



Dissertação de Mestrado

CONTROLE SEMI-ATIVO DE VIBRAÇÕES USANDO LÓGICA NEBULOSA E FLUIDO MAGNETOREOLÓGICO

Eduardo Fontes Paschoal

Dissertação apresentada a Universidade Estadual Paulista, UNESP – Campus de Ilha Solteira, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Vicente Lopes Junior

Co-orientador: Prof. Dr. Gustavo Luiz Chagas Manhães de Abreu

Ilha Solteira
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP - Ilha Solteira.

P279c Paschoal, Eduardo Fontes.
Controle semi-ativo de vibrações usando lógica nebulosa e fluido magnetoreológico / Eduardo Fontes Paschoal. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2011
117 f. : il.

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Mecânica dos sólidos, 2011

Orientador: Vicente Lopes Junior
Co-orientador: Gustavo Luiz Chagas Manhães de Abreu
Inclui bibliografia

690 **690**
1. Controle semi-ativo de vibrações. 2. Lógica nebulosa.
3. Materiais inteligentes. 4. Amortecedores magnetoreológicos.
650 **690**

Capes 30503000
28. 07.2011



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Controle Semi-Ativo de Vibrações Usando Lógica Nebulosa e Fluido Magnetoreológico

AUTOR: EDUARDO FONTES PASCHOAL

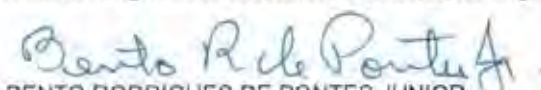
ORIENTADOR: Prof. Dr. VICENTE LOPES JUNIOR

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. GUSTAVO LUIZ CHAGAS MANHÃES DE ABREU

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,
Área: MECANICA DOS SÓLIDOS, pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. GUSTAVO LUIZ CHAGAS MANHÃES DE ABREU
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. JOAO ANTONIO PEREIRA
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. BENTO RODRIGUES DE PONTES JUNIOR
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru

Data da realização: 26 de julho de 2011.

Dedico este trabalho a toda minha família.

Em especial aos meus pais, que sempre foram um exemplo, acreditaram em mim e me deram suporte para vencer cada etapa da minha vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pelas oportunidades a mim concedidas.

De forma especial aos Professores Vicente Lopes Junior pela indispensável orientação e amizade criada nestes anos de convívio e ao meu co-orientador Gustavo Luiz Chagas Manhães de Abreu pelas longas conversas e pela imensa ajuda concedida.

Aos Professores Antônio Eduardo Turra, Gilberto Pechoto de Melo, Luiz de Paula do Nascimento e João Antonio Pereira, pelos ensinamentos. Também aos demais Professores e aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica.

Agradeço ao Professor Christopher Niezrecki da University of Massachusetts Lowell, pela sua hospitalidade, seus ensinamentos e pela grande oportunidade a mim concedida e ao Professor Itamar Ferreira da Unicamp, pelos ensaios experimentais realizados no amortecedor MR utilizando a máquina de ensaios MTSTM.

À minha querida irmã Aline Fontes Paschoal e aos meus grandes amigos Aldemir Ap. Cavalini Junior, Vitor Ramos Franco, Bruno B. Pazzoto, Denilton J. Mazzoni, Patrícia Leite, Thiago C. Neves e Alvaro F. Crespo, os quais tem me acompanhado sempre.

Ao fundamental suporte do Grupo de Materiais e Sistemas Inteligentes (GMSINT) do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP de Ilha Solteira.

A Eduardo Aragão, Ricardo Mesquita, Thiago Galavotti, Rogério Kimura, Antonio R. Crespo e tantos outros grandes amigos pelos momentos de descontração tão importantes no desenvolvimento deste trabalho.

A CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) e a FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo), pelo apoio financeiro concedido.

“Uma máquina pode fazer o trabalho de cinquenta pessoas comuns, mas nenhuma máquina pode fazer o trabalho de uma pessoa extraordinária.”

Elbert Hubbard – filósofo e escritor norte-americano.

PASCHOAL, E. F. **Controle semi-ativo de vibrações usando lógica nebulosa e fluido magnetoreológico**. 2011. 116f. Dissertação (Mestrado Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2011.

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo a aplicação da tecnologia de controle semi-ativo em suspensões veiculares, empregando amortecedores magnetoreológicos e controladores nebulosos. O princípio de funcionamento dos amortecedores magnetoreológicos é evidenciado a partir de um procedimento de identificação numérica onde os resultados obtidos pela técnica de modelagem apresentada são confrontados com dados experimentais coletados. O grande avanço experimentado pelos controladores nebulosos nos últimos anos tem aberto novas possibilidades de aplicação prática de tais controladores. O comportamento não linear dos amortecedores magnetoreológicos associado às variações paramétricas e não-linearidades presentes em modelos de suspensões veiculares são características que corroboram para o uso dos controladores nebulosos. A formulação básica para a análise e projeto destes controladores é discutida e analisada através de um conjunto de simulações numéricas efetuado para a avaliação da robustez, estabilidade e desempenho dos mesmos. A bancada experimental, constituída de um sistema de dois graus de liberdade contendo um amortecedor magnetoreológico, é apresentada e tem seus parâmetros principais identificados. Tal bancada é usada para comparar os resultados numéricos simulados com aqueles obtidos experimentalmente. O trabalho termina comentando as potencialidades da metodologia apresentada, discutindo as facilidades e dificuldades encontradas na sua implementação e aponta propostas para a sua continuidade.

Palavras-chave: Controle semi-ativo de vibrações. Lógica nebulosa. Materiais inteligentes. Amortecedores magnetoreológicos.

PASCHOAL, E. F. **Semi-active vibration control using fuzzy logic and magneto-rheological fluid**. 2011. 116 f. Master (Science in Mechanical Engineering)– Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2011.

ABSTRACT

This work focus on the investigation of semi-active vibration control technology in vehicle suspensions by using magneto-rheological dampers and fuzzy controllers. The operation principle of magneto-rheological dampers is verified by a numerical identification procedure and the results obtained by the presented modeling techniques are compared with the experimental collected data. The great progress tried by the fuzzy controllers in the last years has been opening new possibilities of practical application for these controllers. The non-linear behavior of the magnetorheological dampers associated to the parametric variations and non-linearities on vehicle suspension models corroborate to the use of the fuzzy controllers. The fundamental formulation of this controller is discussed and its robustness, stability and performance are shown through numeric simulations. An experimental apparatus representing a two degree-of-freedom system containing a magnetorheological damper is used to identify the main parameters and to compare the previous simulation results. This work is concluded presenting the potentialities of the design methodology proposed and future developments to be implemented.

Keywords: Semi-active vibration control. Fuzzy logic. Smart materials. Magneto-rheological dampers.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Museu Nacional Japonês e amortecedores MR instalados	3
Figura 1.2 – Aplicação experimental de um quarto de suspensão com amortecedor MR e detalhe do amortecedor MR na propaganda do Cadillac Seville STS 2002	3
Figura 2.1 – Ilustração da ativação do fluido MR	6
Figura 2.2 – Amortecedor contendo fluido MR	7
Figura 2.3 – Tensão de cisalhamento (τ) versus taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$)	8
Figura 2.4 – Modelo de Bingham para amortecedores MR	9
Figura 2.5 – Modelo proposto por Gamota e Filisko	10
Figura 2.6 – Modelo Bouc-Wen para amortecedores MR	11
Figura 2.7 – Modelo Bouc-Wen modificado proposto por Spencer	12
Figura 2.8 – Diagrama de blocos utilizado para a simulação do amortecedor MR	15
Figura 2.9 – Diagrama de blocos do modelo Bouc-Wen modificado	15
Figura 2.10 – Comportamento da força em função do deslocamento do pistão	16
Figura 2.11 – Comportamento da força em função da velocidade do pistão	16
Figura 2.12 – Experimento utilizado para a caracterização do amortecedor MR	17
Figura 2.13 – Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e correntes elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 1 Hz	18
Figura 2.14 – Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e correntes elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 2 Hz	19
Figura 2.15 – Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e correntes elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 5 Hz	19
Figura 2.16 – Força do amortecedor MR em função do deslocamento do pistão	20
Figura 2.17 – Força do amortecedor MR em função da velocidade do pistão	20
Figura 2.18 – Diagrama de blocos utilizado no procedimento de otimização	21

Figura 2.19 – Diagrama de blocos do modelo Bouc-Wen	22
Figura 2.20 – Força em função do deslocamento para frequência de 1 Hz	23
Figura 2.21 – Força em função do deslocamento para frequência de 2 Hz	24
Figura 2.22 – Força em função do deslocamento para frequência de 5 Hz	24
Figura 2.23 – Força em função da velocidade para frequência de 1 Hz	25
Figura 2.24 – Força em função da velocidade para frequência de 2 Hz	25
Figura 2.25 – Força em função da velocidade para frequência de 5 Hz	26
Figura 2.26 – Representação gráfica do algoritmo Clipped Control	28
Figura 3.1 – Funções de pertinência do tipo triangular, trapezoidal e gaussiana	31
Figura 3.2 – Sistema de inferência nebulosa	33
Figura 3.3 – Processo de nebulização da variável x_1 nos conjuntos A_1 e A_2	33
Figura 3.4 – Mecanismo de inferência utilizando o operador <i>mínimo</i> como conectivo E	35
Figura 4.1 – Modelo de suspensão equivalente a $\frac{1}{4}$ de veículo	39
Figura 4.2 – Diagrama de blocos do sistema de controle passivo com amortecedor MR	41
Figura 4.3 – Comportamento de $\dot{x}_3$ com o sistema de controle passivo	42
Figura 4.4 – Comportamento de x_2 com o sistema de controle passivo	42
Figura 4.5 – Força gerada pelo amortecedor MR	43
Figura 4.6 – Diagrama de blocos do sistema de controle ótimo com amortecedor MR	45
Figura 4.7 – Comparação do comportamento de $\dot{x}_3$ com o sistema de controle ótimo	46
Figura 4.8 – Comparação do comportamento de x_2 com o sistema de controle ótimo	46
Figura 4.9 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle ótimo	47
Figura 4.10 – Forças geradas pelo controlador ótimo e amortecedor MR	47

Figura 4.11 – Velocidade da massa m_1 considerando $v = 0$	49
Figura 4.12 – Velocidade relativa entre as massas m_1 e m_2 considerando $v = 0$	50
Figura 4.13 – Universo de variação de x_3	51
Figura 4.14 – Universo de variação de $x_4 - x_3$	51
Figura 4.15 – Universo de variação de F	52
Figura 4.16 – Diagrama de blocos do sistema de controle nebuloso com amortecedor MR	54
Figura 4.17 – Comparação do comportamento de $\dot{x}_3$ com o sistema de controle semi-ativo nebuloso	55
Figura 4.18 – Comparação do comportamento de x_2 com o sistema de controle semi-ativo nebuloso	55
Figura 4.19 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle semi-ativo nebuloso	56
Figura 4.20 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR	56
Figura 4.21 – Comparação do comportamento de $\dot{x}_3$ considerando irregularidades na pista	58
Figura 4.22 – Comparação do comportamento de x_2 considerando irregularidades na pista	58
Figura 4.23 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle ótimo considerando irregularidades na pista	59
Figura 4.24 – Forças geradas pelo controlador ótimo e amortecedor MR considerando irregularidades na pista	59
Figura 4.25 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle nebuloso considerando irregularidades na pista	60
Figura 4.26 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando irregularidades na pista	60

Figura 4.27 – Aceleração da massa m_1 com acréscimo de 30% na rigidez do sistema	62
Figura 4.28 – Deslocamento da massa m_2 com acréscimo de 30% na rigidez do sistema	62
Figura 4.29 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle ótimo considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema	63
Figura 4.30 – Forças geradas pelo controlador ótimo e amortecedor MR considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema	63
Figura 4.31 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle nebuloso considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema	64
Figura 4.32 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema	64
Figura 4.33 – Aceleração da massa m_1 com decréscimo de 30% na rigidez do sistema	65
Figura 4.34 – Deslocamento da massa m_2 com decréscimo de 30% na rigidez do sistema	66
Figura 4.35 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle ótimo considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema	66
Figura 4.36 – Forças geradas pelo controlador ótimo e amortecedor MR considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema	67
Figura 4.37 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle nebuloso considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema	67
Figura 4.38 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema	68
Figura 4.39 – Modelo de suspensão não-linear a $\frac{1}{4}$ de veículo	69
Figura 4.40 – Diagrama de blocos do sistema de controle nebuloso com modelo não-linear e amortecedor MR	71

Figura 4.41 – Diagrama de blocos do modelo não-linear de $\frac{1}{4}$ de veículo	71
Figura 4.42 – Aceleração da massa m_1 considerando modelo não-linear	72
Figura 4.43 – Deslocamento da massa m_2 considerando modelo não-linear	72
Figura 4.44 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR considerando modelo não-linear	73
Figura 4.45 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando modelo não-linear	73
Figura 4.46 – Comportamento transitório da aceleração da massa m_1 considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema	74
Figura 4.47 – Comportamento transitório do deslocamento da massa m_1 considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema	75
Figura 4.48 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema	75
Figura 4.49 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema	76
Figura 4.50 – Aceleração da massa m_1 considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema	77
Figura 4.51 – Deslocamento da massa m_2 considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema	78
Figura 4.52 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema	78
Figura 4.53 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema	79
Figura 4.54 – Aceleração da massa m_1 considerando modelo não-linear e decréscimo de 30% na rigidez do sistema	80
Figura 5.1 – Bancada Experimental	83
Figura 5.2 – Curva de calibração do sensor LVDT	84

Figura 5.3 – Diagrama de blocos do sistema de aquisição de sinais construído	85
Figura 5.4 – Perfil da tensão de alimentação no driver de corrente	85
Figura 5.5 – Esquemáticos do modelo experimental (a) e teórico (b)	86
Figura 5.6 – Diagrama de blocos do sistema de controle passivo com amortecedor MR	87
Figura 5.7 – Respostas teórico e experimental do deslocamento da massa amortecida m_1	88
Figura 5.8 – Respostas teórico e experimental da força gerada pelo amortecedor MR	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Parâmetros do amortecedor MR utilizados por Lai e Liao	14
Tabela 2.2 – Parâmetros estimados para o modelo Bouc-Wen	23
Tabela 4.1 – Parâmetros físicos adotados para o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo	40
Tabela 4.2 – Valor RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com e sem a presença do amortecedor MR	43
Tabela 4.3 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com e sem controle ótimo	48
Tabela 4.4 – Estratégia de controle adotada para a construção da base de regras	52
Tabela 4.5 – Base de regras	53
Tabela 4.6 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com e sem controle ótimo e nebuloso	57
Tabela 4.7 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com irregularidades na pista	61
Tabela 4.8 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com 30% de acréscimo na rigidez do sistema	65
Tabela 4.9 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com 30% de decréscimo na rigidez do sistema	68
Tabela 4.10 – Parâmetros físicos adotados para o modelo não-linear de $\frac{1}{4}$ de veículo	70
Tabela 4.11 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 considerando modelo não-linear	74
Tabela 4.12 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema	76
Tabela 4.13 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema	79
Tabela 4.14 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 considerando modelo não-linear e decréscimo de 30% na rigidez do sistema	82
Tabela 5.1 – Parâmetros físicos adotados para o modelo massa-mola de 2 graus de liberdade	87

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A e B	Matrizes de estado do sistema
c	Coeficiente de amortecimento viscoso
D	Função de deslocamento do sensor LVDT
F	Força gerada pelo amortecedor magnetoreológico
F_d	Força desejada pela lei de controle ativa
f_a	Força de atrito de Coulomb
f_o	Força residual
$H[\]$	Função Heaviside ou degrau unitário
K	Ganho do controlador ótimo
k	Coeficiente de rigidez elástica
m_1	Massa amortecida
m_2	Massa não-amortecida
Q	Matriz diagonal semi-positiva utilizada no projeto de controle ótimo
R	Matriz positiva utilizada no projeto de controle ótimo
$sgn()$	Função sinal
v	Tensão elétrica
v_{max}	Tensão elétrica de saturação no amortecedor magnetoreológico
V	Tensão elétrica de saída do sensor LVDT
w	Perturbação relacionada com a interface entre o pneu e a pista
x	Deslocamento
$\dot{x}$	Velocidade
x_1	Deslocamento da massa amortecida
x_2	Deslocamento da massa não amortecida
x_3	Velocidade da massa amortecida
x_4	Velocidade da massa não amortecida
$\dot{x}_3$	Aceleração da massa amortecida
x_0	Deslocamento inicial

Letras Gregas

α	Coeficiente de rigidez
τ	Tensão de escoamento do fluido magnetoreológico
μ	Viscosidade do fluido magnetoreológico
μ_A	Grau de pertinência em relação ao conjunto A
δ	Função impulsiva
$\dot{\gamma}$	Taxa de cisalhamento do fluido magnetoreológico
λ, γ, β e η	Constantes do amortecedor magnetoreológico

Siglas

LVDT	Linear Variable Differential Transformer
MR	Magnetoreológico
NG	Negativo Grande
NM	Negativo Médio
NB	Negativo Baixo
Z	Zero
PB	Positivo Baixo
PM	Positivo Médio
PG	Positivo Grande
RMS	Root Mean Square
LQR	Linear Quadratic Regulator

SÚMARIO

1.	Introdução	1
2.	Modelagem Matemática do Amortecedor Magnetoreológico	6
2.1	Princípio de Funcionamento	6
2.2	Modelagem Matemática	8
2.2.1	Modelo de Bingham	8
2.2.2	Modelo de Bingham Modificado	10
2.2.3	Modelo de Bouc-Wen	11
2.2.4	Modelo de Bouc-Wen Modificado	12
2.3	Modelos Numérico e Experimental de Amortecedores MR	13
2.3.1	Modelo Numérico de Amortecedor MR	14
2.3.2	Modelo Experimental de Amortecedor MR	17
2.4	Algoritmo de Controle Utilizado em Amortecedores MR	26
2.4.1	Algoritmo de Controle Grampeado	27
3.	Controle Nebuloso	29
3.1	Introdução	29
3.2	Conceitos e Fundamentos da Lógica Nebulosa	29
3.3	Estabilidade de Controladores Nebulosos	36
4.	Controle Semi-Ativo de Vibrações em Suspensões Veiculares	38
4.1	Introdução	38
4.2	Modelo Linear de $\frac{1}{4}$ de Veículo	39
4.2.1	Controle Passivo	41
4.2.2	Controle Ótimo	44
4.2.3	Controle Nebuloso	48
4.3	Modelo Linear de $\frac{1}{4}$ de Veículo com Variações Paramétricas	61
4.4	Modelo Não-Linear de $\frac{1}{4}$ de Veículo	69

4.5	Modelo Não-Linear de $\frac{1}{4}$ de Veículo com Variações Paramétricas	77
5.	Resultados Experimentais	83
5.1	A Bancada Experimental	83
5.2	Modelo Teórico	86
5.3	Resultados Teórico-Experimentais	88
6.	Conclusões	90
7.	Referências	92

Capítulo 1

Introdução

Em diversas aplicações de engenharia os sistemas mecânicos envolvidos estão frequentemente sujeitos as excitações que provocam vibrações indesejáveis. Várias são as estratégias que têm sido propostas para superar este problema. Há soluções simples que empregam materiais visco-elásticos como amortecedores passivos (LIMA, 2003) e outros mais sofisticados baseadas no uso de materiais inteligentes e técnicas de controle moderno (ABREU, 2003). De uma maneira geral as técnicas de controle utilizadas neste tipo de problema podem ser classificadas em dois grandes grupos: técnicas de controle passivo e ativo.

Como técnicas passivas, destacam-se os absorvedores dinâmicos de vibrações (ADVs) passivos. Uma limitação dos ADVs passivos está na sua sintonia. O fato de seus parâmetros construtivos serem definidos (sintonizados), para operar em uma banda de frequência estreita, estes dispositivos limitam o seu desempenho e perdem grande parte de sua eficiência quando as excitações são produzidas por forças atuantes fora da faixa de frequência projetada.

No caso de suspensões veiculares, por exemplo, os amortecedores passivos são projetados para cada tipo de veículo e não permitem ajustes de desempenho em função do tipo de pista de rolamento ou mesmo do tipo de operação desejada para o veículo, seja conforto ou estabilidade.

Em geral, uma boa suspensão deveria gerar um passeio confortável e uma boa dirigibilidade. Todavia, os critérios de projeto dependem do propósito do veículo. Por exemplo, um motorista de carro esportivo ou de corridas aceitará uma suspensão com alto coeficiente de amortecimento para uma boa dirigibilidade, principalmente em curvas a alta velocidade. Nesse caso, as vibrações são transmitidas ao motorista. Já em carros de passeio, as suspensões possuem baixo coeficiente de amortecimento no intuito de se obter conforto, através da redução da transmissibilidade. Assim o amortecedor passivo veicular ou prioriza a estabilidade ou o conforto. Há várias pesquisas atuais de

projetos de amortecedores ativos que conseguem modificar o seu modo de operação, passando de uma condição em que exige estabilidade para outra de conforto, e vice-versa.

As suspensões controláveis podem ser classificadas em duas configurações: a) suspensões ativas que são as capazes de suprir e dissipar energia do sistema através de atuadores hidráulicos que modificam tanto a rigidez como o amortecimento da suspensão e b) suspensões semi-ativas que apenas dissipam energia por meio de amortecedores controláveis. Neste caso a rigidez das molas permanece constante.

O conceito de suspensão semi-ativa foi introduzido no início da década de 70 (CROSBY; KARNOPP, 1973). Desde a sua concepção, os amortecedores semi-ativos têm sido utilizados em diversas aplicações durante as últimas décadas, tais como: trens (Klinger *et al.*, 1976), tratores e veículos off-road (MARGOLIS; HROVAT, 1976), tanques militares (MILLER; NOBLES, 1988).

No campo do controle de vibrações, novos materiais foram desenvolvidos como atuadores e sensores possibilitando o projeto de controladores mais robustos e adaptativos às variações temporais e/ou paramétricas da planta. Destacam-se aqui dois destes materiais ditos inteligentes: a) os piezelétricos que atualmente são utilizados como atuadores ou sensores (ABREU, 2003) e b) os fluidos magnetoreológicos (MR) (WINSLOW, 1947) que estão sendo amplamente aplicados principalmente em amortecedores veiculares e em construções civis.

Atualmente, a tecnologia dos amortecedores que utilizam fluido MR vem se destacando como a melhor solução para controle de vibrações de eventos sísmicos que excitam construções civis tais como prédios e pontes. Nessas aplicações de proteção contra terremoto, o sistema de controle semi-ativo é projetado para reduzir o efeito da grande energia sísmica induzida pelo movimento oriundo do deslocamento de parte crosta terrestre. No Japão, por exemplo, diversos sistemas de proteção ao terremoto são projetados para operar no intuito de prevenir e controlar vibrações, evitando catástrofes. Na foto à esquerda da Fig. 1.1 é mostrado o novo Museu Nacional Japonês de Ciência Emergente e Inovação, situado em Tóquio. Ele foi construído com um sistema de controle de vibrações compostas de amortecedores semi-ativos com fluido MR suportando 30 toneladas (veja foto à direita da Fig. 1.1).

Figura 1.1 – Museu Nacional Japonês e amortecedores MR instalados.



(MIRAIKAN, 2011)

Na indústria automobilística, atualmente as suspensões semi-ativas já são uma realidade. Essa evolução dos veículos com suspensão passiva para semi-ativa foi atingida graças a diversos estudos científicos realizados em grandes centros de pesquisa. Conforme foi simulado por Lauwerys et al. (2002), o comportamento de uma suspensão semi-ativa com um quarto de veículo contendo amortecedor MR na bancada experimental mostrada na foto à esquerda da Fig. 1.2.

Figura 1.2 - Aplicação experimental de um quarto de suspensão com amortecedor MR (LAUWERYS et al., 2002) e detalhe do amortecedor MR na propaganda do Cadillac Seville STS 2002.



(LAUWERYS et al., 2002)

Atualmente, há várias companhias de automóveis que utilizam essa tecnologia dos amortecedores MR, tais como: Ford (FODOR; REDFIELD, 1995), Toyota (OHSAKU et al., 1999) e Nissan (KAWABE et al., 1998). A fabricante de sistemas automotivos

Delphi foi a primeira a comercializar o amortecedor MagneRide™, que foi instalado no Cadillac Seville STS 2002 conforme mostra a foto à direita da Fig. 1.2.

Atualmente, é consenso que um sistema de suspensão veicular deve apresentar duas funções principais (STONE; BALL, 2004): a) absorver choques e amortecer vibrações causadas por irregularidades da superfície da pista, maximizando a sensação de conforto dos passageiros e b) prover o controle do veículo, bem como manter os quatro pneus em contato com a via enquanto realiza manobras. Assim, os sistemas de suspensão inteligentes, sejam eles ativos ou semi-ativos, podem trazer benefícios de conforto e segurança aos usuários de veículos em geral. Devido à busca por veículos mais econômicos, mais baratos, robustos, e com baixo custo de manutenção, os sistemas semi-ativos são o caminho mais provável para a disseminação dos sistemas de suspensão inteligente para além dos limites do mercado de veículos.

Paralelamente ao desenvolvimento de sistemas que incorporam os materiais inteligentes, surgiram, nas últimas décadas, novos elementos teóricos para o projeto de controladores. A necessidade de estabelecer instrumentos de análise e síntese voltados para o controle de sistemas complexos fez emergir uma grande vertente de pesquisa e desenvolvimento: controladores baseados em Inteligência Artificial. São exemplos desta tecnologia: a lógica nebulosa (Fuzzy Logic), as redes neurais artificiais (Artificial Neural Networks) e os algoritmos genéticos (Genetic Algorithms) (TSOUKALAS; UHRIG, 1996).

O controle nebuloso rompe de uma certa forma com a trajetória clássica de controle e caracteriza-se por uma certa tolerância à imprecisão e ambiguidades decorrentes das incertezas presentes no sistema a ser controlado (TSOUKALAS; UHRIG, 1996). O controle nebuloso (Fuzzy Control) imita a intuição e/ou a consciência humana a partir do conhecimento heurístico do sistema a ser controlado. Naturalmente o formalismo matemático, principalmente associado às questões da convergência e estabilidade das soluções, não oferece no momento o mesmo nível de maturidade das ferramentas tradicionais da engenharia de controle. Apesar disso, tais controladores têm apresentado na prática, resultados excepcionais (RAO; PRAHLAD, 1997; CRAFT, 2003; LI et al., 2004; DONG et al., 2010; RASHID et al., 2011), que encorajam as pesquisas, apesar das críticas dos adeptos dos controladores clássicos (TYAN, 2008; NGUYEN et al., 2009).

Na raiz de toda esta discussão está a dificuldade no estabelecimento de modelos confiáveis e de fácil tratamento matemático especialmente de sistemas complexos. Neste cenário, a teoria de controladores nebulosos torna-se uma escolha natural para tratar problemas desta natureza, não prescindindo o conhecimento detalhado dos modelos dos elementos do processo a ser controlado.

Este trabalho pretende contribuir com a área de controle de vibrações em suspensões veiculares que utilizam amortecedores MR, avaliando o desempenho dos controladores ótimo e nebuloso especialmente projetados para a melhoria do conforto dos passageiros dentro do veículo e redução da amplitude de oscilação do conjunto da roda. Objetiva também desenvolver um modelo matemático eficiente de um atuador MR para ser utilizado como modelo de referência numa malha de controle.

Para atender aos objetivos expostos, este trabalho está assim organizado: no Capítulo 2 são apresentados os modelos matemáticos que descrevem o comportamento dinâmico de amortecedores que utilizam fluidos MR e o algoritmo de controle adotado nas análises numéricas para a limitação da força gerada em amortecedores MR; no Capítulo 3 são apresentados os fundamentos teóricos, sob os quais estão sustentados os controladores nebulosos; no Capítulo 4 é apresentado um conjunto de simulações numéricas que visam comprovar a eficiência dos controladores propostos para a atenuação de vibrações de um sistema de suspensão de $\frac{1}{4}$ de veículo considerando principalmente não linearidades no modelo da planta e variações paramétricas; o Capítulo 5 descreve o sistema físico construído para verificar a aproximação entre o modelo experimental e aquele formulado analiticamente. O trabalho encerra com o Capítulo 6 onde são apresentados os comentários, as conclusões e as perspectivas pertinentes aos assuntos estudados.

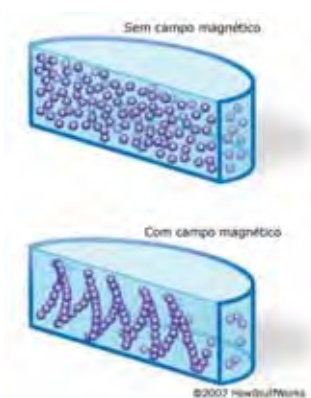
Capítulo 2

Modelagem Matemática do Amortecedor Magnetoreológico

2.1 Princípio de Funcionamento

Fluidos magnetoreológicos (MR) são fluidos capazes de mudarem suas propriedades reológicas quando submetidos a um campo magnético. Trata-se de soluções coloidais formadas por 20% a 40% do seu volume de partículas magnetizáveis misturadas com um óleo inerte, geralmente à base mineral ou à base de silicone (WINSLOW, 1947; RAINBOW, 1948). Quando o fluido é submetido a um campo magnético externo, suas partículas começam a formar estruturas colunares paralelas às linhas de fluxo magnético, conforme observado na Fig. 2.1.

Figura 2.1 – Ilustração da ativação do fluido MR.



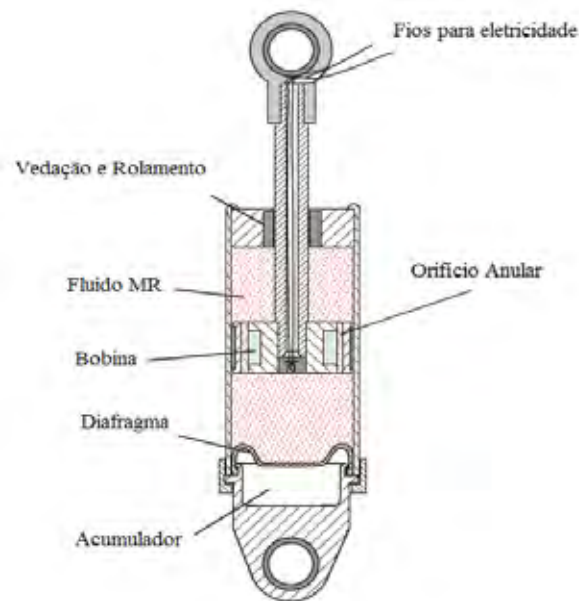
(LAUWERYS et al., 2002)

Quanto mais forte for o campo, maior será o número de partículas a formarem estas cadeias, até que ocorra a saturação. Quando é exercida uma força sobre o fluido e este tende escoar, estas partículas dificultam o escoamento do fluido, alterando assim sua viscosidade aparente.

Desde o final do século passado, uma tecnologia que vem recebendo muita atenção entre os pesquisadores de controle de vibrações é o uso de amortecedores com fluidos MR (DYKE et al., 1996). Os amortecedores MR se assemelham ao amortecedor hidráulico tradicional no qual a força é causada devido à passagem do fluido por um

orifício. Esta resistência variável para o fluxo do fluido permite usar o fluido MR em amortecedores viscosos e outros dispositivos eletricamente polarizáveis. Com essa polarização, as partículas se alinham na direção do campo magnético aplicado e a viscosidade do fluido é modificada, transformando o fluido do estado líquido para um estado semi-sólido. Isto é realizado ajustando-se a magnitude do campo magnético produzido por uma corrente elétrica aplicada nas espiras da bobina localizada exatamente no orifício anular (veja Fig. 2.2) por onde passa o fluido MR.

Figura 2.2 – Amortecedor contendo fluido MR.



(DYKE et al., 1996).

Quando nenhuma corrente é alimentada na bobina, o amortecedor MR tem seu comportamento semelhante a um amortecedor tradicional. Por outro lado, quando uma corrente é enviada ao enrolamento da bobina, o fluido passa a ter uma maior viscosidade e consequentemente maiores forças amortecedoras. Como as forças geradas nestes dispositivos são ajustadas através da variação da intensidade de um campo magnético, nenhuma válvula mecânica é necessária, o que os torna bastante confiáveis. Adicionalmente, o fluido MR responde em milissegundos a uma variação do campo magnético, o que permite o desenvolvimento de dispositivos com uma ampla banda de resposta em frequência.

Vale ressaltar que os amortecedores MR são dispositivos semi-ativos capazes de gerar apenas forças dissipativas, ou seja, ele é capaz de controlar apenas as forças que se opõem ao movimento. No caso de restrição ou transmissão de um movimento, ou atenuação de vibrações, as forças dissipativas são predominantes, o que torna os

amortecedores semi-ativos atrativos, pois além de serem em geral mais baratos que os atuadores ativos, utilizam pouca energia para sua operação.

2.2 Modelagem Matemática

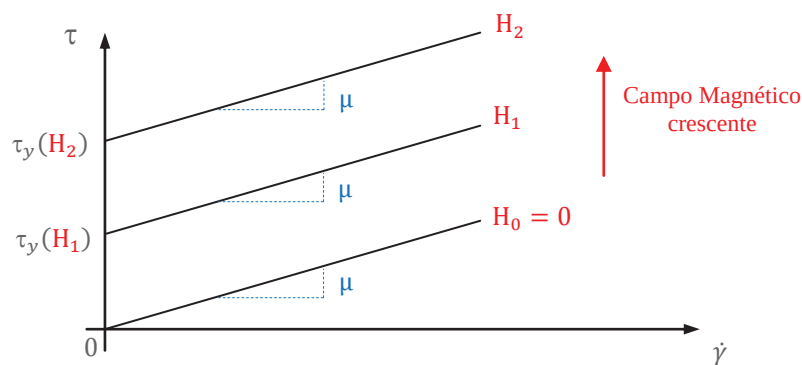
Para desenvolver algoritmos de controle que utilizem amortecedores MR, um número significativo de modelos matemáticos tem surgido com o objetivo de descrever o comportamento não-linear intrínseco destes dispositivos (Spencer *et al.*, 1996).

Os modelos matemáticos que serão apresentados a seguir são modelos paramétricos, ou seja, são funções matemáticas cujos coeficientes são ajustados de tal modo que os resultados numéricos se aproximem dos resultados experimentais. Desta forma, a resposta dinâmica dos dispositivos MR é representada por relações semi-empíricas. Segue aqui uma breve descrição e comentários destes modelos.

