

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Modelagem de uma suspensão veicular com
elementos não lineares e comparação de seu
desempenho com um modelo semi-ativo**

Autor: **Daniel da Silva Motta**

Orientador: **Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri**

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL**

Modelagem de uma suspensão veicular com elementos não lineares e comparação de seu desempenho com um modelo semi-ativo

Autor: **Daniel da Silva Motta**

Orientador: **Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri**

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado acadêmico apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2005
S.P. – Brasil

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Modelagem de uma suspensão veicular com elementos não lineares e comparação de seu desempenho com um modelo semi-ativo

Autor: **Daniel da Silva Motta**

Orientador: **Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri**

Co-orientador:

**Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri, Presidente
FEM - UNICAMP**

**Prof. Dr. Paulo Sergio Graziano Magalhães
FEAGRI - UNICAMP**

**Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
FEM - UNICAMP**

Campinas, 16 de fevereiro de 2005

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

M858m Motta, Daniel da Silva
Modelagem de uma suspensão veicular com
elementos não lineares e comparação de seu desempenho
com um modelo semi-ativo / Daniel da Silva Motta. --
Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: Douglas Eduardo Zampieri.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Automóveis – Molas e suspensão. 2. Mecânica
não-linear. 3. Automóveis. I. Zampieri, Douglas
Eduardo. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and
performance comparison to a semi-active model.

Palavras-chave em Inglês: Automobiles suspension, Nonlinear mechanics e
Automobiles

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Paulo Sergio Graziano Magalhães e Pablo Siqueira
Meirelles

Data da defesa: 16/02/2005

Dedicatória:

Este trabalho é dedicado à minha família e a todos os meus amigos.

Agradecimentos

Para que este trabalho fosse terminado foi de fundamental importância o apoio e participação de diversas pessoas que contribuíram direta ou indiretamente nesta etapa da minha vida. A todas elas presto minha homenagem:

Aos meus pais Renato Motta e Nelba Motta pelo incentivo em todos os momentos da minha vida e por estarem sempre ao meu lado.

A minha esposa Aline Cavalcante por todo o amor, carinho, compreensão e dedicação demonstrando ser a pessoa certa para trilhar um longo caminho ao meu lado.

A minha linda filha, Isabel Motta, que veio ao mundo para encher de alegria e amor a vida de seus pais.

Aos meus irmãos Alexandre Motta e Gustavo Motta pela amizade e pelos conselhos que me fizeram persistir na conclusão desta importante etapa.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri, que me direcionou de maneira bastante franca e paciente para que este trabalho se tornasse prazeroso, apesar das dificuldades encontradas. Seus ensinamentos e principalmente seu apoio me guiaram para uma formação profissional e também pessoal mais completa.

Ao SENAI DR BA unidade CIMATEC, em especial a Leone Peter Andrade, que me apoiou e possibilitou finalizar este mestrado, dando todas as condições possíveis para o desenvolvimento desta dissertação.

A CAPES pelo apoio prestado na conclusão deste trabalho e pelo período em que me foi concedido bolsa de estudo.

A todos os professores e colegas do Departamento de Mecânica Computacional, em especial a Alex, José Fábio, Ubatan, Antônio Fernando e Marco Antônio que dividiram um espaço e que acabaram se transformando na minha família no período que estivemos morando em Campinas.

A todos os meus amigos e colegas de trabalho, que ajudaram de forma direta ou indireta.

*“Nós poderíamos ser muito melhores
se não quiséssemos ser tão bons”
(Freud)*

Resumo

MOTTA, Daniel da Silva, *Modelagem de uma suspensão veicular com elementos não lineares e comparação de seu desempenho com um modelo semi-ativo*, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005. 115 p. Dissertação (Mestrado)

Este trabalho analisa e compara sistemas semi-ativos de controle de suspensões veiculares com um sistema passivo não-linear. O modelo matemático do sistema de suspensão, detalhado nesta dissertação, tem sete graus de liberdade, de modo a representar um veículo completo com suas quatro rodas. As duas leis de controle semi-ativas utilizadas foram baseadas na teoria do *skyhook*, sendo que em uma destas leis, o coeficiente de amortecimento varia continuamente (semi-ativa CVD) e, na outra, este coeficiente pode assumir um valor máximo ou um valor mínimo (semi-ativa ON-OFF). Para a análise dos sistemas foi desenvolvido um programa usando a ferramenta computacional SIMULINK, programa que permite a avaliação de diversas situações de sistemas veiculares. Os resultados evidenciam uma alternância de melhor desempenho entre os sistemas passivo não linear, semi-ativo ON-OFF e semi-ativo CVD, sendo que para uma avaliação mais detalhada do desempenho dos sistemas semi-ativos se faz necessária uma otimização dos parâmetros utilizados nas leis de controle. Neste trabalho fica bastante evidente a importância de se considerar o comportamento não linear do conjunto amortecedor e mola no sistema passivo.

Palavras Chave

- Automóveis – Molas e suspensão, Mecânica não-linear, Automóveis.

Abstract

MOTTA, Daniel da Silva, Modeling of a vehicle suspension with non linear elements and performance comparison to a semi-active model, Campinas,,: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 115 p. Dissertação (Mestrado)

This work describes the analysis and comparison of a vehicle suspension semi-active controlled to a non linear passive system. The mathematic model of a suspension system, detailed in this work, has seven degrees of freedom in order to represent a full vehicle system. The two semi-active control laws used in this work are based on the skyhook theory. In the first one the damping coefficient is continuously variable (semi-active CVD) and, in the second one the damping coefficient can assume a maximum or a minimum value (semi-active ON-OFF). To analyze the systems, it was developed a program using the SIMULINK computational tool. This program can evaluate different situations of vehicle suspension systems. The results show that the non linear passive system, semi-active ON-OFF and semi-active CVD alternate the better performance. To have a better understanding of semi-active performance, an optimization of the parameters used in the control laws is needed. This work also explains the importance of considering the non linear behavior of passive systems elements.

Key Words

- Automobiles suspension, Nonlinear mechanics e Automobiles.

Sumário

<i>Lista de Figuras</i>	<i>xiii</i>
<i>Lista de Tabelas</i>	<i>xv</i>
<i>Nomenclatura</i>	<i>xvi</i>
<i>Introdução</i>	<i>1</i>
<i>Revisão da Literatura</i>	<i>5</i>
2.1 - Introdução	5
2.2 - Desenvolvimento	6
<i>Modelagem Matemática</i>	<i>31</i>
3.1 – Modelo Veicular	31
3.2 – Não linearidade da mola	40
3.3 – Não linearidade do amortecedor	43
3.4 – Teoria do skyhook	46
3.5 – Leis de controle	47
3.5.1 – Lei de controle CVD	52
3.5.2 – Lei de controle ON-OFF	54
<i>Resultados</i>	<i>57</i>
4.1 – Excitações do sistema	57
4.1.1 – Excitações Senoidais	58
4.1.2 – Excitações Transientes	59
4.2 – Comparações entre os sistemas passivo, semi-ativo ON-OFF e semi-ativo CVD	61
4.2.1 – Deslocamento vertical da carroceria do veículo	63
4.2.2 – Ângulo Pitch	64
4.2.3 – Ângulo Roll	66
4.2.4 – Aceleração vertical do veículo	67
4.2.5 – Aceleração angular Pitch	69
4.2.6 – Aceleração angular Roll	70
4.2.7 – Deslocamento vertical do eixo	71
4.2.8 – Espaço de Trabalho da Suspensão	73
4.2.9 – Contato Pneu x Via	75
<i>Conclusões e Perspectivas Futuras</i>	<i>81</i>
<i>Referências Bibliográficas</i>	<i>85</i>

Anexos	91
A.1 – Modelagem Computacional (Matlab)	91
A.1.1 Programa “lombada10”	91
A.1.2 Programa “dadosdosistema”	93
A.2 – Modelagem Computacional (Simulink)	101
A.2.1 Tela inicial da simulação	101
A.2.1 Representação dos perfis das vias	102
A.2.3 Bloco “Simulação do Sistema Veicular”	103
A.2.4 Bloco “Mola Não-linear”	104
A.2.5 Bloco “Amortecedor Não-linear”	105
A.2.6 Bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (CVD)”	107
A.2.7 Bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (ON-OFF)”	109
A.3 – Comparação Sistema Passivo Linear e Não Linear	111
A.3.1 – Curvas Características	111
A.3.2 – Comparação dos Sistemas	112

Lista de Figuras

<i>Figura 3.1: Modelo veicular completo (full vehicle)</i>	31
<i>Figura 3.2: Curva característica da mola não linear</i>	42
<i>Figura 3.3: Curva característica do amortecedor não linear</i>	45
<i>Figura 3.4: Modelo de ¼ de veículo – skyhook ideal</i>	46
<i>Figura 3.5: Modelo de ¼ de veículo – sistema real</i>	46
<i>Figura 3.6: Amortecimento do deslocamento vertical com um amortecedor skyhook</i>	48
<i>Figura 3.7: Amortecimento do ângulo pitch com um amortecedor skyhook</i>	49
<i>Figura 3.8: Amortecimento do ângulo roll com um amortecedor skyhook</i>	50
<i>Figura 4.1: Excitação senoidal ($\omega=9$ rad/s) das quatro rodas</i>	58
<i>Figura 4.2: Excitação senoidal ($\omega=150$ rad/s) das quatro rodas</i>	59
<i>Figura 4.3: Excitação degrau ($v=10$ m/s) das quatro rodas</i>	60
<i>Figura 4.4: Excitação lombada ($v=10$ m/s) das quatro rodas</i>	60
<i>Figura 4.5: Evolução do coeficiente de amortecimento no sistema passivo não linear</i>	61
<i>Figura 4.6: Evolução do coeficiente de amortecimento no sistema semi-ativo ON-OFF</i>	62
<i>Figura 4.7: Evolução do coeficiente de amortecimento no sistema semi-ativo CVD</i>	62
<i>Figura 4.8: Deslocamento vertical da carroceria à excitação lombada</i>	63
<i>Figura 4.9: Densidade Espectral de Potência do deslocamento vertical da carroceria à excitação lombada</i>	64
<i>Figura 4.10: Ângulo Pitch à excitação seno de 150rad/s</i>	65
<i>Figura 4.11: Densidade Espectral de Potência do Ângulo Pitch à excitação seno de 150rad/s</i>	65
<i>Figura 4.12: Ângulo Roll à excitação degrau</i>	66
<i>Figura 4.13: Densidade Espectral de Potência do Ângulo Roll à excitação degrau</i>	67
<i>Figura 4.14: Aceleração Vertical do Veículo à excitação degrau</i>	68
<i>Figura 4.15: Densidade Espectral de Potência da Aceleração Vertical do Veículo à excitação degrau</i>	68
<i>Figura 4.16: Aceleração Angular Pitch à excitação lombada</i>	69
<i>Figura 4.17: Densidade Espectral de Potência da Aceleração Angular Pitch à excitação lombada</i>	70
<i>Figura 4.18: Aceleração Angular Roll à excitação seno de 9 rad/s</i>	70
<i>Figura 4.19: Densidade Espectral de Potência da Aceleração Angular Roll à excitação seno de 9 rad/s</i>	71
<i>Figura 4.20: Deslocamento Vertical do Eixo à excitação seno de 9 rad/s</i>	72
<i>Figura 4.21: Densidade Espectral do Deslocamento Vertical do Eixo à excitação seno de 9 rad/s</i>	72
<i>Figura 4.22: Espaço de Trabalho da Suspensão à excitação seno de 150 rad/s</i>	74
<i>Figura 4.23: Densidade Espectral do Espaço de Trabalho da Suspensão à excitação seno de 150 rad/s</i>	74
<i>Figura 4.24: Carro em um plano inclinado</i>	75
<i>Figura 4.25: Contato Pneu-Via à excitação degrau</i>	76
<i>Figura 4.26: Densidade Espectral de Potência do Contato Pneu-Via à excitação degrau</i>	77
<i>Figura A.2.1: Tela inicial da simulação no SIMULINK</i>	101
<i>Figura A.2.2: Blocos do perfil da via para velocidade do veículo de 10 m/s</i>	102
<i>Figura A.2.3: Bloco “Simulação do Sistema Veicular”</i>	103
<i>Figura A.2.4: Sistema do bloco “Simulação do Sistema Veicular”</i>	103
<i>Figura A.2.5: Bloco “Mola Não-linear”</i>	104
<i>Figura A.2.6: Cálculo da não linearidade da mola</i>	104
<i>Figura A.2.7: Determinação do K da mola dianteira direita</i>	105
<i>Figura A.2.8: Bloco “Amortecedor Não-linear”</i>	105

<i>Figura A.2.9: Cálculo da não linearidade do amortecedor</i>	106
<i>Figura A.2.10: Determinação do B do amortecedor dianteiro esquerdo</i>	107
<i>Figura A.2.11: Bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (CVD)”</i>	107
<i>Figura A.2.12: Cálculo da variação (CVD) do coeficiente de amortecimento</i>	108
<i>Figura A.2.13: Determinação do B do amortecedor traseiro direito</i>	109
<i>Figura A.2.14: Bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (ON-OFF)”</i>	109
<i>Figura A.2.15: Cálculo da variação (ON-OFF) do coeficiente de amortecimento</i>	110
<i>Figura A.2.16: Determinação do B do amortecedor traseiro esquerdo</i>	110
<i>Figura A.3.1: Curvas características dos amortecedores (comparação linear x não linear)</i>	111
<i>Figura A.3.2: Curvas características das molas (comparação linear x não linear)</i>	112
<i>Figura A.3.3: Deslocamento vertical da carroceria (linear x não linear) à excitação seno de 9 rad/s</i>	112
<i>Figura A.3.4: Ângulo Pitch (linear x não linear) à excitação lombada</i>	113
<i>Figura A.3.5: Ângulo Roll (linear x não linear) à excitação seno de 150 rad/s</i>	114
<i>Figura A.3.6: Aceleração vertical da carroceria (linear x não linear) à excitação degrau</i>	114
<i>Figura A.3.7: Contato pneu-via (linear x não linear) à excitação degrau</i>	115

Lista de Tabelas

Tabela 4.1: Melhor desempenho entre os sistemas analisados _____ 77

Nomenclatura

Letras Latinas

M_s	- Massa da carroceria do veículo	[kg]
K_{sfl}	- Coeficiente de rigidez da mola dianteira esquerda	[N/m]
K_{sfr}	- Coeficiente de rigidez da mola dianteira direita	[N/m]
K_{srl}	- Coeficiente de rigidez da mola traseira esquerda	[N/m]
K_{srr}	- Coeficiente de rigidez da mola traseira direita	[N/m]
K_u	- Coeficiente de rigidez dos quatro pneus	[N/m]
k	- Coeficiente de rigidez da mola, independente do pneu analisado	[N/m]
B_{sfl}	- Coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro esquerdo	[N.s/m]
B_{sfr}	- Coeficiente de amortecimento do amortecedor dianteiro direito	[N.s/m]
B_{srl}	- Coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro esquerdo	[N.s/m]
B_{srr}	- Coeficiente de amortecimento do amortecedor traseiro direito	[N.s/m]
a	- Distância entre a frente e o C.G. do veículo	[m]
b	- Distância entre a traseira e o C.G. do veículo	[m]
Z	- Deslocamento vertical da carroceria do veículo	[m]
Z_{ufl}	- Deslocamento vertical do eixo dianteiro esquerdo	[m]
Z_{ufr}	- Deslocamento vertical do eixo dianteiro direito	[m]
Z_{url}	- Deslocamento vertical do eixo traseiro esquerdo	[m]
Z_{urr}	- Deslocamento vertical do eixo traseiro direito	[m]
Z_{rfl}	- Irregularidade no terreno no pneu dianteiro esquerdo	[m]
Z_{rfr}	- Irregularidade no terreno no pneu dianteiro direito	[m]
Z_{rrl}	- Irregularidade no terreno no pneu traseiro esquerdo	[m]

z_{rrr}	- Irregularidade no terreno no pneu traseiro direito	[m]
I_{yy}	- Momento de inércia - eixo <i>pitch</i>	[kg.m ²]
I_{xx}	- Momento de inércia - eixo <i>roll</i>	[kg.m ²]
w	- Largura do veículo	[m]
M_{ufl}	- Massa do eixo dianteiro esquerdo	[kg]
M_{ufr}	- Massa do eixo dianteiro direito	[kg]
M_{url}	- Massa do eixo traseiro esquerdo	[kg]
M_{urr}	- Massa do eixo traseiro direito	[kg]
A	- Matriz de dimensão 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema	
Z	- Matriz de dimensão 14x5 que representa a Excitação do Sistema	
C	- Matriz de dimensão 14x14 que correlaciona as saídas e as variáveis de estado	
$x(t)$	- Vetor de dimensão 14x1 com as variáveis de estado	
$y(t)$	- Vetor de dimensão 14x1 com respostas das equações de estado	
$z(t)$	- Vetor de dimensão 5x1 com os distúrbios da via	
aa	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (constante)	
ab	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (função de K_{sfr})	
ac	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (função de K_{sfl})	
ad	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (função de K_{srr})	
ae	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (função de K_{srl})	
af	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (função de B_{sfr})	
ag	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (função de B_{sfl})	
ah	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (função de B_{srr})	
ai	- Matriz 14x14 que representa a Dinâmica do Sistema (função de B_{srl})	
C_{pf}	- Coeficiente de amortecimento estático das rodas dianteiras	[N.s/m]
C_{pr}	- Coeficiente de amortecimento estático das rodas traseiras	[N.s/m]
f_s	- Força de amortecimento do <i>skyhook</i> ideal – modelo ¼ de veículo	[N]

