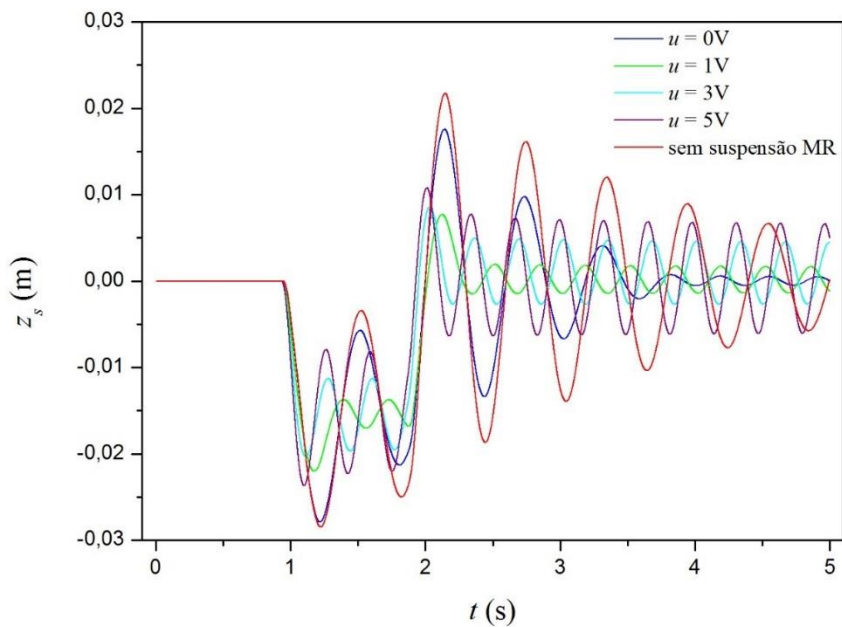


Figura 5.5. Resposta do deslocamento vertical da massa suspensa *versus* tempo para $u = 0V$, $u = 1V$, $u = 3V$, $u = 5V$ e sem suspensão magneto-reológica.

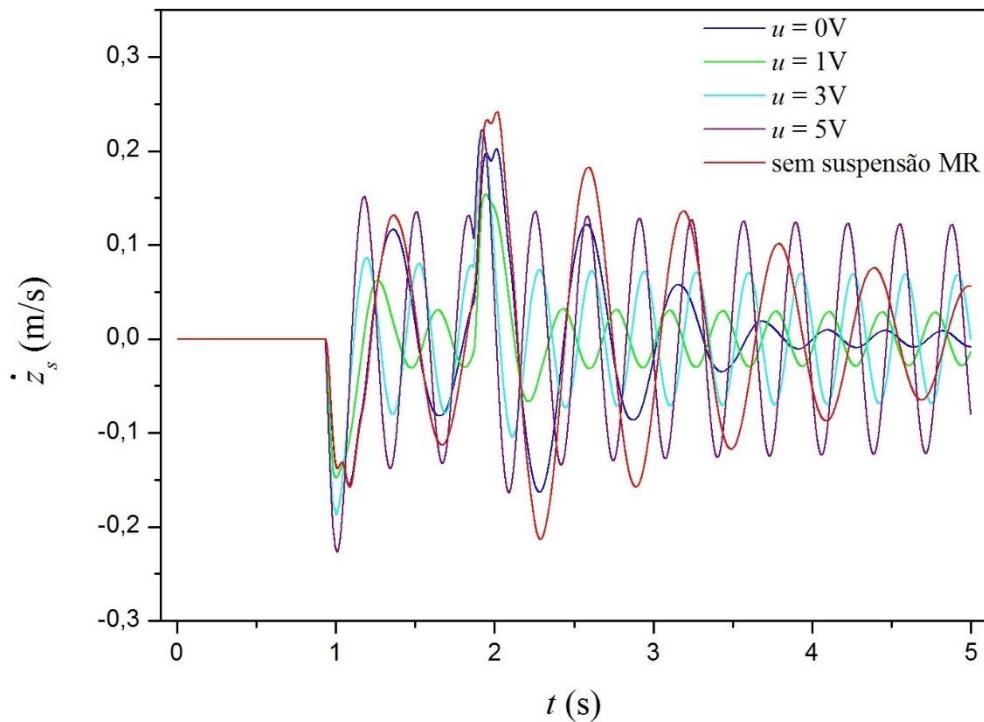


Figura 5.6. Resposta da velocidade vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0\text{ V}$, $u = 1\text{ V}$, $u = 3\text{ V}$, $u = 5\text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.