2.2.1 Modelo de Bingham

O modelo de fluido de Bingham é usualmente utilizado para descrever o comportamento da curva tensão-deformação de um fluido MR (DYKE, 1996). A Figura 2.3 mostra o comportamento típico da tensão de escoamento de um fluido MR (τ) em função do campo magnético (H) aplicado.

Figura 2.3 – Tensão de cisalhamento (τ) versus taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$).



(SRINIVASAN; MACFARLAND, 2001)

Como pode ser observado, o campo magnético provoca uma mudança na tensão de escoamento dentro do fluido. Quanto maior o campo magnético, maior será a tensão de escoamento do fluido. Neste modelo visco-plástico, a viscosidade do fluido (μ) é

definida como a inclinação obtida pela curva de tensão com a taxa de cisalhamento (veja Fig. 2.3).

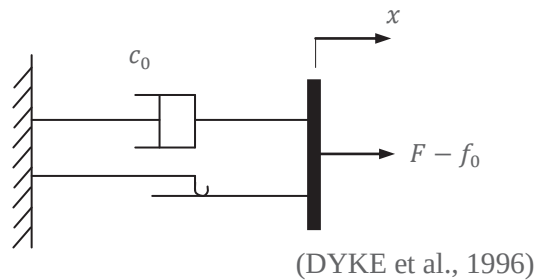
Embora o modelo de Bingham tenha sido o primeiro a descrever o comportamento reológico de materiais com tensão de escoamento, ele prevê um perfil Newtoniano após o escoamento, isto é, a tensão de cisalhamento (τ) é uma função linear da taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$), na forma:

$$\tau = \tau_y + \mu \dot{\gamma} \quad (2.1)$$

onde τ é a tensão total de cisalhamento exercida pelo fluido, τ_y é a tensão de cisalhamento causada pelo campo magnético, μ e $\dot{\gamma}$ são, respectivamente, a viscosidade e a taxa de cisalhamento do fluido.

Baseado neste modelo, Stanway et al. (1987) propuseram o modelo mecânico de Bingham para amortecedores eletro-reológicos (ER). Este modelo consiste em colocar um elemento que represente o atrito de Coulomb em paralelo com um amortecimento viscoso ideal conforme ilustra a Fig. 2.4.

Figura 2.4 – Modelo de Bingham para amortecedores MR. *Fonte: Dyke (1996).*



Neste modelo, para o caso da velocidade do pistão ($\dot{x}$) diferente de zero, a força F gerada pelo dispositivo é dada por:

$$F = f_a \cdot \text{sgn}(\dot{x}) + c_0 \dot{x} + f_o \quad (2.2)$$

onde f_a é a força de atrito de Coulomb que varia conforme a tensão elétrica de controle, $\text{sgn}()$ é a função sinal, c_0 é o coeficiente de amortecimento viscoso e o termo f_o é a força residual devido à presença do acumulador no dispositivo.

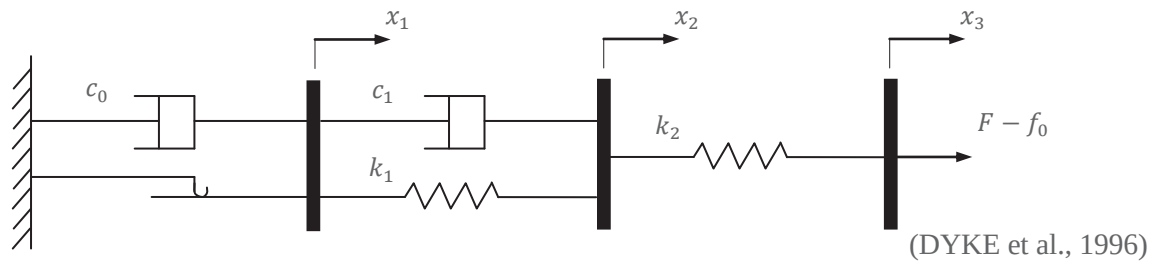
Apesar de representar o comportamento mais importante de um amortecedor MR, por ser demasiadamente simples, ele não é capaz de descrever o comportamento dinâmico transitório deste tipo de dispositivo, que é caracterizado por uma curva de histerese quando ocorre a mudança de sentido da velocidade do pistão.

Embora o comportamento de força-deslocamento para o modelo (2.2) pareça razoável em relação à resposta da força-velocidade, a variação temporal da força mostra que o comportamento não-linear do amortecedor não é representado, principalmente para velocidades próximas de zero (SPENCER et al., 1996).

2.2.2 Modelo de Bingham Modificado

Em 1991, Gamota e Filisko propuseram um modelo de Bingham modificado para prever o comportamento de dispositivos ER. Tal modelo é uma extensão do modelo de Bingham proposto por Stanway et al. (1987) e foi construído a partir da inclusão de um modelo viscoelástico-plástico em série com o modelo anterior, conforme ilustra a Fig. 2.5.

Figura 2.5 – Modelo proposto por Gamota e Filisko (1991).



As equações que governam o comportamento dinâmico deste modelo são dadas por:

Para $|F| > f_c$:

$$F = k_1(x_2 - x_1) + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + f_0 \quad (2.3)$$

Para $|F| \leq f_c$:

$$F = k_1(x_2 - x_1) + c_1\dot{x}_2 + f_0 \quad (2.4)$$

onde F é a força total do amortecedor, c_0 é o coeficiente de amortecimento viscoso associado com o modelo de Bingham, k_1 e k_2 são os coeficientes de rigidez elástica, c_1 é o coeficiente de amortecimento viscoso, f_0 é a força que representa a presença do acumulador no amortecedor, f_c é a força de atrito de Coulomb, x_1 , x_2 e x_3 são deslocamentos e $\dot{x}_1$, $\dot{x}_2$ e $\dot{x}_3$ são as velocidades do pistão.

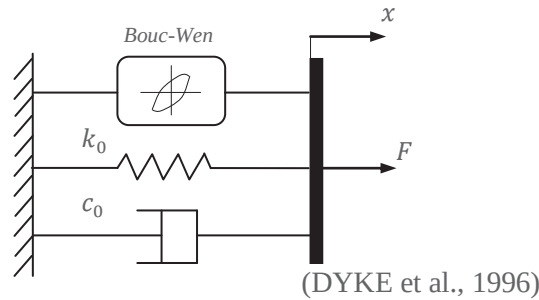
A diminuição do coeficiente de amortecimento c_1 pode produzir um comportamento semelhante ao observado em experimentos de força-velocidade quando a velocidade se aproxima de zero, porém são necessários passos de tempo muito pequenos para simular

o sistema. Este modelo representa muito bem o comportamento da força-deslocamento do amortecedor, e com comportamento da força-velocidade muito perto dos observados em experimentos. Uma desvantagem do modelo é para o caso de simulações numéricas, pois é necessário um passo de integração na ordem de 10^{-6} segundos, podendo haver instabilidade gerada por erro numérico (SPENCER et al., 1996). Este problema constitui a principal desvantagem do modelo de Gamota e Filisko, que também foi observada no trabalho de Ehergott e Masri (1992).

2.2.3 Modelo de Bouc-Wen

Um modelo que é numericamente tratável e vem sendo usado extensivamente para modelar sistemas que contém histerese é o modelo de Bouc-Wen. O modelo de Bouc-Wen é extremamente versátil e pode exibir uma grande variedade de comportamento da histerese (DYKE, 1996). A Figura 2.6 mostra o esquema do modelo proposto.

Figura 2.6 – Modelo Bouc-Wen para amortecedores MR.



Neste modelo, a força F do sistema é determinada pela relação a seguir:

$$F = c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \quad (2.5)$$

sendo z obtido pela equação:

$$\dot{z} = -\lambda |\dot{x}| z |z|^{n-1} - \gamma \dot{x} |z|^n + \beta \dot{x} \quad (2.6)$$

Nas equações acima, c_0 e k_0 são, respectivamente, o coeficiente de amortecimento viscoso e de rigidez elástica, x_0 é o deslocamento inicial, x é a variável dependente, α é um coeficiente de rigidez e as constantes λ , γ , β e n dependem das características do amortecedor. Ajustando-se os parâmetros do modelo (em especial λ , γ e β), pode-se controlar a linearidade no descarregamento e a suavidade da transição na inversão da velocidade (regiões de pré-carga e pós-carga). Além disso, a força do acumulador, f_0 ,

pode ser diretamente incorporada neste modelo através de um deslocamento inicial x_0 na mola linear k_0 .

A tensão de cisalhamento do fluido MR depende diretamente do campo magnético aplicado. Assume-se que α e c_0 em (2.5) são funções que dependem de uma tensão elétrica (v) aplicada na bobina do amortecedor. As seguintes relações podem ser propostas:

$$\alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \quad (2.7)$$

$$c_0(u) = c_{0a} + c_{0b} u \quad (2.8)$$

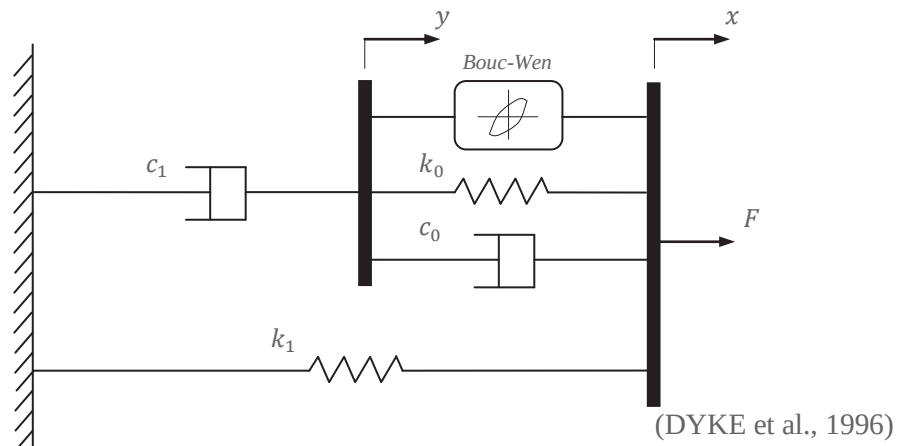
$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (2.9)$$

As equações (2.7) e (2.8) apresentam parâmetros que são dependentes da variável u , que por sua vez é resultante de um filtro de primeira ordem que representa o retardo da corrente do circuito elétrico em relação a tensão de entrada v (equação 2.9).

2.2.4 Modelo de Bouc-Wen Modificado

Ainda com o intuito de obter modelos mais próximos possível dos resultados experimentais, uma modificação do modelo de Bouc-Wen foi proposta por Spencer *et al.* (1996). A modificação proposta consiste na introdução de um amortecedor viscoso e uma mola linear no modelo original de Bouc-Wen (Fig. 2.5). Este modelo é mais adequado para descrever o comportamento de dispositivos que apresentam uma rápida queda da força (“roll-off”) quando a velocidade do pistão passa por zero. Tal modelo é ilustrado na Fig. 2.7.

Figura 2.7 – Modelo Bouc-Wen modificado proposto por Spencer *et al.* (1996).



As equações que descrevem este modelo são listadas a seguir:

$$F = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (2.10)$$

onde

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0 \dot{x} + k_0(x - y)] \quad (2.11)$$

e

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

Como descrito na seção anterior, assume-se que α , c_0 e c_1 em (2.10) e (2.11) são também funções que dependem de uma tensão elétrica (v) aplicada na bobina do amortecedor, na forma:

$$\alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \quad (2.13)$$

$$c_0(u) = c_{0a} + c_{0b} u \quad (2.14)$$

$$c_1(u) = c_{1a} + c_{1b} u \quad (2.15)$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (2.16)$$

Há outros modelos que se baseiam em formulações mais complexas, como é o caso do trabalho de Wang e Gordaninejad (1999), que se baseia nas equações constitutivas de Herschel-Bulkley. Porém estes são menos adequados para aplicação em controle, uma vez que a sua maior complexidade não traz vantagem significativa para a representação do amortecedor MR e apresenta um peso computacional maior.

2.3 Modelos Numérico e Experimental de Amortecedores MR

Nesta seção, dois modelos de amortecedores MR (Bouc-Wen modificado e Bouc-Wen) foram estudados. O primeiro foi obtido a partir de valores de parâmetros empregados na literatura e o segundo foi derivado de um procedimento de otimização realizado a partir de dados experimentais coletados. As seções que se seguem mostram estes resultados.

2.3.1 Modelo Numérico de Amortecedor MR

O primeiro modelo de amortecedor MR empregado nas simulações numéricas, foi derivado do modelo Bouc-Wen modificado (Eqs. 2.10 a 2.16). Todos os parâmetros deste modelo foram coletados do trabalho de Lai e Liao (2002) e estão dispostos na Tab. 2.1.

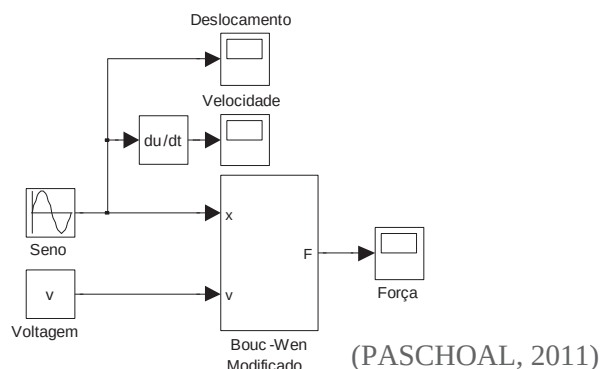
Tabela 2.1 – Parâmetros do amortecedor MR utilizados por Lai e Liao (2002).

<i>Parâmetros</i>	<i>Valores</i>
c_{0a}	784 N s/m
c_{0b}	1803 N s/V m
k_0	3610 N/m
c_{1a}	14649 N s/m
c_{1b}	34622 N s/V m
k_1	840 N/m
x_0	0.0245 m
α_a	12441 N/m
α_b	38430 N/V m
λ	136320 m ⁻²
γ	2059020 m ⁻²
β	58
n	2
η	190 s ⁻¹

O *Matlab*[®] é uma poderosa ferramenta para análise matemática de sistemas dinâmicos e, cada vez mais, vem sendo utilizada por pesquisadores de várias áreas. O ambiente *Simulink*[®] permite representar equações dinâmicas na forma de diagramas de blocos. Neste ambiente, as análises dinâmicas no domínio do tempo são simuladas de uma maneira simples e intuitiva.

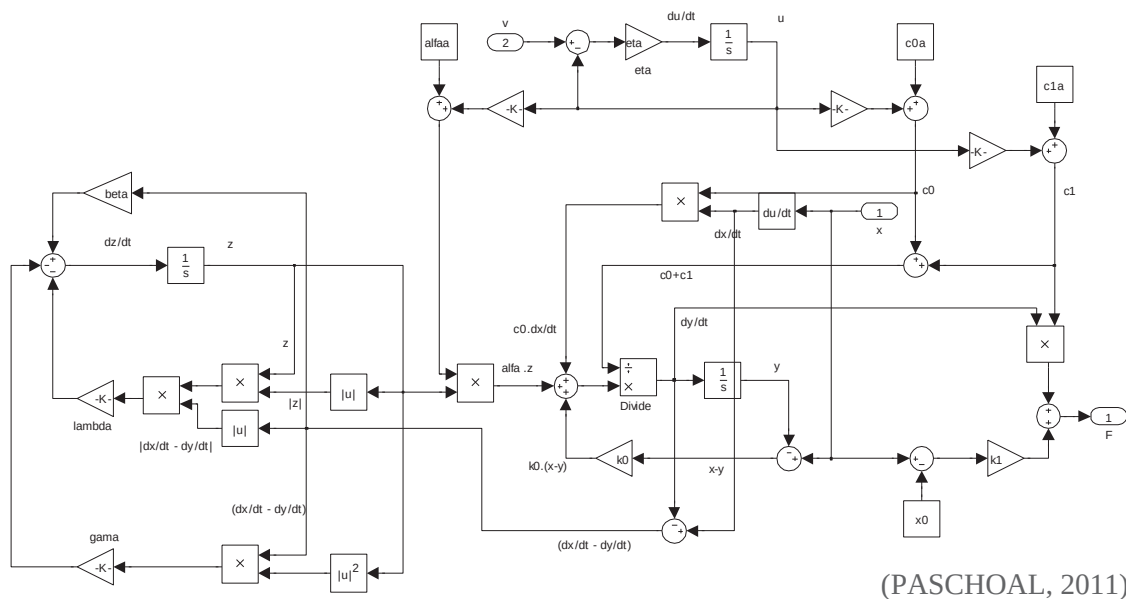
Para prever o comportamento dinâmico do amortecedor MR submetido a várias condições de operação, construiu-se o diagrama de blocos no *Simulink*[®] conforme ilustra a Fig. 2.8.

Figura 2.8 – Diagrama de blocos utilizado para a simulação do amortecedor MR.



Segundo Lai e Liao (2002), a tensão de alimentação (v) para este amortecedor MR pode variar de 0 a 2 Volts. O esquema abaixo ilustra o diagrama de blocos do *Simulink*[®] utilizado para descrever o modelo Bouc-Wen modificado.

Figura 2.9 – Diagrama de blocos do modelo Bouc-Wen modificado.



O sistema dinâmico, representado pelo diagrama de blocos da Fig. 2.8 foi simulado num microcomputador pessoal sendo que as equações foram integradas (condições iniciais nulas) usando um integrador de Runge-Kutta de quarta ordem e passo variável. Nesta simulação, o amortecedor MR foi submetido às seguintes tensões de alimentação (v): 0V, 0.5V, 1.0V, 1.5V e 2.0V. Para cada tensão aplicada, foram submetidas as seguintes amplitudes de deslocamento senoidal (x): 10 mm, 8 mm, 6 mm, 4 mm e 2 mm, assumindo uma frequência fixa de 1 Hz.

Os comportamentos dinâmicos da força (F) gerada pelo amortecedor em função do deslocamento (x) e da velocidade do pistão ($\dot{x}$) podem ser vistos, respectivamente, pelas Figs. 2.10 e 2.11.

Figura 2.10 – Comportamento da força (F) em função do deslocamento do pistão (x).

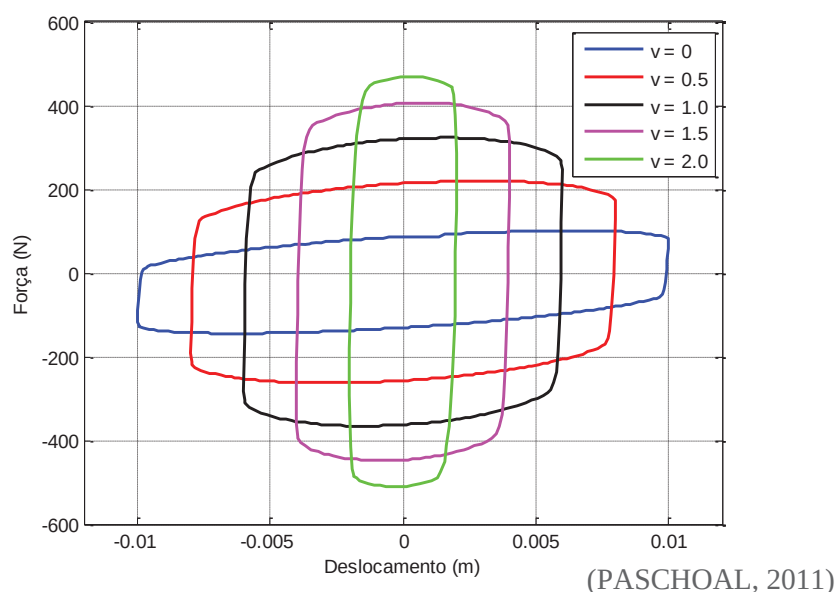
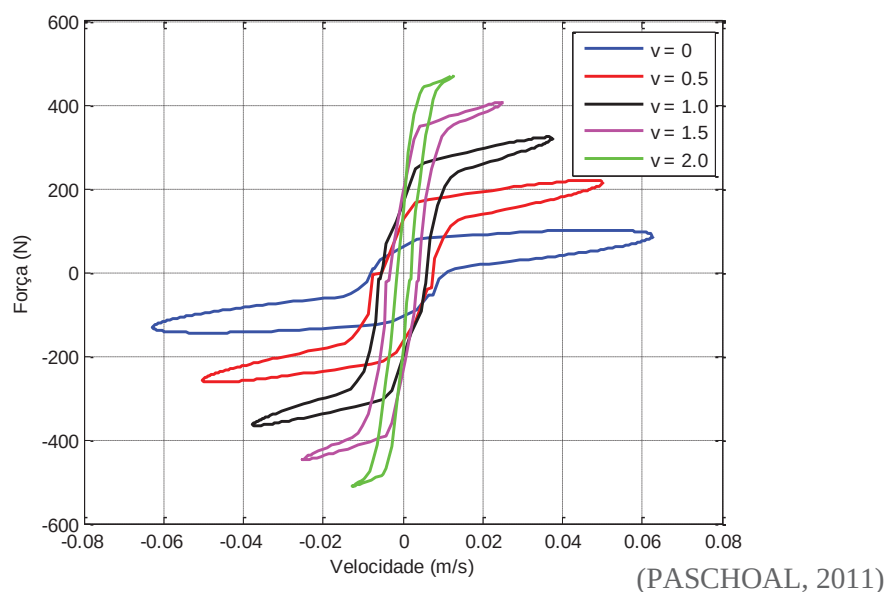


Figura 2.11 – Comportamento da força (F) em função da velocidade do pistão ($\dot{x}$).



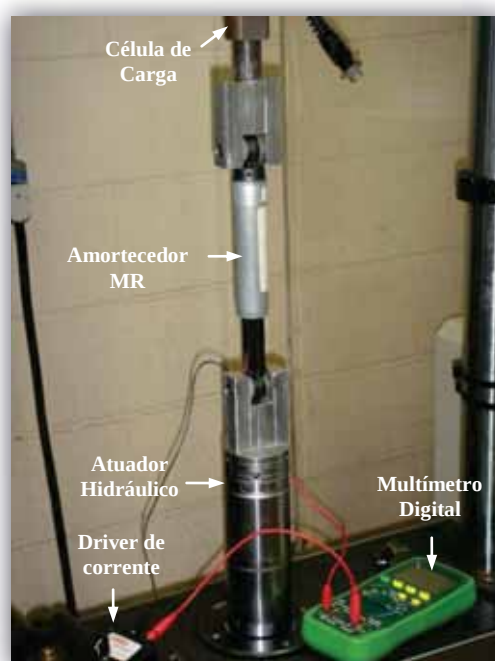
Na Figura 2.10, pode-se observar o efeito da voltagem aplicada no amortecedor MR. Quanto maior a voltagem, maiores as forças de tração e compressão. Pela análise do gráfico mostrado na Fig. 2.11, percebe-se o comportamento fortemente não-linear do amortecedor (presença de histereses). Vale ressaltar ainda que os resultados obtidos apresentaram excelente concordância com os resultados mostrados em (LAI; LIAO, 2002).

2.3.2 Modelo Experimental de Amortecedor MR

Nesta seção, são apresentados os testes realizados para a caracterização das propriedades do amortecedor MR fabricado pela *LORD* (modelo *RD-1097-01*). Um procedimento de ajuste foi empregado para derivar o modelo Bouc-Wen construído a partir dos dados coletados.

Os testes foram realizados em uma máquina de ensaios MTSTM do Departamento de Engenharia Mecânica da UNICAMP. A Figura 2.12 mostra a foto do experimento.

Figura 2.12 – Experimento utilizado para a caracterização do amortecedor MR.



(PASCHOAL, 2011)

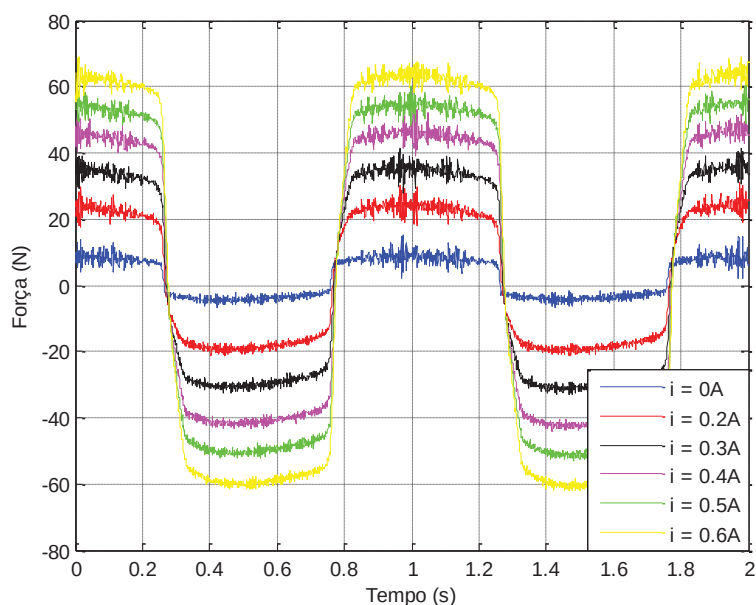
Na Figura 2.12 é apresentado o amortecedor MR montado no equipamento de teste juntamente com um atuador hidráulico e célula de carga usados, respectivamente, para aplicação e medição das forças no amortecedor, e um multímetro digital para medição da corrente elétrica aplicada nas bobinas da válvula do amortecedor MR através do driver de corrente (modelo *LORD RD-3002-1*).

O amortecedor MR estendido tem 253 mm de comprimento, 195 mm contraído e o cilindro principal tem 32 mm de diâmetro externo. Segundo o fabricante, este amortecedor pode atingir picos de força na ordem de 100 N e exercer uma força mínima de 2 N, dependendo de sua faixa de operação. A corrente máxima de operação é de 1 A em operações intermitentes e de 0,6 A em operações de forma contínua.

O amortecedor foi submetido a testes para levantamento das curvas de resposta “Força versus Deslocamento” e “Força versus Velocidade”, ambos para diferentes níveis de corrente elétrica, a saber: 0A, 0.2A, 0.3A, 0.4A, 0.5A e 0.6A. Os dados de força, velocidade e deslocamento entre os terminais do amortecedor foram coletados (tempo de amostragem de 0.001 s) através de uma placa de aquisição de dados e armazenados num computador. O amortecedor MR foi submetido a uma série de movimentos senoidais, com amplitudes de: 5 mm, 5 mm e 2.5 mm e frequências respectivas de: 1 Hz, 2 Hz e 5 Hz.

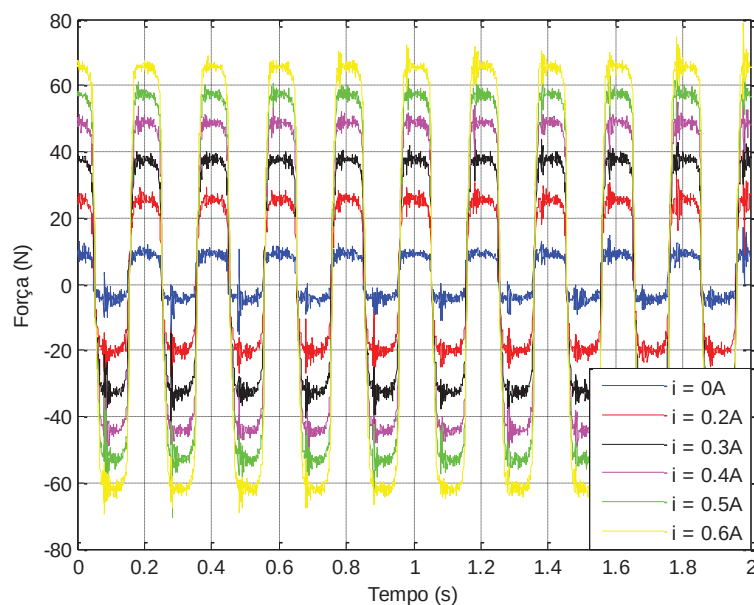
A partir dos dados coletados, foi possível construir os gráficos de força em função do tempo e corrente elétrica aplicada (i). As Figuras 2.13, 2.14 e 2.15 ilustram este comportamento para as três frequências de excitação acima mencionadas.

Figura 2.13 – Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e correntes elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 1 Hz.



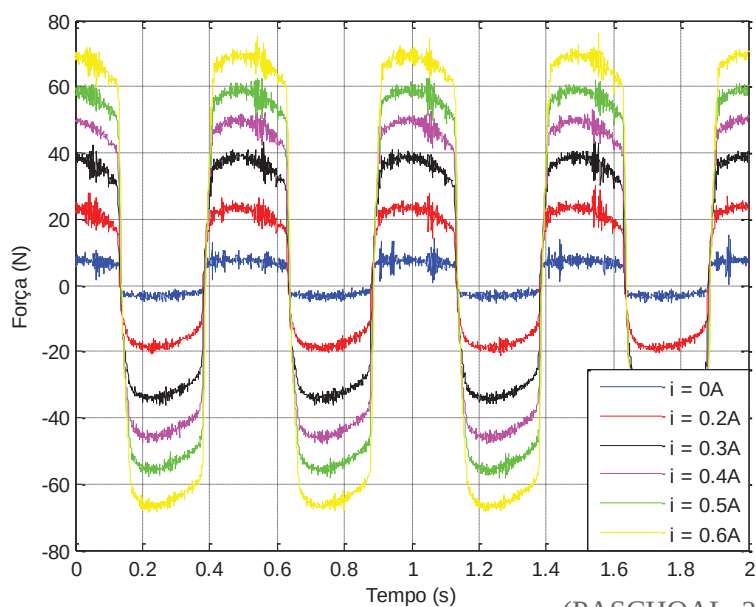
(PASCHOAL, 2011)

Figura 2.14 – Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e correntes elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 2 Hz.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 2.15 – Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e correntes elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 5 Hz.



(PASCHOAL, 2011)

Nas figuras precedentes, nota-se que a força máxima obtida foi cerca de 70 N, com uma corrente de 0.6 A. Outra observação, embora não mostrada nestas figuras, é que acima de 0.6 A, não se obteve aumento significativo de força, devido a saturação

magnética do fluido MR, apenas dissipação térmica, por efeito Joule. Isto significa um maior consumo de energia do fluido, para um mesmo desempenho mecânico.

As Figuras 2.16 e 2.17 mostram, respectivamente, o comportamento da força em função do deslocamento e velocidades relativas entre os terminais do amortecedor para a frequência de excitação de 2 Hz.

Figura 2.16 – Força do amortecedor MR em função do deslocamento do pistão.

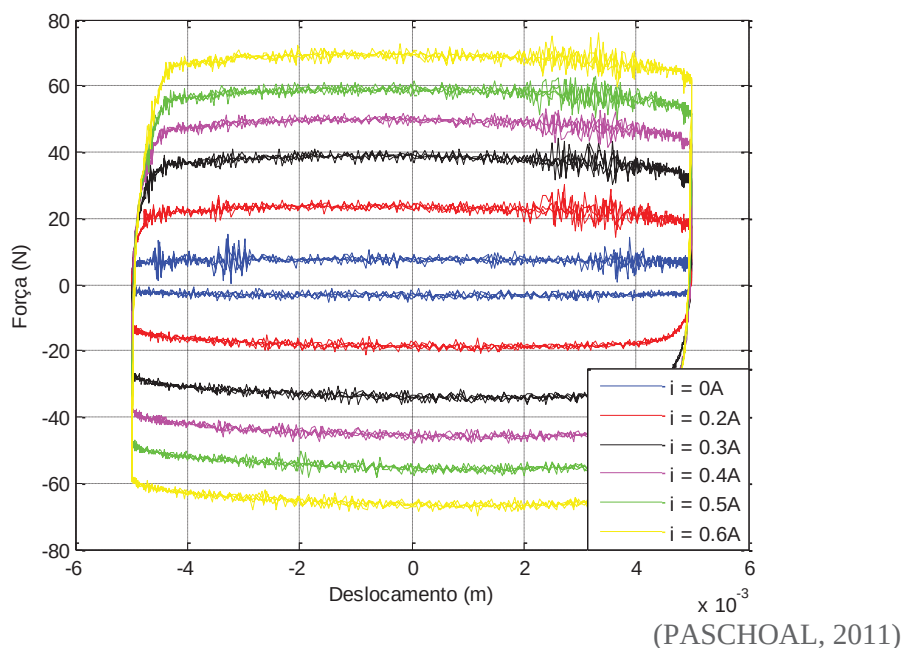
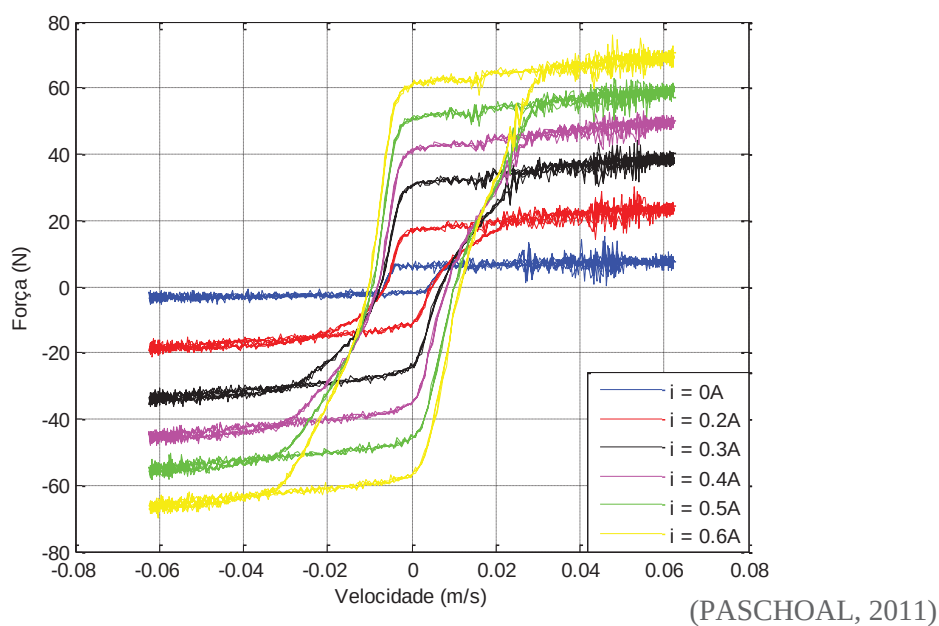


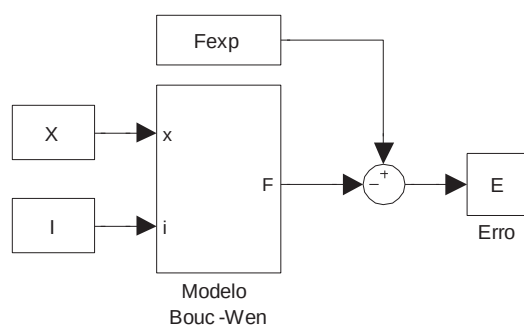
Figura 2.17 – Força do amortecedor MR em função da velocidade do pistão.