C_s	- Coefic. de amortecimento do <i>skyhook</i> ideal – modelo ¼ de veículo	[N.s/m]
y_s	- Deslocamento vertical da carroceria – modelo ¼ de veículo	[m]
f_p	- Força de amortecimento do <i>skyhook</i> real – modelo ¼ de veículo	[N]
b_s	- Coefic. de amortecimento do <i>skyhook</i> real – modelo ¼ de veículo	[N.s/m]
y_u	- Deslocamento vertical do eixo – modelo ¼ de veículo	[m]
$f_{s,h}$	- Força do <i>skyhook</i> referente ao deslocamento da carroceria	[N]
$C_{s,h}$	- Coeficiente do <i>skyhook</i> referente ao deslocamento da carroceria	[N.s/m]
$C_{c,h}$	- Coeficiente crítico referente ao deslocamento da carroceria	[N.s/m]
$f_{s,p}$	- Força do <i>skyhook</i> referente ao ângulo <i>pitch</i>	[N]
$C_{s,p}$	- Coeficiente do <i>skyhook</i> referente ao ângulo <i>pitch</i>	[N.s/m]
$C_{c,p}$	- Coeficiente crítico referente ao ângulo <i>pitch</i>	[N.s/m]
$f_{s,r}$	- Força do <i>skyhook</i> referente ao ângulo <i>roll</i>	[N]
$C_{s,r}$	- Coeficiente do <i>skyhook</i> referente ao ângulo <i>roll</i>	[N.s/m]
$C_{c,r}$	- Coeficiente crítico referente ao ângulo <i>roll</i>	[N.s/m]
C_{\max}	- Coeficiente máximo do <i>skyhook</i>	[N.s/m]
C_{\min}	- Coeficiente mínimo do <i>skyhook</i>	[N.s/m]
$C_{s,fr}$	- Coeficiente do <i>skyhook</i> do amortecedor dianteiro direito	[N.s/m]
$C_{s,fl}$	- Coeficiente do <i>skyhook</i> do amortecedor dianteiro esquerdo	[N.s/m]
$C_{s,rr}$	- Coeficiente do <i>skyhook</i> do amortecedor traseiro direito	[N.s/m]
$C_{s,rl}$	- Coeficiente do <i>skyhook</i> do amortecedor traseiro esquerdo	[N.s/m]
$P_{carroceria}$	- Peso da carroceria no pneu analisado	[N]
P_{eixo}	- Peso do eixo no pneu analisado	[N]
F_{mola}	- Força da mola no pneu analisado	[N]
N_r	- Força normal do eixo traseiro no plano inclinado	[N]
P_{M_s}	- Peso da carroceria do veículo	[N]

N_f - Força normal do eixo dianteiro no plano inclinado [N]

Letras Gregas

θ - Ângulo *Pitch* [rad]

φ - Ângulo *Roll* [rad]

δ - Ângulo do plano inclinado [rad]

Capítulo 1

Introdução

O desenvolvimento de leis de controle para suspensões inteligentes tem sido objeto de pesquisa nas últimas décadas. Estes sistemas são basicamente solicitados a prover um alto nível de conforto veicular, mantendo a habilidade em proporcionar segurança aos passageiros do veículo.

Os principais sistemas estudados podem ser divididos entre os sistemas ativos e os semi-ativos. Os sistemas ativos geralmente são representados por um atuador que, com uma lei de controle associada, substitui de maneira eficaz, do ponto de vista do conforto veicular, o amortecedor e a mola do sistema passivo. Os sistemas semi-ativos controlam apenas os elementos dissipativos, nos quais a lei de dissipação pode ser ativamente modulada. Estes sistemas, teoricamente, apresentam desempenho, em termos de conforto veicular, similar aos sistemas completamente ativos, com custos mais baixos, menor peso do sistema de controle e menor demanda de energia.

Por sua vez, os sistemas de suspensões passivas são ainda bastante competitivos, devido à sua relativa simplicidade, confiabilidade, pelos menores custos envolvidos e por não necessitar de uma fonte de energia. Porém, o desempenho deste sistema do ponto de vista do conforto veicular se mostra teoricamente inferior ao obtido com controladores ativos e semi-ativos.

A maioria das pesquisas realizadas nesta área indica que os sistemas controlados, ativos ou semi-ativos, agregam valor ao sistema, principalmente, por apresentarem um melhor desempenho em termos de conforto para os passageiros. O problema levantado nesta dissertação é que estas pesquisas geralmente comparam os sistemas ativos ou semi-ativos com sistemas passivos que apresentam características de mola e amortecedores lineares. No entanto, sabe-se que tais componentes passivos têm um comportamento não linear, o que já representa um ganho

relativamente alto para o desempenho do sistema veicular, tanto em relação ao conforto como em relação à segurança.

Este trabalho se propõe a verificar, utilizando um modelo de sete graus de liberdade (*full vehicle*), os benefícios reais de leis de controle semi-ativas (ON-OFF e CVD), quando comparadas com um sistema passivo, considerando neste, a dinâmica não linear dos componentes mola e amortecedor.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica de trabalhos relacionados com o tema desta dissertação que vão desde 1969 até 2004. Os trabalhos descritos apresentam sistemas dinâmicos lineares e, em alguns casos, não-lineares e as leis de controle aplicadas a estes sistemas variam de semi-ativas até ativas.

O capítulo 3 apresenta toda a modelagem matemática utilizada. As equações de movimento do modelo de sete graus de liberdade (*full vehicle*) são detalhadas, além de todo o procedimento para definição das variáveis de estado e das matrizes de espaço de estados. A matriz que representa a dinâmica veicular é dividida em nove matrizes, para que seja possível a variação dos coeficientes de rigidez das molas e dos coeficientes de amortecimento, de acordo com as equações que definem a não linearidade do sistema. Este capítulo apresenta ainda a teoria do *skyhook* e as estratégias de controle que são baseadas nesta teoria. São apresentadas duas estratégias de controle: semi-ativa ON-OFF e semi-ativa CVD.

O capítulo 4 mostra os resultados obtidos na simulação, definindo as quatro excitações do sistema (2 periódicas e 2 transientes) e comparando os sistemas passivo não linear, semi-ativo ON-OFF e semi-ativo CVD. Os sistemas são analisados do ponto de vista do conforto e da segurança veicular, sendo definidos alguns indicadores para a avaliação dos sistemas, tais como: deslocamento vertical da carroceria; ângulo *pitch*; ângulo *roll*; aceleração vertical da carroceria; aceleração angular *pitch*; aceleração angular *roll*; deslocamento vertical do eixo; espaço de trabalho da suspensão; força de contato pneu-via. São apresentados gráficos de resposta no tempo e de densidade espectral de potência, para auxiliar na comparação dos resultados.

O capítulo 5 trata das conclusões finais da dissertação e apresenta perspectivas de trabalhos futuros na área de sistemas de suspensões veiculares, demonstrando a importância da abordagem não linear do sistema passivo e da otimização dos parâmetros utilizados nas leis de controles adotadas neste trabalho.

Os anexos 1 e 2 detalham os programas implementados no MATLAB e no SIMULINK. Tais programas permitem uma simulação rápida de um modelo de sete graus de liberdade (*full vehicle*) gerando dados confiáveis para comparação e análise de controladores aplicados a sistemas de suspensões veiculares.

Por fim, o anexo 3 apresenta um estudo comparativo que comprova o melhor desempenho de um sistema passivo não linear em relação a um sistema passivo linear. São apresentados gráficos que ilustram o comportamento característico de mola e amortecedor para os dois sistemas e respostas no tempo são analisadas e comparadas.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 - Introdução

Este capítulo apresenta uma revisão dos trabalhos relacionados à análise dinâmica e leis de controle para sistemas de suspensões veiculares avançados. As suspensões estudadas vão desde uma otimização de um sistema passivo, passando por leis de controle semi-ativas e chegando até sistemas ativos. Em todos os casos abordados a análise visa um maior conforto e uma maior segurança veicular.

Dentre as contribuições significativas para a tecnologia de veículos modernos está o desenvolvimento de sistemas avançados de suspensões veiculares, nos quais pesquisadores e fabricantes têm tido sucesso devido à utilização de filosofias de controle integrado, com o objetivo de explorar o potencial completo destes sub-sistemas.

Os modelos matemáticos utilizados vão desde um quarto de veículo, composto por duas massas que representam a carroceria do veículo e o eixo do veículo, até modelos mais complexos, em sua maioria representados por modelos tridimensionais.

Os trabalhos descritos apresentam sistemas dinâmicos lineares e, em alguns casos, não-lineares e as leis de controle aplicadas a estes sistemas variam de semi-ativas, passando pelas leis de controle *on-off* e *continuously variable damper (CVD)* e as ativas, representadas pelas leis de controle *LQR (Linear Quadratic Regulator)*, *open loop control*, *feedback control*, *PID (Proportional Integral Derivative)* e outras.

2.2 - Desenvolvimento

Thompson (1969), analisa o comportamento ótimo de uma suspensão veicular para perfis de vias aleatórios a partir da mudança dos coeficientes de amortecimento dos amortecedores e da consideração do comportamento não linear do pneu. Simulações são feitas para analisar o comportamento do sistema estudado. Os resultados mostram que o valor ótimo de amortecimento para o conforto veicular depende significativamente das propriedades da via, da velocidade do veículo e da dinâmica do corpo do veículo. O desempenho da suspensão, em relação ao conforto do passageiro, se mostrou inversamente proporcional à melhoria do desempenho em relação à segurança do contato pneu-via.

Thompson (1970), mostra um método para o projeto de servo-suspensões do tipo eletro-hidráulica. São apresentadas duas propostas para a representação de um modelo de um quarto de veículo: (a) o atuador e a mola estão em paralelo; (b) o atuador e a mola estão em série. Os resultados demonstram que para obter melhores desempenhos, do ponto de vista do conforto veicular, deve-se ter grandes deslocamentos do eixo. Para o controle total do eixo e do veículo é acoplado ao sistema um absorvedor dinâmico. É projetado um compensador (atuador) clássico de segunda ordem, para que a função de resposta em frequência do sistema hidráulico em malha fechada alcance um patamar desejado.

Karnopp *et al.* (1974), apresentam um caminho de controle semi-ativo de vibração no qual alguns dos ganhos de desempenho do sistema ativo são obtidos com custo e complexidade próximos à um sistema passivo. Uma comparação é feita entre o sistema passivo, o sistema *skyhook* ideal (sistema ativo) e o sistema isolador semi-ativo (*skyhook - CVD*). Os resultados mostram que o sistema semi-ativo tem um desempenho intermediário, sendo o desempenho próximo ao ativo, no entanto o *hardware* utilizado é bem mais simples e barato.

Thompson (1976), aplica uma teoria de controle ótimo para o projeto de uma suspensão ativa, tendo como modelo um quarto de veículo. O perfil da via é assumido ser variável com uma densidade espectral de potência que varia inversamente com o quadrado da frequência. No projeto do controlador são utilizados como restrições o espaço de trabalho da suspensão e a deformação do pneu. Resultados mostram um melhor desempenho da suspensão ativa em relação à suspensão passiva no parâmetro deslocamento do veículo, porém quando comparado ao deslocamento do eixo, a suspensão passiva apresenta menor nível de vibração.

Margolis (1983), apresenta sistemas passivo, semi-ativo e ativo de suspensão aplicados a um modelo veicular com dois graus de liberdade. O modelo é utilizado para demonstrar as curvas de trocas que são inerentes entre o isolamento do corpo do veículo e o controle dos movimentos dos eixos. Um modelo linear é utilizado para comparar os sistemas passivos e ativos. O sistema semi-ativo é considerado não linear e a comparação com os demais tipos de suspensão é feita através de simulação computacional. Resultados mostram que o desempenho do sistema semi-ativo se aproxima do desempenho obtido pelo sistema ativo.

Karnopp (1983), analisa os benefícios provenientes de se incorporar, a uma suspensão veicular passiva, os conceitos de um sistema ativo. São utilizados, para esta análise, modelos dinâmicos lineares dos sistemas de suspensões veiculares. São comparados a um sistema passivo, um sistema ativo e um sistema ativo com nivelador de carga. A partir dos resultados obtidos, pode-se verificar que para os veículos que apresentam uma ligação direta entre a suspensão e a via (desconsiderando as características dinâmicas do pneu), o desempenho do sistema ativo é substancialmente melhor que o desempenho do sistema passivo. Para os veículos típicos (presença do pneu) uma combinação entre as suspensões passivas e ativas pode ser a melhor alternativa.

Chalasanani (1983), divide o seu trabalho em duas partes, de modo que na primeira são analisados e comparados o sistema passivo e o ativo para o modelo linear de um quarto de veículo. Nesta primeira parte do trabalho, o autor analisa a aceleração vertical do veículo, o espaço de trabalho da suspensão e o deslocamento vertical do eixo, verificando que o ponto de equilíbrio entre estes parâmetros é determinante para o desempenho dos sistemas de suspensão. Chega-se à conclusão nesta etapa de que as suspensões ativas não apresentam uma melhora drástica em relação à suspensão passiva “ótima”, em termos de isolamento de vibração. A maior parte do ganho obtido com uma suspensão ativa se dá em faixas de frequências próximas da frequência natural do corpo do veículo. Na segunda parte deste trabalho, o autor desenvolve um sistema de suspensão ativa baseado em um modelo linear complexo com sete graus de liberdade, que é comparado com um sistema passivo. Nos resultados, verifica-se que o desempenho, em relação ao conforto dos passageiros, apresenta uma melhora de aproximadamente 15% no sistema ativo, quando comparado com o passivo, mantendo níveis próximos de espaço de trabalho das suspensões e deflexão dos pneus entre os dois sistemas.

Wilson *et al.* (1986), propõem um método para o cálculo da matriz de ganho de realimentação no sistema ativo, quando os estados não são controláveis e/ou observáveis. Para se utilizar a equação de Riccati é necessário que o sistema seja de estados completamente controláveis e observáveis. Caso estas condições não sejam satisfeitas, pode-se determinar a matriz de ganho a partir de uma técnica de minimização via gradiente. É utilizado o modelo de um quarto de veículo, no qual a lei de controle visa minimizar um funcional de custo, que representa o desconforto dos passageiros, o espaço de trabalho da suspensão e a deformação do pneu.

Sharp e Hassan (1986), avaliam o conforto do passageiro, o espaço de trabalho da suspensão e a dinâmica do pneu, utilizando diferentes combinações de coeficiente de amortecimento e coeficiente de rigidez da mola, representando o sistema de suspensão como um quarto de veículo e simulando um perfil de via aleatório e realístico. As variações entre os coeficientes (mola e amortecedor) alteram os resultados obtidos, melhorando ou piorando o desempenho do sistema analisado.

Karnopp (1986), aborda as limitações de um sistema de suspensão completamente ativo. Usualmente os pesquisadores assumem a suspensão ativa como o sistema que apresenta desempenho mais próximo do ideal, porém, em suas análises, estes pesquisadores não consideram algumas dificuldades práticas de um comportamento dinâmico do veículo e do sistema de controle. Em seu artigo, o autor utiliza um modelo de dois graus de liberdade para simular e concluir que, em alguns casos, outros sistemas de suspensão que utilizam elementos mais simples e requerem menos potência, a exemplo de sistemas semi-ativos e suspensões passivas adaptativas, podem apresentar um desempenho bastante próximo dos sistemas ativos, dependendo apenas dos valores de certos parâmetros veiculares.