Nessa situação estudada, percebe-se que não necessariamente a utilização de tensões mais elevadas apresentará os melhores resultados. O chassi se comporta melhor de maneira a tender ao seu estado de movimento inicial, ou seja, antes da perturbação, em tensões menores, mas diferentes de zero.

Tanto no deslocamento vertical, quanto na velocidade vertical, as menores amplitudes são observadas nas curvas em que a tensão elétrica é igual a 1V, porém observa-se uma estabilização mais rápida na tensão igualada a zero, aproximadamente em quatro segundos, enquanto as outras não esboçam estarem perto desse marco dentre os cinco segundos analisados. A diferença entre os vales das curvas $u = 1\text{ V}$ e $u = 5\text{ V}$, analisando-se o deslocamento vertical, pode chegar a 76,82%, resultado esse que é totalmente diferente do perfil de lombada, que apresentava melhor configuração para $u = 5\text{ V}$.

5.3. Perfil Senoidal

Além de testar o modelo com uma perturbação pontual de um buraco, fez-se a análise com uma estrada com diversas irregularidades de forma contínua ao longo da pista, mas com um perfil senoidal, pois sabe-se que o Brasil possui muitas ruas e estradas com defeitos. Nesse sentido, a função que descreve a excitação de base utilizada nessa simulação encontra-se abaixo na equação (16). A figura 5.7 representa o perfil da pista, na figura 5.8 é evidenciado o comportamento do deslocamento vertical do chassi do veículo em função do tempo e na figura 5.9 está representado a dinâmica da velocidade vertical do chassi do veículo em relação ao tempo.

$$z_r = \frac{a}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi v_0}{l} t \right) \right) \quad (16)$$

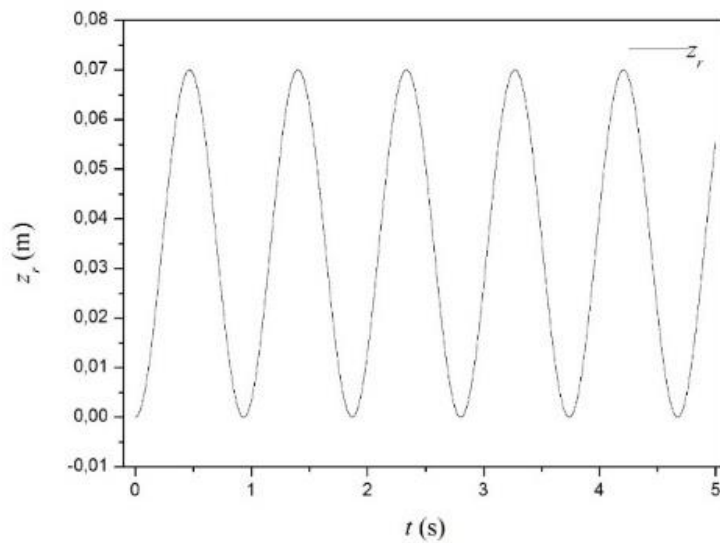


Figura 5.7. Função z_r que descreve o perfil senoidal.