Nos gráficos acima ilustrados assim como nos gráficos mostrados pelas Figs. 2.13 a 2.15, pode-se notar que a força realizada pelo amortecedor não é centralizada na abscissa zero. Esse efeito se dá devido à presença do acumulador no amortecedor, o qual faz uma pressão no fluido, funcionando como uma mola. Há também uma força remanescente no amortecedor, mesmo quando a corrente é zero, o que caracteriza a existência de forças viscosas, mesmo com o amortecedor sem corrente. A Figura 2.17 mostra as forças plotadas em função da velocidade do pistão. Nota-se a existência de forte histerese, característica típica dos amortecedores que utilizam fluido MR. Esta histerese é muito importante na absorção de energia de vibração em sistemas mecânicos, aumentando assim sua eficiência.

Um algoritmo de otimização foi construído com o objetivo de estimar os parâmetros do modelo Bouc-Wen para o amortecedor MR. A função de custo que foi minimizada correspondeu ao erro entre os sinais de força experimental e simulado, que foi reavaliado a cada passo do processo de otimização. O esquema abaixo ilustra o diagrama de blocos construído no *Simulink*® para determinar o erro de estimação.

Figura 2.18 – Diagrama de blocos utilizado no procedimento de otimização.

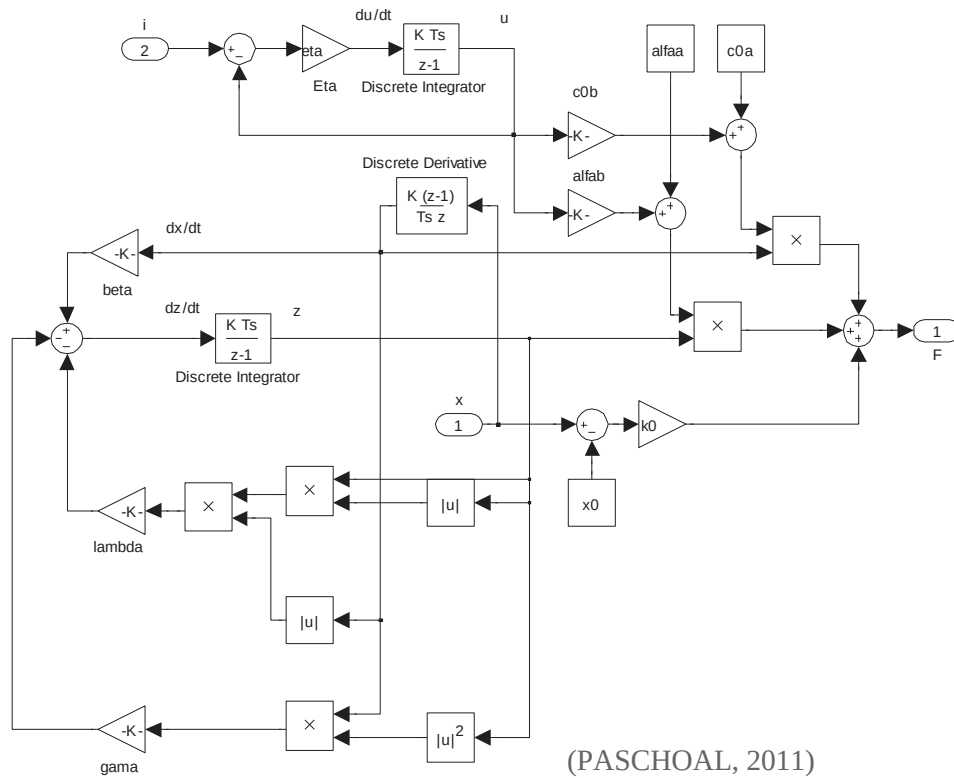


(PASCHOAL, 2011)

A cada iteração do processo de otimização é realizada uma simulação do comportamento do amortecedor utilizando o modelo em tempo discreto. Para isso, foram introduzidos no modelo os sinais de deslocamento (X), velocidade (gerado a partir do sinal de deslocamento) e corrente elétrica (I) para se obter um sinal de força (F), o qual foi comparado com os dados experimentais (F_{exp}).

O modelo discreto de Bouc-Wen, mostrado na Fig. 2.18, foi implementado em ambiente *Matlab Simulink*® conforme ilustra a Fig. 2.19.

Figura 2.19 – Diagrama de blocos do modelo Bouc-Wen.



A otimização foi executada utilizando-se um algoritmo de otimização não-linear disponível no aplicativo *Matlab*® através da função “*fminsearch*”. O processo de otimização do modelo consistiu na minimização do erro quadrático (J) entre os dados coletados (F_{exp}) e aqueles obtidos numericamente (F), na forma:

$$J = \sum (F_{exp} - F)^2 \quad (2.17)$$

O processo de estimação dos parâmetros foi aplicado simultaneamente a todos os dados experimentais a fim de se obter um modelo com o melhor desempenho possível nas diferentes condições de operação do amortecedor MR.

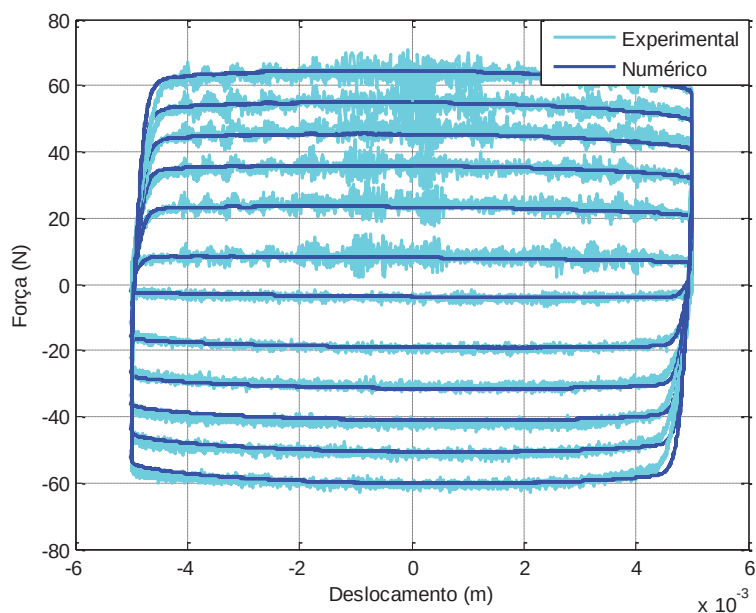
A Tabela 2.2 mostra os valores finais encontrados para cada parâmetro do modelo Bouc-Wen e sua respectiva unidade (n foi assumido ser igual 2).

Tabela 2.2 – Parâmetros estimados para o modelo Bouc-Wen.

<i>Parâmetros</i>	<i>Valores</i>
c_{0a}	18.24 N s/m
c_{0b}	281.44 N s/V m
k_0	-155.63 N/m
x_0	0.0138 m
α_a	38.15 N/m
α_b	758.59 N/V m
λ	408720 m ⁻²
γ	-360220 m ⁻²
β	634.82
η	1372.5 s ⁻¹

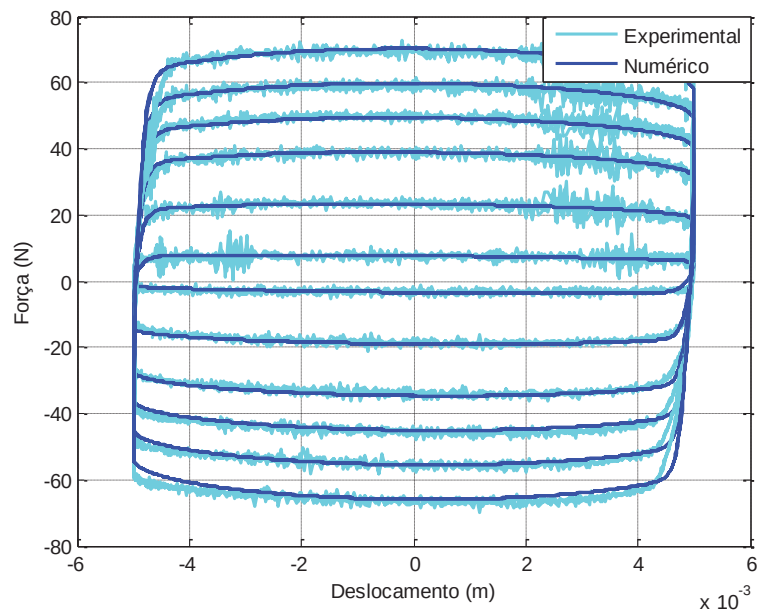
Nas Figuras de 2.20 a 2.25 são apresentados comparações entre os dados obtidos nos experimentos e os resultados gerados pelo modelo identificado. As figuras mostram dois tipos de gráficos para cada experimento: força versus deslocamento e força versus velocidade. Nestes gráficos os sinais experimentais aparecem em cor azul clara e aqueles obtidos pelo modelo numérico em azul escuro.

Figura 2.20 – Força em função do deslocamento para frequência de 1 Hz.



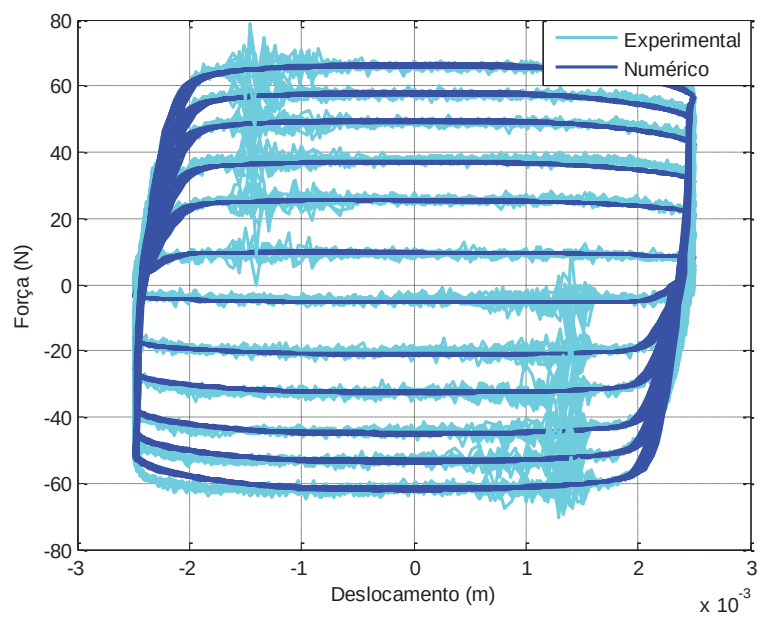
(PASCHOAL, 2011)

Figura 2.21 – Força em função do deslocamento para frequência de 2 Hz.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 2.22 – Força em função do deslocamento para frequência de 5 Hz.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 2.23 – Força em função da velocidade para frequência de 1 Hz.

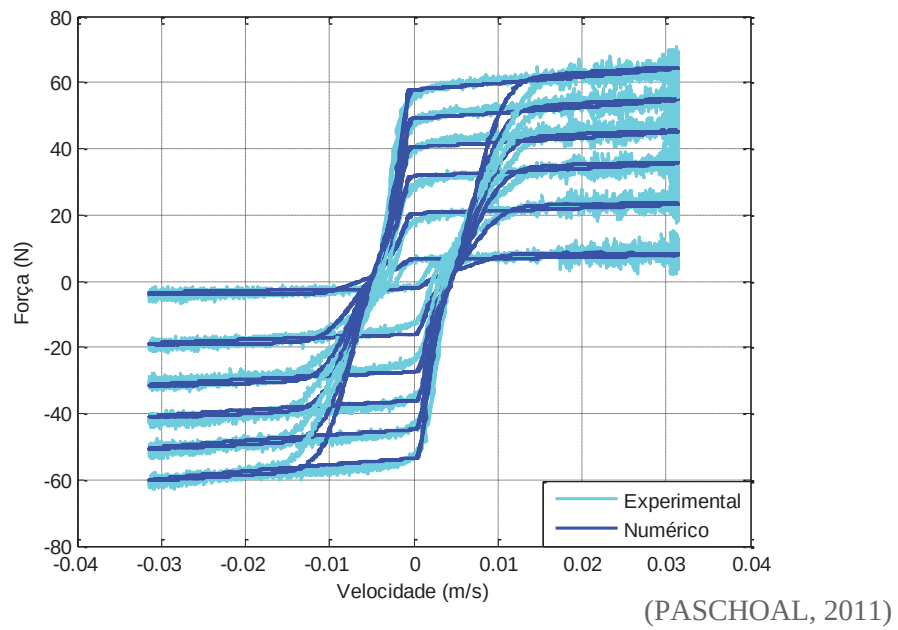


Figura 2.24 – Força em função da velocidade para frequência de 2 Hz.

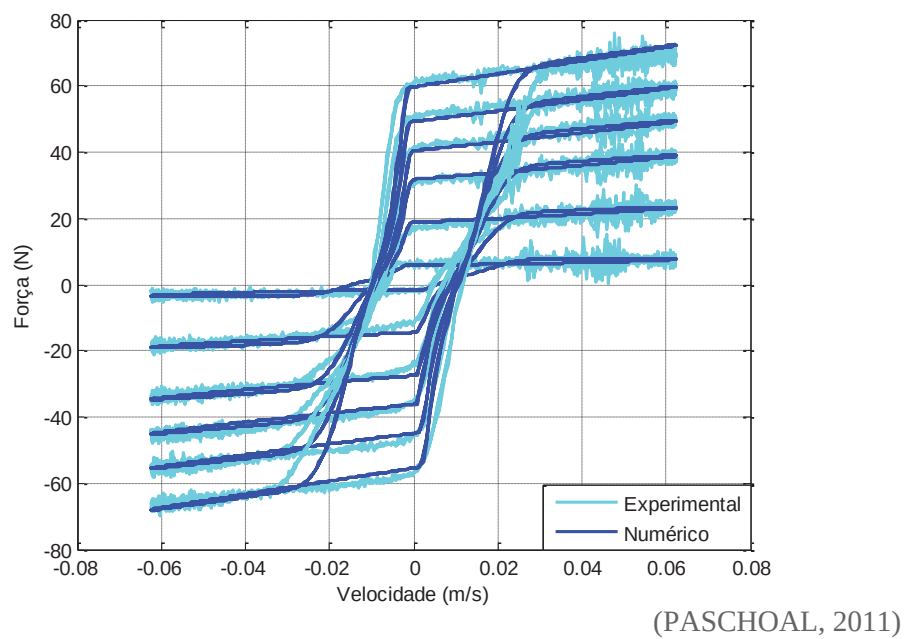
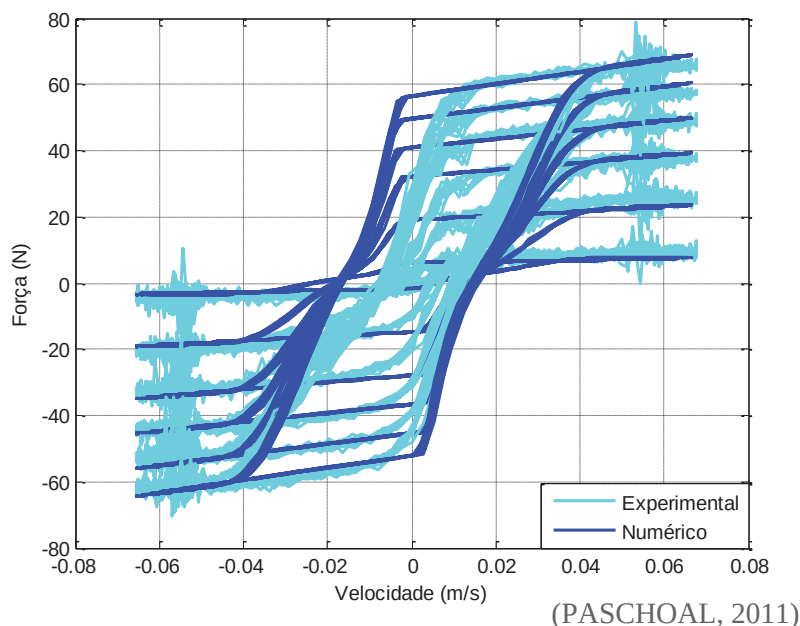


Figura 2.25 – Força em função da velocidade para frequência de 5 Hz.



Pela análise das figuras precedentes, observa-se que o procedimento de otimização proposto para a identificação do modelo do amortecedor MR mostrou-se bastante eficaz na identificação dos 10 parâmetros do modelo Bouc-Wen. Este modelo pôde representar de forma efetiva o comportamento real do amortecedor MR testado. Além disso, o fato de se utilizar um modelo discreto ao invés do contínuo trouxe uma estabilidade numérica maior e um processamento mais rápido durante o processo de otimização.

2.4 Algoritmo de Controle Utilizado em Amortecedores MR

Em um amortecedor convencional, a força é função das propriedades reológicas (viscosidade, elasticidade e plasticidade) do fluido do amortecedor, dos seus parâmetros geométricos e da velocidade relativa de suas extremidades. Num amortecedor MR, por sua vez, as propriedades reológicas do fluido dependem da voltagem elétrica aplicada ao circuito eletro-magnético do amortecedor. Assim, a força é controlada indiretamente através do controle da intensidade da voltagem elétrica. No entanto, devido a sua complexidade dinâmica, o desenvolvimento de algoritmos para a determinação da voltagem necessária para a realização de uma força de controle apropriada, tem se mostrado uma tarefa difícil na utilização desta tecnologia (STUTZ, 2005).

Os algoritmos de controle dos amortecedores MRs adotados na literatura basicamente diferem no que diz respeito à utilização de um modelo do amortecedor na determinação da voltagem de controle.

Nos algoritmos que utilizam um modelo do amortecedor MR, a determinação da voltagem de controle se dá como segue. Um modelo inverso do amortecedor MR que expressa a voltagem (v) em função da força gerada (F), do deslocamento (x) e velocidade ($\dot{x}$) relativas às extremidades do mesmo pode ser escrito na forma:

$$v = f^{-1}(F, x, \dot{x}) \quad (2.18)$$

Para uma determinada aplicação, determina-se uma força de controle desejada para o amortecedor MR. Geralmente a força desejada resulta de uma lei de controle ativa. A voltagem, apropriada para que a força gerada (F) pelo amortecedor seja idealmente igual a força desejada (F_d) é, portanto, obtida a partir da seguinte equação:

$$v = f^{-1}(F_d, x, \dot{x}) \quad (2.19)$$

Os algoritmos de controle baseados num modelo inverso do amortecedor MR, devido à sua dificuldade de obtenção, são pouco frequentes na literatura. Tusset (2008) propôs um modelo inverso do amortecedor usando um sistema nebuloso para determinar a corrente elétrica a ser aplicada no amortecedor MR.

Dentre os algoritmos de controle que não utilizam um modelo do amortecedor MR, um dos mais presentes na literatura é o *clipped control* ou *controle grampeado*. O conceito de grampeamento do controle requer que o amortecedor MR reproduza continuamente a força gerada por uma lei de controle ativa. Esta estratégia de limitar ou grampear a força do amortecedor MR em determinadas condições foi chamada de controle semi-ativo grampeado (clipped control) (DYKE et al., 1996). Este algoritmo será adotado nas análises numéricas efetuadas neste trabalho e é apresentado a seguir.

2.4.1 Algoritmo de Controle Grampeado

No algoritmo de grampeamento, a voltagem de controle é determinada considerando-se a natureza passiva do amortecedor MR. Para uma dada aplicação, determina-se a força desejada para o amortecedor MR. Quando a força gerada pelo amortecedor for igual a força desejada, a voltagem elétrica aplicada ao amortecedor permanece inalterada. Quando a magnitude da força for menor do que a da força desejada e ambas possuem o mesmo sentido, a voltagem aplicada ao amortecedor é

aumentada ao seu máximo valor possível no intuito de aumentar a força gerada pelo amortecedor. Caso contrário, a voltagem aplicada ao amortecedor é nula, ou seja, quando a magnitude da força é maior do que a da força desejada, ou quando as forças possuem sentidos opostos, a voltagem aplicada é nula. Assim, projeta-se o controlador como se o sistema fosse ativo e “grampeia-se” o sinal do amortecedor MR nos momentos em que o controle solicita uma força ativa.

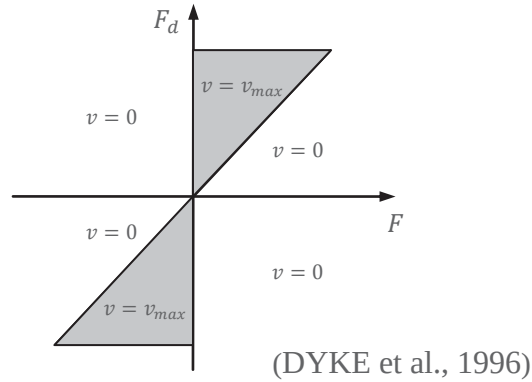
A regra usual utilizada para o grampeamento do sinal de força é definida como (DYKE et al., 1996):

$$v = v_{max}H[(F_d - F)F] \quad (2.20)$$

onde $H[\]$ denota a função degrau unitário ou função Heaviside (utilizada para representar descontinuidades).

Deve-se notar que a voltagem determinada segundo a Eq. (2.20) é descontínua no tempo e seu valor permuta entre os valores $v = 0$ e $v = v_{max}$, sendo que a voltagem máxima (v_{max}) geralmente é a tensão elétrica de saturação do campo magnético gerado pelo amortecedor MR. A Figura 2.26 apresenta a representação gráfica do algoritmo *Clipped Control* dado pela Eq. (2.20).

Figura 2.26 – Representação gráfica do algoritmo *Clipped Control*.



Assim, pela análise do gráfico acima, a representação matemática de v em função de F_d e F , é dada por:

$$v = \begin{cases} v_{max}, & F_d > F \\ 0, & F_d \leq F \end{cases}, \text{ se } \text{sgn}(F_d) = \text{sgn}(F) \quad (2.21)$$

onde $\text{sgn}(\)$ é a função sinal e para $\text{sgn}(F_d) \neq \text{sgn}(F)$, tem-se que: $v = 0$.

Capítulo 3

Controle Nebuloso

3.1 Introdução

O controle nebuloso, introduzido em 1974 (MAMDANI, 1974) como uma tecnologia emergente inicialmente focalizada em aplicações industriais, adicionou uma dimensão promissora ao domínio da engenharia de controle moderno. Nas últimas duas décadas, a utilização de sistemas nebulosos na indústria em geral cresceu significativamente. Alguns exemplos são: controle de qualidade de água (YAGSHITA et al., 1985), sistemas de operação de trens (YASUNOBU; HASEGAWA, 1985), controle de elevadores (FUJITECH, 1988), transmissão de automóveis (Kasai e MORIMOTO, 1988), controle de manipuladores robóticos (SOUSA; MADRID, 1999), máquinas de lavar, condicionadores de ar, câmeras de foco automático e controle semi-ativo de suspensões veiculares que utilizam amortecedores com fluidos magnetoreológicos (LI et al., 2004; DONG et al., 2010; RASHID et al., 2011).

Neste trabalho, os controladores nebulosos foram escolhidos como objeto de aplicação, por três razões principais: a) são essencialmente não-lineares e, consequentemente, têm grande potencial para controlar sistemas mais complexos e superar o desempenho de controladores convencionais; b) apresentam a facilidade de incorporação do conhecimento de especialistas através de regras linguísticas e c) não prescindem do conhecimento detalhado dos modelos dos elementos do processo a ser controlado (planta, sensores e atuadores).

3.2 Conceitos e Fundamentos da Lógica Nebulosa

A utilização da lógica nebulosa no controle moderno foi introduzida a partir do trabalho de Zadeh (1965) e o grande apelo desta tecnologia em controle é a possibilidade de manipulação de dados imprecisos e a representação do raciocínio humano que é aproximado e parcial em sua essência. Tais características permitem a redução da complexidade de projeto e implementação, tornando-se a solução para problemas de controle até então intratáveis por técnicas clássicas (MAMDANI, 1974).

A lógica nebulosa é especialmente utilizada nos casos onde não existem modelos matemáticos capazes de descrever precisamente o processo estudado. Esta técnica é capaz de fornecer uma estrutura poderosa para manipular informações aproximadas. Assim, o processo analisado pode ser controlado a partir de um conjunto de regras nebulosas do tipo “Se...então”, capaz de tratar conhecimentos incompletos, incertos ou mesmo conflitantes. Além disso, a diversificação de tecnologias advindas da lógica nebulosa tem também permitido sua aplicação em diversas áreas do conhecimento. A teoria da lógica nebulosa está bem consolidada no meio científico por existir uma enorme quantidade de trabalhos divulgados na literatura que abordam este tema.

Uma característica importante na formulação da teoria de controle nebuloso é a possibilidade da utilização de um conjunto de regras naturais, intuitivas e próprias do senso comum, que procura aproximar o comportamento do controlador do comportamento humano no mundo real. Desta forma, os controladores nebulosos não ignoram as não linearidades presentes na planta, pelo contrário, incorporam-nas na sua metodologia de projeto. Tal metodologia baseia-se na teoria dos sistemas nebulosos que envolvem dentre outras, algumas características marcantes, quais sejam: a construção de regras nebulosas, o uso de operadores lógicos, o emprego de funções de pertinência para o mapeamento das variáveis de entrada e de saída da planta.

O problema de controle usando a lógica nebulosa envolve a superação de 5 etapas bem definidas, a saber:

a) Definição das Variáveis de Entrada e Saída

Esta etapa não apresenta nenhuma dificuldade a ser vencida. As variáveis de entrada/saída são escolhidas com base na lei de controle empregada.

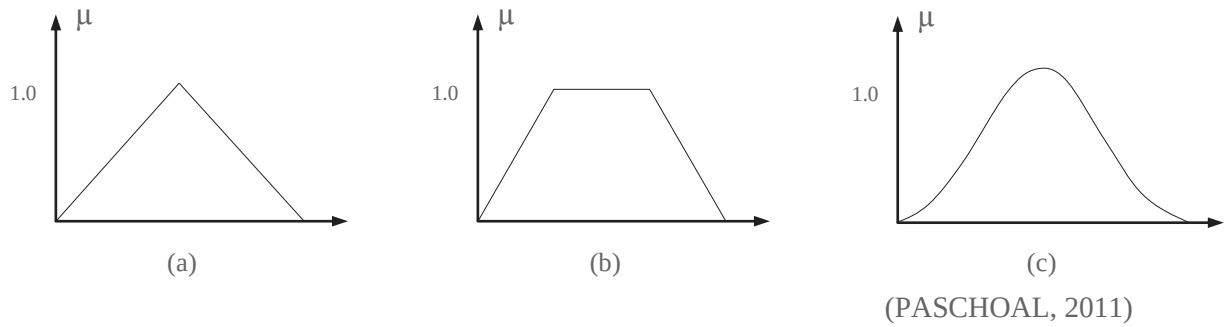
b) Caracterização do Intervalo de Valores das Variáveis de Entrada e Saída

Naturalmente, o estabelecimento adequado destes intervalos irá depender da experiência do projetista com relação ao comportamento da planta a ser controlada.

c) Definição do Conjunto de Funções de Pertinência

Estas funções recebem nomes ou rótulos que mapeiam as variáveis de entrada e saída no universo de $[0, 1]$ e procuram traduzir verbalmente a operação de controle do sistema físico. Dentre as várias formas de representação, as mais comumente utilizadas são: triangular, trapezoidal e gaussiana (veja Fig. 3.1).

Figura 3.1 – Funções de pertinência do tipo (a) triangular, (b) trapezoidal e (c) gaussiana.



Os rótulos procuram traduzir verbalmente qual o significado da variável em certa região do universo de variação da mesma (universo de discurso). Este universo é normalmente representado por uma determinada quantidade de funções de pertinência que mapeiam todo o discurso dado, por exemplo: “Pequeno”, “Médio”, “Grande” e “Muito Grande”.

A escolha do formato da função de pertinência mais adequada nem sempre é óbvia, podendo inclusive não estar ao alcance do conhecimento para uma determinada aplicação (CHIOU; LIU, 2009). No entanto, existem sistemas nebulosos cujos parâmetros das funções de pertinências podem ser completamente definidos por especialistas. Nestes casos, a escolha de funções triangulares e trapezoidais é mais comum, pois a idéia de se definir regiões de pertinências total, média e nula é mais intuitiva do que a especificação do valor médio e de dispersão, conceitos estes ligados às funções gaussianas.

d) Definição da Base de Regras

Usando operadores lógicos (“e” e “ou”) que buscam estabelecer uma relação entre as variáveis de entrada e saída, estas regras envolvem declarações do tipo “Se...então”.

A base de regras tem a função de representar de forma estruturada a política de controle de um experiente operador do processo e/ou de um engenheiro de controle, através de um conjunto de regras do tipo:

$$R^l : \text{SE } x_1 \text{ é } A_1^l \text{ E } x_2 \text{ é } A_2^l \text{ E } \dots \text{ E } x_n \text{ é } A_n^l \text{ ENTÃO } u \text{ é } B^l \quad (3.1)$$

onde A_i^l ($i = 1, \dots, n$) e B^l são conjuntos nebulosos, $x = (x_1, \dots, x_n)^T$ são as variáveis linguísticas de entrada, u é a variável linguística de saída e R^l denota uma regra de controle.

A parte “SE < *condição* >” de cada regra é chamada de antecedente da regra e a parte “ENTÃO < *ação* >” é chamada de consequente da regra. Cada conjunto nebuloso da saída (B^l) pode ser representado por um conjunto de funções de pertinência (MAMDANI, 1976) ou por uma combinação algébrica das variáveis de entrada (TAKAGI; SUGENO, 1985). A abordagem de Takagi-Sugeno tem sido amplamente utilizada em problemas de modelagem nebulosa, identificação de sistemas e controle multi-variável (DRIANKOV et al., 1996; BEGOVICH et al., 2000). Uma desvantagem destes controladores é que os consequentes das regras não são conjuntos nebulosos, de modo que não permitem a incorporação direta do conhecimento de especialistas. Por outro lado, os controladores Takagi-Sugeno resultam em algoritmos mais rápidos que os controladores nebulosos tradicionais e por esta razão são bastante adequados para aplicações em tempo real (SOUSA, 2000). Neste trabalho, optou-se por utilizar a abordagem de Mamdani como forma de representar o conhecimento de especialistas nos consequentes das regras.

A natureza e o número de regras é uma variável de projeto que não dispensa naturalmente o uso da experiência e do bom senso. Um número elevado de regras não significa necessariamente um melhor desempenho. A relação custo benefício entre a demanda adicional de memória, o tempo de processamento e a melhoria no desempenho do controlador precisam ser criteriosamente avaliados quanto da construção do conjunto de regras.

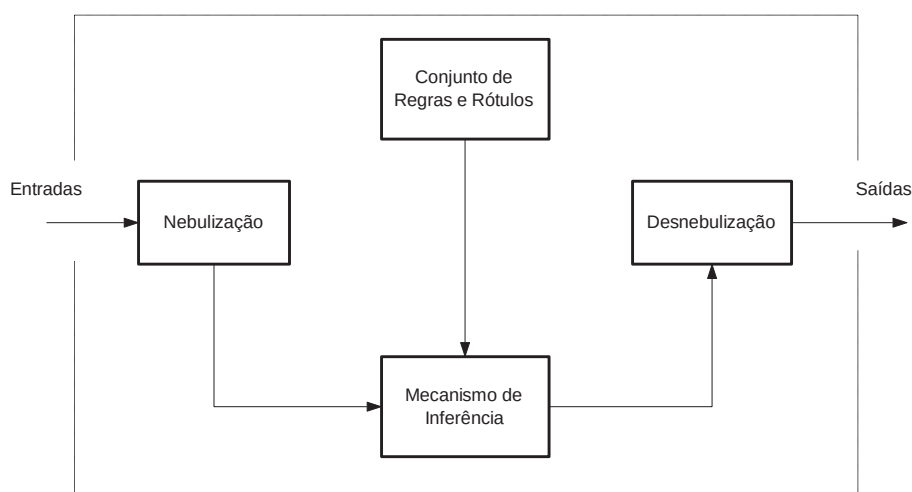
Um dos maiores problemas no desenvolvimento de sistemas baseados em lógica nebulosa é a construção das regras de controle que geralmente são obtidos a partir da experiência de especialistas na operação do sistema. Todavia, a representação do conhecimento de um especialista neste universo de parâmetros pode trazer algumas dificuldades, devido à possibilidade de se inserir regras não utilizadas e incoerentes.

Os algoritmos genéticos se apresentam como ferramenta de grande potencial na otimização de controladores nebulosos (SOUSA, 2000; LI et al., 2008). Dentro desta perspectiva os sistemas nebulosos podem se beneficiar muito dos algoritmos genéticos, especialmente quando da definição da base de regras. Isto é tão mais importante quanto maior for o número de entradas e saídas do processo.

e) Sistema de Inferência Nebulosa

Uma vez definidas as regras, derivadas a partir de uma linguagem simbólica e com significado bem intuitivo para o projetista, passa-se à fase da tradução matemática da linguagem simbólica construída. Isto é conduzido através da utilização de operadores lógicos definidos pela teoria dos conjuntos nebulosos. Esta tarefa se divide em três subetapas (*Nebulização*, *Mecanismo de Inferência* e *Desnebulização*), conforme ilustra a Fig. 3.2.

Figura 3.2 – Sistema de inferência nebulosa.

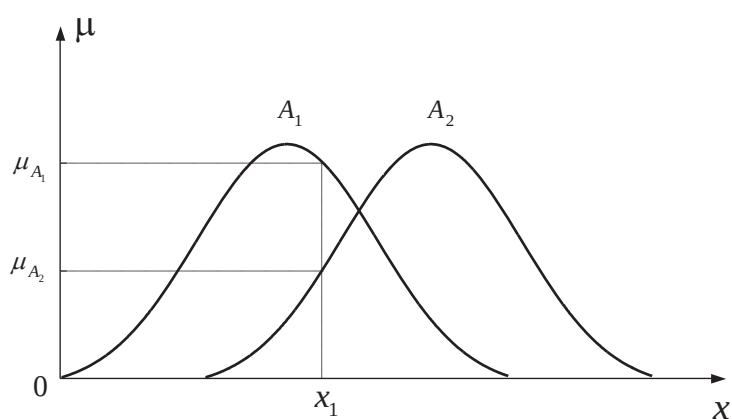


(PASCHOAL, 2011)

e.1) Nebulização

Transforma os valores numéricos das variáveis de entrada em graus de pertinência (μ) em relação a um determinado conjunto nebuloso conforme ilustra a Fig. 3.3.