Horton e Crolla (1986), apresentam uma análise teórica para modelar um sistema de suspensão semi-ativo hidromecânico. Inicialmente os sistemas, passivo e semi-ativo, são analisados em um modelo de um quarto de veículo, posteriormente o sistema semi-ativo é analisado em um modelo de um veículo completo. Os resultados mostram benefícios do sistema semi-ativo, quando comparado com o sistema passivo. Primeiro, a atitude do veículo é controlada a partir de mudanças na força aplicada à carroceria do veículo. Segundo, uma melhoria no

conforto veicular é obtida, devido à possibilidade de trabalhar com baixos valores de coeficientes de amortecimento.

Sharp e Crolla (1987), fazem uma revisão de sistemas de suspensões automotivas projetados para melhoria do conforto e segurança veicular para frequências abaixo da frequência de ressonância da carroceria. Este trabalho aborda conceitos de sistemas veiculares, descrevendo tipos utilizados para simulação de perfis de superfícies de contato, modelos utilizados para representação de um sistema veicular (passivo, ativo, semi-ativo), identificando forças e fraquezas de tais sistemas em relação aos equipamentos necessários para a construção de cada um, além da análise de desempenho. Em sua conclusão os autores fazem uma comparação dos sistemas estudados na literatura, enfatizando a necessidade de pesquisa na área.

Thompson e Davis (1988), apresentam uma nova abordagem para a otimização de um sistema ativo de suspensão, no qual são introduzidas restrições derivativas no funcional de custo. Esta abordagem tem como objetivo compensar erros estacionários em resposta às excitações tipo rampa e cargas estáticas. No modelo é incluída uma variável que representa o sinal de controle, fazendo com que não seja necessário se ter conhecimento da carga estática que está sendo aplicada ao corpo do veículo. Os resultados mostram uma semelhança entre o sistema original (Thompson, 1976) e o sistema transformado.

ElMadany e Abduljabbar (1989), comparam as suspensões passiva, ativa e semi-ativa, tendo como critério de desempenho o conforto dos passageiros, o espaço de trabalho da suspensão e a deflexão dinâmica do pneu, para o modelo de um quarto de veículo. A excitação do sistema é considerada como sendo um processo aleatório Gaussiano com média zero e uma densidade espectral de potência. Os resultados obtidos mostram a dificuldade em satisfazer simultaneamente os três critérios de desempenho, pois melhoria significativa no conforto dos passageiros é obtida penalizando a deflexão dinâmica do pneu. As suspensões semi-ativas atingem níveis de desempenho próximos às ativas, sendo que nenhuma outra adição de energia deve ser feita ao sistema, a não ser para o processamento do sinal e para a ativação da válvula.

Jolly e Miller (1989), desenvolvem um algoritmo, chamado “controle relativo”, para amortecedores semi-ativos que utiliza realimentação de sinais de deslocamento e velocidade medidos através dos amortecedores. Um dos principais aspectos deste algoritmo é que ele pode ser implementado sem a utilização de componentes eletrônicos, ou seja, o controle é feito a partir

de componentes mecânicos. Experimentos e simulações computacionais evidenciam que o “controle relativo” apresenta desempenho intermediário entre as suspensões passivas e as semi-ativas (controle utilizando a teoria do *skyhook*). A principal limitação encontrada no algoritmo proposto é que quando maior o nível de isolamento de vibração, maior o espaço de trabalho da suspensão.

Redfield e Karnopp (1989), analisam o desempenho de um modelo veicular com dois graus de liberdade, como uma função da realimentação do sistema. Três indicadores de desempenho são examinados: isolamento do corpo do veículo, espaço de trabalho da suspensão e a variação da força de contato do pneu com a via. As variáveis de realimentação do sistema são: o coeficiente de rigidez da mola, o coeficiente de amortecimento passivo e o coeficiente de amortecimento semi-ativo. O desempenho do sistema é avaliado a partir dos gráficos de resposta em frequência e resposta RMS. Os resultados mostram que as suspensões com ganhos variáveis melhoram o conforto veicular, penalizando a segurança do veículo.

ElMadany (1990), obtém um sistema ótimo de suspensão ativa, utilizando o modelo de um quarto de veículo com um controle integral multivariável. Um aspecto negativo no desempenho de uma suspensão controlada de acordo com uma teoria de controle ótimo (com realimentação proporcional) se dá devido ao fato de existirem erros estacionários. Para solucionar este problema é introduzida ao sistema uma nova variável de estado referente à integral da diferença entre a resposta do sistema e a resposta desejada. A lei de controle pode ser dividida em duas partes: (a) proporcional; (b) integral. Os resultados mostram que há um ganho significativo na primeira frequência natural do sistema (corpo do veículo), enquanto que o desempenho na segunda frequência natural (eixo) não é alterado. As suspensões controladas ativamente podem também ajudar no controle do *roll* e *pitch*.

Karnopp e Heess (1991), descrevem as funções básicas requeridas de uma suspensão veicular: suportar o peso do veículo, controle dos ângulos “*pitch*” e “*roll*” decorrentes dos distúrbios induzidos por acelerações longitudinais e laterais, controlar o comportamento do pneu em relação à via e ao corpo do veículo, isolamento do veículo. Também são definidas, neste trabalho, as categorias de suspensões veiculares (passiva, semi-ativa e ativa), além de abordar alguns conceitos de controle de suspensão. Como conclusão deste trabalho, os autores levantam

em questão que na escolha do melhor tipo de suspensão deve-se considerar que a melhoria em alguns aspectos pode levar à degradação de outros.

Nagai (1993), revisa os problemas básicos de suspensões veiculares, os tipos de controle e a abordagem teórica para a implementação de suspensões ativas em sistemas práticos. Modelos de um quarto de veículo e meio veículo são usados comparando o desempenho de suspensões passivas, semi-ativas e ativas. É implementado um controle baseado na teoria do controle ótimo e os resultados são analisados fazendo-se uma relação custo/benefício dos modelos estudados.

Tobata *et al.* (1993), descrevem novos métodos de controle para sistemas de suspensões ativas. Para melhorar o conforto veicular é proposta uma lei de controle e para incrementar a estabilidade é examinada uma lei de controle para distribuição da rigidez. São propostos dois métodos para prever o perfil da via. No primeiro método, é proposta uma lei de controle para as suspensões traseiras e dianteiras do veículo, através de um sensor fixado na frente do veículo para medir a distância relativa entre a via e o sensor e um acelerômetro vertical instalado no mesmo local que o sensor para detectar a aceleração vertical. No segundo método, é proposta uma lei de controle para as suspensões traseiras, através de informações dos movimentos verticais das rodas dianteiras. Os resultados das simulações e dos testes evidenciam a efetividade do método proposto.

Alleyene *et al.* (1993), ilustram o uso de teoria de controles não lineares para projeto de suspensões ativas eletro-hidráulicas. Uma lei de controle não linear é desenvolvida e comparada com um controle linear de um sistema de suspensão ativa para um quarto de veículo e a um sistema passivo utilizando o mesmo modelo veicular. Neste trabalho, o elemento ativo é um pistão hidráulico controlado por uma servo-válvula de dois estágios, que para efeito de simulação é considerado como um sistema de primeira ordem. Os resultados das simulações e dos experimentos demonstram que o desempenho do sistema não linear é melhor que o obtido com o controle PID, além de melhorar o conforto veicular e a dirigibilidade, quando comparado ao sistema passivo.

Shuttlewood *et al.* (1993), descrevem o desenvolvimento de um modelo matemático de uma suspensão hidro-pneumática que está incorporada a um modelo veicular. O modelo é utilizado para avaliar a estratégia de controle utilizada para eliminar o movimento de rolagem (*roll*) do veículo durante uma curva. A filosofia da estratégia de controle está na realimentação

com as informações de movimento do corpo do veículo. Os resultados mostram um ganho considerável quando o controle é implementado, porém quando são incluídas características não-lineares nos componentes do amortecedor, o ganho não é tão considerável.

Venhovens *et al.* (1993), estudam o controle de vibração de um carro de passageiro, utilizando um modelo de um veículo completo. As análises consistem de duas partes: (a) a introdução aos sistemas semi-ativos mais recentes desenvolvidos para redução de *roll* e *pitch*; (b) um exemplo de uma suspensão semi-ativa, utilizando uma estratégia de controle para melhoria do conforto veicular. O controle semi-ativo gera forças para prevenir o efeito do *roll* nas curvas e o efeito do *pitch* durante a frenagem ou aceleração. Os resultados mostram que o sistema analisado pode competir, em relação ao desempenho obtido, com os sistemas de suspensões ativas.

Moline *et al.* (1994), apresentam um programa de simulação *QCS (Quarter Car Simulation)* que deve ser utilizado no projeto e avaliação preliminar de algoritmos de controle para suspensões automotivas. Em seu trabalho são comparados quatro tipos de suspensões: (a) passiva; (b) *skyhook on-off*; (c) *skyhook CVD* e (d) *skyhook* ideal. Nos resultados obtidos, em relação à aceleração da massa suspensão, têm-se em ordem decrescente de desempenho: *skyhook* ideal / *skyhook CVD* / *skyhook on-off* / passiva. Em suspensões semi-ativas *on-off*, a mudança repentina de coeficiente de amortecimento gera alta aceleração na massa suspensa.

Emura *et al.* (1994), explanam pontos importantes quanto à realização de um sistema de suspensão semi-ativa, baseado na teoria do amortecedor *skyhook*. É proposta uma nova condição para mudança do coeficiente de amortecimento. A variação do coeficiente depende apenas da velocidade da massa suspensa e não mais da velocidade relativa entre o corpo do veículo e o eixo, com o objetivo de redução dos números de sensores. Foi demonstrado que este método torna bastante simples e prático o projeto de uma suspensão veicular semi-ativa, utilizando a teoria do *skyhook*.

Venhovens (1994), utiliza o princípio do *skyhook* para implementar uma estratégia de controle semi-ativo à um sistema de suspensão veicular, melhorando o desempenho em termos de conforto veicular. Entretanto o sistema de controle semi-ativo quando comparado com um sistema passivo, apresenta um pior desempenho em relação à segurança do veículo (contato pneu via). O autor propõe um controle semi-ativo adaptativo, baseado em uma equação matemática que estima a dinâmica do carregamento no pneu, obtendo informações *on-line* do comportamento

do pneu. Este controle proposto promete a suavização do efeito de “troca” entre conforto-segurança quando se aplica um controle semi-ativo. Os resultados demonstram que os sistemas semi-ativos adaptativos apresentam melhor isolamento de vibração em baixas frequências (especialmente em torno da frequência natural da massa do veículo) e um melhor comportamento do transiente do amortecimento, quando comparados com os sistemas passivos adaptativos.

Besinger *et al.* (1995), investigam duas estratégias de controle [(i) *open loop control*; (ii) *feedback control*]. Os dois controladores apresentam um desempenho similar, porém com controle de malha aberta foram obtidos resultados superiores aos encontrados com o controle de malha fechada no que se refere à melhoria na resposta do veículo e à simplicidade da instrumentação. As vantagens do sistema de malha fechada são a maior precisão e insensibilidade às variações de temperatura do amortecedor.

Rill e Zampieri (1996), consideram as características não lineares da força de amortecimento e da força da mola de forma a representar mais fielmente os modelos práticos. É utilizado um modelo veicular de dois graus de liberdade. A aceleração da massa suspensa e o carregamento na roda são utilizados como parâmetro de avaliação do conforto e da segurança veicular, respectivamente.

ElBeheiry e Karnopp (1996), avaliam cinco tipos de sistemas de suspensão veicular. A depender do perfil da via e da velocidade do veículo, a deflexão da suspensão pode ser muito grande, causando uma degradação severa do isolamento veicular. Neste trabalho, diferentes perfis de vias são utilizados em um modelo de um quarto de veículo e os parâmetros de suspensão são otimizados para encontrar o melhor isolamento, considerando a deflexão da suspensão como uma restrição. Os resultados das comparações dos cinco sistemas evidenciam que o desempenho dos tipos de suspensões varia a depender dos perfis de vias aplicados. Verifica-se que as suspensões ativas requerem uma força de controle mínima para manter um espaço de trabalho da suspensão constante, quando comparadas aos outros tipos de sistemas.

Hwang *et al.* (1997), analisam a dinâmica de uma suspensão veicular (modelo de um quarto de veículo) utilizando um simulador *Hardware-in-the-Loop*, onde um *software* que representa em tempo real a dinâmica do veículo é acoplado ao experimento (*hardware*). São comparados neste trabalho os sistemas de suspensões passiva, semi-ativa on-off e semi-ativa CVD. Os resultados mostram uma melhoria significativa em termos de conforto veicular (aceleração do corpo do

veículo), quando se utiliza a suspensão semi-ativa *CVD*, no entanto o desempenho em termos de segurança não apresenta uma melhora quando comparada ao sistema passivo. Pode-se utilizar um controle lógico para o eixo em conjunto com o *CVD*, garantindo melhoria de desempenho tanto em conforto, quanto em segurança.

Hrovat (1997), avalia aplicações de técnicas de controle ótimo para modelos de suspensão de $\frac{1}{4}$ de veículo, $\frac{1}{2}$ veículo e um veículo completo. Em seu trabalho, o autor apesar de focar no controle ótimo linear quadrático (LQ), também aborda outros assuntos relativos à suspensão semi-ativa, robusta, adaptativa e controles não-lineares. Neste trabalho, é feita uma revisão bibliográfica dos temas abordados.

Williams e Haddad (1997), fazem uma revisão do algoritmo de controle modal da Lotus⁽¹⁾ e o comparam com o amortecedor *skyhook* de Karnopp. É evidenciado que um sistema de malha fechada permite ao algoritmo da Lotus obter o amortecimento inercial descrito por Karnopp para um modelo de um quarto de veículo. Neste trabalho é apresentado um esquema de controle veicular que combina a decomposição modal da Lotus com o amortecedor *skyhook* de Karnopp, permitindo ao mesmo tempo o conforto veicular ótimo e a modificação das propriedades de dirigibilidade do veículo.

Lin e Kanellakopoulos (1997), propõem um projeto de um controlador não linear para sistemas de suspensões ativas, com o objetivo de melhorar o *tradeoff* entre a melhoria do conforto veicular e o contato pneu-via (segurança). A novidade está na utilização de um filtro não linear, cuja efetividade depende da magnitude do espaço de trabalho da suspensão. A introdução intencional de não linearidade no sistema resulta em um projeto diferente dos controladores estudados até então: como o espaço de trabalho da suspensão varia, o controlador altera o coeficiente de amortecimento de acordo com esta variação, ou seja, quando a variação do espaço de trabalho da suspensão é pequena, pode-se ter um baixo coeficiente de amortecimento, priorizando desta forma o conforto de veículo, e quando o inverso acontece o controlador prioriza a segurança. Os resultados demonstram a eficácia do controlador proposto.

Teramura *et al.* (1997), descrevem um novo sistema de suspensão para pôr em prática o princípio do *skyhook*. Os autores entendem que o conceito do controle de suspensão semi-ativa baseado na teoria do *skyhook* pode obter melhores resultados que os obtidos até então. Um

⁽¹⁾ Suspensão ativa desenvolvida pelo grupo Lotus e patenteada nos Estados Unidos por David A. Williams e Peter G. Wright em dezembro de 1986. Patente número 4.625.993.

sistema de controle foi desenvolvido com quatro atuadores inteligentes. Estes atuadores possuem um controlador, no qual o sensor de aceleração, o circuito de processamento do sinal e o comando do atuador são integrados. O desempenho do sistema foi avaliado para diferentes tipos de veículos e as respostas ao conforto e à segurança apresentaram bons resultados.

Hwang *et al.* (1998), destacam a utilização do sistema de suspensão semi-ativa no futuro próximo, devido à sua capacidade de melhorar o conforto do veículo a baixos custos de implementação e manutenção do sistema. Em seu trabalho é utilizado um algoritmo de controle baseado na teoria do *skyhook*, sendo o coeficiente de amortecimento variável. No seu modelo, a dinâmica não-linear do amortecedor é considerada e um controlador *PID* utilizado, de modo a compensar o atraso na resposta do amortecedor, devido à consideração da sua dinâmica não-linear. A trajetória foi otimizada com o objetivo de determinar a melhor estratégia de controle e os limites de desempenho. O algoritmo de controle projetado foi testado experimentalmente em um simulador *HWIL (Hardware-in-the-Loop)*.