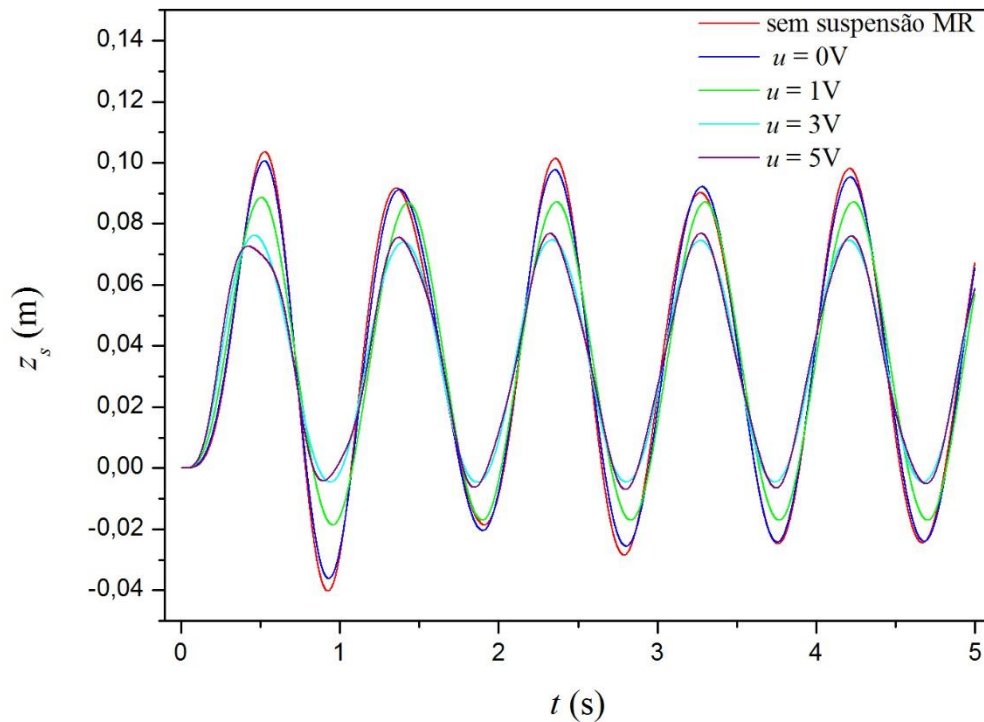


Figura 5.8. Resposta do deslocamento vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0\text{ V}$, $u = 1\text{ V}$, $u = 3\text{ V}$, $u = 5\text{ V}$ e sem suspensão magneto-reológica.

O resultado acima evidencia um fato similar ao observado na lombada: quanto maior a aplicação da tensão direta, melhor é o desempenho. Nesse sentido, constatou-se mais uma vez, que para $u = 5\text{ V}$ teve uma redução de 88,13% em relação ao $u = 0\text{ V}$, uma redução de 77,56% em relação a $u = 1\text{ V}$ e 2,88% em relação a $u = 3\text{ V}$. É possível perceber também que para $u = 0\text{ V}$ possui uma performance um pouco melhor do que sem a suspensão MR, em torno de 14,83% de redução.

Além disso, percebeu-se o comportamento muito similar entre as amplitudes das curvas $u = 5\text{ V}$ e $u = 3\text{ V}$ após a primeira oscilação, contudo a diferença deles para as demais continua expressiva, mesmo que variando ao longo do tempo.