Figura 3.3 – Processo de nebulização da variável x_1 nos conjuntos A_1 e A_2 .



(PASCHOAL, 2011)

Com base na Fig. 3.3, o valor da variável x_1 é transformado em dois graus de pertinência μ_1 e μ_2 relativos aos conjuntos nebulosos A_1 e A_2 , respectivamente.

e.2) Mecanismo de Inferência

Existem duas abordagens utilizadas no projeto do mecanismo de inferência de um controlador nebuloso: 1) inferência baseada na composição das regras e 2) inferência individual de cada regra. Neste trabalho, foi considerado apenas o segundo mecanismo de inferência, devido à sua predominante utilização em aplicações de controle nebuloso.

No mecanismo de inferência, é necessário definir a forma pela qual as regras nebulosas serão interpretadas. Em lógica nebulosa as regras são interpretadas por implicações nebulosas ou operações lógicas entre variáveis linguísticas. Entretanto, os controladores nebulosos geralmente empregam conjunções no lugar das implicações, tais como mínimo (interpretação Mamdani) e produto algébrico (interpretação Larsen). Neste trabalho optou-se por utilizar a interpretação Mamdani para as implicações nebulosas devido ao menor esforço computacional envolvido.

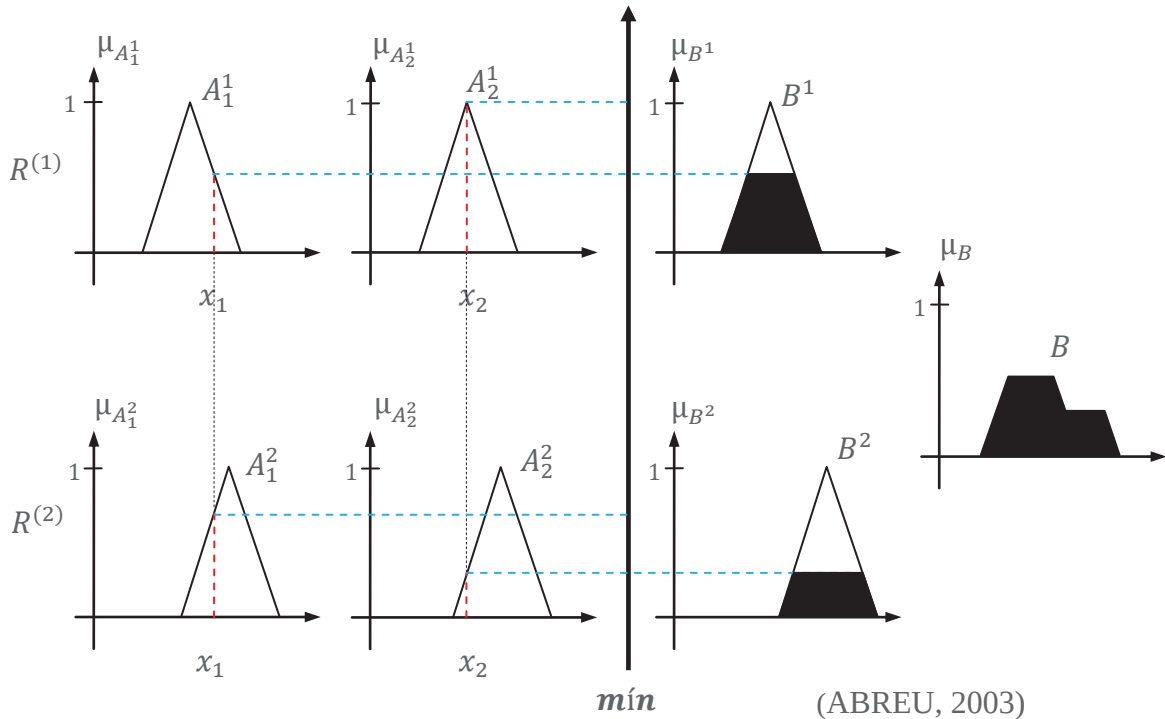
As implicações nebulosas do tipo Mamdani são realizadas por meio da utilização dos conectivos **E/OU**. Assim, utilizando a teoria clássica de conjuntos, para duas variáveis linguísticas A e B , as operações compostas " $A \text{ E } B$ " e " $A \text{ OU } B$ " são definidas, respectivamente, em função de seus graus de pertinência, por (TSOUKALAS; UHRIG, 1996):

$$"A \text{ E } B" \leftrightarrow \mu_A \text{ E } \mu_B \equiv \min(\mu_A, \mu_B) \quad (3.2)$$

$$"A \text{ OU } B" \leftrightarrow \mu_A \text{ OU } \mu_B \equiv \max(\mu_A, \mu_B) \quad (3.3)$$

Por fim, o conjunto nebuloso de saída que resulta da combinação de todas as regras é obtido através da união de todos os conjuntos nebulosos da saída resultantes de cada inferência individual. Utilizando o operador *máximo* para realizar a união, obtém-se uma função de pertinência para o conjunto nebuloso de saída. Como exemplo, a Fig. 3.4 ilustra o mecanismo de inferência de um controlador nebuloso utilizando duas regras e duas variáveis de entrada. Neste exemplo, as regras são interpretadas pela conjunção *mínimo* (Mamdani) e a agregação das regras é realizada pelo operador *máximo*.

Figura 3.4 – Mecanismo de inferência utilizando o operador *mínimo* como conectivo E.



e.3) Desnebulização

A interface de desnebulização tem a função de transformar os resultados obtidos da etapa anterior em uma saída numérica. Em outras palavras, a interface de desnebulização é responsável pela transformação da ação de controle nebuloso, definida pelo conjunto nebuloso de saída, em uma ação de controle numérica. A operação de desnebulização é utilizada porque a maioria das aplicações de controle exige uma ação de controle exata, isto é, definida por um número específico em um dado momento.

Dentre as principais estratégias de desnebulização encontradas na literatura, destacam-se: centro de área, média dos máximos e critério do máximo (DRIANKOV et al., 1996). Não foi objetivo deste trabalho realizar comparações entre os diversos métodos de desnebulização. Para todos os exemplos abordados utilizou-se o método de centro de área. Informações detalhadas adicionais sobre os diversos métodos de desnebulização existentes podem ser encontradas, por exemplo, em (DRIANKOV et al., 1996).

O método do centro de área retorna o centro de área do conjunto nebuloso de saída (B). Considerando um universo de discurso discretizado pela variável w_j , a saída produzida por este desnebulizador é definida por:

$$u = \frac{\sum_{j=1}^M \mu_B(w_j) w_j}{\sum_{j=1}^M \mu_B(w_j)} \quad (3.5)$$

onde M é o número de elementos do universo de discurso de saída e $\mu_B(\cdot)$ é a função de pertinência do conjunto nebuloso B .

3.3 Estabilidade de Controladores Nebulosos

Os controladores nebulosos têm demonstrado serem ferramentas poderosas quando aplicados a problemas em que as estratégias tradicionais falham.

Os métodos de projeto da maioria dos controladores nebulosos são baseados no conhecimento heurístico obtido dos engenheiros de controle e/ou operadores. Consequentemente, do ponto de vista da engenharia de controle, os maiores avanços na área de controle nebuloso estão concentrados no desenvolvimento de controladores nebulosos específicos para determinadas aplicações, ao invés do desenvolvimento de metodologias de análise e projeto, que são fundamentais em engenharia de controle.

A falta de técnicas analíticas satisfatórias para o estudo da estabilidade de processos envolvendo controladores nebulosos tem sido considerada a maior desvantagem destes controladores. Sistemas de controle nebuloso são sistemas intrinsecamente não-lineares. Por esta razão, é difícil a obtenção de resultados gerais sobre as respectivas análises e projetos. Além disso, o conhecimento sobre a dinâmica do processo a ser controlado normalmente é escasso e/ou impreciso.

Um dos primeiros trabalhos envolvendo estabilidade em malha fechada de controladores nebulosos foi desenvolvido por Tong (1978). Neste trabalho, a análise de estabilidade é baseada na função não-linear do controlador, que pode ser obtida a partir da matriz relacional do sistema nebuloso.

Braae e Rutherford (1979) introduziram o conceito de trajetória linguística de sistemas nebulosos. A partir deste conceito, pode-se estudar o comportamento do sistema de controle e realizar análises de estabilidade, através de abordagens

semelhantes às empregadas na teoria geral de sistemas não-lineares (planos de fase, análises espectrais, mapas de Poincaré, mapas de bifurcação, expoentes de Lyapunov, entropia de Kolmogorov-Sinai e outras conjecturas) (GUCKENHEIMER; HOLMES, 1983; PARKER; CHUA, 1989; FERRARA; PRADO, 1994).

Contribuições importantes para o projeto e análise de controladores nebulosos surgiram a partir do trabalho de Takagi e Sugeno (1985). Tanaka e Sugeno (1992) introduziram o conceito de blocos nebulosos e apresentaram uma metodologia para projeto e análise da estabilidade usando o método direto de Lyapunov. Em (YING, 1998) é apresentado um procedimento com condições necessárias e suficientes para a determinação analítica da estabilidade assintótica local (pontos de equilíbrio) de sistemas controlados por controladores nebulosos que usam regras Takagi-Sugeno baseada no segundo método de Lyapunov.

Nos problemas de controle tratados neste trabalho, optou-se por não definir critérios de estabilidade para o sistema controlado, já que o controlador nebuloso foi construído com base no conhecimento intuitivo (tipo *Mamdani*) da planta a ser controlada.

Capítulo 4

Controle Semi-Ativo de Vibrações em Suspensões Veiculares

4.1 Introdução

Atualmente, a tecnologia dos amortecedores MR vem se destacando como a melhor solução para controle semi-ativo de vibrações principalmente em estruturas civis e sistemas mecânicos. No âmbito das construções civis, sistemas de proteção ao terremoto são projetados para operar no intuito de prevenir e controlar vibrações, evitando catástrofes causadas por eventos sísmicos que excitam estruturas civis como prédios e pontes (DYKE et al., 1996; YOSHIOKA et al., 2002; KO et al., 2003). Na indústria automobilística, atualmente as suspensões semi-ativas com amortecedores MR já são uma realidade. Essa evolução dos veículos com suspensão passiva para semi-ativa foi atingida graças a diversos estudos científicos realizados em grandes centros de pesquisa (LAUWERYS et al., 2002).

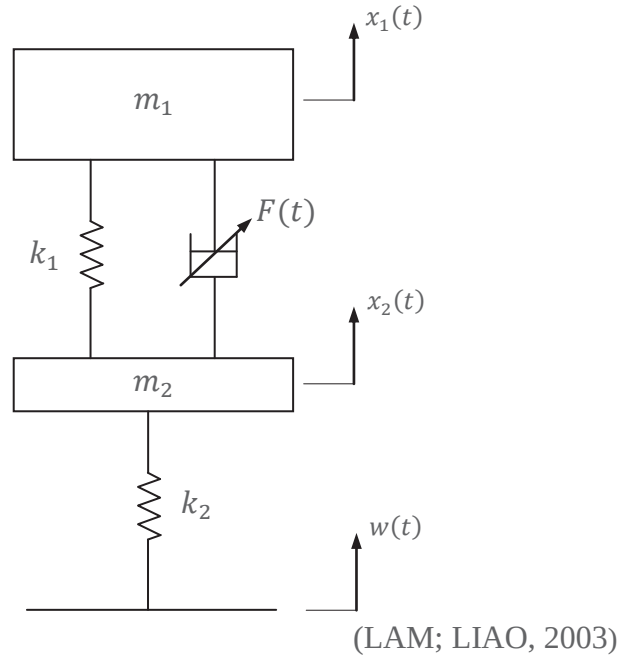
Existem na literatura inúmeros trabalhos sobre controle semi-ativo de vibrações em sistemas de suspensões automotivas com amortecedores MR para melhorar o conforto e a segurança dos ocupantes do veículo. Sobressaem na literatura os trabalhos de Li *et al.* (2004) que propuseram um controle semi-ativo de vibrações de um micro-ônibus utilizando amortecedores MR e lógica nebulosa e Crivellaro (2008) que desenvolveu um sistema de controle robusto com amortecedores MR para veículos utilitários. Pesquisas recentes (DONG et al., 2010; RASHID et al., 2011) demonstram que o controle nebuloso pode reduzir substancialmente a vibração vertical, melhorando o conforto dos passageiros e a estabilidade de direção do veículo. Este sistema de controle também mostrou robustez à variação paramétrica.

Este trabalho pretende contribuir com a área de controle semi-ativo de vibrações em suspensões automotivas com amortecedores MR, avaliando o desempenho de três tipos de sistemas de controle: passivo e semi-ativo, com controle ótimo e nebuloso.

4.2 Modelo Linear de ¼ de Veículo

Considere o modelo de um sistema de suspensão semi-ativa de ¼ de veículo cujo esquemático é ilustrado na Fig. 4.1.

Figura 4.1 – Modelo de suspensão equivalente a ¼ de veículo.



O modelo consiste da massa amortecida m_1 , que corresponde a ¼ da massa do veículo, e da massa não amortecida m_2 , que corresponde à massa do conjunto da roda. Neste caso, o pneu é modelado como uma mola linear com constante de elasticidade k_2 . O sistema de suspensão, propriamente dito, consiste de uma mola k_1 em paralelo com um amortecedor controlado por uma força de controle semi-ativa $F(t)$. Uma entrada de deslocamento vertical $w(t)$ modela a perturbação relacionada com a interface entre o pneu e a pista.

As variáveis de estado do sistema podem ser definidas como: x_1 é o deslocamento da massa amortecida (massa da carroceria do modelo de ¼ do veículo), x_2 é o deslocamento da massa não amortecida (roda do modelo de ¼ do veículo), x_3 é a velocidade da massa amortecida e x_4 é a velocidade da massa não amortecida. Assim, o modelo linear do sistema em espaço de estados na forma matricial é dado por:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_1w(t) + B_2F(t) \quad (4.1)$$

$$\text{onde: } x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}; A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_2} & -\frac{(k_1+k_2)}{m_2} & 0 & 0 \end{bmatrix}; B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_2}{m_2} \end{bmatrix} \text{ e } B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_1} \\ -\frac{1}{m_2} \end{bmatrix}.$$

Os valores dos parâmetros físicos do sistema adotados foram baseados no trabalho de Lam e Liao (2003) e estão dispostos na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros físicos adotados para o modelo de ¼ de veículo (Lam e Liao, 2003).

<i>Parâmetros</i>	<i>Valores</i>
m_1	372 Kg
m_2	45 Kg
k_1	40 kN/m
k_2	190 kN/m

Os parâmetros da suspensão foram escolhidos de forma a obter frequências naturais em torno de 1.5 Hz e de 11.5 Hz, frequências próximas às utilizadas em simulações de suspensões automotivas (LAM; LIAO, 2003).

Em todas as simulações numéricas, a entrada de perturbação $w(t)$, a ser utilizada inicialmente como teste, é dada pela forma impulsiva definida a seguir (TUSSET, 2008):

$$w(t) = \delta(t) = 0.1 \, m \quad (4.2)$$

válida no intervalo de: $1.0 \leq t \leq 1.1 \, s$.

O sistema dinâmico, representado pela Eq. (4.1) foi simulado num microcomputador pessoal sendo que as equações foram computadas (admitindo condições iniciais nulas) usando um integrador de Runge-Kutta de quarta ordem e passo variável. O tempo de simulação utilizado nos testes numéricos foi assumido como sendo de 3 segundos, tempo suficiente para se observar a estabilização do sistema.

O objetivo do sistema de controle é obter um compromisso entre o conforto dos passageiros e a aderência do conjunto da roda ao piso. Os procedimentos de projeto usuais utilizam critérios de desempenho baseados no isolamento de vibrações e na aderência ao piso que estão relacionados com a aceleração da massa amortecida ($\dot{x}_3$), e o deslocamento da roda (x_2), respectivamente (CRIVELLARO, 2008).

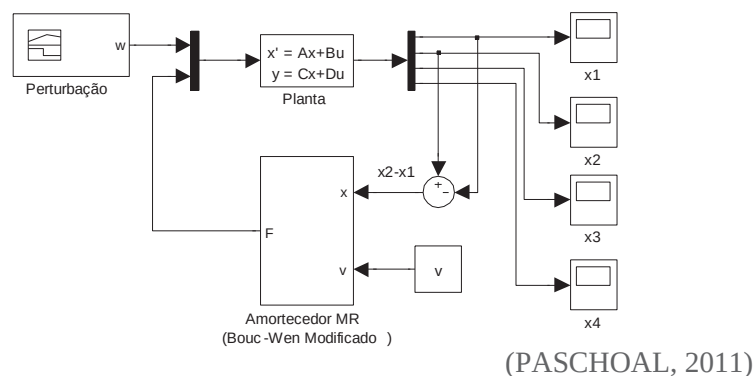
Há muitas formas para se qualificar objetivamente o conforto dos passageiros dentro do veículo. A forma mais simples é através do valor eficaz ou RMS (“Root Mean Square”) das acelerações a que os ocupantes do veículo ficam expostos. Segundo Regazzi e Ximenes (2000), o valor eficaz da aceleração é uma medida importante porque leva em conta tanto a cronologia de um sinal de vibração, como também considera um valor de amplitude proporcional à energia contida no sinal, e, por conseguinte, indica o poder agressivo da vibração. Quanto menor for este indicador, menor é a “agressão” aos ocupantes do veículo, e, portanto, melhor é o conforto.

Outro requisito de projeto é o desempenho no contato do conjunto da roda com a pista (x_2). O compromisso entre o conforto e a aderência da roda com a pista ainda é um desafio significativo de projeto (CRIVELLARO, 2008). Neste trabalho, o desempenho do controlador em relação a estes dois requisitos foi avaliado com base no valor RMS da aceleração da massa amortecida ($\dot{x}_3$) e do deslocamento do pneu (x_2). As seções que se seguem ilustram o procedimento utilizado para avaliar o sistema de controle passivo e semi-ativo da suspensão utilizando como atuador o amortecedor MR de Lai e Liao (2002), apresentado no Capítulo 2, Seção 2.3.1.

4.2.1 Controle Passivo

Para verificar a eficiência do sistema de suspensão passiva com a presença do amortecedor MR, foi construído um programa no Simulink® para a simulação do sistema descrito pela Eq. (4.1) assumindo $F(t)$ gerada pelo amortecedor MR (veja Capítulo 2, Seção 2.3.1) e $w(t)$ dada pela Eq. (4.2). Na Figura 4.2 abaixo é mostrado o diagrama de blocos do sistema¹ de controle passivo construído.

Figura 4.2 – Diagrama de blocos do sistema de controle passivo com amortecedor MR.



¹ Para a simulação do sistema dinâmico (planta), foram utilizadas as seguintes matrizes: A , $B = [B_1 \ B_2]$, $C = I_{4 \times 4}$ e $D = 0$.

As Figuras 4.3, 4.4 e 4.5 apresentam, respectivamente, as respostas transitórias das variáveis: $\dot{x}_3$ (aceleração da massa m_1), x_2 (deslocamento da massa m_2) e F (força produzida pelo amortecedor MR) em duas situações, a saber: $v = 0$ (tensão elétrica mínima) e $v = 2$ Volts (tensão elétrica máxima).

Figura 4.3 – Comportamento de $\dot{x}_3$ com o sistema de controle passivo.

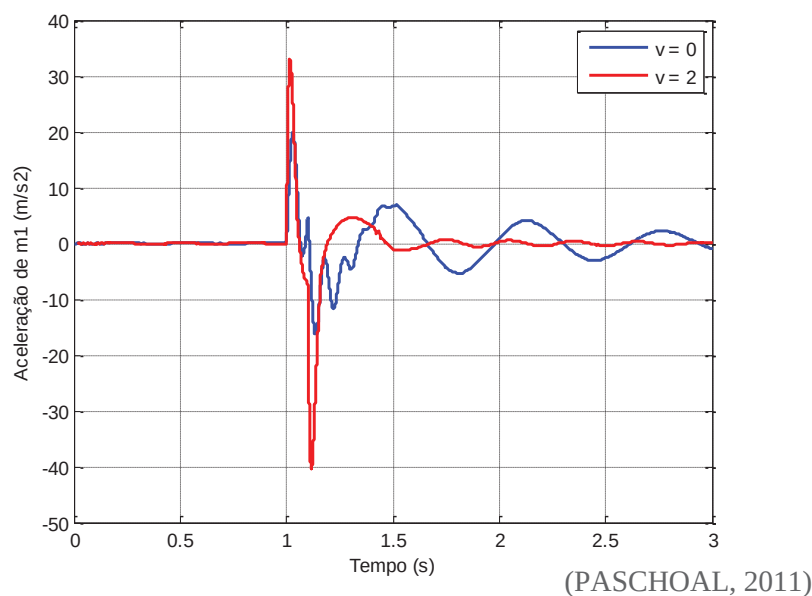


Figura 4.4 – Comportamento de x_2 com o sistema de controle passivo.

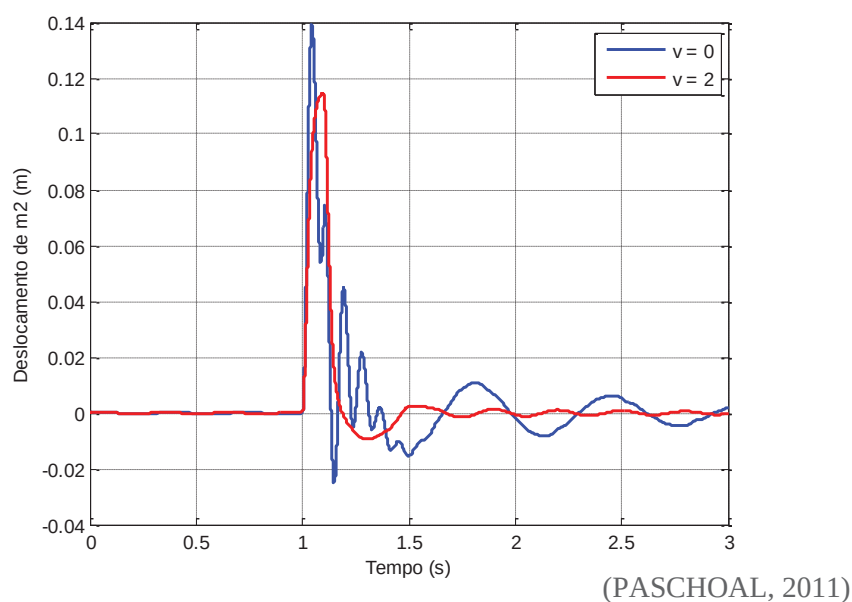
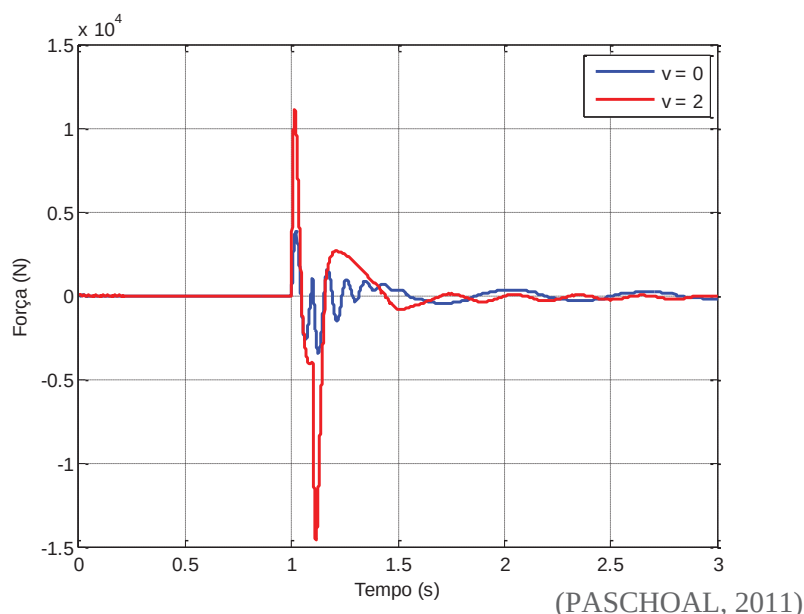


Figura 4.5 – Força gerada pelo amortecedor MR.



Pela análise dos gráficos mostrados pelas Figs. 4.3 e 4.4, nota-se que o sistema de controle passivo, com a aplicação de tensão elétrica nula, não consegue atenuar, de maneira rápida, as oscilações do sistema dinâmico. Já, com a aplicação da tensão elétrica máxima, percebe-se forte atenuação das oscilações do sistema, mas, em contrapartida, os níveis de aceleração da massa amortecida m_1 atingem patamares elevados. Nota-se também, pelo gráfico da Fig. 4.5, que a amplitude máxima da força gerada no amortecedor para $v = 2$ Volts foi cerca de 2,5 vezes a amplitude máxima quando a tensão elétrica aplicada é nula.

Com base nos resultados mostrados nas Figs. 4.3 e 4.4, construiu-se a Tab. 4.2 onde são apresentados os valores RMS da aceleração $\dot{x}_3$ e do deslocamento x_2 .

Tabela 4.2 – Valor RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com e sem a presença do amortecedor MR.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>
$v = 0$	8.40	0.049
$v = 2$	20.67	0.055

Pela análise das Figs. 4.3 e 4.4 e da Tab. 4.2, observa-se que ao custo de uma redução mínima do deslocamento da roda (x_2) e da oscilação do sistema, para uma tensão elétrica de alimentação máxima de $v = 2$ Volts, o amortecedor MR gerou uma variação na aceleração da massa amortecida (m_1) cerca de 2,5 vezes maior em relação à

situação de tensão mínima aplicada ($v = 0$), resultando, com isso, em uma maior sensação de desconforto para os passageiros dentro do veículo.

Assim, diante do exposto e como etapa natural do processo de minimização da sensação de desconforto dos passageiros, a seção seguinte descreve, em detalhes, a construção de um controlador semi-ativo formulado segundo a teoria clássica de controle ótimo.

4.2.2 Controle Ótimo

A lei de controle ótimo ou do regulador linear quadrático (LQR) é obtida a partir do modelo matemático de $\frac{1}{4}$ veículo segundo a descrição dada pela Eq. 4.1. Desta forma, considerando que todos os estados são mensuráveis, a lei de controle ótimo proposta é dada por (FRANKLIN et al., 1998):

$$F(t) = -Kx(t) \quad (4.3)$$

Esse problema de otimização busca garantir a minimização de um funcional quadrático, descrito pela equação:

$$J = \int_0^{\infty} (x^T Q x + F^T R F) dt \quad (4.4)$$

onde Q é uma matriz diagonal semi-positiva que pondera o estado x e R é uma matriz positiva que pondera o esforço de controle F .

O ganho de controle K é obtido através da relação:

$$K = R^{-1} B_2^T P \quad (4.5)$$

onde P é a solução da seguinte equação matricial reduzida de Riccati:

$$A^T P + P A - P B_2 R^{-1} B_2^T P + Q = 0 \quad (4.6)$$

A existência e a unicidade da solução da equação acima são garantidas se o par (A, B_2) do sistema for controlável.

Para resolver o problema de controle ótimo, isto é, determinar o ganho de realimentação do regulador ótimo K , neste trabalho, as matrizes Q e R foram escolhidas serem iguais, respectivamente, a:

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ e } R = 10^{-7} \quad (4.7)$$

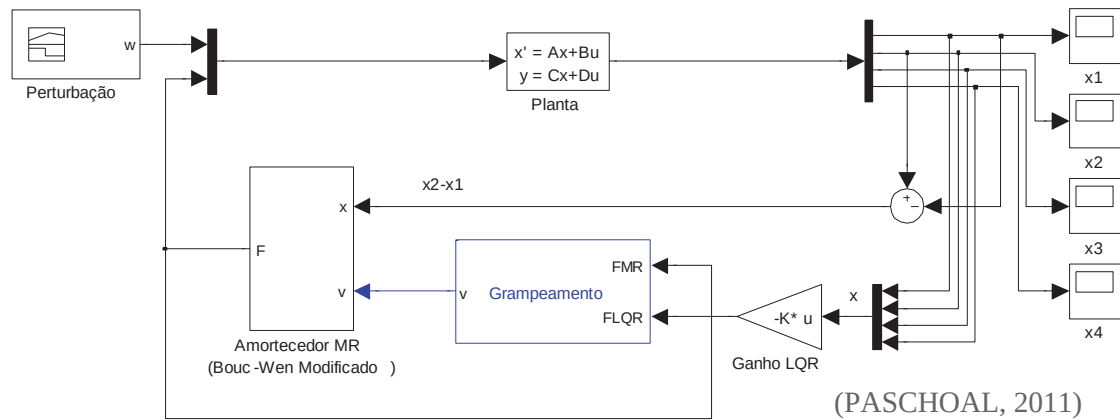
onde o requisito de projeto de controle relativo à matriz Q pondera, dentre as variáveis de estado, o deslocamento do pneu (x_2) e a velocidade da suspensão (x_3), o que corresponde, respectivamente, à condição de aderência do conjunto da roda à pista e conforto dos passageiros.

Resolvendo a equação de Riccati em (4.6) e substituindo a solução em (4.5), o vetor de ganho ótimo resulta em:

$$K = [0 \quad -115.85 \quad 3165.10 \quad -13.05] \quad (4.8)$$

Para verificar o desempenho do controlador ótimo projetado, foi construído um programa no *Simulink*® para a simulação do sistema descrito pela Eq. (4.1). A Figura 4.6 mostra o diagrama de blocos construído.

Figura 4.6 – Diagrama de blocos do sistema de controle ótimo com amortecedor MR.



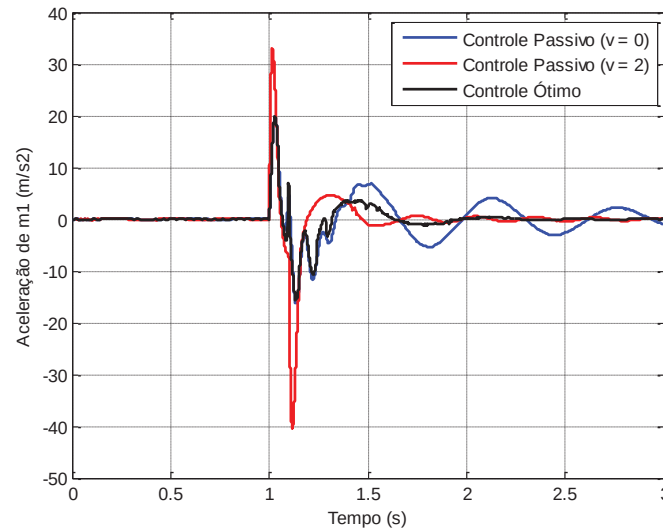
No processo ilustrado na Fig. 4.6, a regra utilizada para o grampeamento (*Clipped*) do sinal de força, através da tensão de alimentação v , foi definida pela Eq. (2.21) e é reescrita na forma:

$$v = \begin{cases} 2, & F_{LQR} > F_{MR} \\ 0, & F_{LQR} \leq F_{MR} \end{cases}, \text{ se } \text{sgn}(F_{LQR}) = \text{sgn}(F_{MR}) \quad (4.9)$$

onde F_{LQR} e F_{MR} são as forças geradas, respectivamente, pelo controlador ótimo e pelo amortecedor MR (veja Fig. 4.6).

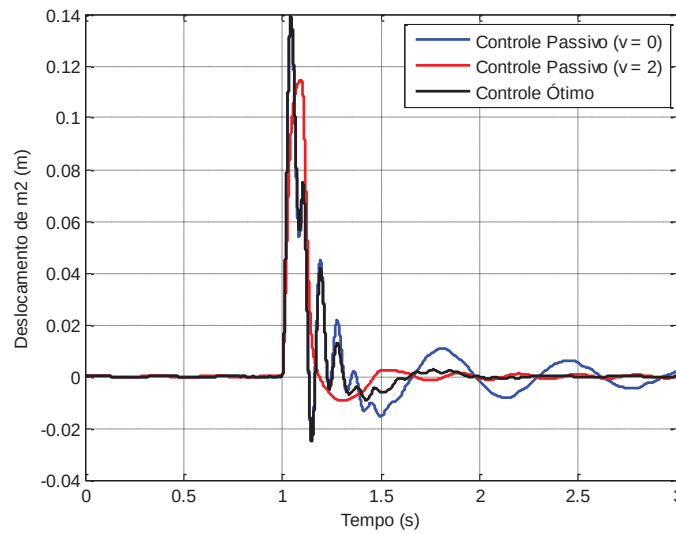
As Figuras 4.7 a 4.10 apresentam, respectivamente, as respostas transitórias das variáveis: $\dot{x}_3$, x_2 , v e as forças geradas pela estratégia de controle ótimo e pelo amortecedor MR.

Figura 4.7 – Comparação do comportamento de $\dot{x}_3$ com o sistema de controle ótimo.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 4.8 – Comparação do comportamento de x_2 com o sistema de controle ótimo.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 4.9 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle ótimo.

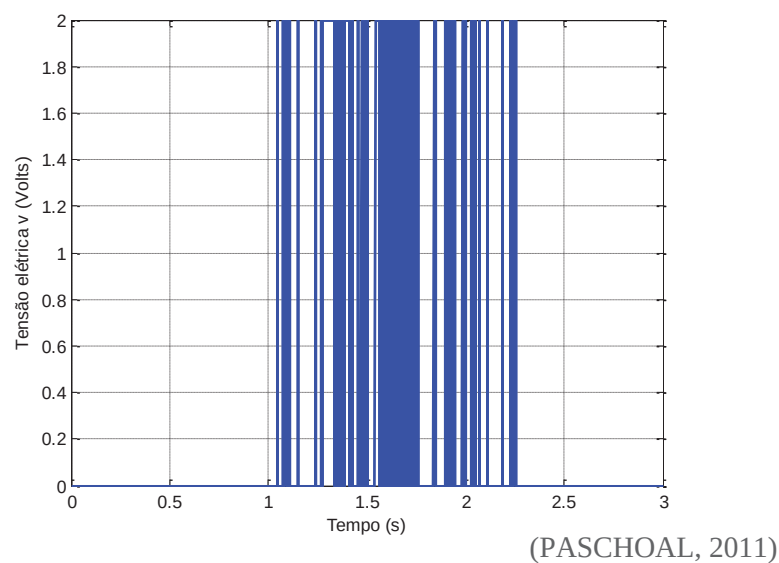
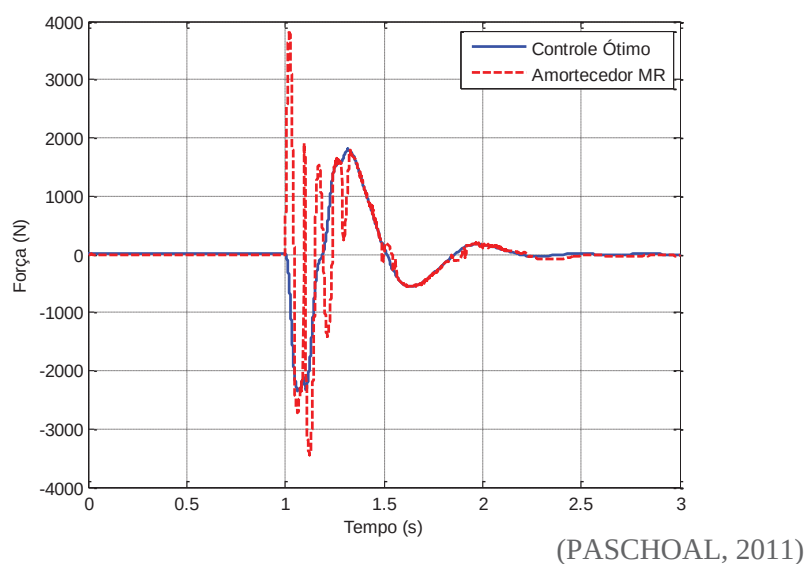


Figura 4.10 – Forças geradas pelo controlador ótimo e amortecedor MR.