Picado (1998), estuda os principais tipos de suspensões semi-ativas propostas até então (*on-off*, múltiplos estágios de fator de amortecimento e os de regulação contínua do fator de amortecimento). Os valores das constantes utilizadas nas simulações foram otimizados. O sistema ativo de suspensão, estudado neste trabalho, é o controlador ótimo linear quadrático (LQR). Segundo o autor, o LQR apesar de ser mais simples que os outros controladores, como os adaptativos ou os robustos, representa uma referência de desempenho para o estudo de viabilidade do controle semi-ativo. A viabilidade econômica de um sistema de suspensão semi-ativo depende da rapidez do algoritmo de controle, da capacidade de processamento do *hardware* disponível e dos custos para instalação e manutenção da suspensão. A implementação do sistema semi-ativo depende da instalação de sensores capazes de fornecer informações sobre algumas grandezas do modelo de espaço de estados. Um método de controle alternativo utilizando redes neurais foi proposto, pois permite obter o fator de amortecimento apenas a partir dos valores das acelerações do eixo e do centro de massa.

Nell e Steyn (1998), desenvolvem uma estratégia de controle para um modelo veicular completo, levando-se em consideração o *pitch* e o *roll* (deslocamentos que o veículo sofre durante o movimento). Foram utilizados quatro amortecedores, cada um com dois estágios (0= *off* e 1= *on*), de modo que seria possível obter dezesseis combinações possíveis. A depender das

velocidades das massas em cada ponto, tem se um determinado valor para o coeficiente de amortecimento. Os resultados obtidos a partir do experimento mostram uma melhoria significativa do desempenho da suspensão, quando se compara com a suspensão passiva.

Carter (1998), compara as respostas transientes de um sistema veicular representado por quatro graus de liberdade, usando amortecedores passivos e semi-ativos. As estratégias de controle do sistema semi-ativo utilizadas neste trabalho são: (a) *skyhook on-off*; (b) *skyhook cvd*; (c) *groundhook on-off* e (d) lógica *fuzzy*. Os resultados do estudo mostram que as estratégias de controle semi-ativo têm um efeito mínimo na melhoria do desempenho em relação à segurança e ao conforto, quando comparados com o sistema passivo. Entre as estratégias de controle analisadas, a lógica *fuzzy* apresentou os melhores resultados.

Li e Goodall (1999), comparam três estratégias de controle lineares (*Intuitive formulation*, *Complementary filter* e *Kalman-Bucy filtering*) e duas estratégias não-lineares (*Dual Kalman – filter method* e *Single Kalman – filter method*) de forma a aplicar a teoria do *skyhook* em sistemas de suspensões ativas para trens. O trabalho tem como objetivo obter ganho na redução da aceleração vertical do veículo com a menor deflexão possível da suspensão. O modelo com dois graus de liberdade foi utilizado. Os resultados obtidos mostram que diferentemente do esperado, a estratégia de controle linear *Complementary filter* apresentou resultados mais satisfatórios, pois é o único que consegue manter o mesmo nível de deflexão da suspensão, com aproximadamente 23% de redução na aceleração vertical do corpo.

Ikenaga *et al.* (1999), estudam o comportamento de uma suspensão ativa para diferentes frequências. Uma abordagem diferente de controle para um sistema ativo é implementada em um modelo veicular completo (sete graus de liberdade). Os resultados obtidos evidenciam que o sistema ativo de amortecimento melhora o desempenho da aceleração vertical (conforto) da carroceria e dos movimentos *pitch* e *roll* para baixas e altas frequências, porém não se percebe melhoria significativa quando se excita o sistema na frequência natural do pneu.

Campos *et al.* (1999), estudam um controlador ativo que tem como principal objetivo o controle do deslocamento vertical do veículo e do movimento angular (*pitch*). Os resultados da simulação evidenciam que o controlador proposto apresenta bom desempenho em frequências abaixo e acima da frequência natural da roda, porém nesta frequência o controlador não reduz nem o deslocamento vertical e nem o angular.

Yoshimura *et al.* (2000), apresentam a construção de um sistema de suspensão ativo para um quarto de veículo, utilizando lógica *fuzzy*. O controle ativo é obtido a partir da soma dos pesos dos valores de saída das regras de controle da lógica *fuzzy* e é gerado utilizando um atuador pneumático. Os resultados experimentais indicam que o controle ativo proposto apresenta maior efetividade no controle da vibração veicular, que os controles passivos e ativos.

Heo *et al.* (2000), estudam duas linhas de pesquisas de modo a satisfazer os múltiplos objetivos de um sistema de suspensão veicular. Na primeira linha, é estudada uma solução para perda de desempenho no controle veicular devido às características dinâmicas dos amortecedores com coeficiente continuamente variável. Na segunda linha, é estudado o projeto e avaliação de controles lógicos que mantêm o conforto veicular em condições normais e as condições de segurança em níveis potencialmente perigosos. Os autores utilizam o modelo de um quarto de veículo, aplicando estratégias de controle para melhorar o desempenho em relação ao conforto veicular (uma estratégia baseada na teoria do *skyhook* e outra utilizando um controlador PID) e em relação à segurança (uma estratégia baseada no controle *skyhook* modificado e baseada no controle da ressonância do pneu). Os resultados evidenciam que: o conceito do controle *skyhook*, quando utilizado em um sistema semi-ativo pode melhorar o conforto veicular, porém tende a obter resultados piores na segurança; o atraso de fase devido à dinâmica dos amortecedores continuamente variáveis tem um efeito contrário ao obtido com o controle *skyhook*; o problema de desempenho em relação à segurança no controle *skyhook* pode ser resolvido com a implementação do *skyhook* modificado; para a implementação dos conceitos propostos, deve-se levar em consideração o custo e disponibilidade de sensores, simplicidade e variedade de controladores e a complexidade computacional.

Motta *et al.* (2000), comparam um sistema de suspensão passivo otimizado, um sistema semi-ativo *on-off* e um sistema semi-ativo *CVD* (coeficiente de amortecimento continuamente variável) em relação ao desempenho do conforto veicular e da deflexão dos pneus. O modelo matemático é baseado em um quarto de veículo. A otimização do sistema passivo tem por objetivo a redução da aceleração vertical da carroceria do veículo, considerando como restrições, o espaço de trabalho da suspensão, a deflexão do pneu, a velocidade vertical da carroceria e a velocidade vertical do eixo. As leis de controle do sistema semi-ativo estão baseadas na teoria do *skyhook*. Os resultados mostram que o sistema semi-ativo *CVD* apresenta melhores resultados.

Gobbi e Mastinu (2001), utilizam um modelo de um quarto de veículo para descrever o comportamento dinâmico de uma suspensão passiva quando excitada por perfis de vias aleatórios. O modelo das irregularidades das vias é representado por duas diferentes densidades espectrais de potência. Os parâmetros da suspensão são otimizados baseado em programação multi-objeto, de modo a obter o melhor compromisso entre os indicadores de desempenho do sistema veicular (conforto, contato com a via e espaço de trabalho da suspensão). Os autores concluem que a depender da densidade espectral de potência adotada para representar a via e da velocidade do veículo, os indicadores de desempenho podem alterar drasticamente.

Andrade (2001), faz um estudo sobre a aplicação de redes neurais artificiais na identificação e no controle de suspensões ativas não lineares. Considerando um modelo de um quarto de veículo, a modelagem matemática de sistemas passivos e ativos é detalhada. Simulações computacionais são realizadas com a finalidade de testar o modelo proposto, através da análise do espaço de trabalho da suspensão, da aceleração do corpo do veículo e da força de contato do pneu com o solo. Os resultados demonstram a eficácia das redes neurais na identificação e no controle de sistemas dinâmicos com características não lineares.

Masi (2001), examina, utilizando o modelo de um quarto de veículo, os efeitos que diferentes métodos de controle para suspensões semi-ativas têm no desempenho da dinâmica veicular. Os controles analisados neste trabalho são baseados na teoria do *skyhook*, no controle híbrido e no amortecimento magnetoreológico. Novas técnicas de controle são propostas e seus benefícios são avaliados.

Yung e Cole (2002), descrevem pesquisas que estudam o desempenho de amortecedores automotivos em frequências acima de 130 Hz, além de avaliar a precisão de modelos matemáticos não-lineares. O comportamento força-velocidade de um amortecedor monotubo foi medido e comparado com as forças de amortecimento simuladas. As análises indicam que as características de abertura das válvulas e o comportamento para baixas velocidades do veículo são muito importantes na determinação dos harmônicos para altas frequências. As simulações mostraram boas aproximações para baixas frequências, porém para frequências abaixo de 4 Hz, os erros encontrados estão acima de 15%.

Mokhiamar e Abe (2002), apresentam um controle cooperativo que tem o objetivo de maximizar o limite de estabilidade do veículo, o controle do momento angular e o controle da

força lateral. A força lateral total para as rodas dianteiras e traseiras, assim como o momento angular são apresentados utilizando as respostas dos modelos do ângulo de deslizamento lateral e a razão angular. A resposta do ângulo de deslizamento é dada a partir da resposta do modelo veicular de dois graus de liberdade, enquanto que a resposta da razão angular é uma retardação de primeira ordem para prevenir oscilações. Foram estudados, a partir de simulações computacionais, três diferentes casos, combinando a força lateral e o momento angular. A partir dos resultados encontrados, pode-se afirmar que nem todas as estratégias de controle cooperativo podem garantir um alto limite de estabilidade veicular.

Heinzl *et al.* (2002), investigam o projeto de um sistema de controle de estabilidade veicular que apresenta as vantagens da atuação de dois componentes combinados: freio e direção, com o objetivo de controlar o ângulo de deslizamento lateral e a velocidade angular de um veículo em situações críticas de dirigibilidade, utilizando um modelo complexo com ABS e características adequadas de pneus (desenvolvido no ADAMS). A estratégia de controle inclui um observador, utilizado para estimar o ângulo de deslizamento lateral do veículo, e um controlador baseado em modelos de meio veículo e veículo completo. Resultados das simulações para condições severas de perfis de vias e frenagem durante uma curva demonstram claramente as vantagens das estratégias de controle adotadas.

Schumann e Anderson (2002), apresentam resultados de simulações para um modelo de um veículo completo não linear, equipado com uma suspensão a gás ativa que tem como principal objetivo a redução da rolagem (*roll*) do veículo. Para o projeto de um controlador ótimo linear, se faz necessário tornar lineares as equações de movimento do modelo estudado, através de técnicas específicas. Os resultados demonstram os potenciais e limitações de um sistema ativo equipado com uma suspensão a gás.

Valásek e Kejval (2002), apresentam um estudo da interação entre as vias (estradas e pontes) e os veículos pesados. Neste trabalho é desenvolvido o estudo de um novo conceito de controle suspensão–via. O principal objetivo deste controle é a redução da força de contato pneu-via e conseqüentemente a redução dos desgastes sofridos pelas vias, aumentando assim o tempo de vida útil das estradas. A novidade deste controle consiste em combinar as vantagens de um sistema semi-ativo de suspensão (baixo consumo de energia) com um sistema ativo (desempenho veicular). O conceito de suspensão ativa limitada significa que a partir de um baixa demanda de

energia pode-se obter um bom desempenho do veículo, em termos de conforto e segurança. Os autores concluem o trabalho informando que os resultados obtidos ainda precisam ser melhor validados e que mais pesquisa na área precisa ser desenvolvida.

Chu *et al.* (2002), investigam o controle e a dinâmica veicular, a partir de uma perspectiva teórica dos sistemas. Baseado no melhor entendimento de sistemas veiculares múltiplas entradas e múltiplas saídas (MIMO), uma estratégia de controle aplicada a um modelo robusto de um veículo completo (quatro rodas), incluindo um modelo de alimentação direta e um elemento de realimentação, é proposta para melhorar o desempenho dinâmico do veículo. As matrizes de ganho do controlador são determinadas pela união da atribuição da estrutura com a técnica de controle H-infinito, para satisfazer as especificações no domínio do tempo e da frequência. O objetivo é melhorar o desempenho a baixas frequências, assim como a estabilidade a altas frequências.

Ahmadian e Simon (2002), analisam analiticamente e experimentalmente o desempenho de uma suspensão magnetoreológica (MR) para veículos pesados. O aspecto analítico do estudo inclui o desenvolvimento de um modelo de simulação de um plano de rolagem, que é utilizado para avaliar o efeito de várias estratégias de controle para suspensões primárias magnetoreológicas (ligação entre eixo e corpo do veículo). Os resultados das simulações são usados na determinação das abordagens de controle que serão utilizadas em uma série de testes para veículos pesados. Nos testes um controlador, em tempo real, é usado para variar a força de amortecimento em cada um dos amortecedores, de acordo com a política de controle baseada na teoria do *skyhook*. Os resultados indicam que o sistema semi-ativo (*skyhook*) apresenta melhor desempenho que o sistema passivo, em relação à aceleração RMS em quase toda a faixa de frequência, sendo que em quatro pontos localizados na faixa de frequência entre 1 e 19 Hz, a suspensão semi-ativa apresentou um pior resultado. Estudos posteriores dos amortecedores MR mostraram que um ajuste apropriado do controlador pode reduzir substancialmente os picos de aceleração no sistema semi-ativo.

Kaneko *et al.* (2002), analisam a estabilidade de um trator no momento da frenagem. O modelo do veículo (9 graus de liberdade) é representado por equações de movimento não lineares e simulações são feitas, considerando uma situação real de dirigibilidade, bem como o gradiente

do perfil da via nas direções longitudinais e transversais. Os resultados evidenciam a importância de observar o carregamento no pneu para os sistemas veiculares.

Rill (2002), apresenta um amplo trabalho abordando aspectos conceituais e funcionais da dinâmica veicular. São introduzidos algumas terminologias e conceitos dos sistemas de suspensão eixo-roda, além de definições de vários sistemas que influem no comportamento dinâmico do veículo. O autor faz um estudo detalhado da geometria de contato do pneu-via e das forças e torques presentes no conjunto pneu-roda durante o movimento do veículo. É feita também uma análise detalhada do comportamento da dinâmica longitudinal do veículo durante o processo de aceleração e frenagem (movimento *pitch*), e a dinâmica lateral também é estudada (movimento *roll*), principalmente durante uma curva. A dinâmica vertical é estudada, detalhando a não linearidade dos componentes de um sistema de suspensão e explicando diferentes influências do comportamento vertical do veículo, nos conceitos de segurança e conforto. O trabalho é concluído apresentando resultados no desempenho de um sistema veicular, variando o carregamento do veículo (simulação com e sem passageiros).

Verros e Natsiavas (2002), desenvolvem uma metodologia sistemática para um estudo eficiente de modelos veiculares não lineares. Ao mesmo tempo, os autores investigam os efeitos da não linearidade sobre os indicadores de desempenho do sistema de amortecimento. O primeiro passo da metodologia apresentada consiste na redução do número de graus de liberdade do sistema modelado, fato que além de reduzir o esforço computacional, permite também a aplicação de metodologias numéricas eficientes para determinação da dinâmica do sistema. Os resultados, obtidos por integração das equações de movimento, demonstram a precisão e validação da metodologia estudada, quando comparada com o sistema original.

Choi e Han. (2003), apresentam um controle de vibração de um veículo comercial utilizando um amortecedor de assento magnetoreológico para veículos comerciais e industriais. Neste trabalho um tipo cilíndrico de amortecedor é projetado e fabricado com base no nível de força de amortecimento de um veículo convencional. O amortecedor de assento magnetoreológico é então incorporado a um modelo passivo de suspensão veicular. Após a formulação das equações de movimento do modelo veicular, um controlador baseado na teoria do *skyhook* é utilizado, adotando a metodologia de simulação *Hardware-in-the-loop*. Como conclusão, os autores verificam que os deslocamentos e acelerações verticais dos assentos de

veículos comerciais e industriais são atenuados, sob o impacto das condições da via, quando estes estão equipados com amortecedor de assento associado ao controlador semi-ativo *skyhook*. Adicionalmente, a densidade espectral de potência da aceleração, sob excitações aleatórias dos perfis das vias, foi reduzida, significativamente, a partir do controle do amortecedor magnetoreológico. Os autores chamam a atenção sobre a necessidade de maiores pesquisas em relação à robustez e durabilidade do controle estudado, antes de sua aplicação prática.

Sims e Stanway (2003), apresentam uma investigação numérica de suspensões veiculares semi-ativas, baseadas em uma abordagem que envolve a utilização de “fluidos inteligentes”, como são conhecidos os fluidos magnetoreológicos (MR) e eletroreológicos (ER). Neste trabalho, é mostrado como um amortecedor inteligente, com realimentação, pode operar como um amortecedor com viscosidade controlada. Sistemas baseados na teoria do *skyhook* são analisados e os resultados evidenciam o ganho de desempenho, quando comparados com um sistema passivo convencional. Foram utilizados modelos já validados de amortecedores eletromagnéticos, porém, apesar do tempo de resposta mais lento dos amortecedores magnetoreológicos, estudos demonstraram que estes podem ser aplicados com sucesso.