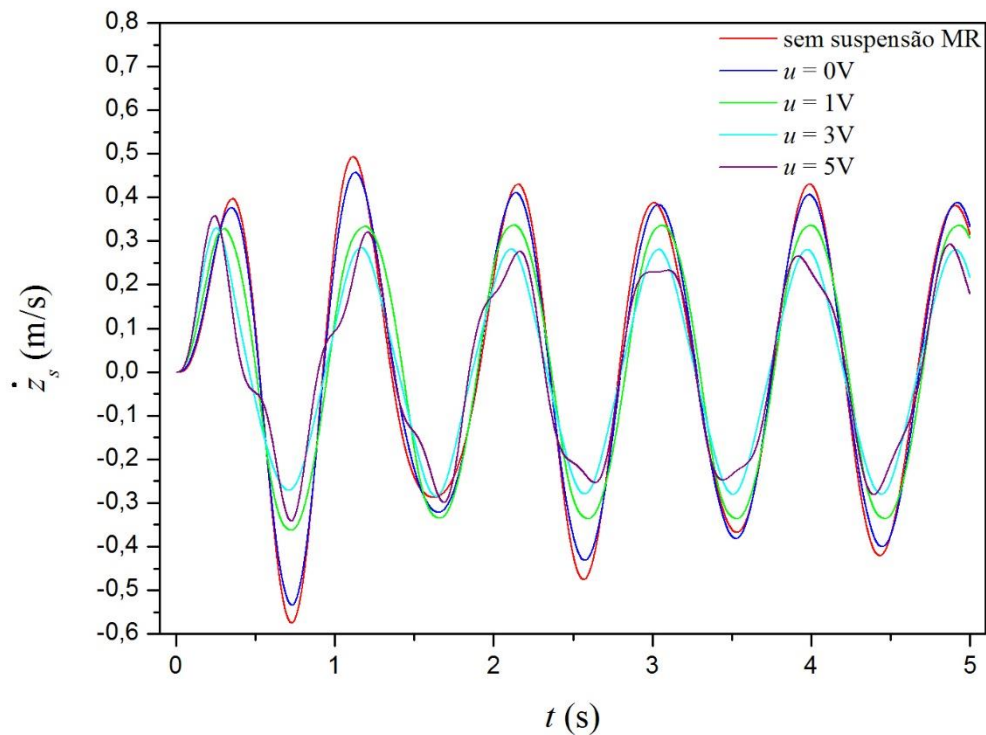


Figura 5.9. Resposta da velocidade vertical da massa suspensa versus tempo para $u = 0$ V, $u = 1$ V, $u = 3$ V, $u = 5$ V e sem suspensão magneto-reológica.

Analisando as curvas de velocidade em função do tempo é possível notar que os melhores resultados ocorreram para $u = 3$ V e $u = 5$ V, pois ambas apresentaram uma redução na velocidade vertical mais rápida e alcançaram a estabilização de forma mais ágil também. Dessa forma, pode-se inferir que houve uma surpresa nesse resultado, pois era esperado que para $u = 5$ V tivesse o melhor resultado e não para $u = 3$ V. Além disso, pode-se perceber que houve uma redução significativa de 47,93% de $u = 0$ para $u = 3$ V, logo na segunda oscilação, contudo essa diferença reduziu, na oscilação subsequente, para 18,20%.

Capítulo 6

6. Conclusões

A evolução tecnológica está diretamente conectada às necessidades humanas de maior eficiência na solução de problemas cotidianos, desde os mais simples até os mais complexos. Haja vista a importância de atender aos anseios dos consumidores, que cada vez se tornam mais exigentes devido a competitividade das empresas e a novas pesquisas, o estudo sobre materiais inteligentes e suas aplicações têm correlação direta com o trabalho dissertado, visando contribuir para futuros avanços na área automobilística.

Após análise dos resultados apresentados no capítulo anterior, constatou-se que a melhor forma para atenuar as vibrações mecânicas em um veículo automotor, de forma a promover menores amplitudes de deslocamento vertical e de velocidade vertical, seria a combinação dos benefícios de cada um dos deslocamentos prescritos dos u 's de acordo com o perfil de terreno desejado, modelo similar ao utilizado em suspensões ativas, que são capazes de se adaptarem às condições de terreno. Exemplificando, a utilização de $u = 5 \text{ V}$ durante as primeiras oscilações do sistema com o perfil de excitação de base de lombada e, após a significativa redução da amplitude do movimento oscilatório, utilização de $u = 0 \text{ V}$, promovendo estabilização (tendência à zero) mais rápida.

Em trabalhos futuros, podem-se estudar modelos mais complexos contendo mais graus de liberdade, análise de conforto veicular (ISO 2631) e utilizar os protótipos do mini Baja e Fórmula SAE, como objetos de estudo.

Capítulo 7

7. Referências Bibliográficas

AHMADIAN, M.; BLANCHARD, E. **Non-dimensionalised closed-form parametric analysis of semi-active vehicle suspensions using a quarter-car model**. Veh. Syst. Dyn., v. 49, p. 219-35, 2011.

BOMBARD, A. J. F. **Suspensões Magneto-Reológicas de pós de ferro carbonilo: um estudo da influência das propriedades magnéticas e do tamanho das partículas**. Universidade Estadual de Campinas - Instituto de Química. Campinas, SP. 2005.