A partir da análise da Fig. 4.10, percebe-se que a força produzida pelo amortecedor MR é indiretamente controlada através do grampeamento da tensão elétrica v , reproduzindo, quase que continuamente, a força gerada pela lei de controle ótimo.

Com base nos resultados mostrados nos gráficos ilustrados pelas Figs. 4.7 a 4.9 e dos valores apresentados na Tab. 4.2, construiu-se a Tab. 4.3 onde são comparados os níveis RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v , obtidos para o sistema de controle passivo e ótimo.

Tabela 4.3 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com e sem controle ótimo.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	8.40	0.049	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	20.67	0.055	2
<i>Controle Ótimo</i>	7.32	0.045	0.85

Pela Tab. 4.3, observa-se que, com o controle ótimo, houve uma redução de aproximadamente 15% do valor RMS de $\dot{x}_3$ em relação ao controle passivo sob a aplicação de tensão elétrica nula. Isto significa uma maior atenuação da influência da perturbação w sobre a aceleração da massa amortecida m_1 e, portanto, um aumento da sensação de conforto dos passageiros. Além disto, pôde-se constatar uma ligeira melhoria no desempenho do sistema semi-ativo ótimo no que diz respeito às oscilações da massa m_2 (veja Fig. 4.8). O custo desta eficiência é justificado pela energia consumida no amortecedor MR cujo valor RMS é bastante reduzido quando comparado com a configuração de máxima tensão elétrica aplicada no amortecedor MR.

A partir dos resultados apresentados, procede-se então à fase de construção e implementação numérica do controlador nebuloso a ser aplicado no controle semi-ativo do sistema dinâmico descrito pela Eq. (4.1).

4.2.3 Controle Nebuloso

Em oposição à teoria clássica de controle, onde as entradas/saídas do processo assumem valores bem definidos, os controladores nebulosos tratam as entradas/saídas como um conjunto de informações muitas vezes vagas, imprecisas e não adequadamente quantificadas. Esta metodologia de controle baseia-se na teoria dos sistemas nebulosos, descrita no Capítulo 3, e envolve a superação de 5 etapas bem definidas, a saber: a) definição das variáveis de entrada e saída; b) caracterização do intervalo de valores das variáveis de entrada e saída; c) definição do conjunto de funções de pertinência; d) definição da base de regras e e) definição do mecanismo de inferência nebulosa.

Para o problema de controle da suspensão mostrada na Fig. 4.1, as etapas de construção do controlador nebuloso são descritas a seguir.

a) Definição das variáveis de entrada e saída

Como variáveis de entrada, existem na literatura basicamente 3 propostas adotadas, a saber: 1) velocidade absoluta de m_1 e velocidade relativa entre m_1 e m_2 (RASHID et al., 2002; LI et al., 2004; DONG et al., 2010); 2) deslocamento absoluto de m_1 e deslocamento relativo entre m_1 e m_2 (RASHID et al., 2011) e 3) velocidade e aceleração absolutas de m_1 (LI et al., 2008).

Devido à facilidade de construção da base de regras, dentre as propostas de variáveis de entrada apresentadas, optou-se por adotar a proposta 1: velocidade de m_1 (x_3) e velocidade relativa entre m_1 e m_2 ($x_3 - x_4$). Já, para a variável de saída, escolheu-se a força de controle F .

b) Caracterização do intervalo de valores das variáveis de entrada e saída

Os intervalos de valores que as variáveis de entrada podem assumir foram definidos observando os comportamentos transitórios das mesmas quando se utiliza o sistema de controle passivo (considerando $v = 0$), conforme ilustrado pela Fig. 4.2.

As Figuras 4.11 e 4.12 apresentam, respectivamente, as respostas transitórias das variáveis x_3 (velocidade de m_1) e $x_3 - x_4$ (velocidade relativa entre m_1 e m_2).

Figura 4.11 – Velocidade da massa m_1 considerando $v = 0$.

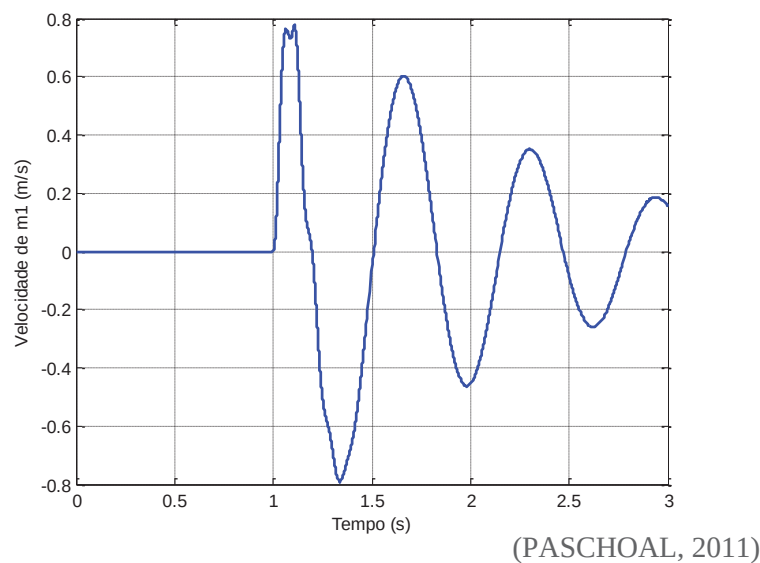
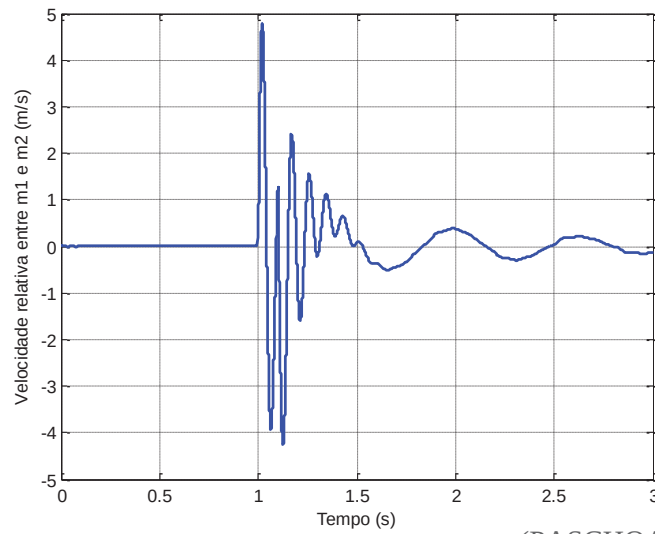


Figura 4.12 – Velocidade relativa entre as massas m_1 e m_2 considerando $v = 0$.



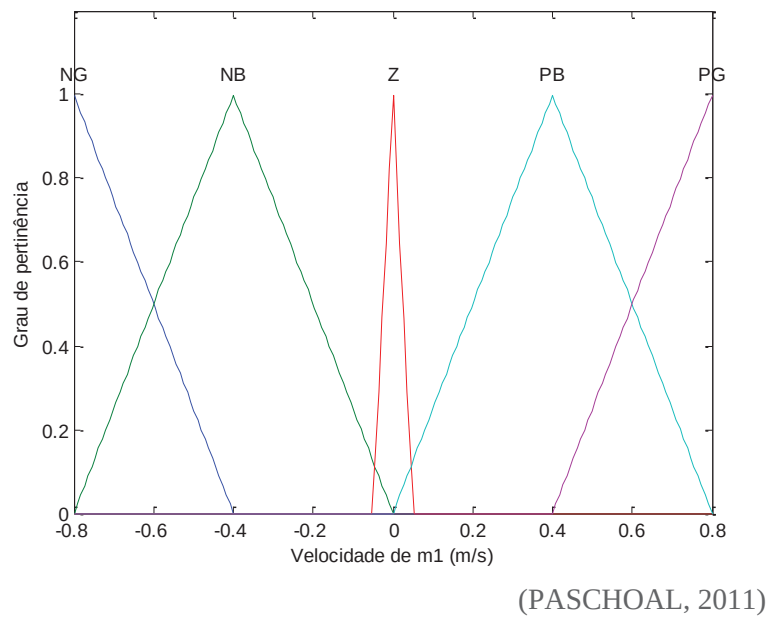
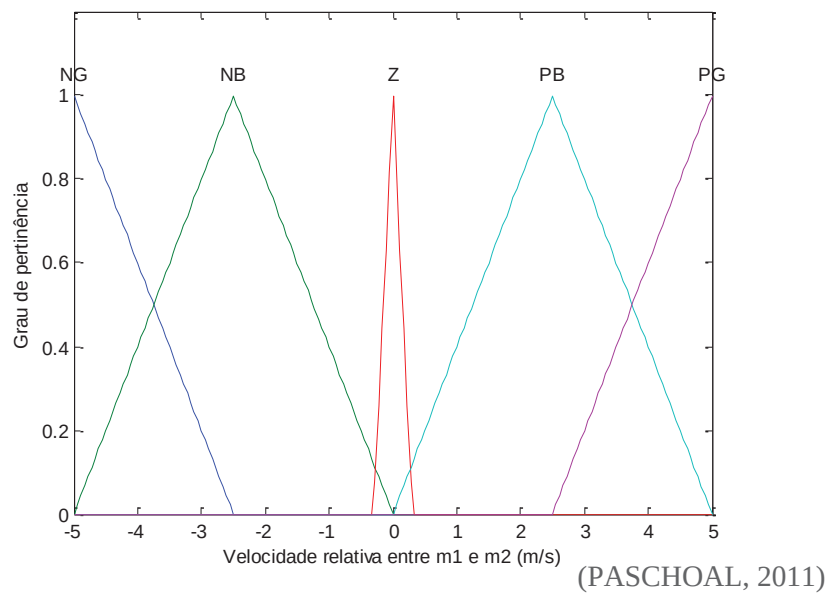
(PASCHOAL, 2011)

Assim, com base nos gráficos precedentes, os intervalos de valores que as variáveis de entrada podem assumir foram: $-0.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \leq x_3 \leq 0.8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ e $-5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \leq x_3 - x_4 \leq 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Já em relação à variável de saída F e com base na Fig. 4.10 (forças geradas pelo amortecedor MR), seu universo de variação foi definido no intervalo de $[-2000, 2000]$ N.

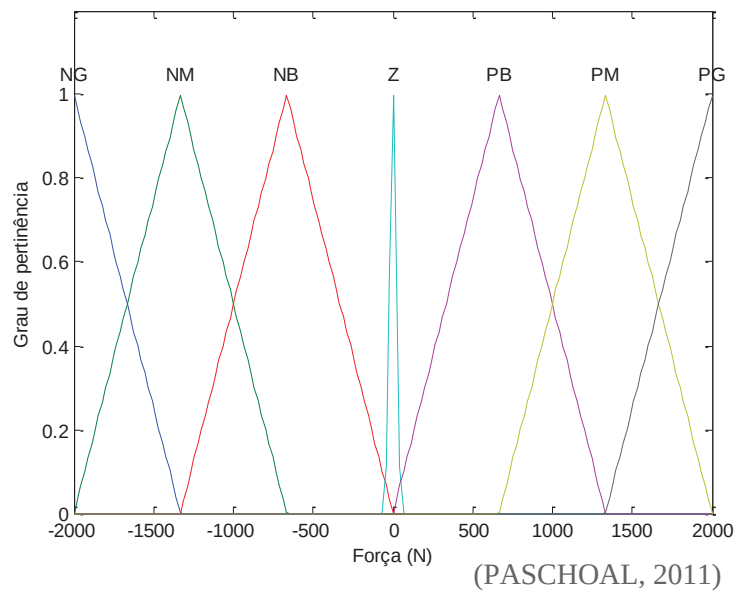
c) Definição do conjunto de funções de pertinência

Para cada variável de entrada, o universo de variação ou o universo de discurso foi dividido em 5 funções de pertinência triangulares que descrevem as variáveis do sistema através de rótulos ou variáveis linguísticas, a saber: “Negativo Grande” (NG), “Negativo Baixo” (NB), “Zero” (Z), “Positivo Baixo” (PB) e “Positivo Grande” (PG).

As Figuras 4.13 e 4.14 apresentam, respectivamente, a distribuição das funções de pertinência nos intervalos de valores das variáveis x_3 e $x_3 - x_4$.

Figura 4.13 – Universo de variação de x_3 .Figura 4.14 – Universo de variação de $x_4 - x_3$.

Com relação à variável de saída F , o universo de discurso foi dividido em 7 regiões nebulosas, também definidas por funções de pertinência triangulares, quais sejam: “Negativo Grande” (NG), “Negativo Médio” (NM), “Negativo Baixo” (NB), “Zero” (Z), “Positivo Baixo” (PB), “Positivo Médio” (PM) e “Positivo Grande” (PG). A Figura 4.15 ilustra a distribuição adotada.

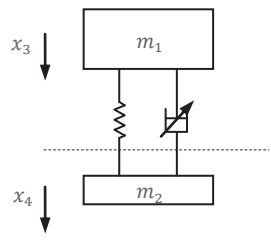
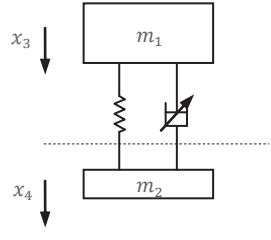
Figura 4.15 – Universo de variação de F .

d) *Definição da base de regras*

Na lógica nebulosa, as entradas e a saída do controlador se relacionam através de um conjunto de regras bem estabelecidas do tipo “Se...então”. A base de regras tem a função de representar de forma estruturada o raciocínio humano sobre a política de controle a ser adotada. Neste trabalho, a base de regras foi construída a partir da estratégia de controle esquematizada pela Tab. 4.4.

Tabela 4.4 – Estratégia de controle adotada para a construção da base de regras.

<i>Caso</i>	<i>Ilustração</i>	<i>Sinais</i>	<i>Estado do Amortecedor</i>	<i>Força necessária</i>
Massa m_1 se movendo para cima		$x_3 > 0$ $x_3 - x_4 > 0$	Amortecedor em extensão	Força negativa
		$x_3 > 0$ $x_3 - x_4 < 0$	Amortecedor em compressão	Força mínima

Massa m_1 se movendo para baixo		$x_3 < 0$ $x_3 - x_4 > 0$	Amortecedor em extensão	Força mínima
		$x_3 < 0$ $x_3 - x_4 < 0$	Amortecedor em compressão	Força positiva

Considerando a 1ª ilustração em que a massa m_1 e a massa m_2 estão se separando (amortecedor em extensão) e a massa m_1 está se movendo para cima com uma velocidade x_3 positiva, a força de amortecimento deve ser aplicada para baixo (força negativa). Por outro lado, quando o amortecedor está em compressão e a massa m_1 está se movendo para baixo (4ª ilustração), deve ser imposta ao sistema uma força positiva e contrária ao movimento de m_1 . Já na configuração em que o amortecedor está em compressão (2ª ilustração), isto é, no caso em que as massas m_1 e m_2 estão se aproximando e a massa m_1 está se movendo para cima com uma velocidade x_3 positiva, o melhor a fazer é minimizar a força de amortecimento. O ideal seria que o amortecedor não exercesse nenhuma força, mas na realidade sempre está presente uma força, por menor que seja. Assim, se $(x_3 - x_4)$ for negativa e x_3 positiva ou ao contrário (3ª ilustração), uma quantia mínima de amortecimento é desejada.

Com base na ilustração mostrada na Tab. 4.4, foi construída a base de regras abaixo.

Tabela 4.5 – Base de regras.

		$x_3 - x_4$				
		<i>NG</i>	<i>NB</i>	<i>Z</i>	<i>PB</i>	<i>PG</i>
x_3	<i>NG</i>	<i>PG</i>	<i>PM</i>	<i>PB</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>
	<i>NB</i>	<i>PM</i>	<i>PB</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>
	<i>Z</i>	<i>PB</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>	<i>NB</i>
	<i>PB</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>
	<i>PG</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>	<i>NB</i>	<i>NM</i>	<i>NG</i>

Cada uma das células da Tab. 4.5 representa uma regra construída da seguinte forma:

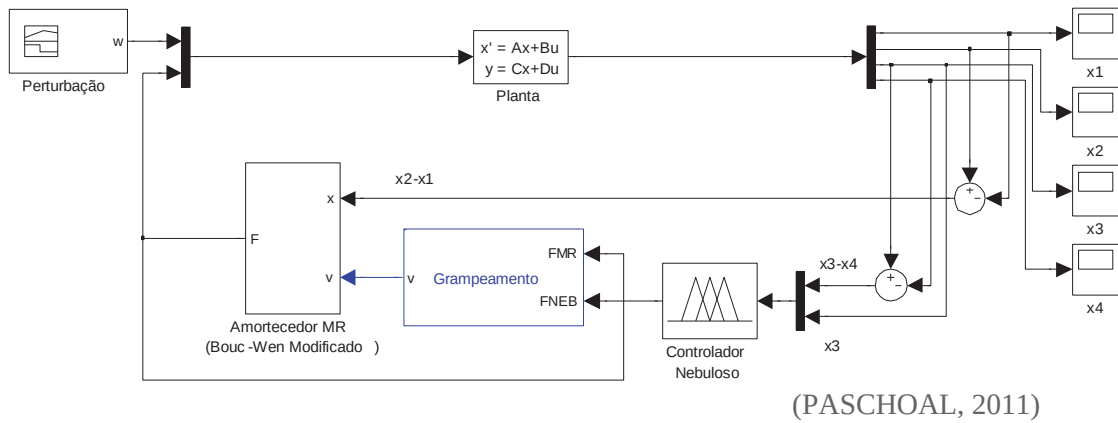
$$R^1 : \text{SE } x_3 - x_4 \text{ é NG E } x_3 \text{ é NG ENTÃO } F \text{ é PG} \quad (4.10)$$

e) Definição do mecanismo de inferência nebulosa

Uma vez definidas as regras derivadas a partir da linguagem simbólica construída para o sistema de controle, passa-se à fase da tradução matemática desta linguagem. Isto é conduzido através da utilização da implicação nebulosa *mínimo* (tipo Mamdani) realizada através do conectivo **E**. Para a transformação do conjunto nebuloso de saída em uma ação de controle numérica, a estratégia de desnebulização adotada foi o *centro de área*.

Para verificar a eficiência do controlador nebuloso proposto foi construído, no *Simulink*[®], o diagrama de blocos do sistema em malha fechada abaixo.

Figura 4.16 – Diagrama de blocos do sistema de controle nebuloso com amortecedor MR.



Da mesma forma como foi descrita pela Eq. (4.8), no caso acima, a regra utilizada para o *grampeamento* do sinal da força nebulosa (F_{NEB}), através da tensão de alimentação v , é definida por:

$$v = \begin{cases} 2, & F_{NEB} > F_{MR} \\ 0, & F_{NEB} \leq F_{MR} \end{cases}, \text{ se } \text{sgn}(F_{NEB}) = \text{sgn}(F_{MR}) \quad (4.11)$$

onde F_{NEB} e F_{MR} são as forças geradas, respectivamente, pelo controlador nebuloso e pelo amortecedor MR (veja Fig. 4.6) e para $\text{sgn}(F_{LQR}) \neq \text{sgn}(F_{MR})$, a tensão elétrica aplicada no amortecedor MR deve ser nula ($v = 0$).

O sistema em malha fechada foi simulado numericamente com a entrada w dada pela Eq. (4.2). As respostas transitórias resultantes das variáveis $\dot{x}_3$, x_2 , tensão elétrica v e as forças geradas pela estratégia de controle ótimo e no amortecedor MR, são mostradas, respectivamente, pelas Figs. 4.17, 4.18, 4.19 e 4.20.

Figura 4.17 – Comparação do comportamento de $\dot{x}_3$ com o sistema de controle semi-ativo nebuloso.

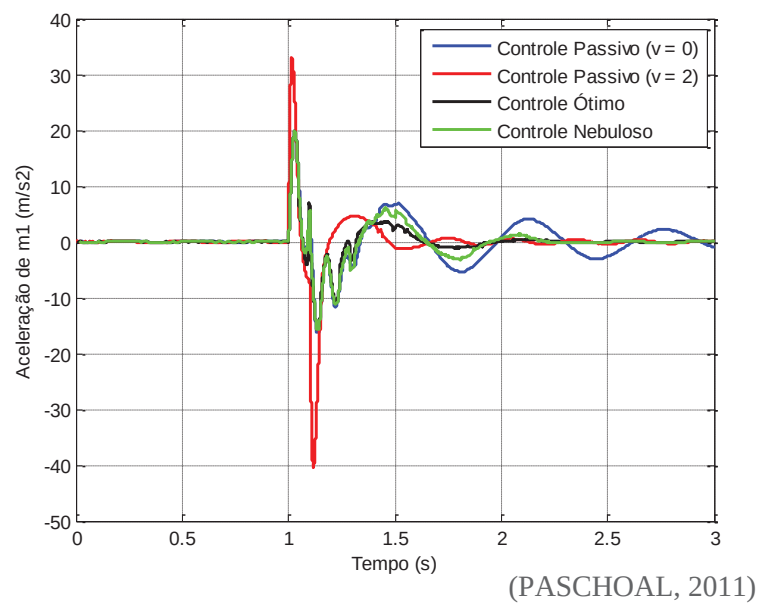


Figura 4.18 – Comparação do comportamento de x_2 com o sistema de controle semi-ativo nebuloso.

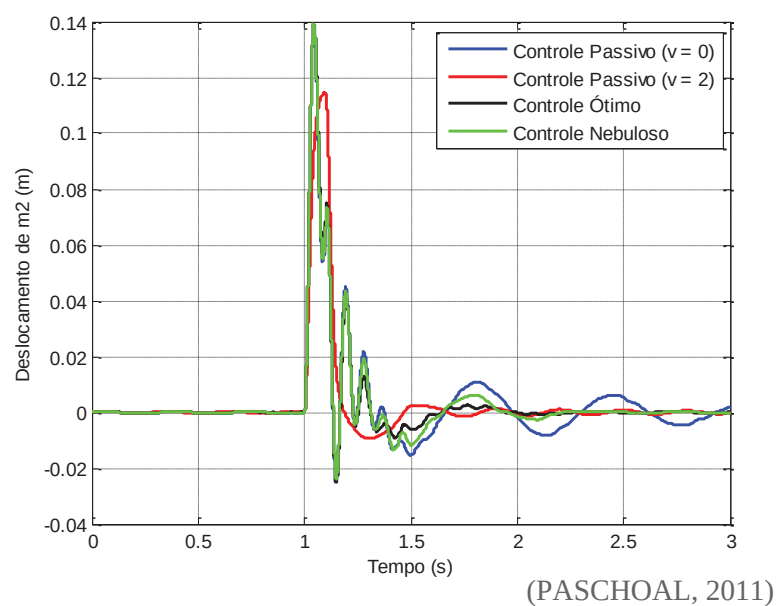


Figura 4.19 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle semi-ativo nebuloso.

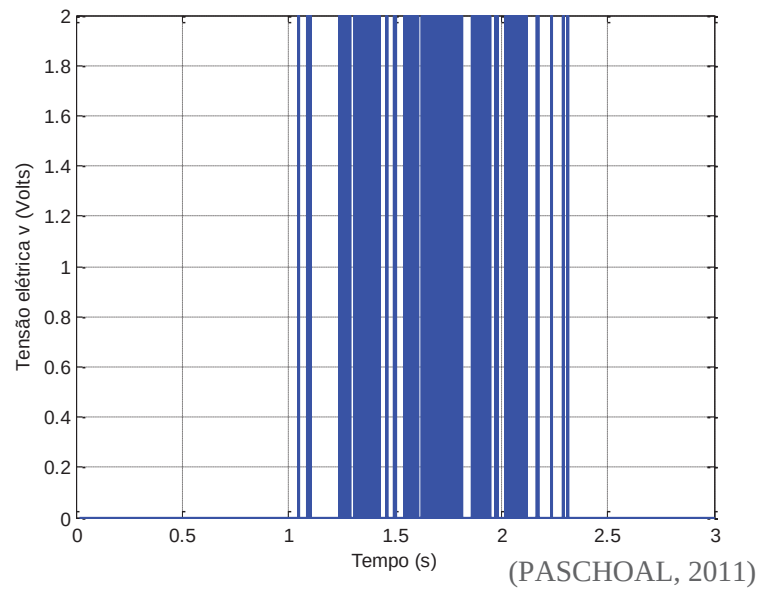
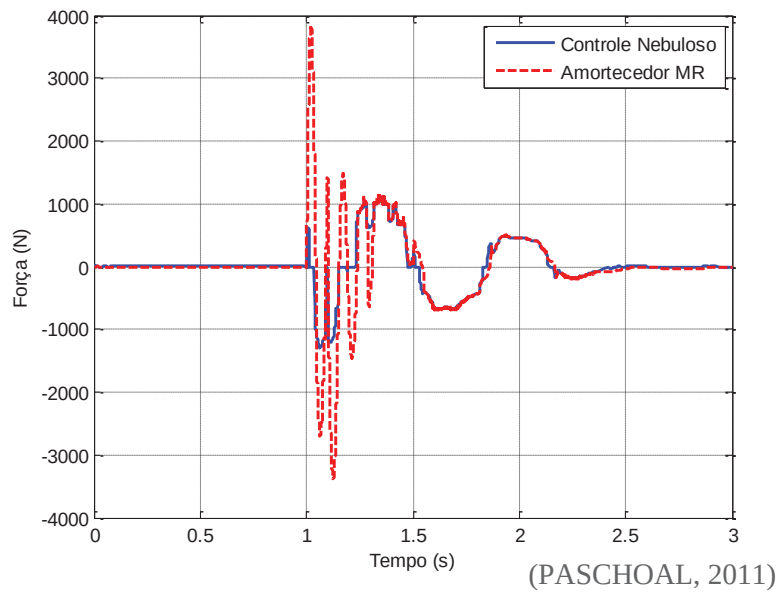


Figura 4.20 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR.



A partir dos resultados mostrados nos gráficos ilustrados acima e dos valores apresentados na Tab. 4.3, construiu-se a Tab. 4.6 onde são comparados os níveis RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v obtidos para o sistema de controle passivo, semi-ativo ótimo e nebuloso.

Tabela 4.6 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com e sem controle ótimo e nebuloso.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	8.40	0.049	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	20.67	0.055	2
<i>Controle Ótimo</i>	7.32	0.045	0.85
<i>Controle Nebuloso</i>	6.57	0.043	0.79

De uma maneira geral e com relação aos valores apresentados pela Tab. 4.6 e a partir da análise dos gráficos precedentes, observa-se claramente que o controlador semi-ativo nebuloso apresentou resultados bastante otimistas em relação à maximização da sensação de conforto ($\dot{x}_3$) e gasto de energia (v), caracterizando-se, para o caso estudado, como uma alternativa eficiente em comparação com o sistema de controle clássico convencional.

A hipótese fundamental que precede este estudo é que todos os estados do sistema são exatamente conhecidos, o que dá as melhores possibilidades de desempenho para os sistemas de controle. Na prática, alguns estados podem não ser facilmente acessíveis ou não podem ser facilmente medidos, como a velocidade de vibração das rodas. Práticas de integração direta de sinais de aceleração não são recomendáveis (PICADO, 1998), o sinal originário do acelerômetro sofre distorções que após uma integração dupla pode gerar erros. Uma possível solução para esta questão foi abordada por Li et al. (2008) que explorou o conceito de algoritmos genéticos para a otimização não-linear da base de regras de um controlador nebuloso usando duas entradas do sistema dinâmico a ser controlado, a saber: velocidade e aceleração absolutas da massa amortecida m_1 .

Para avaliar a eficiência dos controladores propostos diante de imperfeições na pista, foi efetuada uma série de simulações numéricas considerando excitações (w) provocadas por irregularidades na pista. Segundo Bastow e Howard (1997), as pistas podem ser classificadas como boas, médias ou ruins. As pistas consideradas boas apresentam amplitudes menores que 0.005 m, aquelas consideradas de qualidade média têm amplitude máxima de 0.013 m, enquanto que as pistas classificadas como ruins, têm amplitudes maiores que 0.019 m.

Neste trabalho, para verificar o desempenho dos sistemas de controle propostos, assumiu-se uma pista representada por uma função senoidal, com frequência de 1.5 Hz (próxima à primeira frequência natural do sistema) e amplitude de 0.025 m, na forma:

$$w(t) = 0.025 \cdot \text{sen}(12.56t) \quad (4.12)$$

Para este tipo de excitação, o sistema dinâmico, representado pela Eq. (4.1) foi simulado durante 10 segundos, sendo as equações computadas usando o integrador de Runge-Kutta de quarta ordem e passo variável. As Figuras 4.21 a 4.26 apresentam os resultados obtidos.

Figura 4.21 – Comparação do comportamento de $\dot{x}_3$ considerando irregularidades na pista.

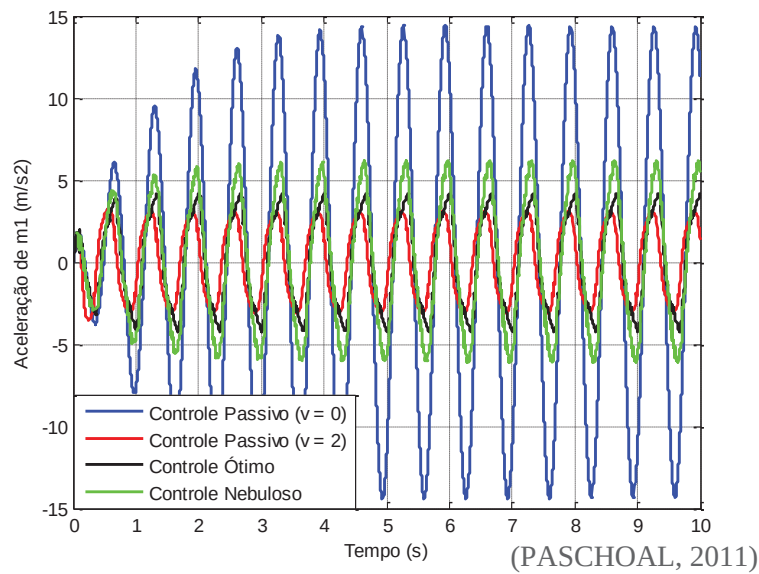


Figura 4.22 – Comparação do comportamento de x_2 considerando irregularidades na pista.

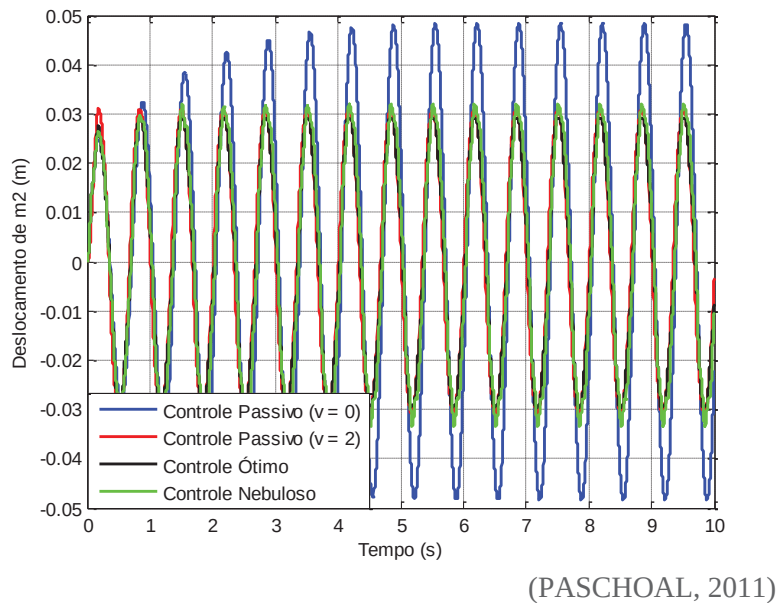
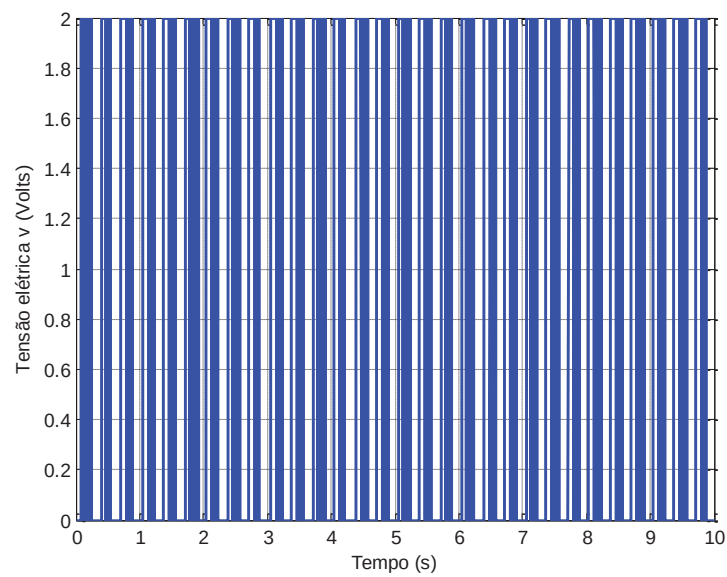
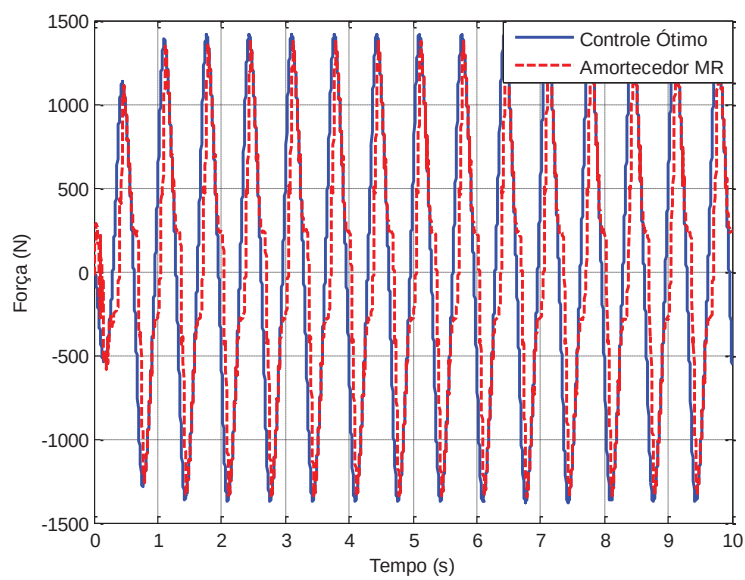


Figura 4.23 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle ótimo considerando irregularidades na pista.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 4.24 – Forças geradas pelo controlador ótimo e amortecedor MR considerando irregularidades na pista.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 4.25 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle nebuloso considerando irregularidades na pista.