Lam e Liao (2003), desenvolvem um controle semi-ativo para sistemas de suspensões veiculares, com amortecedores magnetoreológicos. Em seu trabalho, os autores, utilizam um modelo de dois graus de liberdade para representar o veículo e adotam um modelo matemático para representar o amortecedor magnetoreológico. Um sistema de controle semi-ativo é proposto, sendo constituído por dois controladores: do sistema e do amortecedor. O controlador do sistema gera a força de amortecimento desejada, enquanto que o controlador do amortecedor ajusta o nível de voltagem para rastrear a força desejada. Para análise dos resultados, o sistema de suspensão MR foi demonstrado via *Hardware-in-the-loop*. Os resultados obtidos evidenciam que o sistema com amortecimento magnetoreológico reduz significativamente os valores RMS de aceleração e deslocamento, quando comparado com o sistema passivo. Notou-se também que o consumo de energia de um sistema com amortecedor MR é menor do que um sistema com voltagem constante.

Hong *et al.* (2003), investigam e comparam cinco modelos de força de amortecimento para um amortecedor com fluido eletroreológico: modelo *Bingham*, modelo *Bingham* histerético, modelo histerético bi-viscoso, modelo *Bouc-Wen* e modelo hidromecânico. Após a descrição das

características inerentes de cada modelo, foram identificados seus parâmetros utilizando dados experimentais que foram obtidos, variando o campo elétrico e as frequências de excitação. Os parâmetros identificados são analisados e utilizados para reconstruir a força de amortecimento. Os erros entre os valores obtidos no experimento e os valores a partir dos modelos são avaliados para todos os cinco casos.

Choi, S. B. *et al.* (2003), propõem um controlador magnetoreológico para reduzir os efeitos da vibração do motor no conforto veicular dos passageiros. O sistema magnetoreológico é projetado e fabricado. Após a verificação de que a força de amortecimento pode ser controlada a partir do ajuste da intensidade do campo magnético, o sistema é incorporado a um modelo veicular completo. O controlador é implementado utilizando a simulação *Hardware-in-the-loop* e as respostas do controle da vibração na posição do motorista são avaliadas no domínio do tempo e da frequência. Os resultados apresentados neste trabalho mostram que um sistema magnetoreológico semi-ativo pode ser efetivamente aplicado em veículos de passageiros, para reduzir os níveis de vibração provenientes da operação do motor.

Muriuki e Clark (2003), apresentam um modelo para amortecedor magnetoreológico. Dois pistões cilíndricos que desenvolvem forças de viscosidade e fricção, praticamente idênticas, são testados. Estes amortecedores foram projetados para prover combinações diferentes do fluxo dos fluidos e da orientação do campo magnético. Em um dos amortecedores, o fluxo do fluido e a orientação do campo magnético foram projetados para serem paralelos, enquanto que no outro eles foram projetados para serem perpendiculares. Cada atuador foi testado sob diferentes condições de corrente aplicada e velocidade do pistão. Os modelos apresentaram resultados próximos aos obtidos através dos experimentos.

Choi, H. J. *et al.* (2003), apresentam um controlador robusto de realimentação para um sistema de suspensão veicular eletroreológico com parâmetros incertos. Segundo os autores existem vários tipos de incertezas em um controlador de vibrações de uma suspensão eletroreológica, como por exemplo, o campo de *stress* do fluido ER que varia com a temperatura operacional. Neste trabalho, os autores obtêm empiricamente, utilizando um eletro viscosímetro, o campo de *stress* de um fluido eletroreológico comercial, sob condições variáveis de temperatura. Após a identificação do campo de *stress*, um sistema de suspensão de um quarto de veículo é construído. Um controlador robusto é então formulado, tratando o corpo do veículo e o

campo de *stress* do fluido ER como parâmetros incertos. Os resultados mostram que os níveis de vibração representados pela aceleração do corpo do veículo e pela deflexão do pneu foram reduzidos.

Wang *et al.* (2003), analisam um controlador Proporcional Integrativo (PI) para um amortecedor magnetoreológico em um modelo de um quarto de veículo. Dois diferentes modelos de amortecedor MR são integrados no modelo do sistema de malha fechada: um baseado no comportamento força-velocidade e outro histerético. Os resultados das simulações demonstram a influência da não linearidade do amortecedor no desempenho da suspensão. A estratégia de controle proposta atenuou os níveis de vibração tanto na carroceria do veículo, como no conjunto eixo-roda.

Sammier *et al.* (2003), utilizam o modelo de um quarto de veículo para avaliar o conforto e a segurança veicular. O objetivo dos autores consiste em provar os benefícios de uma suspensão semi-ativa, sobre os sistemas passivos. Em um sistema passivo, o amortecedor apenas dissipa energia, enquanto que no sistema semi-ativo o coeficiente de amortecimento varia em tempo real. Neste trabalho, duas metodologias de controle são estudadas e comparadas, *H-infinito* e *skyhook*, usando um modelo linear de suspensão. As análises de desempenho são feitas, primeiramente, para o modelo linear e depois para o modelo não linear. De modo geral, os resultados obtidos com o controle baseado no *H-infinito* demonstraram melhores desempenhos.

Savaresi *et al.* (2003), analisam três estratégias de controle para sistemas de suspensões semi-ativas: amortecimento *skyhook* de dois estados, amortecimento *skyhook* linear e uma nova estratégia que zera o coeficiente de amortecimento, quando a aceleração do corpo do veículo e o deslocamento da suspensão têm sinais opostos. Os resultados mostram que o amortecimento *skyhook* de dois estados não apresenta praticamente nenhuma melhora de desempenho quando comparado com o sistema passivo, o amortecimento *skyhook* linear reduz a aceleração vertical do veículo na faixa ao redor da frequência de ressonância da carroceria do veículo e a nova estratégia melhora significativamente a aceleração vertical do veículo.

Rauh (2003), apresenta o estado da arte das tecnologias atuais de simulação das características de desempenho (qualidade e segurança) de um sistema veicular. São analisados os potenciais e as limitações destas tecnologias. Segundo o autor, as tecnologias de simulação possibilitam desenvolvimento de sistemas mecatrônicos complexos, como as suspensões ativas

ou até mesmo sistemas de controle de estabilidade, em um curto espaço de tempo e com elevado grau de maturidade. Uma outra utilização destas tecnologias é o conhecimento das interações das não linearidades dos sistemas veiculares.

Chan e Sandu (2003), comparam um sistema de suspensão semi-ativo não-linear com um sistema de suspensão passivo. O principal objetivo é oferecer uma metodologia para avaliação de projetos de suspensões veiculares, a partir da análise de desempenho dos sistemas projetados. O *Matlab* e o *Simulink* são utilizados para a criação desta metodologia.

Brasil e Colombo (2004), estudam alguns aspectos da dinâmica de uma classe de veículos rodoviários destinados ao transporte de cargas ou coletivos leves. Em particular, pesquisa-se a resposta às excitações provenientes das irregularidades das vias. Para este trabalho, o veículo foi modelado como um sistema de massas concentradas de sete graus de liberdade: as duas rodas das suspensões dianteiras independentes, os dois graus de liberdade do eixo rígido traseiro e os três da massa suspensa do veículo. Suas equações lineares do movimento, dado a hipótese adotada de pequenos deslocamentos, são deduzidas por meio das Equações de Lagrange. A excitação de suportes, devida às irregularidades das pistas de rolamento, é incluída no modelo. Como contribuição deste trabalho, pode-se verificar: (a) derivação, por meio de uma formulação Lagrangiana, de um modelo de sete graus de liberdade para um veículo rodoviário para cargas leves, levando em consideração excitações devidas a irregularidades de pistas; (b) implementação de um esquema para geração de históricos de irregularidades de pistas, a partir de espectros de potência das mesmas obtidos de Normas Internacionais, com incorporação de algoritmos para definição de fases; (c) montagem de um programa para computador permitindo a análise integrada do problema em questão, com interfaces gráficas que facilitam sua utilização.

Zhu *et al.* (2004), estudam a dinâmica de um modelo de dois graus de liberdade, com amortecedor e mola não lineares. Os resultados analíticos mostram que a proposta de redução da amplitude e da oscilação dos níveis de vibração pode ser realizada, a partir dos ajustes dos parâmetros do sistema e da consideração do valor da frequência de excitação. Os resultados evidenciam que o desempenho do sistema é melhor quando são consideradas as características não lineares dos seus componentes.

Yagiz (2004), examina o comportamento dinâmico de um modelo veicular (*full vehicle*) não linear com suspensão ativa e controle de amortecimento no assento do passageiro. As

suspensões consideradas são do tipo Mc Pherson. Três estratégias de controle são adotadas: (a) apenas o controle do assento do passageiro é considerado; (b) apenas o controle da carroceria do veículo é considerado; (c) os dois controles são considerados ao mesmo tempo. Os resultados foram analisados para cada uma das estratégias de controle, sendo que no primeiro caso (controle do assento), a estratégia não garante o conforto veicular, pois não há controle dos movimentos angulares do veículo. O segundo caso (controle da carroceria), apresentou melhores resultados, porém estes não foram tão significativos quanto na terceira estratégia de controle, a qual melhorou de forma mais significativa o desempenho do sistema.

Zubek *et al.* (2004), discutem as propriedades dinâmicas de um amortecedor magnetoreológico. Os resultados experimentais das propriedades de um amortecedor magnetoreológico disponível comercialmente são analisados e a possibilidade de aplicações práticas do amortecedor é considerada.

Sohn *et al.* (2004), investigam o controle LQG para uma suspensão semi-ativa. Em primeiro lugar os autores propõem um novo modelo de controle orientado, que incorpora o movimento de rotação da carroceria do veículo. Depois, um controlador semi-ativo que se adapta às variações do perfil da via é proposto. Por último, é desenvolvido um controlador LQG, utilizando perfis de vias estimados. O desempenho do sistema proposto é comparado, através de simulação computacional, com um controlador não adaptativo. Os resultados evidenciam o melhor desempenho do sistema de suspensão semi-ativa proposto.

Giua *et al.* (2004), apresentam um procedimento para projeto de sistema de suspensões semi-ativas. Em primeiro lugar, os autores consideram uma lei de controle ativo baseado em realimentação, que será considerado como um “objetivo”. Em segundo lugar, a lei de controle “objetivo” é aproximada, através do controle dos valores do coeficiente de amortecimento da suspensão semi-ativa. Dois diferentes tipos de absorvedores de vibrações são analisados: um utilizando fluido magnetoreológico e outro uma válvula solenóide. Em ambos os casos, as características não lineares força-velocidade do amortecedor são consideradas. Para melhorar a eficiência do sistema proposto, é utilizado um procedimento para prever o valor ótimo do coeficiente de amortecimento.

Hyvärinen (2004), descreve o desenvolvimento de um novo modelo veicular analítico (*full vehicle*), que leva em consideração a cinemática essencial do sistema de suspensão, aplicando

uma nova estratégia de controle baseado na teoria do *skyhook*. O desempenho do controle proposto é avaliado para diferentes perfis de vias e comparado com o sistema passivo linear, em relação ao conforto, espaço de trabalho da suspensão e contato pneu-via. O amortecimento da vibração é avaliado em sua habilidade para reduzir o deslocamento vertical da carroceria, o ângulo *pitch* e o ângulo *roll*. O modelo matemático, considerando a não linearidade do sistema passivo, é apresentado. Os resultados evidenciam que a nova estratégia de controle proposta reduz o nível de vibração do sistema, assim como melhora o contato pneu-via e o espaço de trabalho da suspensão.

A partir da análise dos trabalhos citados, pode-se enquadrar os principais tipos de suspensões estudadas em três categorias:

- Passivas;
- Semi-ativas;
- Ativas.

Destas três categorias pode-se verificar que, entre a maioria dos pesquisadores, os sistemas passivos são limitados e não permitem grandes saltos na melhoria do desempenho do sistema veicular. Porém quando comparados os sistemas semi-ativos e os ativos, percebe-se que tais categorias apresentam resultados globais similares, sendo que o *trade-off* entre a melhoria do desempenho veicular e os custos para se obter esta melhoria ainda precisa de maiores estudos.

Para os tipos de sistemas de suspensões, pode-se encontrar inúmeros tipos e teorias de controle para melhoria do desempenho (conforto, segurança, espaço de trabalho da suspensão), tais como:

- Controles baseados na teoria do *Skyhook* (*CVD* e *on-off*);
- Regulador Linear Quadrático (*LQR*);
- Controle H-infinito;
- Controle por Redes Neurais;
- Lógica Fuzzy;
- Controlador Proporcional Integrativo Derivativo (*PID*);
- Controlador Proporcional Integrativo (*PI*);
- Amortecedor com fluido Magnetoreológico;
- Amortecedor com fluido Eletroreológico.

A partir do ano de 2002, fica mais evidente o crescimento de estudos direcionados à utilização de amortecedores magnetoreológicos e eletroreológicos, porém acredita-se existir uma grande lacuna, principalmente, no que diz respeito aos estudos de controles semi-ativos, baseados na teoria do *skyhook*, pois este tipo de controlador pode apresentar uma melhoria significativa nos indicadores de desempenho do veículo, com baixos custos na sua implementação.

Para a modelagem e simulação dos vários tipos de controle, pode-se ainda definir qual modelo matemático deverá representar o sistema veicular. Os principais modelos usados para estudo de desempenho dos sistemas são:

- Modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo (uma roda);
- Modelo de $\frac{1}{2}$ veículo (duas rodas);
- Modelo de veículo completo (quatro rodas).

O modelo de veículo completo representa mais fielmente a dinâmica veicular e permite obter conclusões mais assertivas dos sistemas estudados, além de permitir a análise dos movimentos *pitch* e *roll* do veículo, porém, dependendo do modelo adotado pode-se requerer um esforço computacional maior.

Existem ainda dentro destes modelos uma infinidade de definições que podem fazer variar a representação do sistema veicular. Para simplificar, pode-se considerar que estes modelos matemáticos podem ser:

- Lineares;
- Não lineares.

A partir da análise da evolução dos estudos na área de suspensão veicular, constata-se que a maioria dos trabalhos realizados está restrita à análise de modelos matemáticos lineares de suspensões automotivas. Porém, quando se considera o comportamento não linear dos componentes de uma suspensão veicular, percebe-se que o desempenho do sistema não linear apresenta resultados melhores que os sistemas lineares. Em outras palavras, quando se compara resultados entre sistemas supostamente lineares, pode-se afirmar que o ganho proveniente do desenvolvimento e implementação de sistemas semi-ativos e ativos estão superestimados.

Este trabalho tem como proposta o estudo de um sistema com as seguintes características:

- **Modelo Matemático:**
 - Veículo completo (sete graus de liberdade) com molas e amortecedores não lineares.
- **Tipos de Suspensões:**
 - Passiva;
 - Semi-ativas.
- **Tipos de Controle:**
 - On-off;
 - CVD.

Capítulo 3

Modelagem Matemática

3.1 – Modelo Veicular

Para a análise matemática das suspensões passivas e semi-ativas, adotou-se o modelo veicular completo (*full vehicle*), baseado na proposta de Ikenaga (1999), conforme figura 3.1. Este modelo representa um sistema de sete graus de liberdade não linear e consiste de uma “massa suspensa” (carroceria do veículo) conectada a quatro “massas não suspensas” (eixos do veículo).

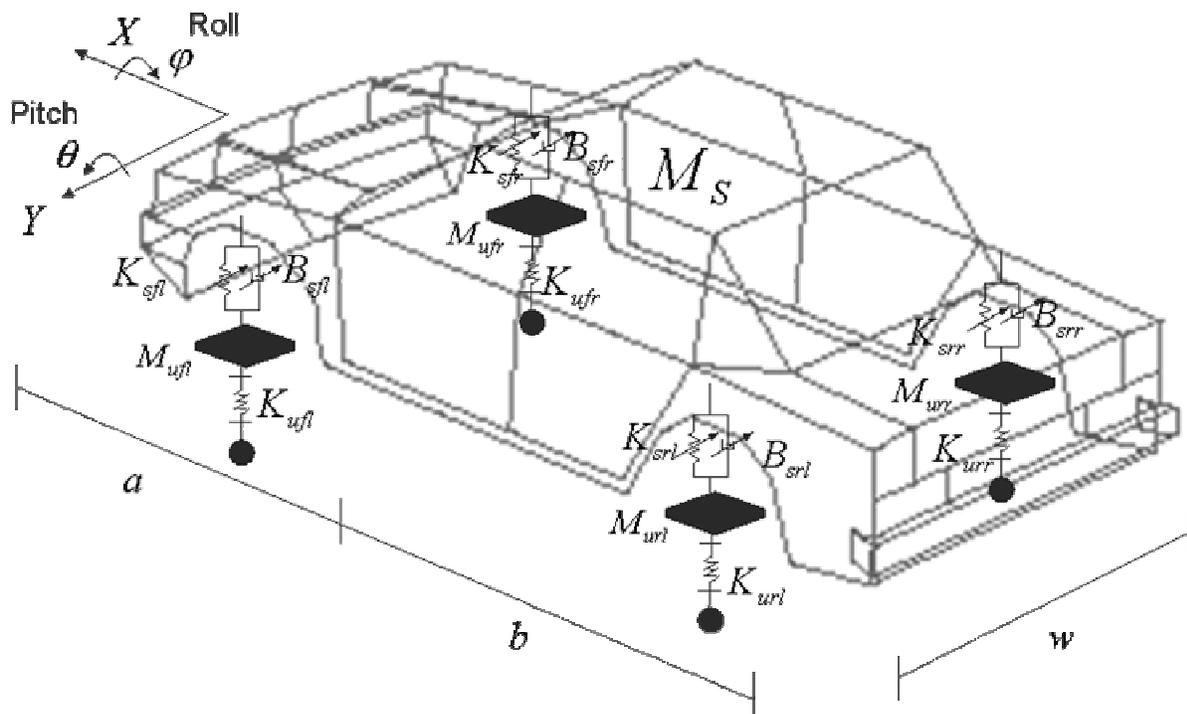


Figura 3.1: Modelo veicular completo (*full vehicle*)

Neste modelo, além da análise dos movimentos verticais da suspensão, é permitida a simulação dos movimentos angulares do veículo (*pitch* e *roll*).