CHOI, S.-B.; LEE, S.-K.; PARK, Y.-P. **A Hysteresis Model for Field-Dependent Damping Force of a Magnetorheological Damper**. Journal of Sound and Vibration, v. 245, n. 2, p. 375-383, 2001.

CRIVELLARO, C. **Controle robusto de suspensão semi-ativa para caminhonetes utilizando amortecedores magneto-reológicos**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2008.

DU, H. *et al.* **Direct voltage control of magnetorheological damper for vehicle suspensions**. Smart Materials and Structures, p. 14, 2013.

EL-KAFIFY, M.; EL-DEMERDASH, S. M.; RABEIH, A.-A. M. **Automotive Ride Comfort Control Using MR Fluid Damper**. Scientific Research, v. 4, p. 179-187, 2012.

FEDOROV, V. **Features of experimental research into the characteristics of magnetorheological and electrorheological shock absorbers on special test stands**. Magnetohydrodyn, v. 28, p. 96, 1992.

GRASSELLI, Y.; BOSSIS, G.; LEMAIRE, E. **Field-induced structure in magnetorheological suspensions**. Progress in Colloid & Polymer Sci, v. 93, p. 175, 1993.

GUO, S.; YANG, S.; PAN, C. **Dynamic Modeling of Magnetorheological Damper Behaviors**. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v. 17, 2006.

HAIJUN *et al.* **Experiment and Analysis of Properties of Magnetorheological Damper**. Journal of Shijiazhuang Railway Institute, v. 15, n. 3, p. 33-35, 2002.

HUANG, L.; LI, J.; ZHU, W. **Mathematical model of a novel small magnetorheological**. AIP Advanced, 2017.

JOLLY, M.; BENDER, J. W.; CARLSON, J. D. **Properties and applications of commercial magnetorheological fluids**. Smart Structures, 1998.

KABAKOV, A.; PABLAT, A. **Development and investigation of control systems of magnetorheological dampers**. Soviet Electr. Engrg., v. 61, p. 55, 1990.

LAI, C.; LIAO, W. **Vibration control of a suspension system via a magnetorheological fluid damper**. J. Vib. Control, v. 8, p. 527-47, 2002.

OHLINS , 2014. Disponível em: <<https://www.ohlins.com/2014/09/ohlins-mechatronics-system-gives-ducatti-multistrada-all-rounder-even-more-versatility/>>. Acesso em: Setembro 2019.

PANG, L.; KAMATH, G. M.; WERELEY, N. M. **Dynamic Characterization and Analysis of Magnetorheological**. SPIE, v. 3227, p. 284–302, 1998.

SAVARESI, S. *et al.* **Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles**. 1. ed. [S.l.]: Elsevier, 2010.

SIMS, N. D.; HOLMES, N. J.; STANWAY, R. **A Unified Modeling and Model Updating Procedure for Electrorheological and Magnetorheological Vibration Dampers**. Smart Materials and Structures, v. 13, n. 1, p. 100-121, 2004.

SPENCER, J. B. F. *et al.* **Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper**. Journal of Engineering Mechanics, v. 123, n. 3, p. 230-238, 1997.

STANWAY, R.; SPROSTON, J. L.; STEVENS, N. G. **Non-linear Modeling of an Electrorheological Vibration Damper**. J. Electrostatics, v. 20, n. 2, p. 167–184, 1987.

TANAKA, M. C. **Controle inteligente de vibrações utilizando amortecedor magneto reológico**. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Natal. 2017.

WANG, J. *et al.* **Robust modelling and control of vehicle active suspension with MR damper**. Veh. Syst. Dyn., v. 46, p. 509-20, 2008.

WEBER, F. **Bouc–Wen model-based real-time force tracking scheme for MR dampers**. Smart Mater. Struct., v. 22, p. 1-12, 2013.

YANG, S. *et al.* **A Hysteresis Model for Magneto-rheological Damper**. International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation, v. 6, n. 2, p. 139-144, 2005.

YAO, G. *et al.* **MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system**. Mechatronics, v. 12, p. 963–73, 2002.

YU, J.; DONG, X.; ZHANG, Z. **A novel model of magnetorheological damper with hysteresis division**. Smart Materials and Structures, v. 26, 2017.