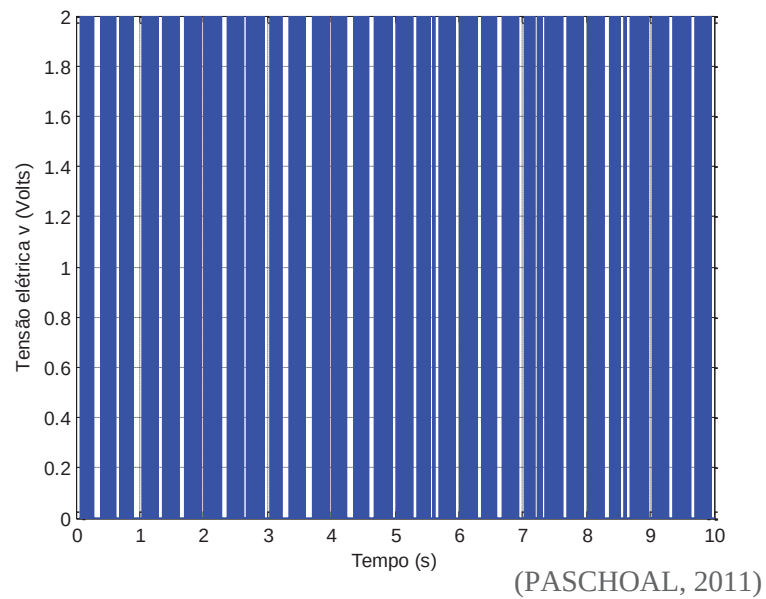
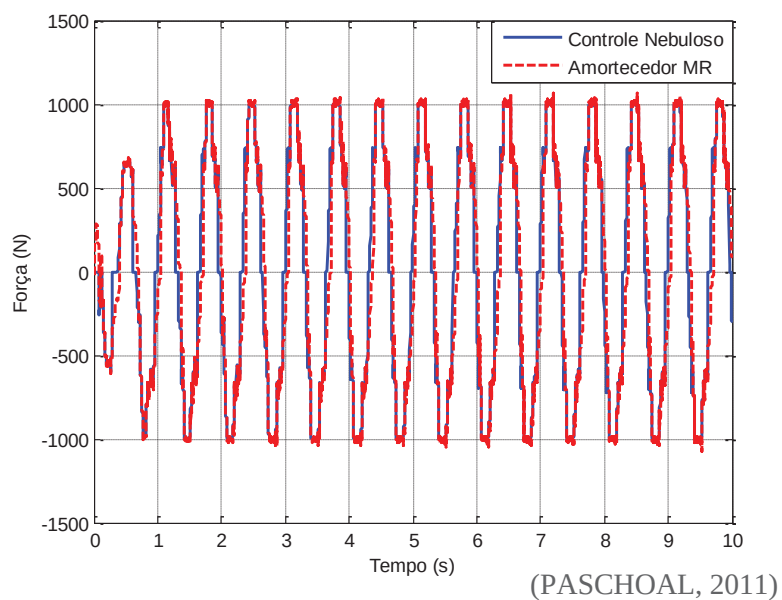


Figura 4.26 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando irregularidades na pista.



Com base nos resultados acima apresentados, construiu-se a Tab. 4.7 onde são comparados os valores em RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v obtidos para o sistema de controle passivo, semi-ativo ótimo e nebuloso considerando irregularidades na pista.

Tabela 4.7 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com irregularidades na pista.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	7.95	0.031	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	2.33	0.024	2
<i>Controle Ótimo</i>	2.41	0.027	1.22
<i>Controle Nebuloso</i>	3.00	0.024	0.91

Pela análise da Tab. 4.7 e dos gráficos 4.21 a 4.26, nota-se que os controladores passivo (para $v = 2$) e ótimo apresentaram melhores resultados com relação principalmente à melhoria da sensação de conforto dos passageiros dentro do veículo. Em contrapartida, o controlador nebuloso mostrou-se mais econômico na quantidade de energia gasta para a alimentação do amortecedor MR. Um fato que merece destaque é a análise feita comparando-se os gráficos ilustrados pelas Figs. 4.24 e 4.26. Nota-se que as forças geradas pelo controlador ótimo foram superiores aquelas computadas pelo controlador nebuloso, proporcionando uma melhoria no desempenho do controlador ótimo em relação à atenuação da aceleração da massa amortecida m_1 .

Uma vez apresentados os resultados auferidos pelos controladores ótimo e nebuloso com relação ao desempenho frente ao modelo nominal (Eq. 4.1), procede-se à fase de verificação desta propriedade diante de variações em torno dos parâmetros nominais do modelo linear de $\frac{1}{4}$ de veículo, assumindo como perturbação da pista, a entrada w dada pela Eq. (4.2).

4.3 Modelo Linear de $\frac{1}{4}$ de Veículo com Variações Paramétricas

Na presente análise, para a construção do modelo com variações paramétricas, a rigidez do sistema (k_1 e k_2) e a massa (m_1) do veículo foram eleitas como os parâmetros incertos. O objetivo é avaliar o desempenho dos controladores face à incerteza nestes parâmetros. Para atentar ao objetivo proposto, assumiu-se uma incerteza de $\pm 30\%$ em cada rigidez e um acréscimo de 50 kg na massa m_1 .

As Figuras 4.27 a 4.32 ilustram os resultados obtidos para 30% de acréscimo na rigidez do sistema.

Figura 4.27 – Aceleração da massa m_1 com acréscimo de 30% na rigidez do sistema.

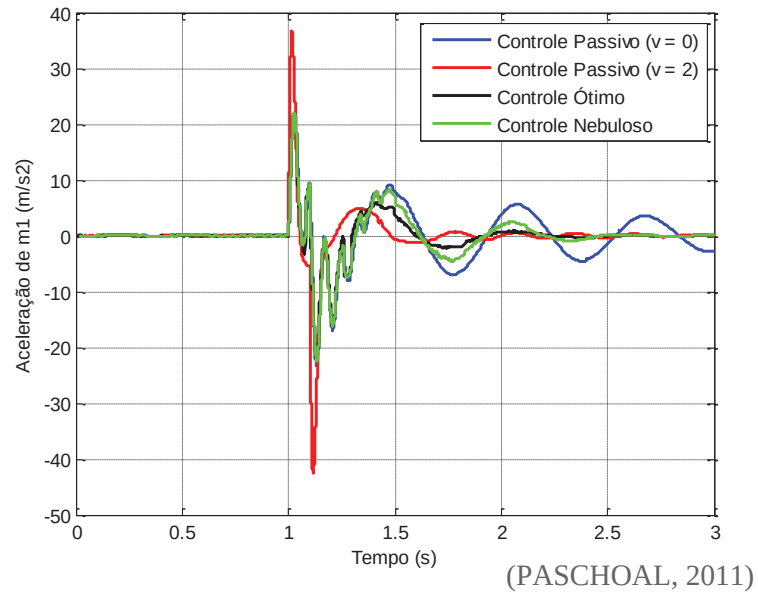


Figura 4.28 – Deslocamento da massa m_2 com acréscimo de 30% na rigidez do sistema.

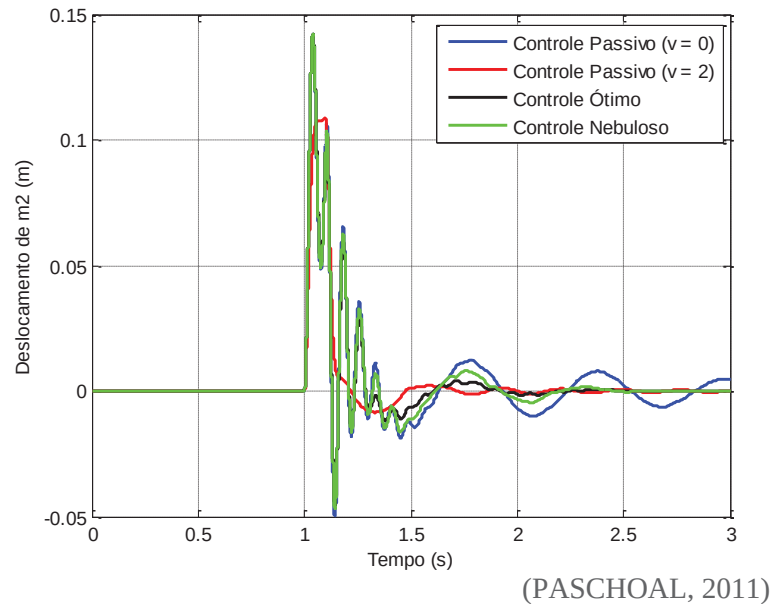
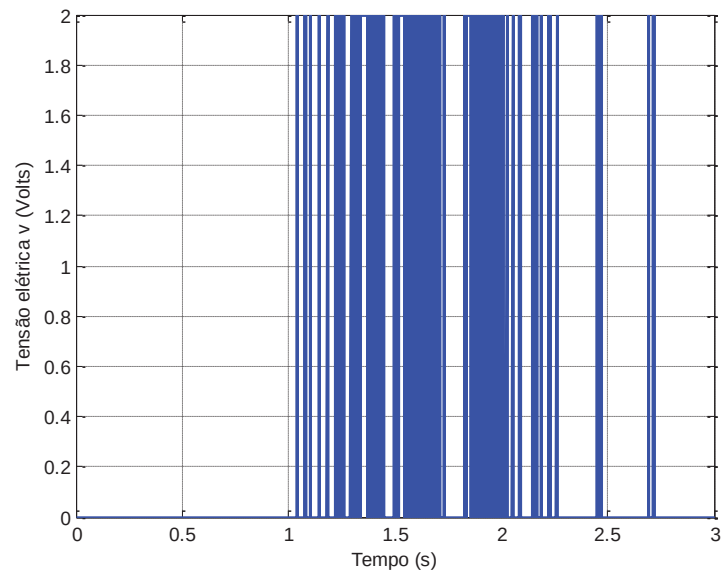
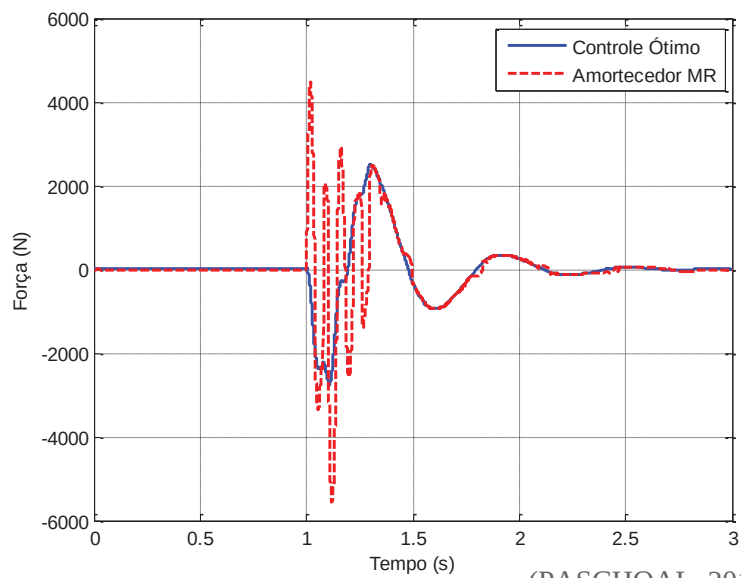


Figura 4.29 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle ótimo considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 4.30 – Forças geradas pelo controlador ótimo e amortecedor MR considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 4.31 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle nebuloso considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema.

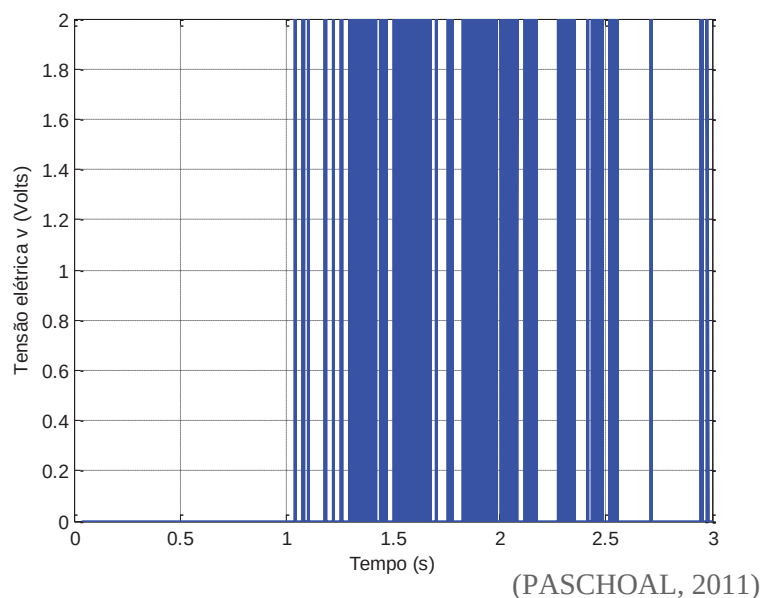
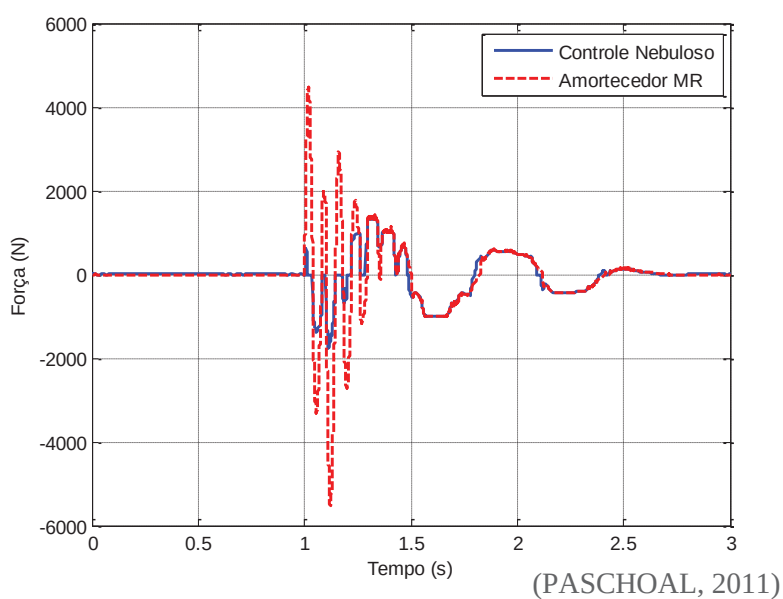


Figura 4.32 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema.



Com base nos resultados obtidos pelos gráficos acima ilustrados, construiu-se a Tab. 4.8 onde são comparados os valores em RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v obtidos para o sistema de controle passivo, semi-ativo ótimo e nebuloso considerando acréscimo de 30% na rigidez do sistema.

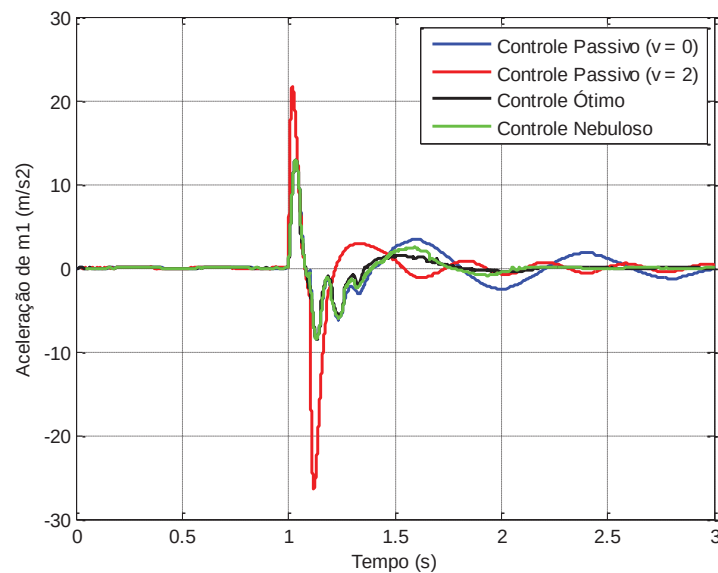
Tabela 4.8 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com 30% de acréscimo na rigidez do sistema.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	10.22	0.049	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	21.58	0.054	2
<i>Controle Ótimo</i>	8.49	0.043	0.87
<i>Controle Nebuloso</i>	8.18	0.043	0.79

Como pode ser observado na Tab. 4.8, o controlador nebuloso mostrou-se robusto diante das perturbações e variações produzidas e, a despeito das mesmas, manteve os sinais de aceleração ($\dot{x}_3$) e deslocamento (x_2) em patamares quase idênticos aos níveis atingidos pelo controlador ótimo.

As Figuras 4.33 a 4.38 ilustram os resultados obtidos para 30% de decréscimo na rigidez do sistema.

Figura 4.33 – Aceleração da massa m_1 com decréscimo de 30% na rigidez do sistema.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 4.34 – Deslocamento da massa m_2 com decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

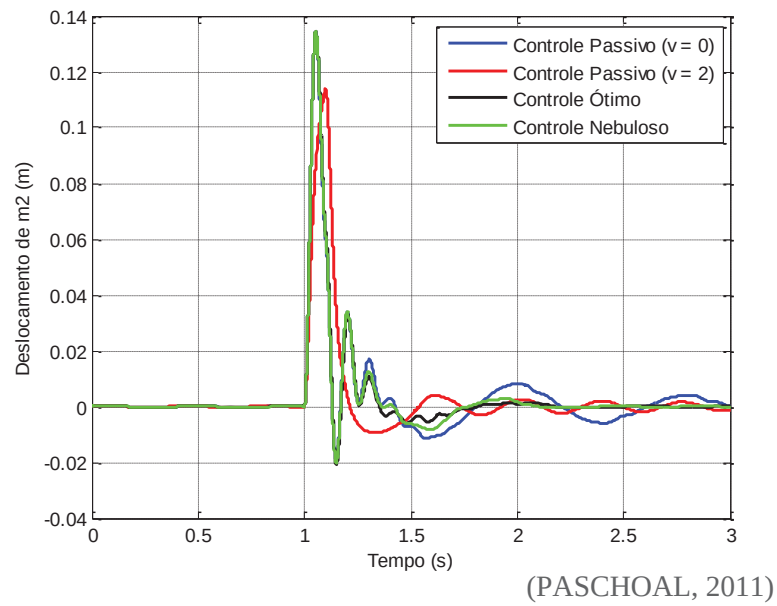


Figura 4.35 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle ótimo considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

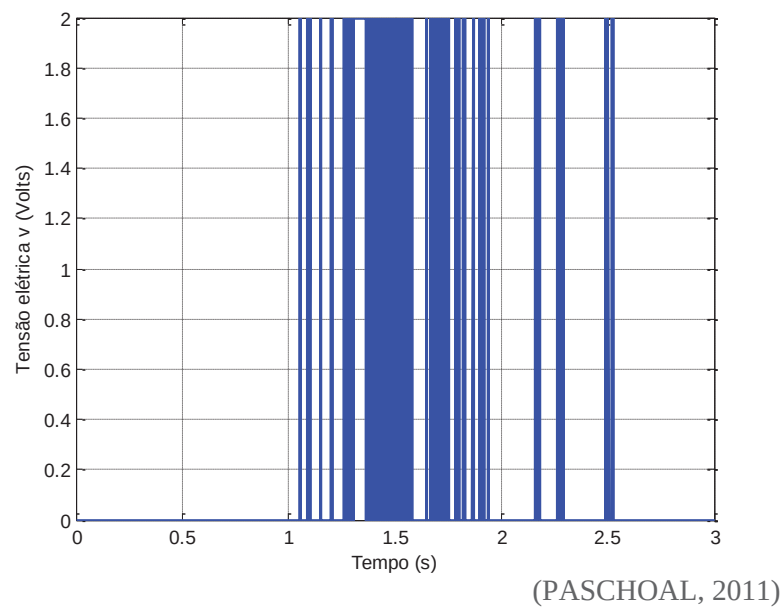


Figura 4.36 – Forças geradas pelo controlador ótimo e amortecedor MR considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

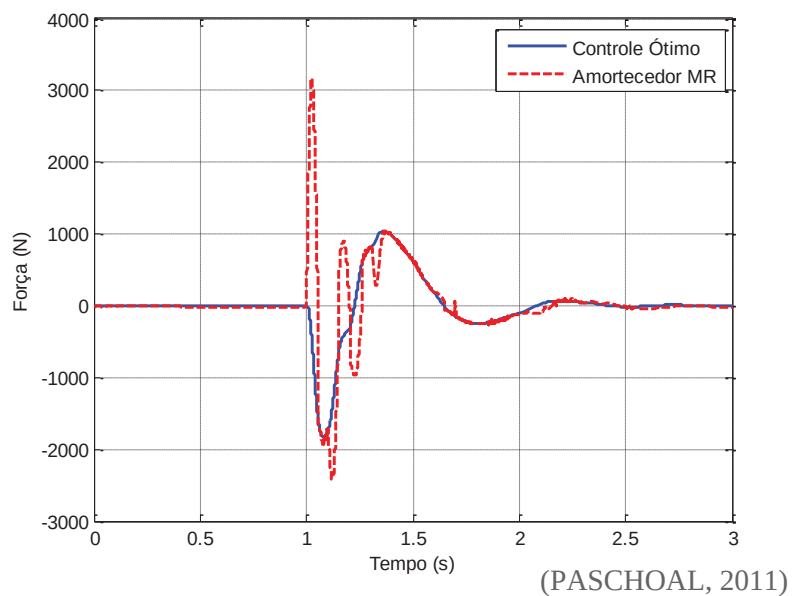


Figura 4.37 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR com controle nebuloso considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

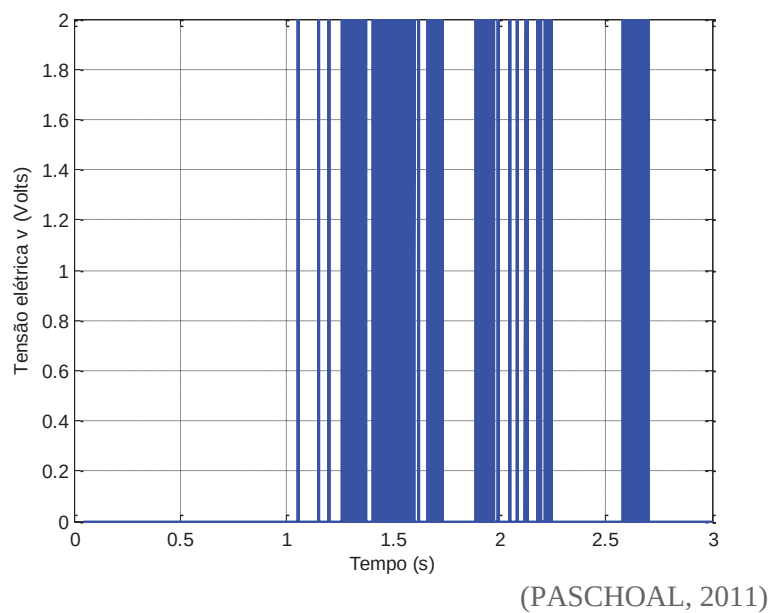
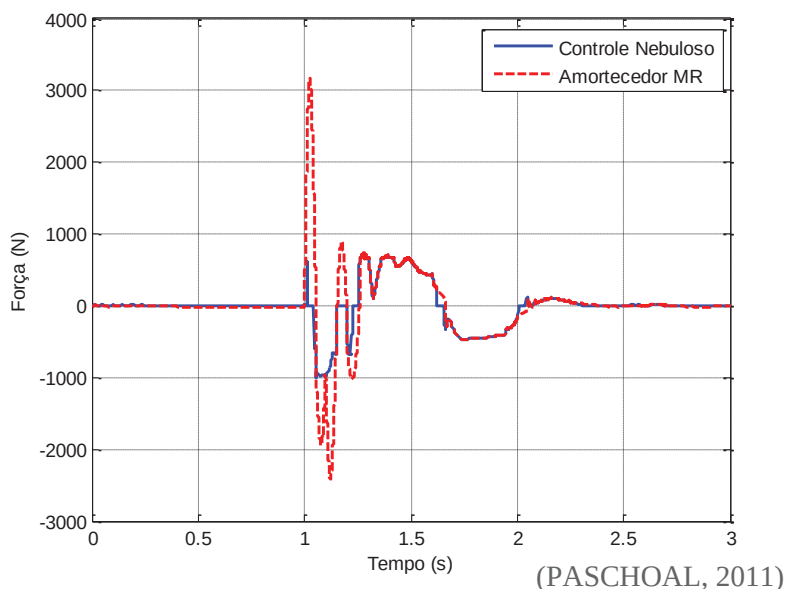


Figura 4.38 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema.



A partir dos resultados acima ilustrados, construiu-se a Tab. 4.9 onde são comparados os níveis RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v , obtidos para o sistema de controle passivo, semi-ativo ótimo e nebuloso considerando decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

Tabela 4.9 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 com 30% de decréscimo na rigidez do sistema.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	5.50	0.051	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	14.24	0.052	2
<i>Controle Ótimo</i>	4.13	0.039	0.71
<i>Controle Nebuloso</i>	3.64	0.035	0.76

A partir da análise da tabela acima e das Figs. 4.33 e 4.34, comprova-se mais uma vez a eficiência do controlador nebuloso proposto diante das variações sofridas pelo sistema dinâmico frente às estratégias de controle passivo e ótimo. Vale ressaltar que foram realizados inúmeros testes numéricos, considerando outros tipos de variações paramétricas e irregularidades na pista, e em todos os casos estudados, os resultados foram bastante satisfatórios e o controlador nebuloso revelou-se robusto e estável.

De uma maneira geral e à luz dos testes numéricos realizados e tendo em vista o propósito de atenuar as vibrações de suspensões veiculares e melhorar a sensação de

conforto dos passageiros, o controlador nebuloso revelou-se eficiente, estável e robusto, permitindo ao sistema atingir características desejadas de amortecimento e estabilidade.

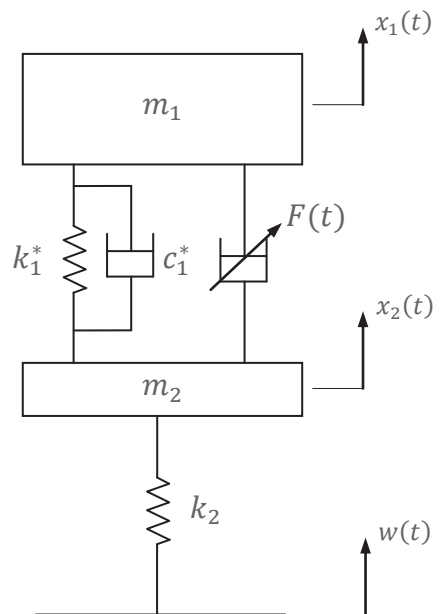
Na seção seguinte é realizado um estudo para a verificação da eficiência do controlador nebuloso proposto, considerando um modelo da planta com características não-lineares.

4.4 Modelo Não-Linear de ¼ de Veículo

Suspensões automotivas reais sempre incluem componentes não-lineares, como amortecedores e molas, e devem ser considerados no modelo dinâmico do sistema (ALLEYNE; HEDRICK, 1992; KARLSSON et al., 2000).

O modelo de suspensão de ¼ de veículo com componentes não lineares pode ser representado pelo esquema mostrado na Fig. 4.39.

Figura 4.39 – Modelo de suspensão não-linear a ¼ de veículo.



(PASCHOAL, 2011)

Em relação à representação linear (veja Fig. 4.1), este modelo prevê a inclusão de um amortecedor não-linear (c_1^*) em paralelo com a mola também com comportamento não-linear (k_1^*).

Segundo Gaspar et al. (2003), o modelo matemático não-linear de ¼ de veículo pode assumir a seguinte forma matricial:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + g(x, w) + BF(t) \quad (4.13)$$

onde

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}; A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1^l}{m_1} & \frac{k_1^l}{m_1} & -\frac{c_1^l}{m_1} & \frac{c_1^l}{m_1} \\ \frac{k_1^l}{m_2} & -\frac{(k_1^l + k_2)}{m_2} & \frac{c_1^l}{m_2} & -\frac{c_1^l}{m_2} \end{bmatrix}; B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_1} \\ -\frac{1}{m_2} \end{bmatrix}$$

e

$$g(x, w) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_1^{nl}}{m_1}(x_2 - x_1)^3 - \frac{c_1^y}{m_1}|\dot{x}_2 - \dot{x}_1| + \frac{c_1^{nl}}{m_1}\sqrt{|\dot{x}_2 - \dot{x}_1|}\text{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ -\frac{k_1^{nl}}{m_2}(x_2 - x_1)^3 + \frac{c_1^y}{m_2}|\dot{x}_2 - \dot{x}_1| - \frac{c_1^{nl}}{m_2}\sqrt{|\dot{x}_2 - \dot{x}_1|}\text{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \frac{k_2}{m_2}w \end{bmatrix}$$

onde (k_1^l, k_1^{nl}) e (c_1^l, c_1^{nl}) são, respectivamente, os pares de termos linear (l) e não-linear (nl) da mola e amortecedor, c_1^y representa o comportamento assimétrico do amortecedor e $\text{sgn}()$ é a função sinal.

Tomando-se como base os valores apresentados na Tab. 4.1, os parâmetros físicos adotados para o sistema não-linear estão dispostos na Tab. 4.10.

Tabela 4.10 – Parâmetros físicos adotados para o modelo não-linear de ¼ de veículo.

Parâmetros	Valores
m_1	372 Kg
m_2	45 Kg
k_1^l	40 kN/m
k_1^{nl}	400 kN/m
c_1^l	100 Ns/m
c_1^{nl}	30 Ns/m
c_1^y	40 Ns/m
k_2	190 kN/m

O sistema dinâmico, representado pela Eq. (4.8) foi simulado assumindo as mesmas condições utilizadas no modelo linear. Para a verificação da eficiência do controlador nebuloso proposto, foi construído, no *Simulink*[®], o diagrama de blocos do sistema em malha fechada abaixo.

deslocamento da massa m_2 (x_2), a tensão elétrica aplicada no amortecedor e as forças produzidas pelo amortecedor MR (F) e controlador nebuloso.

Figura 4.42 – Aceleração da massa m_1 considerando modelo não-linear.

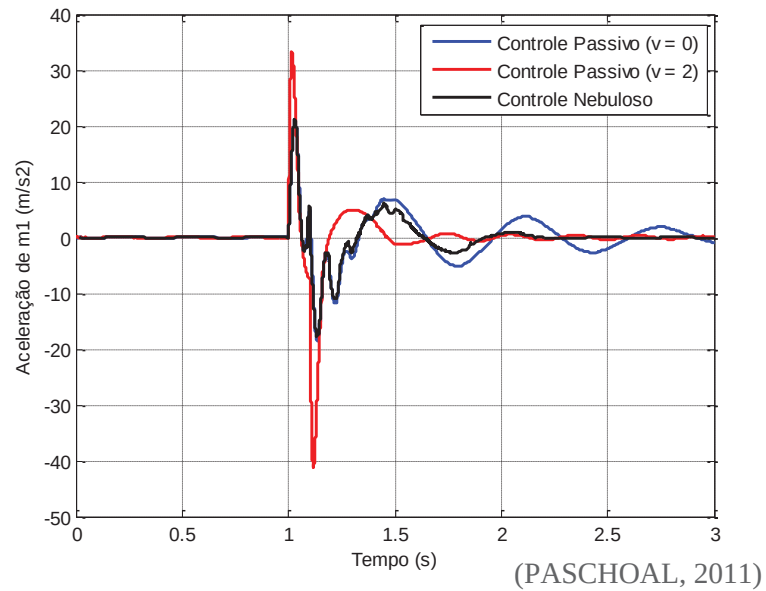


Figura 4.43 – Deslocamento da massa m_2 considerando modelo não-linear.

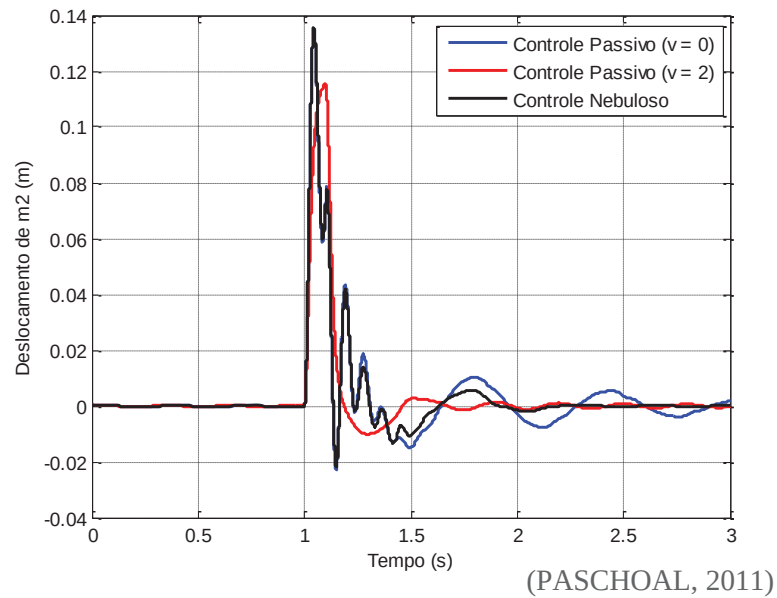


Figura 4.44 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR considerando modelo não-linear.