O modelo da figura 3.1 pode ser descrito a partir das equações diferenciais 3.1 a 3.7:

- Movimento Vertical do Veículo:

$$M_s \ddot{z} = -M_s g - (K_{sfl} + K_{sfr} + K_{srl} + K_{srr})z - (B_{sfl} + B_{sfr} + B_{srl} + B_{srr})\dot{z} + (aK_{sfl} + aK_{sfr} - bK_{srl} - bK_{srr})\theta + \dots \quad (3.1)$$

$$+ (aB_{sfl} + aB_{sfr} - bB_{srl} - bB_{srr})\dot{\theta} + K_{sfl}z_{ufl} + B_{sfl}\dot{z}_{ufl} + K_{sfr}z_{ufr} + B_{sfr}\dot{z}_{ufr} + K_{srl}z_{url} + B_{srl}\dot{z}_{url} + K_{srr}z_{urr} + B_{srr}\dot{z}_{urr}$$

- Movimento “Pitch” do Veículo:

$$I_{yy} \ddot{\theta} = (aK_{sfl} + aK_{sfr} - bK_{srl} - bK_{srr})z + (aB_{sfl} + aB_{sfr} - bB_{srl} - bB_{srr})\dot{z} - (a^2K_{sfl} + a^2K_{sfr} + b^2K_{srl} + b^2K_{srr})\theta - \dots \quad (3.2)$$

$$- (a^2B_{sfl} + a^2B_{sfr} + b^2B_{srl} + b^2B_{srr})\dot{\theta} - aK_{sfl}z_{ufl} - aB_{sfl}\dot{z}_{ufl} - aK_{sfr}z_{ufr} - aB_{sfr}\dot{z}_{ufr} + bK_{srl}z_{url} + bB_{srl}\dot{z}_{url} + \dots$$

$$+ bK_{srr}z_{urr} + bB_{srr}\dot{z}_{urr}$$

- Movimento “Roll” do Veículo:

$$I_{xx} \ddot{\phi} = -0.25w^2(K_{sfl} + K_{sfr} + K_{srl} + K_{srr})\phi - 0.25w^2(B_{sfl} + B_{sfr} + B_{srl} + B_{srr})\dot{\phi} + 0.5wK_{sfl}z_{ufl} + 0.5wB_{sfl}\dot{z}_{ufl} + \dots \quad (3.3)$$

$$- 0.5wK_{sfr}z_{ufr} - 0.5wB_{sfr}\dot{z}_{ufr} + 0.5wK_{srl}z_{url} + 0.5wB_{srl}\dot{z}_{url} - 0.5wK_{srr}z_{urr} - 0.5wB_{srr}\dot{z}_{urr}$$

- Movimento Vertical do Eixo Dianteiro Esquerdo:

$$M_{ufl} \ddot{z}_{ufl} = -M_{ufl}g + K_{sfl}z + B_{sfl}\dot{z} - aK_{sfl}\theta - aB_{sfl}\dot{\theta} + 0.5wK_{sfl}\phi + 0.5wB_{sfl}\dot{\phi} - (K_{sfl} + K_{ufl})z_{ufl} - B_{sfl}\dot{z}_{ufl} + K_{ufl}z_{rfl} \quad (3.4)$$

- Movimento Vertical do Eixo Dianteiro Direito:

$$M_{ufr} \ddot{z}_{ufr} = -M_{ufr}g + K_{sfr}z + B_{sfr}\dot{z} - aK_{sfr}\theta - aB_{sfr}\dot{\theta} - 0.5wK_{sfr}\phi - 0.5wB_{sfr}\dot{\phi} - (K_{sfr} + K_{ufr})z_{ufr} - B_{sfr}\dot{z}_{ufr} + K_{ufr}z_{rfr} \quad (3.5)$$

- Movimento Vertical do Eixo Traseiro Esquerdo:

$$M_{url} \ddot{z}_{url} = -M_{url}g + K_{srl}z + B_{srl}\dot{z} + bK_{srl}\theta + bB_{srl}\dot{\theta} + 0.5wK_{srl}\phi + 0.5wB_{srl}\dot{\phi} - (K_{srl} + K_{url})z_{url} - B_{srl}\dot{z}_{url} + K_{url}z_{rrl} \quad (3.6)$$

- Movimento Vertical do Eixo Traseiro Direito:

$$M_{urr} \ddot{z}_{urr} = -M_{urr}g + K_{srr}z + B_{srr}\dot{z} + bK_{srr}\theta + bB_{srr}\dot{\theta} - 0.5wK_{srr}\phi - 0.5wB_{srr}\dot{\phi} - (K_{srr} + K_{urr})z_{urr} - B_{srr}\dot{z}_{urr} + K_{urr}z_{rrr} \quad (3.7)$$

Para análise e simulação deste sistema, as equações de movimento são representadas na forma de estado, ou seja, o sistema de segunda ordem é reduzido a um sistema de primeira. Para isso, são definidas as seguintes variáveis de estado:

- $x_1 = z$
- $x_2 = \theta$
- $x_3 = \varphi$
- $x_4 = z_{ufl}$
- $x_5 = z_{ufr}$
- $x_6 = z_{url}$
- $x_7 = z_{urr}$
- $x_8 = \dot{z}$
- $x_9 = \dot{\theta}$
- $x_{10} = \dot{\varphi}$
- $x_{11} = \dot{z}_{ufl}$
- $x_{12} = \dot{z}_{ufr}$
- $x_{13} = \dot{z}_{url}$
- $x_{14} = \dot{z}_{urr}$

A equação de estado é então dada por:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax(t) + Zz(t) \\ y &= Cx(t) \end{aligned} \tag{3.8}$$

sendo que a matriz **A** representa a dinâmica do sistema veicular, a matriz **Z** representa a excitação do sistema, a matriz **C** representa a saída do sistema, o vetor **x(t)** representa as variáveis de estado e o vetor **z(t)** representa os distúrbios da via.

Neste trabalho, o sistema é considerado não-linear. Para que a não-linearidade seja modelada, se faz necessária a variação contínua dos coeficientes de rigidez e amortecimento para cada uma das rodas, ou seja, a matriz \mathbf{A} deixa de ser constante, passando a variar em função destes coeficientes. De modo a modelar o sistema não-linear, a matriz \mathbf{A} foi subdividida em nove matrizes (\mathbf{aa} , \mathbf{ab} , \mathbf{ac} , \mathbf{ad} , \mathbf{ae} , \mathbf{af} , \mathbf{ag} , \mathbf{ah} e \mathbf{ai}), sendo que a matriz \mathbf{aa} é composta pelos elementos constantes do sistema e as demais matrizes estão diretamente relacionadas aos coeficientes de rigidez e amortecimento do sistema, conforme equação 3.9:

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= \mathbf{aa}x(t) + K_{sfr} \mathbf{ab}x(t) + K_{sfl} \mathbf{ac}x(t) + K_{srr} \mathbf{adx}(t) + K_{srl} \mathbf{aex}(t) + \dots \\
 &+ B_{sfr} \mathbf{afx}(t) + B_{sfl} \mathbf{agx}(t) + B_{srr} \mathbf{ahx}(t) + B_{srl} \mathbf{aix}(t) + Zz(t) \\
 y &= Cx(t)
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

sendo:

$$\mathbf{aa} = \begin{bmatrix}
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -K_u/M_{ufl} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -K_u/M_{ufr} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_u/M_{url} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_u/M_{urr} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix} \tag{3.10}$$

$$x(t) = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \\ x_9 \\ x_{10} \\ x_{11} \\ x_{12} \\ x_{13} \\ x_{14} \end{Bmatrix} \quad (3.21)$$

$$z(t) = \begin{Bmatrix} z_{rfl} \\ z_{rfr} \\ z_{rrl} \\ z_{rrr} \end{Bmatrix} \quad (3.22)$$

3.2 – Não linearidade da mola

Uma das principais contribuições do presente trabalho é a análise do desempenho de uma suspensão veicular, considerando o comportamento não linear dos seus componentes. A determinação da não linearidade, tanto da mola, como do amortecedor, está baseada no estudo desenvolvido por Rill (2002). Para a simulação da não linearidade da mola, foram consideradas as seguintes equações:

- **Mola Dianteira Direita:**

$$\text{Se} \left(x_1 + ax_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_5 \right)^{(1)} > 0$$

$$\Rightarrow K_{\text{sfr}} = 20000^{(2)} \cdot \left(1 + 1 \cdot \left(x_1 + ax_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_5 \right) \right) \quad (3.23)$$

⁽¹⁾ Espaço de trabalho da suspensão, a partir do peso estático do veículo.

⁽²⁾ Coeficiente estático da mola. Este valor foi definido como sendo igual a 20000 N/m, pois, na simulação dos resultados, apresentou o melhor desempenho para o sistema passivo não-linear.

$$\begin{aligned} \text{Se} \left(x_1 + ax_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_5 \right) < 0 \\ \Rightarrow K_{\text{sfr}} = 20000 \cdot \left(1 - 1 \cdot \left(x_1 + ax_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_5 \right) \right) \end{aligned} \quad (3.24)$$

- **Mola Dianteira Esquerda:**

$$\begin{aligned} \text{Se} \left(x_1 + ax_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_4 \right) > 0 \\ \Rightarrow K_{\text{sfl}} = 20000 \cdot \left(1 + 1 \cdot \left(x_1 + ax_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_4 \right) \right) \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \text{Se} \left(x_1 + ax_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_4 \right) < 0 \\ \Rightarrow K_{\text{sfl}} = 20000 \cdot \left(1 - 1 \cdot \left(x_1 + ax_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_4 \right) \right) \end{aligned} \quad (3.26)$$

- **Mola Traseira Direita:**

$$\begin{aligned} \text{Se} \left(x_1 - bx_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_7 \right) > 0 \\ \Rightarrow K_{\text{srr}} = 20000 \cdot \left(1 + 1 \cdot \left(x_1 - bx_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_7 \right) \right) \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} \text{Se} \left(x_1 - bx_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_7 \right) < 0 \\ \Rightarrow K_{\text{srr}} = 20000 \cdot \left(1 - 1 \cdot \left(x_1 - bx_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_7 \right) \right) \end{aligned} \quad (3.28)$$

- **Mola Traseira Esquerda:**

$$\text{Se} \left(x_1 - bx_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_6 \right) > 0$$

$$\Rightarrow K_{\text{srl}} = 20000 \cdot \left(1 + 1 \cdot \left(x_1 - bx_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_6 \right) \right) \quad (3.29)$$

$$\text{Se} \left(x_1 - bx_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_6 \right) < 0$$

$$\Rightarrow K_{\text{srl}} = 20000 \cdot \left(1 - 1 \cdot \left(x_1 - bx_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_6 \right) \right) \quad (3.30)$$

Como resultado desta modelagem da não linearidade da mola, pode-se perceber, sutilmente, na curva característica (força da mola X deslocamento) da figura 3.2, o comportamento dinâmico deste componente da suspensão veicular.

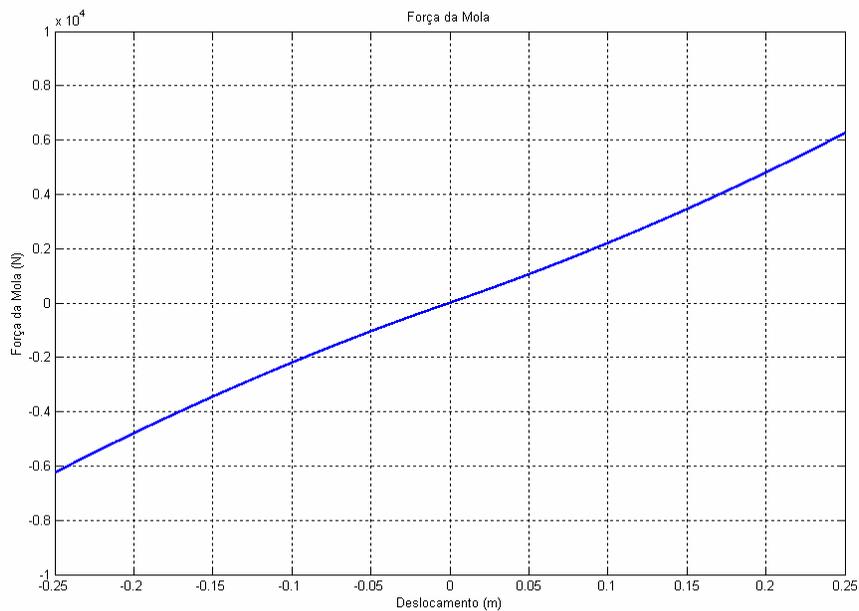


Figura 3.2: Curva característica da mola não linear

Nas aplicações reais, no último trecho de atuação da mola, o valor do coeficiente de rigidez cresce exponencialmente, de modo a evitar choque nos batentes. Este presente trabalho, não tem como objetivo a análise deste fenômeno, importando aqui o comportamento não linear durante a operação na faixa do espaço de trabalho da suspensão. Em outras palavras, toda a simulação pressupõe que a intensidade das excitações é compatível com esta hipótese.

3.3 – Não linearidade do amortecedor

Para a simulação da não linearidade do amortecedor, foram consideradas as seguintes equações:

- **Amortecedor Dianteiro Direito:**

$$\text{Se} \left(\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 + \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_5 \right) > 0$$

$$\Rightarrow B_{\text{sfr}} = \frac{C_{pf}}{\left(1 + 0.3 \cdot \left(\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 + \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_5 \right) \right)} \quad (3.31)$$

$$\text{Se} \left(\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 + \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_5 \right) < 0$$

$$\Rightarrow B_{\text{sfr}} = \frac{C_{pf}}{\left(1 - 0.9 \cdot \left(\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 + \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_5 \right) \right)} \quad (3.32)$$

- **Amortecedor Dianteiro Esquerdo:**

$$\text{Se} \left(\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_4 \right) > 0$$

$$\Rightarrow B_{\text{sfl}} = \frac{C_{pf}}{\left(1 + 0.3 \cdot \left(\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_4 \right) \right)} \quad (3.33)$$

$$\text{Se} \left(\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_4 \right) < 0$$

$$\Rightarrow \mathbf{B}_{\text{sfl}} = \frac{C_{pf}}{\left(1 - 0.9 \cdot \left(\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_4 \right) \right)} \quad (3.34)$$

- **Amortecedor Traseiro Direito:**

$$\text{Se} \left(\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 + \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_7 \right) > 0$$

$$\Rightarrow \mathbf{B}_{\text{srr}} = \frac{C_{pr}}{\left(1 + 0.3 \cdot \left(\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 + \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_7 \right) \right)} \quad (3.35)$$

$$\text{Se} \left(\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 + \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_7 \right) < 0$$

$$\Rightarrow \mathbf{B}_{\text{srr}} = \frac{C_{pr}}{\left(1 - 0.9 \cdot \left(\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 + \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_7 \right) \right)} \quad (3.36)$$

- **Amortecedor Traseiro Esquerdo:**

$$\text{Se} \left(\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_6 \right) > 0$$

$$\Rightarrow \mathbf{B}_{\text{srl}} = \frac{C_{pr}}{\left(1 + 0.3 \cdot \left(\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_6 \right) \right)} \quad (3.37)$$

$$\text{Se } \left(\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_6 \right) < 0$$

$$\Rightarrow B_{\text{srl}} = \frac{C_{pr}}{\left(1 - 0.9 \cdot \left(\dot{x}_1 - b\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_6 \right) \right)} \quad (3.38)$$

Como resultado desta modelagem da não linearidade do amortecedor, pode-se perceber na curva característica (força de amortecimento X velocidade) da figura 3.3, o comportamento dinâmico deste componente da suspensão veicular.

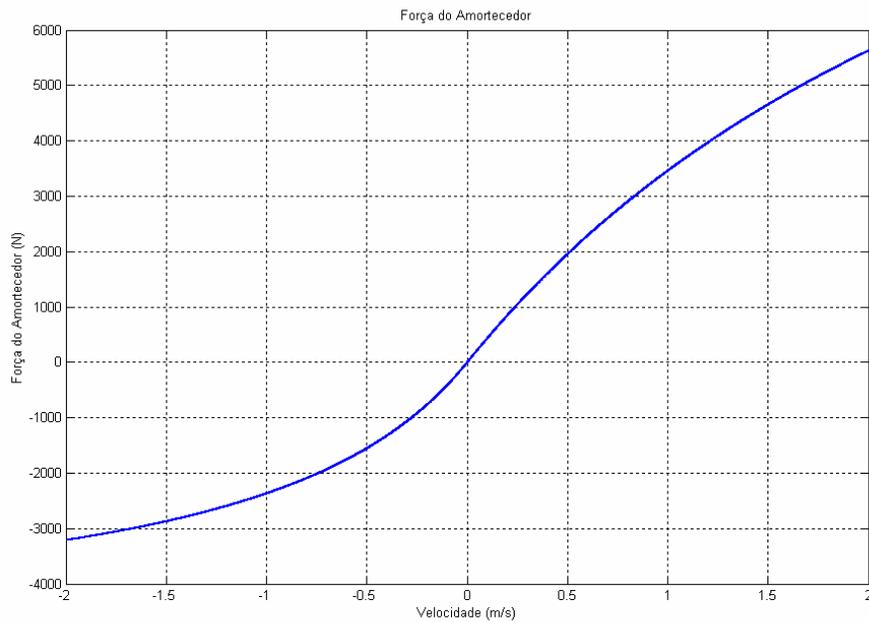


Figura 3.3: Curva característica do amortecedor não linear

Na figura 3.3 que representa a curva característica do amortecedor do sistema passivo não linear estudado, verifica-se uma semelhança muito grande com o comportamento constatado em aplicações reais. Inclusive, pode-se perceber que a força de amortecimento para as velocidades positivas⁽¹⁾ é maior que para as velocidades negativas, de acordo com Rill (2002).

⁽¹⁾ A velocidade, nesta curva característica do amortecedor, é considerada positiva quando a velocidade vertical da carroceria do veículo é maior que a velocidade vertical do eixo.

3.4 – Teoria do skyhook

Por definição, a teoria do *skyhook* considera a força de amortecimento como sendo proporcional à velocidade vertical absoluta da carroceria, ao invés da velocidade relativa entre carroceria e do eixo. Desta forma, as vibrações do eixo não são transmitidas à carroceria, o que otimiza o coeficiente de amortecimento, proporcionando maior conforto ao sistema veicular. Na figura abaixo, pode-se verificar o modelo de um quarto de veículo, no caso do *skyhook* ideal.

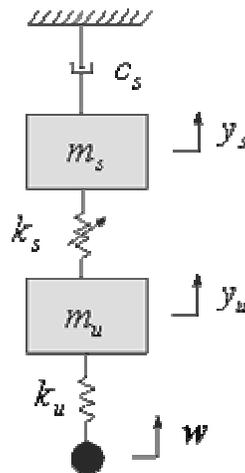


Figura 3.4: Modelo de 1/4 de veículo – *skyhook* ideal

Como, em um sistema veicular real, a força de amortecimento é proporcional à velocidade relativa da carroceria e do eixo, conforme figura abaixo, pode-se considerar que na teoria do *skyhook* real, o coeficiente de amortecimento é resultante da equiparação entre a força de amortecimento do *skyhook* ideal com a força de amortecimento do sistema real.

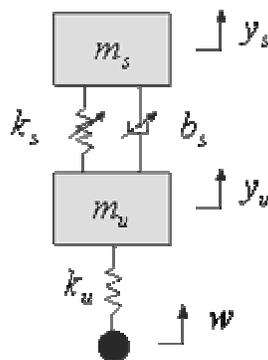


Figura 3.5: Modelo de 1/4 de veículo – sistema real

No caso da figura 3.4, a força de amortecimento é dada pela seguinte equação:

$$f_s = c_s \cdot \dot{y}_s \quad (3.39)$$

Para o sistema real, a força de amortecimento é dada pela seguinte equação:

$$f_p = b_s \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_u) \quad (3.40)$$

Quando as equações 3.39 e 3.40 são igualadas, tem-se o seguinte valor de coeficiente de amortecimento, baseado na teoria do *skyhook*:

$$f_s = f_p \Rightarrow c_s \cdot \dot{y}_s = b_s \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_u) \Rightarrow b_s = c_s \cdot \frac{\dot{y}_s}{(\dot{y}_s - \dot{y}_u)} \quad (3.41)$$

3.5 – Leis de controle

Existe uma grande variedade de controladores aplicados a sistemas de suspensões veiculares em modelos de um quarto de veículo. Alguns estudos se concentram em otimizar os modelos de veículo completo (*full vehicle model*), porém a maioria destes controladores está baseada em algoritmos lineares. O modelo veicular completo já apresenta, por si só, uma certa complexidade, visto que as restrições do sistema e as variáveis de estado são em maior número. Esta complexidade aumenta quando se inclui neste modelo variáveis não lineares. Neste trabalho, a estratégia de controle está baseada em Hyvärinen (2004).

O maior objetivo de um controlador é a determinação do coeficiente de amortecimento desejado para o sistema. Neste estudo os controladores estão baseados na teoria do *skyhook* e o coeficiente de amortecimento desejado é função de três componentes:

- ✓ Deslocamento vertical do veículo;
- ✓ Ângulo *Pitch*;
- ✓ Ângulo *Roll*.

Para o cálculo da componente referente ao deslocamento vertical do veículo, a carroceria é considerada fixa no “céu” (*sky*), conforme figura 3.6. De acordo com a equação 3.39, a força de amortecimento criada pelo amortecedor *skyhook* é função da velocidade vertical absoluta da carroceria do veículo e do coeficiente do skyhook ideal:

$$f_{s,h} = c_{s,h} \cdot \dot{z} \quad (3.42)$$

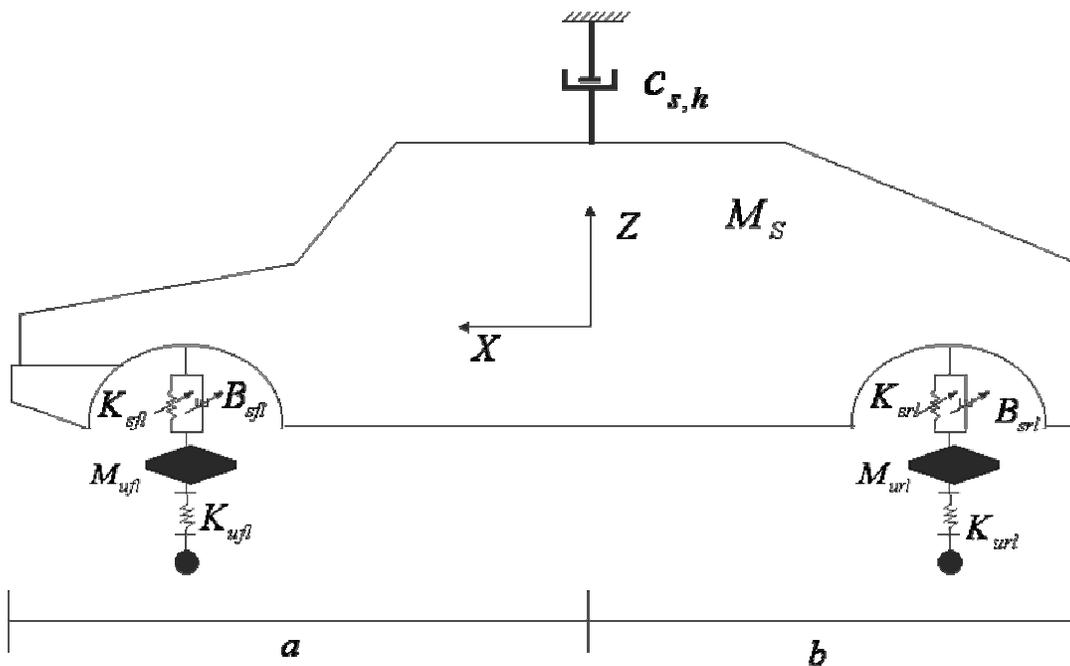


Figura 3.6: Amortecimento do deslocamento vertical com um amortecedor *skyhook*

Para efeito de otimização do coeficiente de amortecimento do *skyhook*, é usual considerar que este seja função do coeficiente de amortecimento crítico do sistema, conforme equação abaixo:

$$c_{s,h} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot c_{c,h} \quad (3.43)$$

sendo:

$$c_{c,h} = 2 \cdot \sqrt{k^{(1)} \cdot M_s} \quad (3.44)$$

⁽¹⁾ Coeficiente de rigidez da mola, independente do pneu analisado. Por exemplo, se o pneu analisado for o dianteiro direito, $k = K_{sfr}$.

Para o cálculo da componente referente ao ângulo *pitch*, a carroceria é considerada fixa no “céu” (*sky*), conforme figura 3.7, permitindo a rotação do veículo no plano XZ. A força de amortecimento criada pelo amortecedor *skyhook* é função da velocidade angular *pitch* absoluta da carroceria do veículo e do coeficiente do skyhook ideal:

$$f_{s,p} = c_{s,p} \cdot \dot{\theta} \quad (3.45)$$

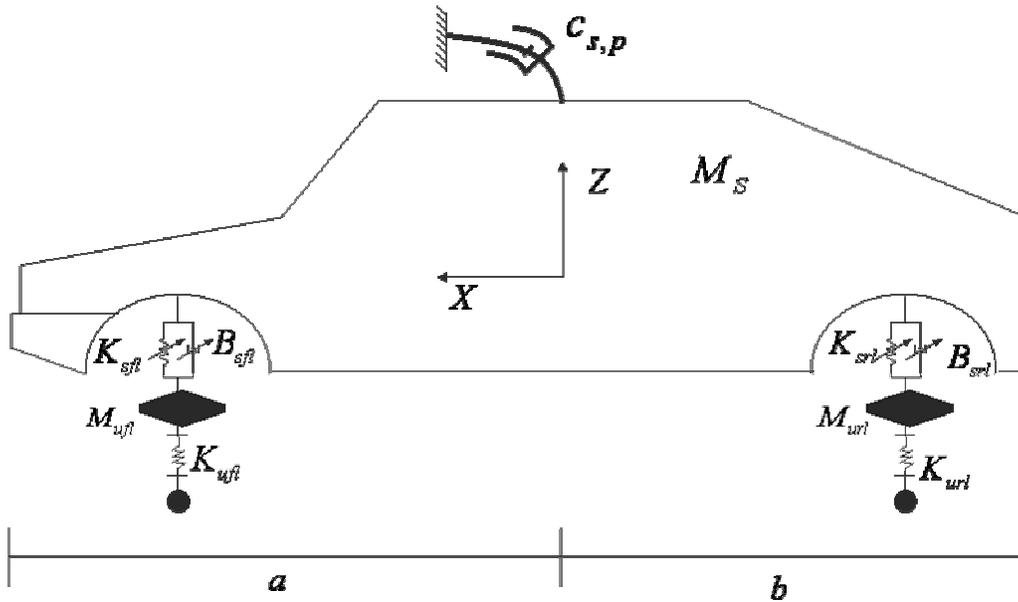


Figura 3.7: Amortecimento do ângulo *pitch* com um amortecedor *skyhook*

Considera-se o coeficiente de amortecimento do *skyhook*, conforme equação abaixo:

$$c_{s,p} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot c_{c,p} \quad (3.46)$$

sendo, para as rodas dianteiras:

$$c_{c,p} = \frac{2 \cdot \sqrt{k \cdot I_{yy}}}{a} \quad (3.47)$$

e para as rodas traseiras:

$$c_{c,p} = \frac{2 \cdot \sqrt{k \cdot I_{yy}}}{b} \quad (3.48)$$

Para o cálculo da componente referente ao ângulo *roll*, a carroceria é considerada fixa no “céu” (*sky*), conforme figura 3.8, permitindo a rotação do veículo no plano YZ. A força de amortecimento criada pelo amortecedor *skyhook* é função da velocidade angular *roll* absoluta da carroceria do veículo e do coeficiente do skyhook ideal:

$$f_{s,r} = c_{s,r} \cdot \dot{\varphi} \quad (3.49)$$

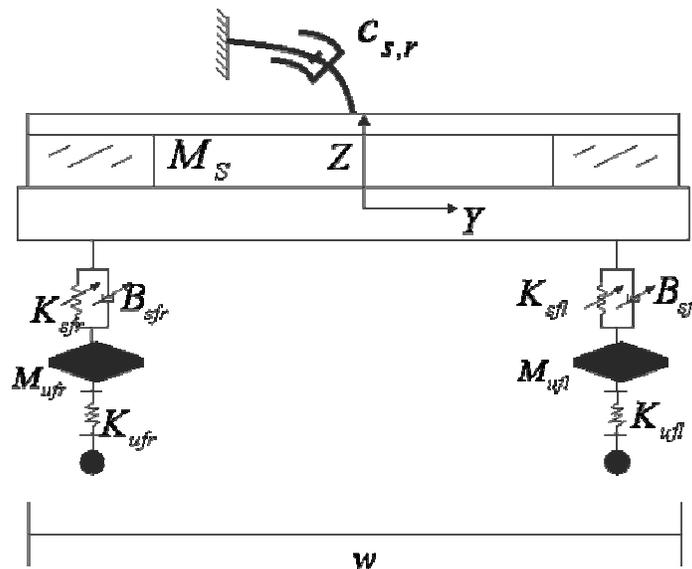


Figura 3.8: Amortecimento do ângulo *roll* com um amortecedor *skyhook*

Considera-se o coeficiente de amortecimento do *skyhook*, conforme equação abaixo:

$$c_{s,r} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot c_{c,r} \quad (3.50)$$

sendo:

$$c_{c,r} = \frac{2 \cdot \sqrt{k \cdot I_{xx}}}{\left(\frac{w}{2}\right)} \quad (3.51)$$

A força de amortecimento do *skyhook*, é então definida como sendo:

$$\begin{aligned} & f_{s,h} \pm f_{s,p} \pm f_{s,r} \\ & = \left(1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot M_s}\right) \dot{z} \pm \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{yy}}}{a \text{ ou } b} \right) \dot{\theta} \pm \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{xx}}}{\left(\frac{w}{2}\right)} \right) \dot{\phi} \end{aligned} \quad (3.52)$$

sendo que a soma ou diminuição de cada uma das componentes da lei de controle (deslocamento vertical da carroceria, *pitch* e *roll*) depende do pneu que está sendo analisado.

Quando a força de amortecimento real é igualada com a ideal, conforme equação 3.41, e fazendo o somatório de momento igual a zero em uma determinada roda, tem-se o valor desejado para o coeficiente de amortecimento real como sendo:

$$\begin{aligned} C_{s,fl} &= \frac{\left[\left(1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot M_s}\right) \dot{z} - \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{yy}}}{a \text{ ou } b} \right) \dot{\theta} + \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{xx}}}{\left(\frac{w}{2}\right)} \right) \dot{\phi} \right]}{(\dot{z}_s - \dot{z}_u)} \\ C_{s,fr} &= \frac{\left[\left(1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot M_s}\right) \dot{z} - \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{yy}}}{a \text{ ou } b} \right) \dot{\theta} - \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{xx}}}{\left(\frac{w}{2}\right)} \right) \dot{\phi} \right]}{(\dot{z}_s - \dot{z}_u)} \\ C_{s,rl} &= \frac{\left[\left(1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot M_s}\right) \dot{z} + \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{yy}}}{a \text{ ou } b} \right) \dot{\theta} + \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{xx}}}{\left(\frac{w}{2}\right)} \right) \dot{\phi} \right]}{(\dot{z}_s - \dot{z}_u)} \\ C_{s,rr} &= \frac{\left[\left(1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot M_s}\right) \dot{z} + \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{yy}}}{a \text{ ou } b} \right) \dot{\theta} - \left(\frac{1.4142 \cdot \sqrt{k \cdot I_{xx}}}{\left(\frac{w}{2}\right)} \right) \dot{\phi} \right]}{(\dot{z}_s - \dot{z}_u)} \end{aligned} \quad (3.53)$$

Para o controle semi-ativo do sistema de suspensão veicular, foram adotadas duas leis de controle, uma considera que o coeficiente de amortecimento varia continuamente (CVD -

Continuously Variable Damper) e a outra considera que o coeficiente de amortecimento pode ter apenas dois valores (ON-OFF).