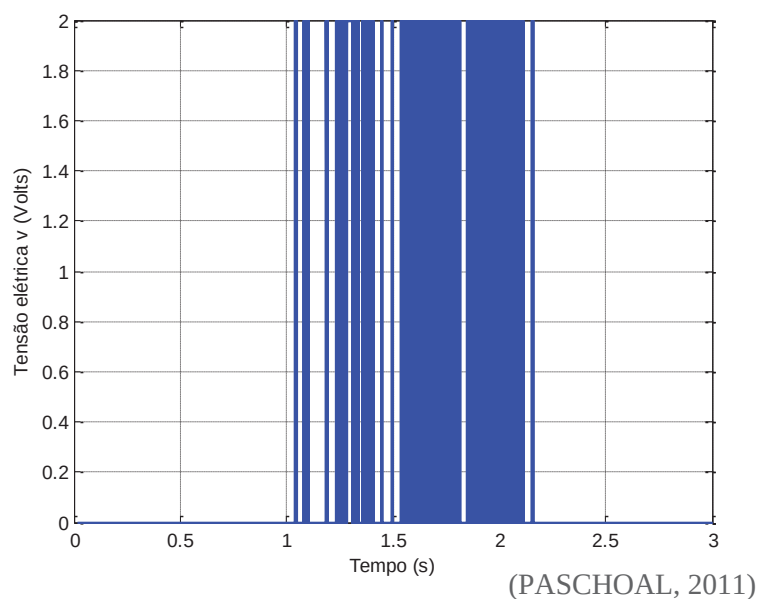
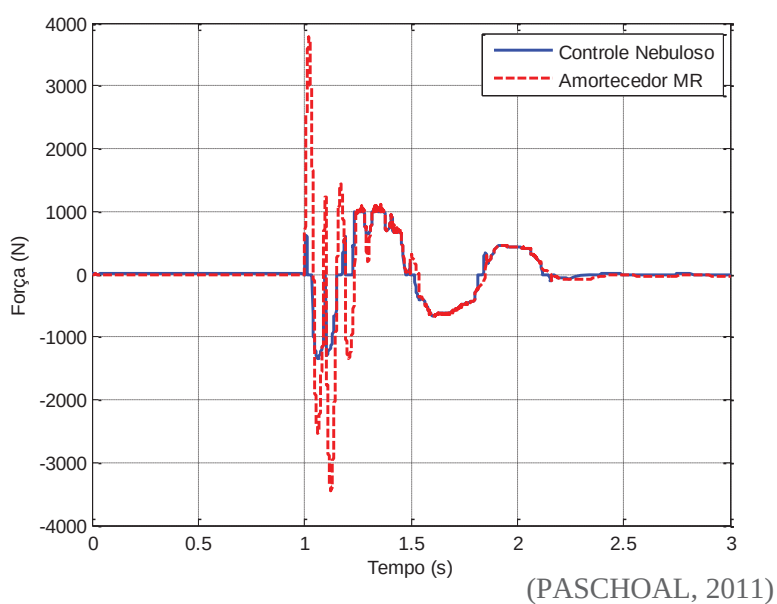


Figura 4.45 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando modelo não-linear.



Com base nos resultados obtidos pelos gráficos mostrados acima, construiu-se a Tab. 4.11 onde são comparados os valores em RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v obtidos para o sistema de controle passivo e semi-ativo nebuloso.

Tabela 4.11 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 considerando modelo não-linear.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	9.23	0.049	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	21.15	0.056	2
<i>Controle Nebuloso</i>	7.42	0.045	0.97

Pela análise das Tab. 4.11 e a despeito das características não lineares do sistema, o controlador apresentou características promissoras de desempenho e estabilidade. Em comparação com a Tab. 4.6 (modelo linear) e em relação ao sistema de controle nebuloso, nota-se uma ligeira degradação (em torno de 13%) no índice de desempenho relacionado com a sensação de conforto dos passageiros.

Para avaliar a eficiência do controlador nebuloso diante de imperfeições na pista, foi efetuado um conjunto de simulações numéricas considerando a pista (w) representada pela função dada em (4.12). Para este tipo de excitação, o sistema dinâmico, representado pela Eq. (4.13), foi simulado durante 10 segundos, sendo as equações computadas usando o integrador de Runge-Kutta de quarta ordem e passo variável. As Figuras 4.46 a 4.49 ilustram os resultados obtidos.

Figura 4.46 – Comportamento transitório da aceleração da massa m_1 considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema.

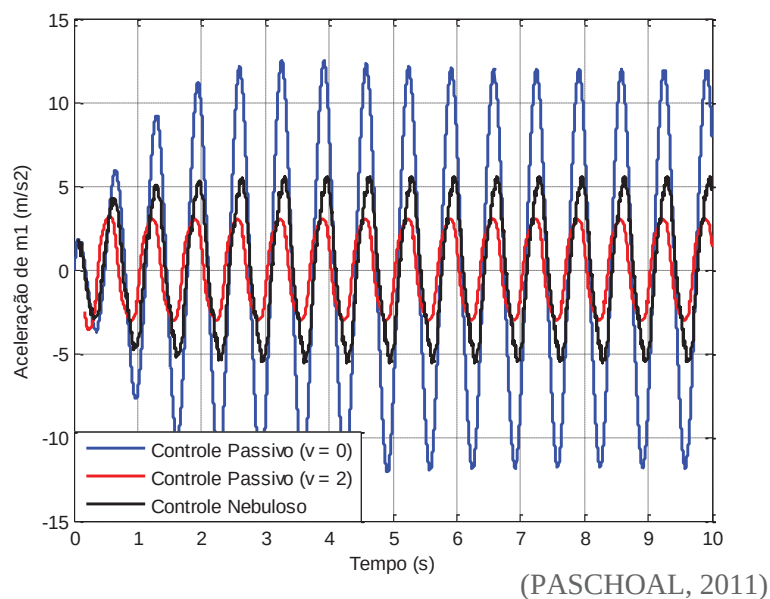


Figura 4.47 – Comportamento transitório do deslocamento da massa de m_2 considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema.

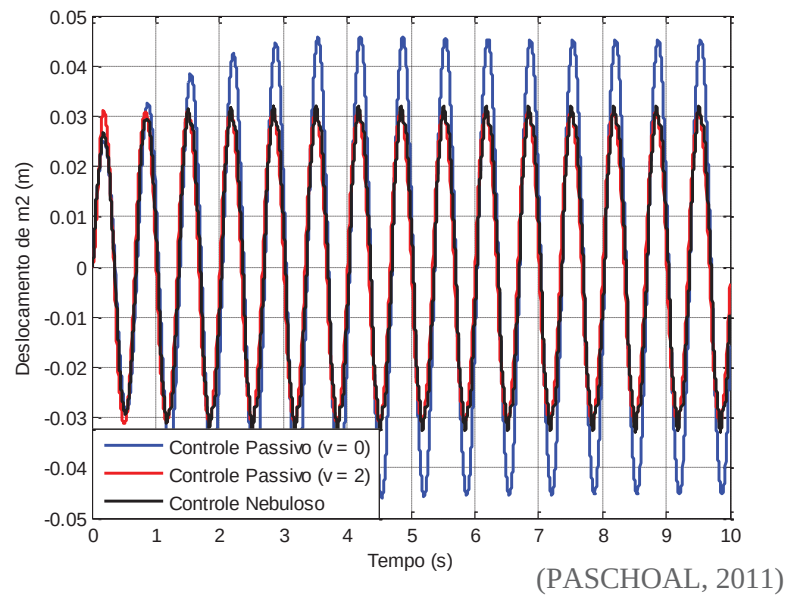


Figura 4.48 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema.

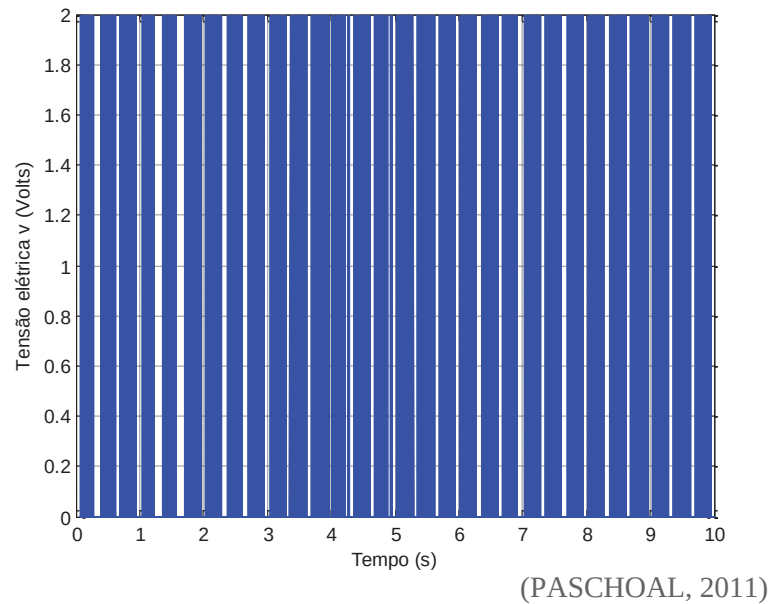
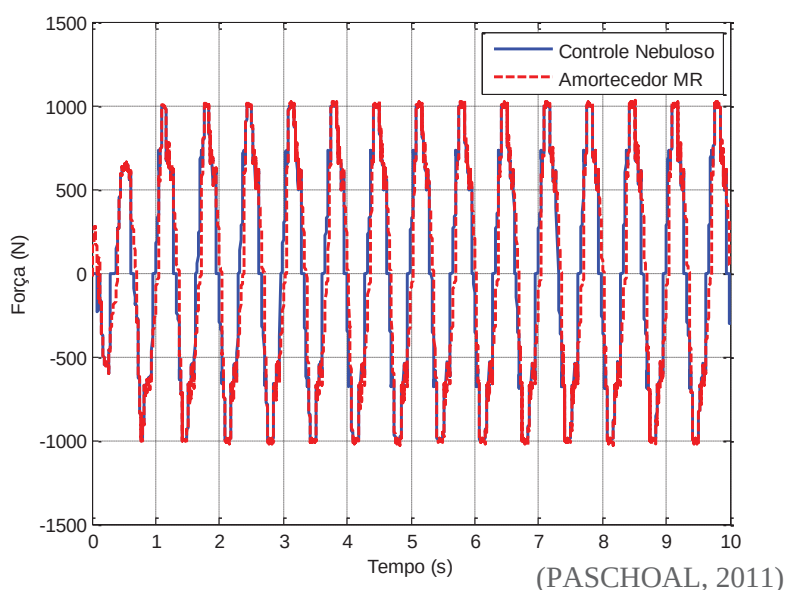


Figura 4.49 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema.



A partir dos resultados ilustrados acima, construiu-se a Tab. 4.12 onde são comparados os níveis RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v obtidos para o sistema de controle passivo e semi-ativo nebuloso.

Tabela 4.12 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 considerando irregularidades na pista e modelo não-linear do sistema.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	6.64	0.029	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	2.33	0.024	2
<i>Controle Nebuloso</i>	2.78	0.025	0.96

A partir da análise da tabela acima, nota-se mais uma vez a eficiência do controlador nebuloso proposto diante de irregularidades na pista. Em comparação dos resultados apresentados na Tab. 4.7 (modelo linear), percebe-se que houve uma pequena melhoria no índice de desempenho relacionado à sensação de conforto dos passageiros. A causa principal para tal mudança foi a inclusão do amortecimento passivo (representado pelas constantes c_1^l , c_1^{nl} e c_1^y) na suspensão do veículo.

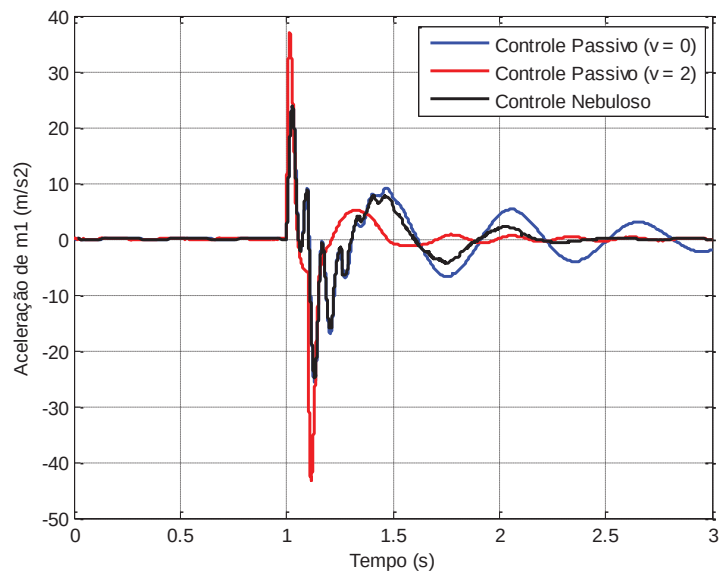
4.5 Modelo Não-Linear de ¼ de Veículo com Variações Paramétricas

Uma vez apresentados os resultados obtidos a partir da aplicação do controlador nebuloso frente ao modelo nominal (Eq. 4.13), procede-se à fase de verificação do desempenho do controlador diante de variações em torno dos parâmetros nominais do modelo não-linear apresentado, assumindo como perturbação da pista, a entrada $w(t)$ dada pela Eq. (4.2).

Na presente análise, para a construção do modelo com variações paramétricas, a rigidez do sistema (k_1^l , k_1^{nl} e k_2) e a massa (m_1) do veículo foram eleitas como os parâmetros a serem alterados. O objetivo é avaliar o desempenho do controlador nebuloso face à incerteza nestes parâmetros. Para atentar ao objetivo proposto, assumiu-se uma incerteza de $\pm 30\%$ em cada rigidez do sistema (k_1^l , k_1^{nl} e k_2) e um acréscimo de 50 kg na massa m_1 .

As Figuras 4.50 a 4.53 ilustram os resultados obtidos para 30% de acréscimo na rigidez do sistema.

Figura 4.50 – Aceleração da massa m_1 considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema.



(PASCHOAL, 2011)

Figura 4.51 – Deslocamento da massa m_2 considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema.

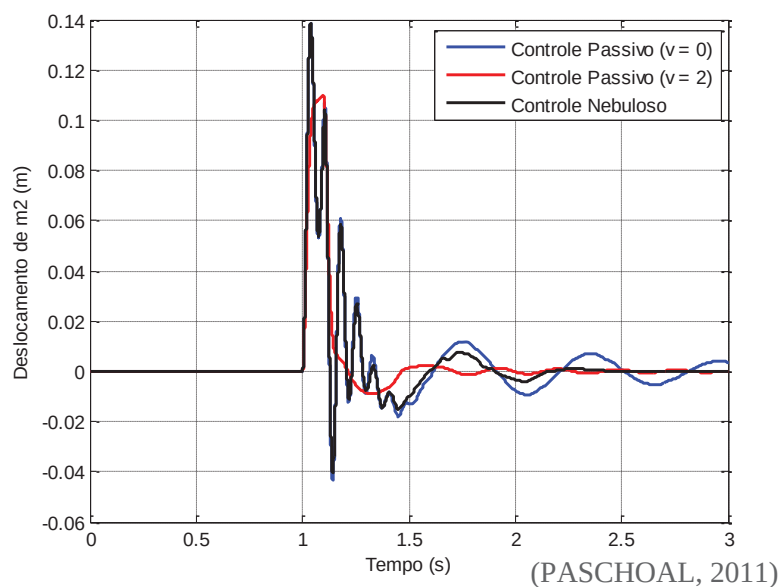


Figura 4.52 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema.

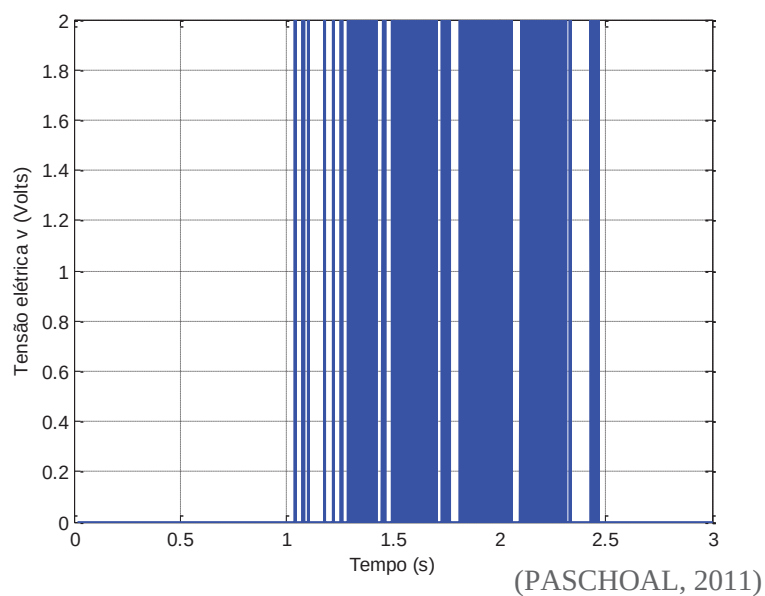
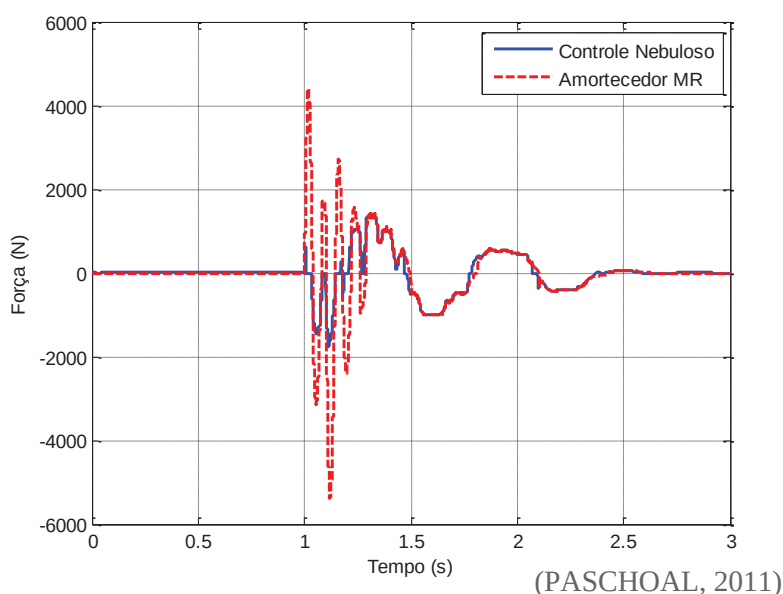


Figura 4.53 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema.



A partir dos gráficos acima ilustrados, construiu-se a Tab. 4.13 onde são comparados os valores RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v obtidos para o sistema de controle passivo e semi-ativo nebuloso considerando um acréscimo de 30% na rigidez do sistema.

Tabela 4.13 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 considerando modelo não-linear e acréscimo de 30% na rigidez do sistema.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	11.16	0.050	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	22.03	0.055	2
<i>Controle Nebuloso</i>	8.59	0.041	0.87

Como pode ser observado nas Tabs. 4.13 e 4.8 (modelo linear com variações paramétricas), o controlador nebuloso mostrou-se robusto diante das perturbações e variações produzidas no modelo não-linear, em função das mesmas, manteve os sinais de aceleração ($\dot{x}_3$) e deslocamento (x_2) em patamares quase idênticos aos níveis atingidos pelo controlador nebuloso quando aplicado no modelo linear.

As Figuras 4.54 a 4.57 ilustram os resultados obtidos para 30% de decréscimo na rigidez do sistema.

Figura 4.54 – Aceleração da massa m_1 considerando modelo não-linear e decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

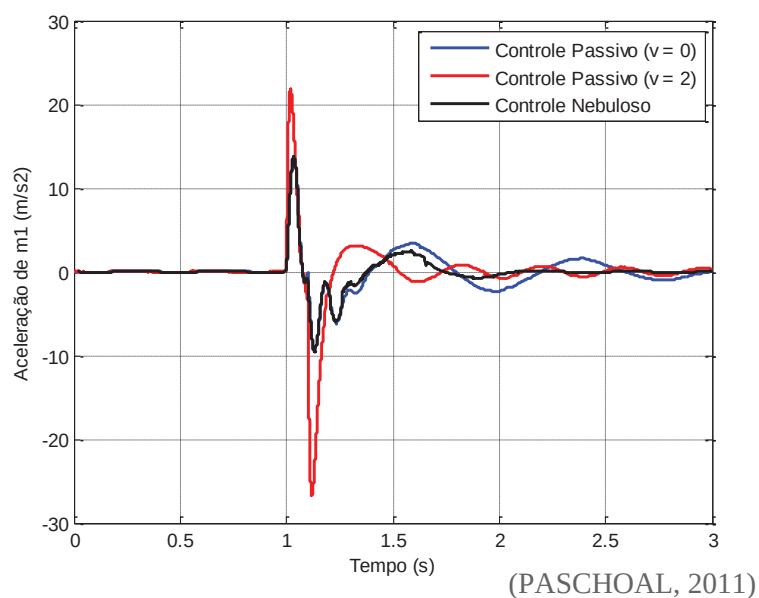


Figura 4.55 – Deslocamento da massa m_2 considerando modelo não-linear e decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

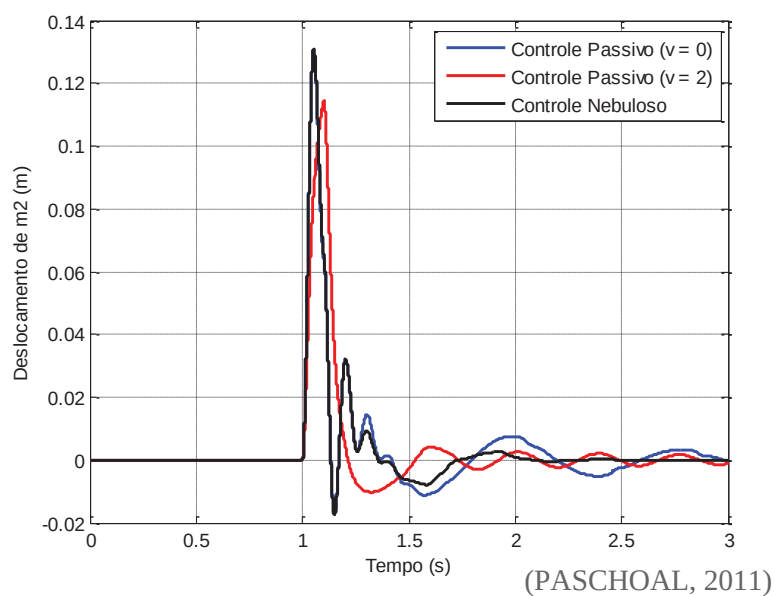


Figura 4.56 – Tensão elétrica aplicada no amortecedor MR considerando modelo não-linear e decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

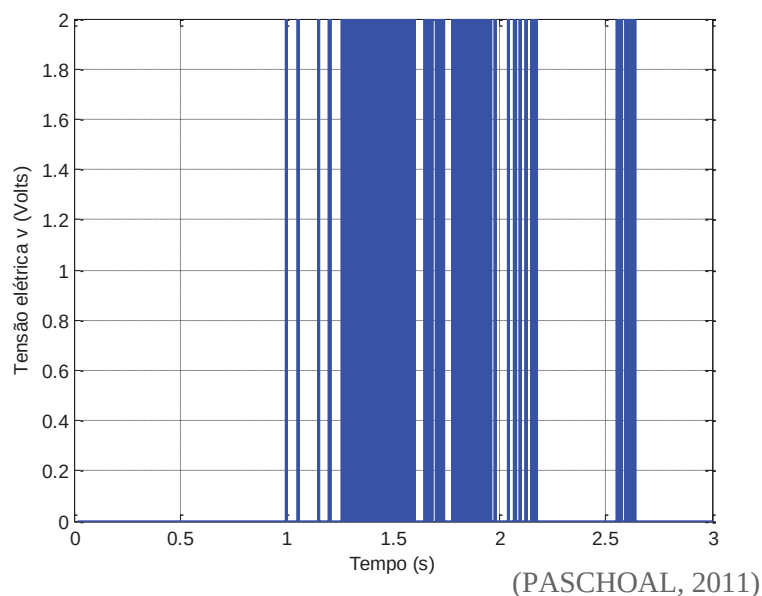
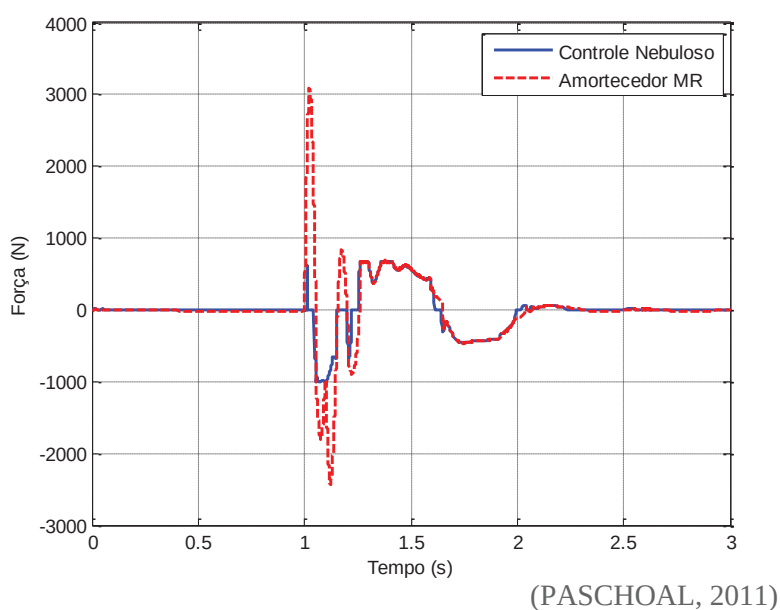


Figura 4.57 – Forças geradas pelo controlador nebuloso e amortecedor MR considerando modelo não-linear e decréscimo de 30% na rigidez do sistema.



Com base nos resultados mostrados pelos gráficos ilustrados acima, construiu-se a Tab. 4.14 onde são comparados os níveis RMS de $\dot{x}_3$, x_2 e v , obtidos para o sistema de controle passivo e semi-ativo nebuloso considerando um decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

Tabela 4.14 – Comparação dos valores RMS de $\dot{x}_3$ e x_2 considerando modelo não-linear e decréscimo de 30% na rigidez do sistema.

<i>Condição</i>	<i>Valor RMS de $\dot{x}_3$</i>	<i>Valor RMS de x_2</i>	<i>Valor RMS de v</i>
<i>Controle Passivo ($v = 0$)</i>	5.99	0.051	0
<i>Controle Passivo ($v = 2$)</i>	14.50	0.053	2
<i>Controle Nebuloso</i>	3.67	0.033	0.81

Como pode ser observado na Tab. 4.14 e nos gráficos 4.54 a 4.57, o controle nebuloso conferiu ao sistema um tempo de acomodação menor e um amortecimento acentuado e proporcionou uma característica desejada de robustez frente às variações paramétricas introduzidas.

Assim, diante dos resultados auferidos, comprova-se que a metodologia de controle apresentada representa teoricamente uma ferramenta eficiente na redução dos níveis de vibração de suspensões veiculares que utilizam amortecedores MR. Os resultados obtidos através da aplicação do controlador nebuloso na planta não-linear foram bastante otimistas, e por este motivo o controlador proposto caracteriza-se como uma alternativa muito atraente para o controle de suspensões veiculares. Vale ressaltar ainda que o controlador nebuloso foi construído de maneira intuitiva, não havendo, portanto, a necessidade de conhecimento detalhado do modelo dinâmico do sistema a ser controlado.

Capítulo 5

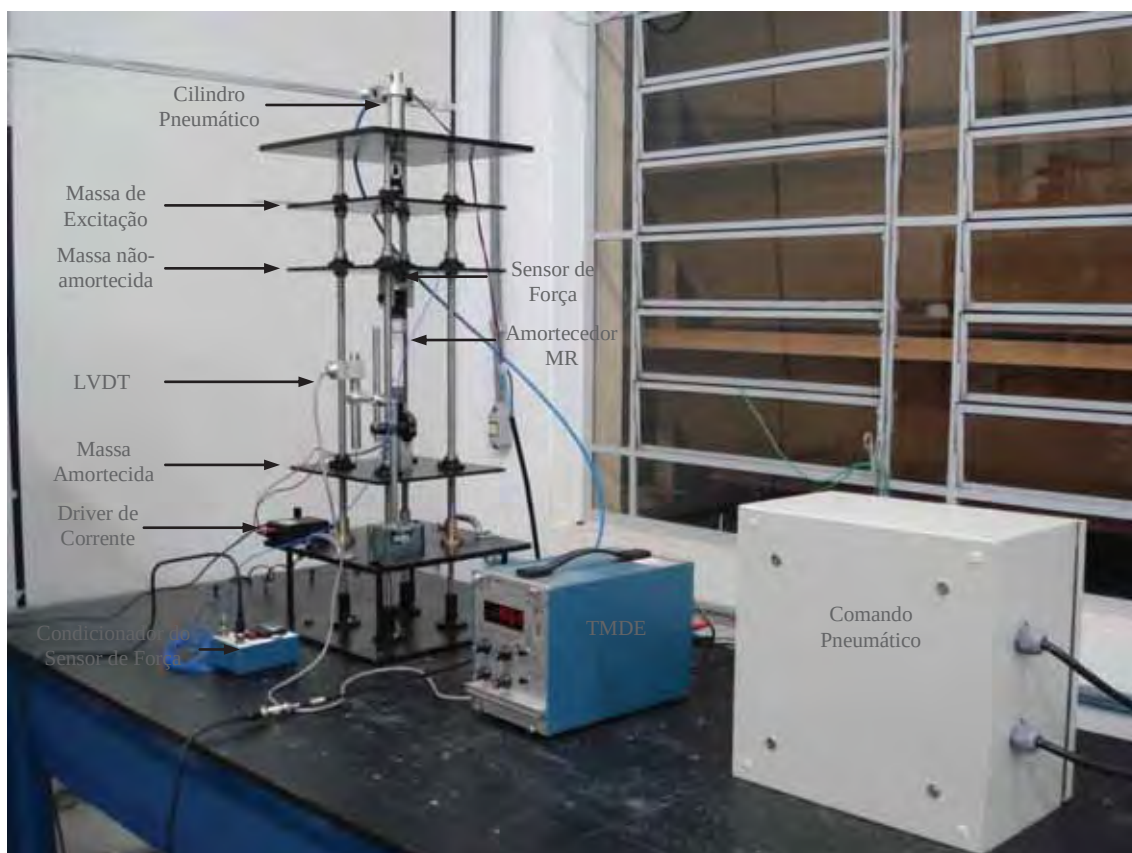
Resultados Experimentais

Este capítulo apresenta um conjunto de simulações numéricas que visam avaliar o comportamento do sistema de controle passivo em um modelo massa-mola de 2 graus de liberdade considerando o amortecedor MR descrito no Capítulo 2, Seção 2.3.2. Os resultados destas simulações são discutidos e comparados no final do capítulo com os resultados experimentais obtidos.

5.1 A Bancada Experimental

A bancada experimental, construída em laboratório, pode ser vista na Fig. 5.1 e consiste num modelo massa-mola de 2 graus de liberdade com amortecedor MR.

Figura 5.1 – Bancada experimental.

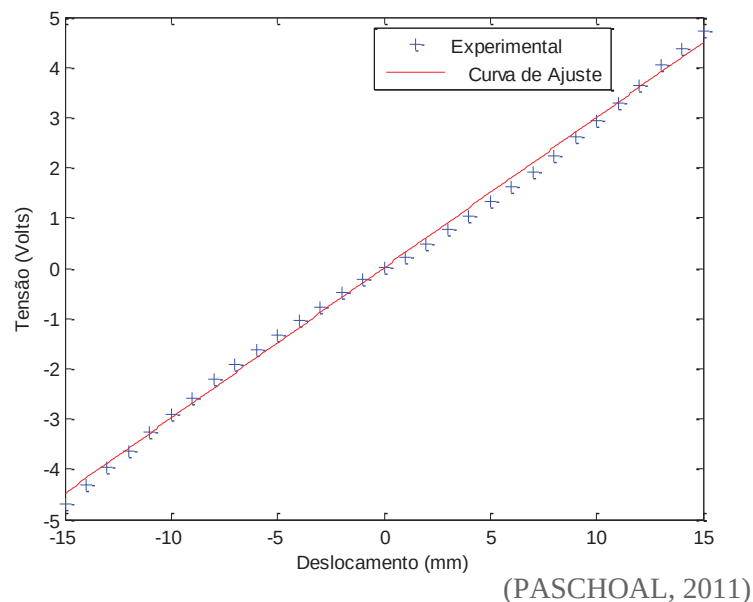


(PASCHOAL, 2011)

O sistema mecânico, mostrado na Fig. 5.1, compõe-se basicamente de três massas móveis (2.95 Kg cada) conectadas por molas helicoidais montadas sobre eixos-guia, sendo a massa superior (massa de excitação) acionada por um cilindro pneumático e as massas intermediária e inferior (massas não-amortecida e amortecida) controladas por um amortecedor MR conectado a um driver de corrente, modelo *LORD RD-3002-1*.

Os deslocamentos da massa amortecida foram detectados através do sensor *LVDT* (Linear Variable Differential Transformer), modelo TID-20, que atua em conjunto com o condicionador de sinais *TMDE*, ambos fornecidos pela *TRANSDUTEC*®. A curva de calibração deste sensor é mostrada na Fig. 5.2.

Figura 5.2 – Curva de calibração do sensor LVDT.



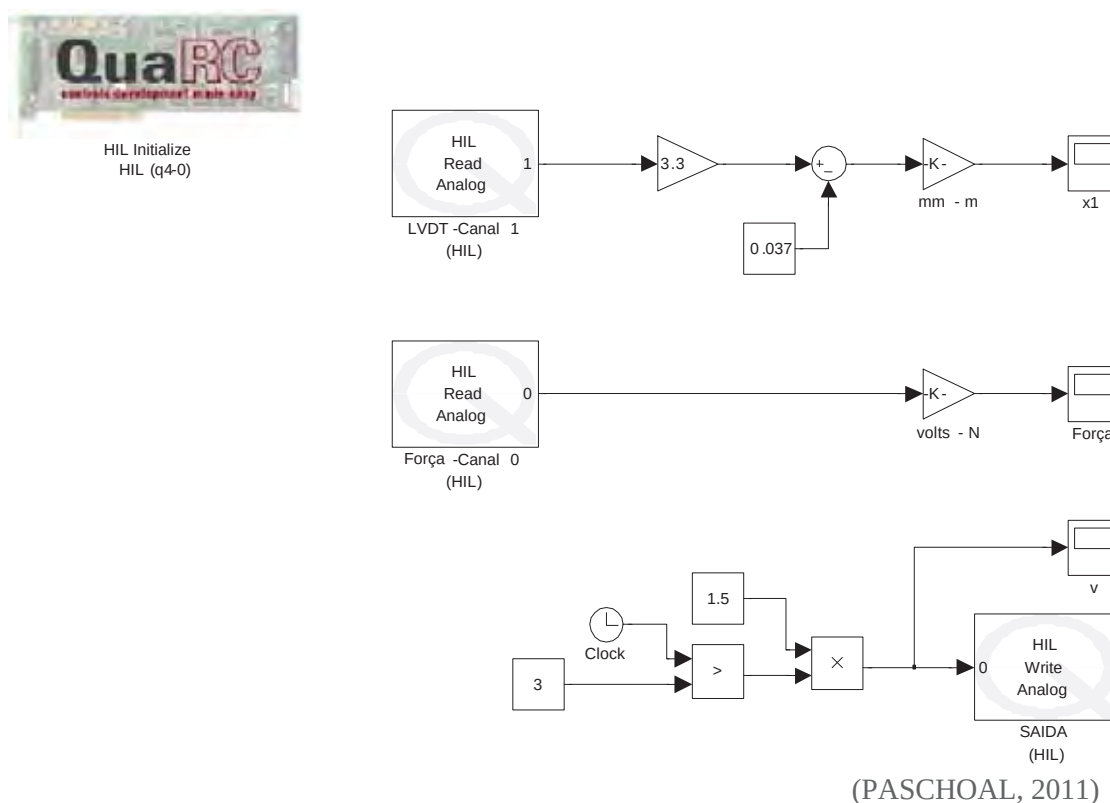
Com base no gráfico da Fig. 5.2, o valor do ganho do sensor ou deslocamento (D) em função da voltagem de saída (V) é dado pela curva de ajuste ou reta de regressão abaixo:

$$D = 3.3V - 0.037 \quad (5.1)$$

As forças geradas no amortecedor MR foram detectadas utilizando um sensor de força, modelo PCB 208C02 (sensibilidade de 10.58 mV/N), localizado entre o amortecedor e a massa não-amortecida.

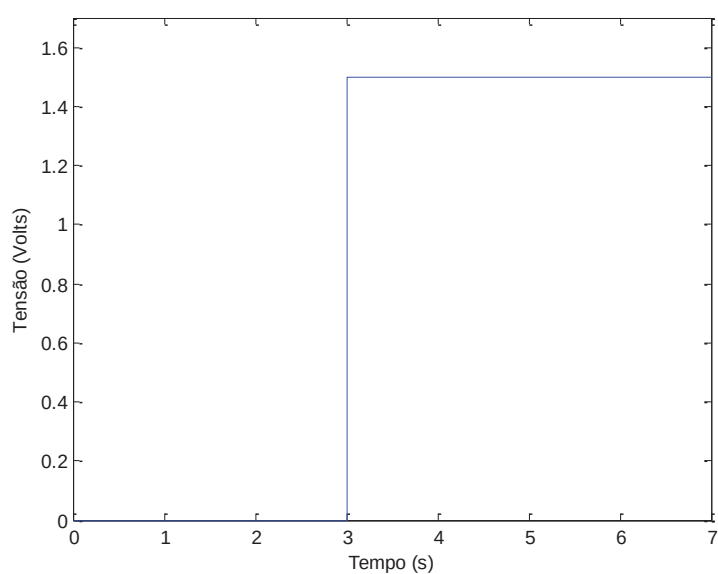
Todos os sinais foram adquiridos pelo sistema de aquisição *QuaRC*® cuja interface é inteiramente integrada ao *Matlab Simulink*® (veja Fig. 5.3).

Figura 5.3 – Diagrama de blocos do sistema de aquisição de sinais construído.



Conforme ilustrado pelo diagrama da Fig. 5.3, nos ensaios experimentais, utilizou-se o perfil de tensão de alimentação no driver de corrente (v) mostrado na Fig. 5.4, de forma a obter uma corrente no amortecedor MR no intervalo de 0 a 0.3 A.

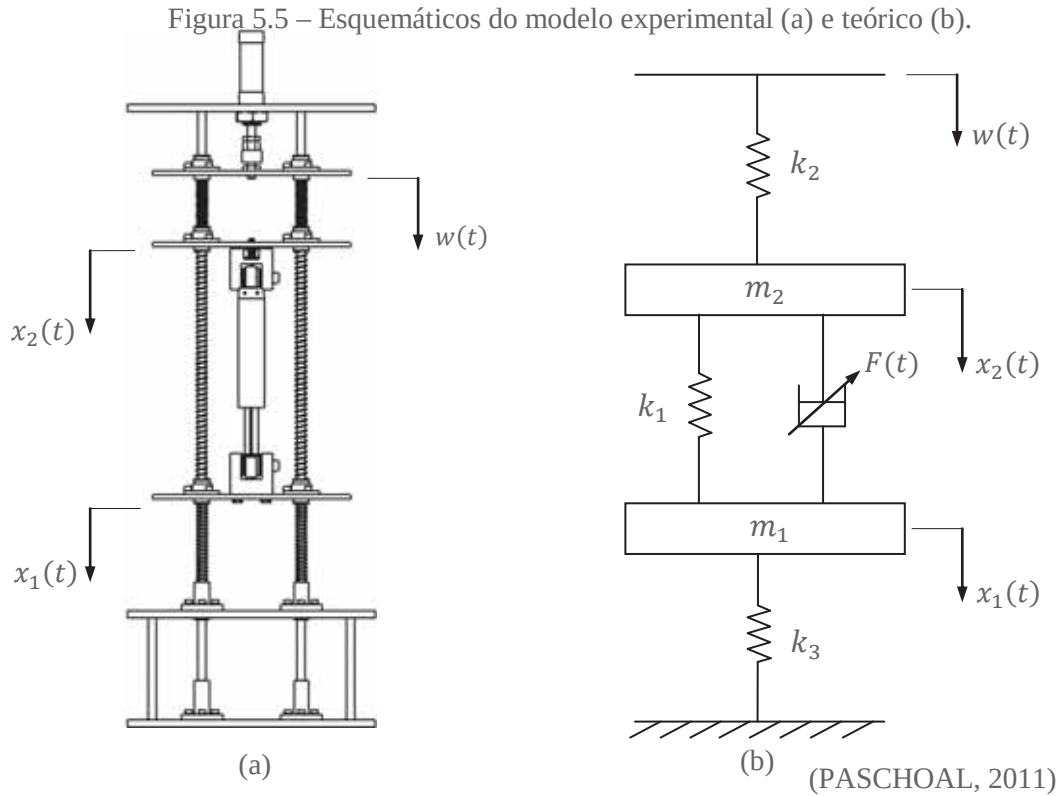
Figura 5.4 – Perfil da tensão de alimentação no driver de corrente.



(PASCHOAL, 2011)

5.2 Modelo Teórico

O modelo teórico, mostrado na Fig. 5.5b, consiste de duas massas, amortecida m_1 e não amortecida m_2 , uma mola k_1 em paralelo com um amortecedor controlado por uma força de controle semi-ativa $F(t)$ e duas molas lineares com constante de elasticidade k_2 e k_3 conectando, respectivamente, a massa m_2 com a entrada de deslocamento vertical $w(t)$ e a massa m_1 com a base fixa.



As variáveis de estado do sistema podem ser definidas como: x_1 é o deslocamento da massa m_1 , x_2 é o deslocamento de m_2 , x_3 é a velocidade da massa amortecida e x_4 é a velocidade da massa não amortecida. Assim, o modelo linear do sistema em espaço de estados na forma matricial é dado por:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + B_1w(t) + B_2F(t) \quad (5.2)$$

onde

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}; A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{(k_1+k_3)}{m_1} & \frac{k_1}{m_1} & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_2} & -\frac{(k_1+k_2)}{m_2} & 0 & 0 \end{bmatrix}; B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_2}{m_2} \end{bmatrix} \text{ e } B_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_1} \\ -\frac{1}{m_2} \end{bmatrix}.$$

Os parâmetros adotados no modelo de simulação foram extraídos na bancada de teste construída e estão dispostos na Tab. 5.1.

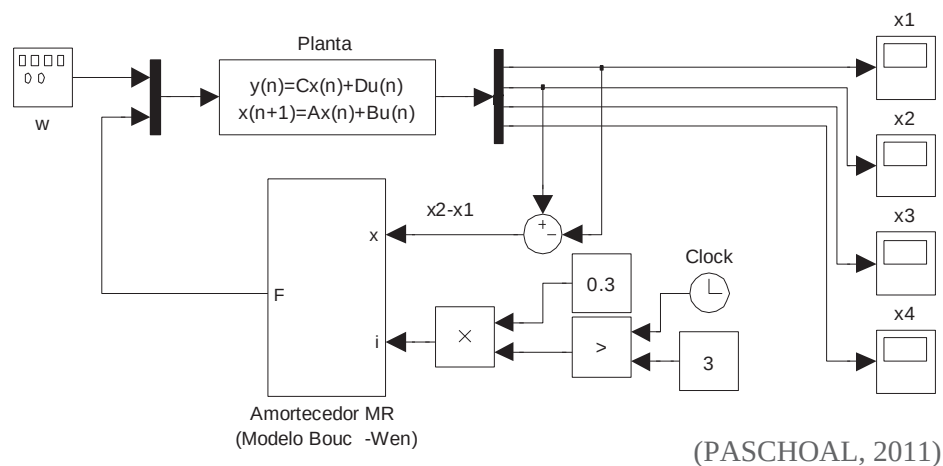
Tabela 5.1 – Parâmetros físicos adotados para o modelo massa-mola de 2 graus de liberdade.

<i>Parâmetros</i>	<i>Valores</i>
m_1	2.95 Kg
m_2	2.95 Kg
k_1	1.5 kN/m
k_2	5.6 kN/m
k_3	3.0 kN/m

Para verificar o comportamento do sistema de controle passivo, assumiu-se uma perturbação $w(t)$ dada por uma função do tipo dente-de-serra², com frequência de 5.5 Hz (próxima à primeira frequência natural do sistema) e amplitude de 0.005 m. Para este tipo de excitação, o sistema dinâmico, representado pela Eq. (5.2) foi simulado durante 7 segundos, sendo as equações discretizadas usando um tempo de discretização de 0.001 segundos.

Na Figura 5.6 abaixo é mostrado o diagrama de blocos do sistema de controle passivo construído³ no *Simulink*[®] para a simulação do sistema descrito pela Eq. (5.2) assumindo $F(t)$ gerada pelo amortecedor MR apresentado no Capítulo 2, Seção 2.3.2.

Figura 5.6 – Diagrama de blocos do sistema de controle passivo com amortecedor MR.



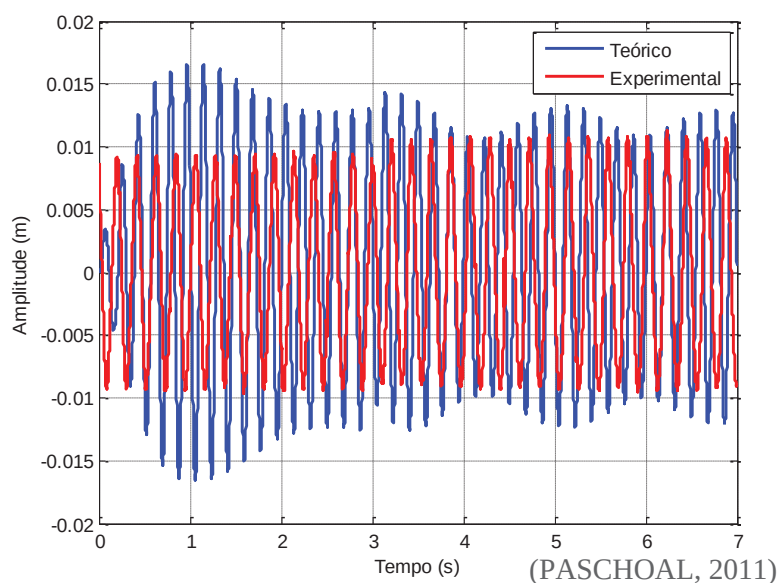
² Com base em ensaios realizados na bancada de testes, verificou-se que o perfil da entrada de perturbação w conferida pelo sistema de acionamento pneumático pôde ser aproximada por uma função do tipo dente-de-serra.

³ Para a simulação do sistema dinâmico (planta) foram utilizadas as seguintes matrizes: A , $B = [B_1 \ B_2]$, $C = I_{4 \times 4}$ e $D = 0$ discretizadas num tempo de 0.001 segundos.

5.3 Resultados Teórico-Experimentais

Com o objetivo de avaliar o controle passivo quando da passagem do sistema mecânico próximo à primeira frequência natural, o sistema pneumático foi posto a operar próximo a 4.5 Hz. Na Figura 5.7 são mostradas as respostas experimental e teórica da massa amortecida, sendo que no tempo 3 segundos foi elevada a corrente de alimentação no amortecedor MR de 0 a 0.3 A.

Figura 5.7 – Respostas teórico e experimental do deslocamento da massa amortecida m_1 .

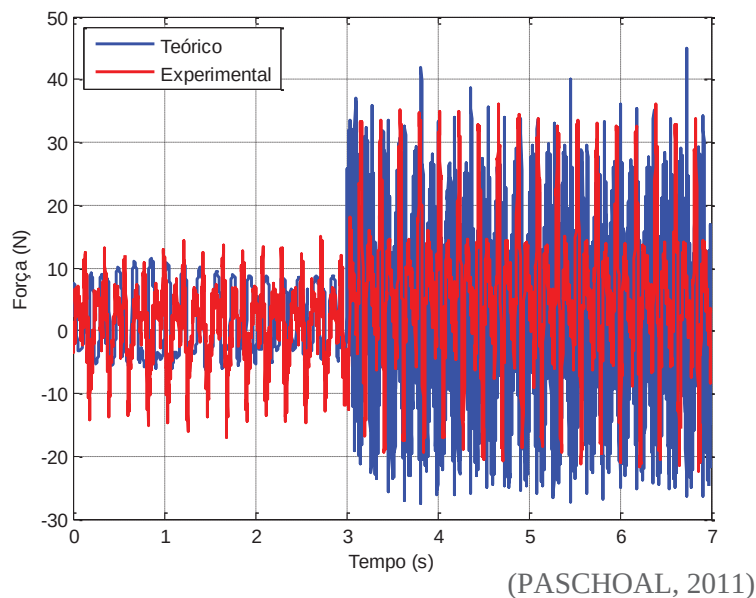


Os resultados apresentados no gráfico da Fig. 5.7 demonstram uma boa aproximação entre resultados experimentais e os resultados teóricos previstos. Alguns desvios de valor na frequência natural e amplitude dos sinais são devidos principalmente a imperfeições no modelo matemático construído, que não considera, por exemplo, o forte atrito existente entre as massas e eixos-guia.

Vale ressaltar que o forte atrito provocado principalmente pela montagem inadequada das massas sobre os eixos-guia e a falta de um sensor de deslocamentos para a massa não-amortecida impossibilitaram a verificação do desempenho do sistema de controle nebuloso semi-ativo. Uma possível solução para esta questão foi abordada por Li et al. (2008) que explorou o conceito de algoritmos genéticos para a otimização não-linear da base de regras de um controlador nebuloso usando como entradas: a velocidade e a aceleração absolutas da massa amortecida m_1 .

O comportamento da força gerada pelo amortecedor MR pode ser verificada na Fig. 5.8 abaixo.

Figura 5.8 – Respostas teórico e experimental da força gerada pelo amortecedor MR.



Pela análise da Fig. 5.8, confirma-se, mais uma vez, a boa aproximação dos resultados teóricos com os obtidos experimentalmente.

De uma maneira geral e à luz dos testes realizados e tendo em vista o propósito de comparar o comportamento do deslocamento da massa amortecida e da força gerada pelo amortecedor MR na passagem pela primeira frequência natural, o sistema de controle passivo implementado revelou-se bastante confiável. As amplitudes das vibrações experimentadas foram significativamente amortecidas quando comparadas ao comportamento do sistema mecânico sem amortecedor. Para o sistema sem controle e no momento da passagem pela primeira natural, o deslocamento da massa amortecida medido pelo sensor LVDT ultrapassou seu curso máximo (50 mm), o que impossibilitou a apresentação destes resultados.

Capítulo 6

Conclusões

Neste trabalho foi apresentada uma metodologia para o problema de controle de vibrações em suspensões veiculares que utilizam amortecedores com fluidos magnetoreológicos (MR) e controladores baseados na lógica nebulosa. Tais controladores têm como objetivo reduzir a complexidade de projeto e implementação numérica, tornando-se a solução para problemas de controle complexos, não prescindindo o conhecimento detalhado dos modelos dos elementos do processo a ser controlado.

Inicialmente, o trabalho ateve-se à questão da modelagem matemática dos amortecedores MR. O objetivo foi descrever o comportamento não-linear intrínseco de dois modelos de amortecedores MR estudados: o primeiro obtido a partir de valores de parâmetros empregados na literatura e utilizado nas simulações numéricas e o segundo derivado de um procedimento de otimização realizado a partir de dados experimentais coletados. Comprovou-se que o procedimento de otimização proposto para a identificação do modelo do amortecedor MR mostrou-se bastante eficaz na identificação dos parâmetros do modelo matemático escolhido para representar o comportamento real do amortecedor MR testado. Além disso, foi apresentado e adotado nas análises numéricas efetuadas, o algoritmo de controle para a limitação da força gerada no amortecedor MR visando reproduzir continuamente a força gerada pela lei de controle ativa.

O trabalho evoluiu para a investigação numérica dos procedimentos teóricos discutidos. Nesta etapa, simulações numéricas foram efetuadas para avaliar a eficiência e a potencialidade dos controladores ótimo e nebuloso projetados. Testes numéricos foram conduzidos com o objetivo de avaliar a ação do controlador nebuloso proposto no domínio do tempo considerando principalmente não linearidades no modelo da planta e variações paramétricas.

Foi avaliado no trabalho um controlador nebuloso projetado intuitivamente que mostrou-se atrativo para o problema em questão. O compensador nebuloso apresentou simplicidade de construção e facilidade de implementação numérica. Mostrou-se

eficiente para o problema em questão e comprovou-se, através dos testes numéricos, características de desempenho e robustez bastante satisfatórias. Sob o ponto de vista teórico, a metodologia de projeto do controlador nebuloso revelou-se acertada e promissora para a solução do problema de controle de vibrações em suspensões veiculares que utilizam amortecedores MR. Experimentos foram elaborados para a confirmação de simulações numéricas efetuadas. Nesta fase, a bancada de testes construída teve os seus parâmetros principais experimentalmente identificados e uma série de ensaios foram realizados para verificar a aproximação entre o modelo experimental e aquele formulado analiticamente.

De uma maneira geral e à luz dos testes numéricos realizados e tendo em vista o propósito de atenuar as vibrações do sistema de suspensão veicular, a metodologia de controle nebuloso apresentada revelou-se bastante eficiente, estável e robusto, permitindo ao sistema estrutural atingir características desejadas de amortecimento e estabilidade, mesmo diante de incertezas nos parâmetros nominais da planta e perturbações produzidas por irregularidades na pista. Tendo em vista o propósito de comparar o comportamento do sistema mecânico construído na passagem pela primeira frequência natural, o sistema de controle passivo implementado com o amortecedor MR revelou-se bastante confiável.

Todos os objetivos, postos inicialmente, foram alcançados e dentre os principais resultados deste trabalho destacam-se: a identificação do modelo matemático de um amortecedor MR comercial e a apresentação de um projeto sistemático para a construção de controladores nebulosos no problema de controle de vibrações em suspensões veiculares que usam amortecedores MR.

Assim, a despeito do sucesso e da eficiência de toda a formulação apresentada, alguns desafios são postos para o futuro, quais sejam:

- i) a formulação e aplicação de estratégia de controle robusto que contemple as características não lineares do problema e as incertezas no modelo da planta;
- ii) utilização de procedimentos de otimização não-linear na base de regras do controlador nebuloso usando entradas como aceleração e deslocamento da massa amortecida e
- iii) avaliação experimental do controlador nebuloso proposto para o problema de controle de vibrações em suspensões veiculares que utilizam amortecedores MR;

Referências

- ABREU, G. L. C. M. *Projeto robusto H_∞ aplicado no controle de vibrações em estruturas flexíveis com materiais piezelétricos incorporados*. 2003. Tese (Doutorado)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2003
- ALLEYNE, A.; HEDRICK, J. K. Nonlinear control of a quarter car active suspension. *Proc. American Control Conference*, Chicago, v. 1, p. 21-25, 1992.
- BASTOW, D.; HOWARD, G. *Car suspension and handling*. 3. ed. London: Pentech, 1993. p. 232–250.
- BEGOVICH, O.; SANCHES, E. N.; MALDONADO, M. T-S scheme for trajectory tracking of an under-actuated robot. *IEEE International Fuzzy Systems Conference*, San Antonio, v. 2, p. 798-803, 2000.
- BRAAE, M.; RUTHERFORD, D. Theoretical and linguistic aspects of the fuzzy logic controller. *Automatica*, Elmsford, v. 15, p. 553-577, 1979.
- CHIOU, J. S.; LIU, M. T. Using fuzzy logic controller and evolutionary genetic algorithm for automotive active suspension system. *International Journal of Automotive Technology*, Heidelberg, v. 10, n. 6, p. 703-710, 2009.
- CRAFT, M. J. *Design optimization of magneshocktm magnetorheological shock absorbers and development of fuzzy logic control algorithms for semi-active vehicle suspensions*. 2003. Tese (Doutorado)- Graduate Faculty, North Carolina State University, Raleigh, 2003.
- CRIVELLARO, C. *Controle robusto de suspensão semi-ativa para caminhonetes utilizando amortecedores magneto-reológicos*. 2008. 269 f. Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo- USP, São Paulo, 2008.
- CROSBY, M.; KARNOPP, D. C. *The active damper: A new concept for shock and vibration control*. *Shock Vibration Bulletin*, Washinton, n. 43, p. 119–133, 1973

DONG, X.; YU, M.; LIAO, C.; CHEN, W. Comparative research on semi-active control strategies for magneto-rheological suspension. *Nonlinear Dynamics*, Dordrecht, v. 59, n. 3, p. 433-453, 2010. ISSN 1573-269X.

DRIANKOV, D.; HELLENDORF, H.; REINFRANK, M. *An introduction to fuzzy control*. 2. ed. Heidelberg: Springer-Verlag, 1996 v.26, n.7, p.1497-1508

DYKE, S. J.; SPENCER, B. F.; CARLSON, J. D. "Seismic response reduction using magneto-rheological dampers". In: WORLD CONGRESS INTERNATIONAL FEDERATION OF AUTOMATIC CONTROL- IFAC, 13., 1996, San Francisco, 1996. p. 145-150.

DYKE, S. J.; SPENCER, B. F.; SAIN, M. K.; CARLSON, J. D. Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction. *Smart Materials and Structures*, Temple Back, v. 5, p. 565-575. 1996.

DYKE, S. J. *Acceleration feedback control strategies for active and semi-active control systems: modeling, algorithm development, and experimental verification*. 1996. 274 f. Tese (Doutorado)- Department of Civil Engineering and Geological Sciences, University of Notre Dame, Notre Dame, 1996.

EHRGOTT, R. C.; MASRI, S. F. Modelling of oscillatory dynamic behavior of electrorheological materials in shear. *Smart Materials and Structures*, New York, v. 4, p. 275-285, 1992.

FERRARA, N. F.; PRADO, C. P. C. *Caos: uma introdução*. São Paulo: Edgar Blucher, p. 402, 1994.

FODOR, M.; REDFIELD, R. C. Resistance control semi-active damping Performance. *ASME-Dynamic Systems and Control Division*, New York, v. 56, n. 86, p. 161-169. 1995.

FRANKLIN, G.F.; POWELL, J.D.; WORKMAN M. *Digital control of dynamic system*. 3. ed. Reading: Addison Wesley Longman, 1998. p. ISBN 0-201-82054-4.

FUJITECH, F. *FLEX-8800 series elevator group control system*. Osaka: Fujitec, 1988.

GAMOTA, D. R.; FILISKO, F. E. Dynamic mechanical studies of electrorheological materials: moderate frequencies. *Journal of Rheology*, New York, v. 35, p. 399–425. 1991.

GASPAR, P.; SAZASZI, I.; BOKOR, J. Active suspension design using linear parameter varying control. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, [S.l.], v. 1, n. 2, p. 206-221. 2003.

GUCKENHEIMER, J.; HOLMES, P. *Nonlinear oscillators, dynamical systems and bifurcations of vector fields*. Cambridge: Cambridge University, 1983 p.133-160

KARLSSON, N.; RICCI, M.; HROVAT, D.; DAHLEH, M. A suboptimal nonlinear active suspension. *Proc. American Control Conference*, Chicago, v. 3, p. 4036-4040, 2000.

KASAI, Y.; MORIMOTO, Y. Electronically controlled continuously variable transmission. In: 2nd INTERNATIONAL CONGRESS ON TRANSPORTATION ELECTRONICS, 1988, [S.l.],. *Proceedings...* [S.l.: s.n.], 1988. p.33-42

KAWABE, T.; ISOBE, O.; WATANABE, Y.; HANBA, S.; MIYASATO, Y. New semi-active suspension controller design using quasi-linearization and frequency shaping. *Control Engineering Practice*, Oxford, v. 6, n. 10, p. 1183-1191, 1998.

KLINGER, D. L.; COOPERRIDER, N. K.; HEDRICK, J. K.; WHITE, R. C.; CILZADO, A.; SAYERS, M. E WORMLEY, D. Guideway vehicle cost reduction. In: NATIONAL technical information service reports DT-TST. Alexandria: Alexandria Edição, 1976. p. 75-95. 1976. part 2.

KO, J. M.; NI, Y. Q.; CHEN, Z. Q.; SPENCER, B. F. Implementation of MR dampers to dongting lake bridge for cable vibration Mitigation. In: WORLD CONFERENCE ON STRUCTURAL CONTROL, 3., 2003, Como. CONFERENCE... Como: [s.n.], 2003. v. 3, p. 767-775. 2003.

LAI, C. Y.; LIAO, W. H. Vibration control of a suspension system via a magnetorheological fluid damper. *Journal of Vibration and Control*, Thousand Oaks, v. 8, n. 4, p. 527-547. 2002.

LAM, H. F.; LIAO, W. H. Semi-active control of automotive suspension systems with magneto-rheological dampers. *International. Journal of Vehicle Design*, Jersey, v. 33, n. 1-3, p. 50-75. 2003.

LAUWERYS, C.; SWEVERYS, J.; SAS, P. Linear control of car suspension using nonlinear actuator control. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON NOISE AND VIBRATION- ISMA, 2002, Leuven. *Proceedings...* Leuven: Leuven, 2002. p. 55-62

LI, R.; CHEN, W. M.; YU, M.; LIU, D. K. Fuzzy intelligent control of automotive vibration via magneto-rheological damper. In: CONFERENCE ON CYBERNETICS AND INTELLIGENT SYSTEMS, 4., 2004, Singapore. *Proceedings...* Singapore: IEEE, 2004. p. 503-507.

LI, Z.; YANG, Y.; GONG, X.; LIN, Y.; LIU, G. Fuzzy control of the semi-active suspension with MR damper based on μ GA. In: IEEE VEHICLE POWER AND PROPULSION CONFERENCE, 2008, Harbin. CONFERENCE... Harbin: Harbin, 2008. p. 1-6.

LIMA, A. M. G. *Modelagem numérica e avaliação experimental de materiais viscoelásticos aplicados ao controle passivo de vibrações mecânicas*. 2003. Dissertação (Mestrado)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

MAMDANI, E. H. Application of fuzzy algorithms for simple dynamic plant. *Proceedings of the IEE*, [S.l.], v. 121, n. 12, p. 1585-1588, 1974.

MAMDANI, E.H. Advances in the linguistic synthesis of fuzzy controllers. *International Journal of Man-Machine Studies*, London, v. 8, p. 669-678. 1976.

MARGOLIS, D. L.; HROVAT, D. Semi-active heavy and pitch control of a high speed tracked air cushion vehicle. In: INTERSOCIETY TRANSPORTATION CONFERENCE, 1., 1976, Los Angeles. CONFERENCE... Los Angeles: Los Angeles, 1976. p. 41-49.

MILLER, L. R.; NOBLES, C. M. *The design and development of a semi-active suspension for military tank*. [S.l.]: SAE International, 1988. (Paper, 881133). DOI: 10.4271/881133

MIRAIKAN, [S,i] , [S,i], 2011?.

NGUYEN, L. H.; PARK, S.; TURNIP, A.; HONG, K. S. Application of LQR control theory to the design of modified skyhook control gains for semi-active suspension systems. In: INTERNATIONAL JOINT CONFERENCE- ICROS-SICE, 1., 2009, Japan. CONFERENCE... Japan: Japan, 2009. p. 4698-4703.

OHSAKU, S.; NAKAYAMA, T.; KAMIMURA, I.; MOTOZONO, Y. Nonlinear H_∞ control for semi-active suspension. *JSAE Review*, [S.l.], v. 20, n. 4, p. 447-452, 1999.

PARKER, T. S.; CHUA, L. O. *Practical numerical algorithms for chaotic systems*. New York: Springer-Verlag, 1989. p. 501-503.

PICADO, R. M. *Controle semi-ativo em suspensões automotivas*. 1998.. Dissertação (Mestrado)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas- UNICAMP, 1998.

RAO, M. V. C.; PRAHLAD, V. A tunable fuzzy logic controller for vehicle-active suspension systems. *Fuzzy Sets and Systems*, Amsterdam, v. 85, p. 11-21, 1997.

RASHID, M. M.; RAHIM, N. A.; HUSSAIN, M. A.; RAHMAN, M. A. Analysis and experimental study of magnetorheological-based damper for semi-active suspension system using fuzzy hybrids. *IEEE Transaction on Industry Applications*, [S.l.], v. 47, n. 2, p. 1051-1059, 2011,

REGAZZI, R. D.; XIMENES, G. M. *A importância da avaliação da vibração no corpo humano*. Rio de Janeiro: 3R Brasil Tecnologia Ambiental- INMETRO, 2000 p. 1-9.

SOUSA, M. A. T.; MADRID, M. K. Controlador nebuloso com sintonia automática por algoritmos genéticos aplicado a manipuladores robóticos. In: SIMPÓSIO BRASILEIRO DE AUTOMAÇÃO INTELIGENTE- SBAI, 4., 1999, São Paulo. *Proceedings...* São Paulo: [s.n.], 1999. p. 188-193.

SOUZA, M. A. T. *Otimização de controladores nebulosos de takagi-sugeno utilizando algoritmos genéticos*. 2000. Dissertação (Mestrado)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas- Unicamp, 2000.

SPENCER, B. F.; DYKE, S. J.; SAIN M. K.; CARLSON, J. D. Phenomenological model of a magneto-rheological damper. *Journal of Engineering Mechanics*, New York, v. 122, n. 3, p. 1-23 1996.

SRINIVASAN A. V.; MCFARLAND D. M. *Smart structures: analysis and design*. Cambridge: Cambridge University, 2001. 228 pp

STANWAY, R.; SPROSTON, J. L.; STEVENS, N. G. Non-linear modelling of an electrorheological vibration damper. *Journal Electrostatics*, Amsterdam, v. 20, p. 167–184, 1987.

STONE, R.; BALL, J. K. *Automotive engineering fundamentals*. Warrendale: SAE INTERNATIONAL, 2004. 594p.

STUTZ, L. T. *Síntese e análise de uma suspensão semi-ativa magneto-reológica baseada na abordagem de controle com estrutura variável*. 2005. 181 f. Tese (Doutorado)- Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-graduação e Pesquisa de Engenharia - COPPE-UFRJ, Rio de Janeiro, 2005

TAKAGI, T.; SUGENO, M. Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, [S.l.], v. 15, n. 1, p. 116-132. 1985.

TANAKA, K.; SUGENO, M. Stability analysis and design of fuzzy control systems. *Fuzzy Sets and Systems*, Amsterdam, v. 45, n. 2, p. 135-156, 1992.

TONG, R. M. Analysis and control of fuzzy systems using finite discrete relations. *International Journal of Control*, [S.l.], v. 27, n. 3, p. 431-440, 1978

TSOUKALAS, L. H.; UHRIG, R .E. *Fuzzy and neural approach in engineering*. New York; John Wiley & Sons, 1996. 786 p.

TUSSET, A. M. 2008. Tese (Doutorado)- Escola de Engenharia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul- UFRS, Porto Alegre, 2008.

TYAN, F. H_{∞} -PD controller for suspension systems with MR dampers. In: IEEE CONFERENCE ON DECISION AND CONTROL, 47., 2008, Mexico. *Proceedings...* Mexico: [s.n.], , 2008. p. 4408-4413.

YAGSHITA, O.; ITOH, O.; SUGENO, M. Application of fuzzy reasoning to water purification process. In: YAGSHITA, O.; ITOH, O.; SUGENO, M. *Industrial applications of fuzzy control*. Amsterdam: Amsterdam, 1985. p. 19-40. 1985

YASUNOBU, S.; HASEGAWA, T. Automatic train operation by predictive fuzzy control. In: YASUNOBU, S.; HASEGAWA. *Industrial applications of fuzzy control*. Amsterdam: Amsterdam, 1985. , p. 1-18.

YOSHIOKA, H.; RAMALLO, J. C.; SPENCER JUNIOR, B. F. Smart base isolation strategies employing magneto-rheological dampers. *Journal of Engineering Mechanics*, New York, p. 540-551, may2002. DOI

WANG. X.; GORDANINEJAD, F. Flow analysis of field controllable, electro and magneto-rheological fluids using herchel-bulkley model. *Journal of Intelligent Materials, Systems and Structures*, Lancaster, v. 10, n. 8, p. 601-608, 1999

WINSLOW, W.M. *Method and means for translating electrical impulses into mechanical force*, 1947. US Patent No. 2417850, 25 mar 1947.

ZADEH, L. A. Fuzzy Sets. *Information and Control*, Maryland Heights, v. 8, n. 3, p. 338-353, 1965.