3.5.1 – Lei de controle CVD

Esta estratégia de controle considera que o coeficiente de amortecimento varia continuamente de acordo com o que foi detalhado no item 3.5, sendo que para maior proximidade com a realidade, a variação do valor do coeficiente de amortecimento está limitada a um valor máximo (C_{\max}) e a um valor mínimo (C_{\min}).

Neste trabalho, os coeficientes máximo e mínimo foram definidos como sendo:

$$\begin{aligned} C_{\min} &= \min\{0,1 \cdot c_{c,h}, 0,1 \cdot c_{c,p}, 0,1 \cdot c_{c,r}\} \quad (1) \\ C_{\max} &= \max\{0,25 \cdot c_{c,h}, 0,25 \cdot c_{c,p}, 0,25 \cdot c_{c,r}\} \end{aligned} \quad (3.54)$$

Nas equações abaixo, pode-se verificar as leis de controle adotadas, para cada uma das rodas do veículo:

- **Suspensão Dianteira Direita:**

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{12})^{(2)} \leq 0 \quad \Rightarrow \quad B_{sfr} = C_{\min} \quad (3.55)$$

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{12}) > 0$$

$$\Rightarrow B_{sfr} = \begin{cases} C_{\max}, & C_{s,fr} > C_{\max} \\ C_{s,fr}, & C_{\min} < C_{s,fr} \leq C_{\max} \\ C_{\min}, & C_{s,fr} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (3.56)$$

⁽¹⁾ Na simulação computacional dos resultados, os valores definidos para os coeficientes de amortecimento mínimo (10% do amortecimento crítico) e máximo (25% do amortecimento crítico) apresentaram os melhores resultados.

⁽²⁾ Na condicional das leis de controle dos sistemas semi-ativos, o espaço de trabalho da suspensão não leva em consideração as velocidades angulares *nitch* e *roll*.

- **Suspensão Dianteira Esquerda:**

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{11}) \leq 0 \quad \Rightarrow \quad B_{sfl} = C_{\min} \quad (3.57)$$

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{11}) > 0$$

$$\Rightarrow B_{sfl} = \begin{cases} C_{\max}, & C_{s,fl} > C_{\max} \\ C_{s,fl}, & C_{\min} < C_{s,fl} \leq C_{\max} \\ C_{\min}, & C_{s,fl} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (3.58)$$

- **Suspensão Traseira Direita:**

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{14}) \leq 0 \quad \Rightarrow \quad B_{srr} = C_{\min} \quad (3.59)$$

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{14}) > 0$$

$$\Rightarrow B_{srr} = \begin{cases} C_{\max}, & C_{s,rr} > C_{\max} \\ C_{s,rr}, & C_{\min} < C_{s,rr} \leq C_{\max} \\ C_{\min}, & C_{s,rr} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (3.60)$$

- **Suspensão Traseira Esquerda:**

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{13}) \leq 0 \quad \Rightarrow \quad B_{srl} = C_{\min} \quad (3.61)$$

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{13}) > 0$$

$$\Rightarrow B_{srl} = \begin{cases} C_{\max}, & C_{s,rl} > C_{\max} \\ C_{s,rl}, & C_{\min} < C_{s,rl} \leq C_{\max} \\ C_{\min}, & C_{s,rl} \leq C_{\min} \end{cases} \quad (3.62)$$

3.5.2 – Lei de controle ON-OFF

Esta estratégia de controle considera que os valores não mais variam continuamente entre C_{\max} e C_{\min} , assumindo apenas ou o valor C_{\max} ou o valor C_{\min} . Nas equações abaixo, pode-se verificar as leis de controle adotadas, para cada uma das rodas do veículo:

- **Suspensão Dianteira Direita:**

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{12}) \leq 0 \quad \Rightarrow \quad B_{sfr} = C_{\min} \quad (3.63)$$

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{12}) > 0 \quad \Rightarrow \quad B_{sfr} = C_{\max} \quad (3.64)$$

- **Suspensão Dianteira Esquerda:**

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{11}) \leq 0 \quad \Rightarrow \quad B_{sfl} = C_{\min} \quad (3.65)$$

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{11}) > 0 \quad \Rightarrow \quad B_{sfl} = C_{\max} \quad (3.66)$$

- **Suspensão Traseira Direita:**

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{14}) \leq 0 \quad \Rightarrow \quad B_{srr} = C_{\min} \quad (3.67)$$

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{14}) > 0 \quad \Rightarrow \quad B_{srr} = C_{\max} \quad (3.68)$$

- **Suspensão Traseira Esquerda:**

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{13}) \leq 0 \quad \Rightarrow \quad B_{srl} = C_{\min} \quad (3.69)$$

$$\text{Se } x_8 \cdot (x_8 - x_{13}) > 0 \quad \Rightarrow \quad B_{srl} = C_{\max} \quad (3.70)$$

Vale ressaltar que, como os valores dos coeficientes de amortecimentos adotados nas estratégias de controle são função da rigidez da mola e esta, por sua vez, é não linear, os valores de B_{sfl} , B_{sfr} , B_{srl} e B_{srr} variam de acordo com a não linearidade do sistema.

Capítulo 4

Resultados

O desempenho do sistema passivo não linear e dos dois controladores semi-ativos (ON-OFF e CVD) é analisado para o modelo matemático proposto no capítulo anterior, utilizando as ferramentas computacionais, *Simulink* e *Matlab* (conforme descrito nos anexos 1 e 2).

Os sistemas são avaliados em relação ao conforto e a segurança veicular. Neste trabalho o conforto é representado pelo deslocamento e aceleração dos movimentos: vertical; *pitch* e *roll* e a segurança é representada pelo deslocamento vertical do eixo, pelo espaço de trabalho demandado da suspensão e pelo contato pneu-via.

São impostas, ao modelo do sistema veicular, diferentes tipos de excitações (transientes e periódicas), com o objetivo de ampliar o horizonte de avaliação dos sistemas.

4.1 – Excitações do sistema

A via é representada por sinais senoidais (seno 9 rad/s e seno 150 rad/s) e transientes (degrau e lombada). A escolha das frequências de excitação dos sinais senoidais tem como objetivo a imposição do sistema veicular a condições críticas, ou seja, a frequência de 9 rad/s representa um valor próximo ao da frequência natural da carroceria (como o sistema é não linear, logo a frequência natural varia de acordo com a variação do coeficiente de rigidez das molas) e a frequência de 150 rad/s representa um perfil de via de alta frequência.

Os sinais senoidais e o transiente degrau apresentam amplitudes diferentes entre o lado esquerdo e o lado direito do veículo, para proporcionar a simulação e posterior análise do movimento rotacional do sistema modelado (movimento *roll*).

Nas figuras abaixo apresentadas foi feito um “corte” mostrando apenas uma parte do sinal, para melhorar a visualização das diferenças de fase e amplitude de excitação para cada uma das rodas.

4.1.1 – Excitações Senoidais

- Seno com frequência igual a 9rad/s

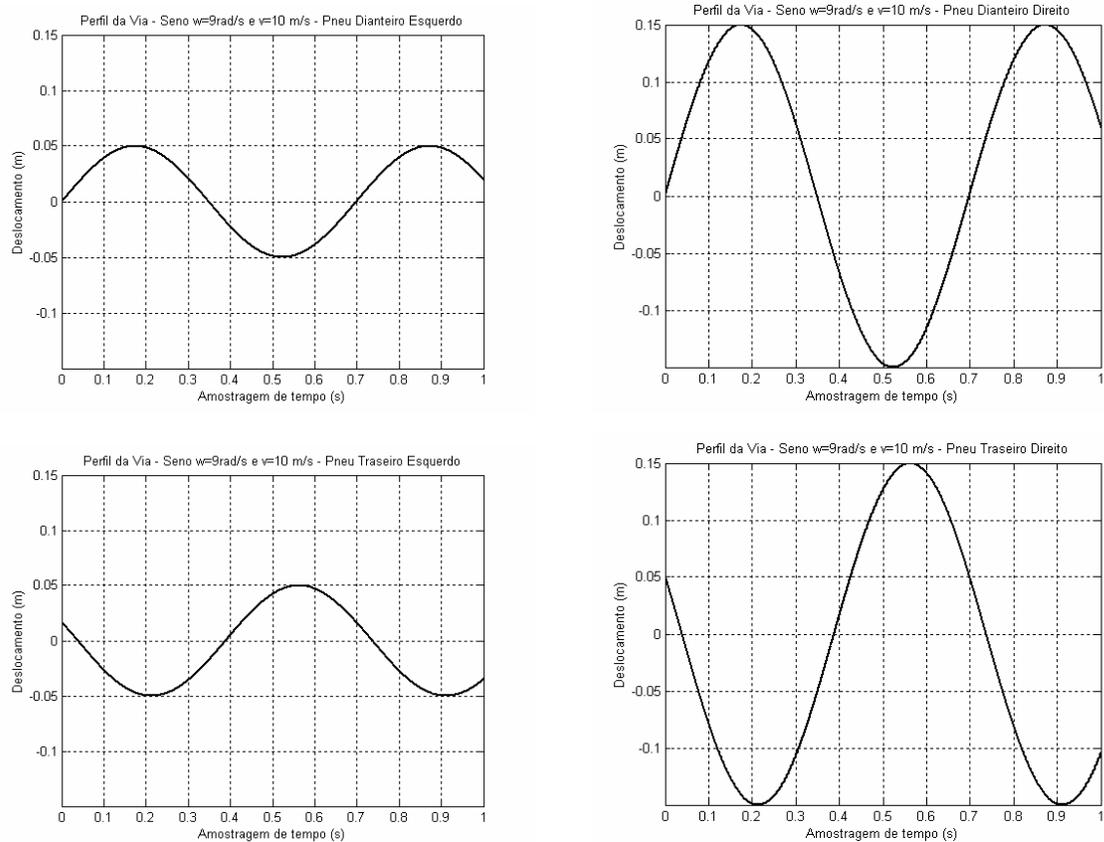


Figura 4.1: Excitação senoidal ($\omega=9\text{ rad/s}$) das quatro rodas

- Seno com frequência igual a 150rad/s

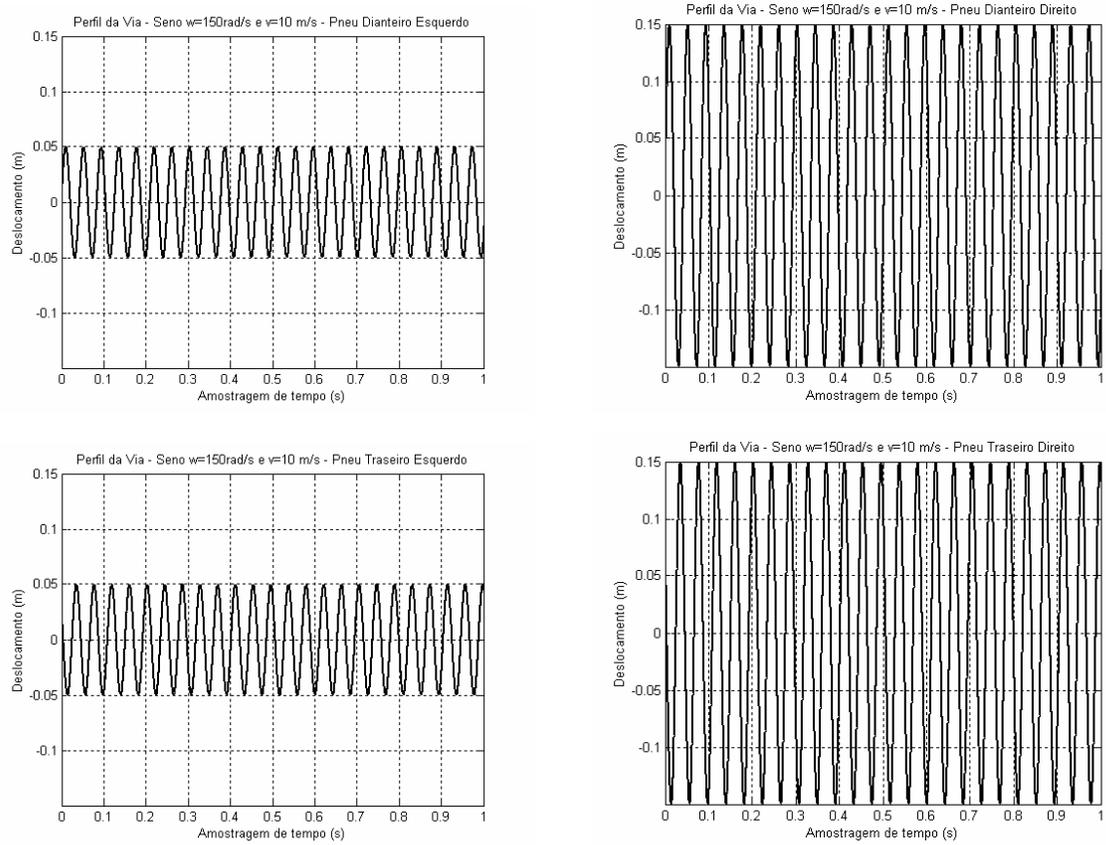
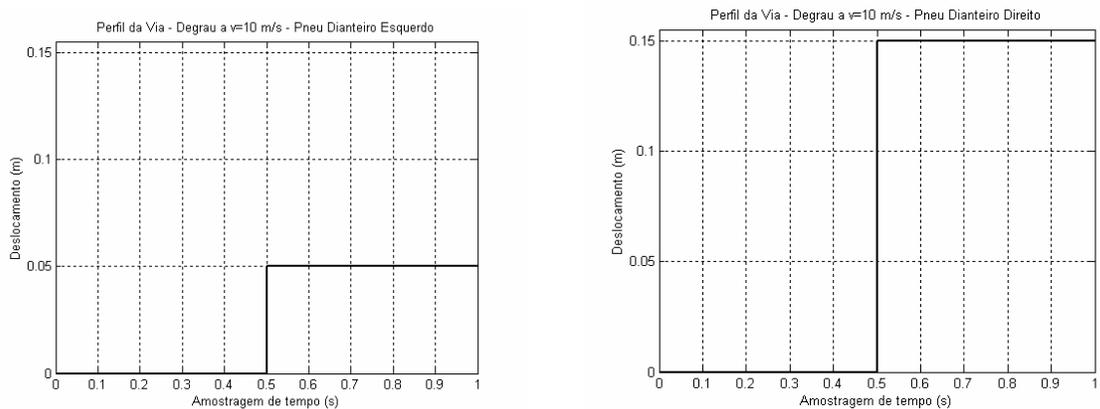


Figura 4.2: Excitação senoidal ($w=150\text{ rad/s}$) das quatro rodas

4.1.2 – Excitações Transientes

- Degrau



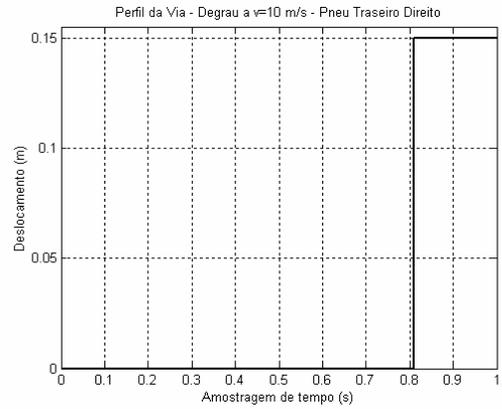
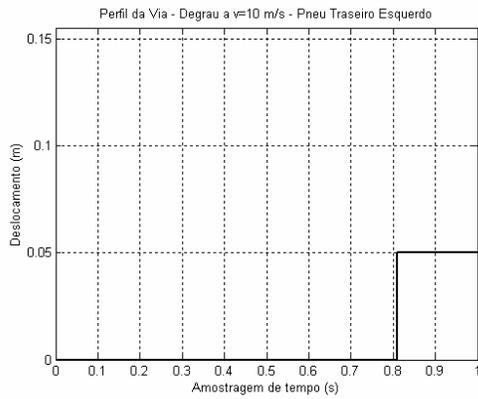


Figura 4.3: Excitação degrau ($v=10$ m/s) das quatro rodas

- Lombada

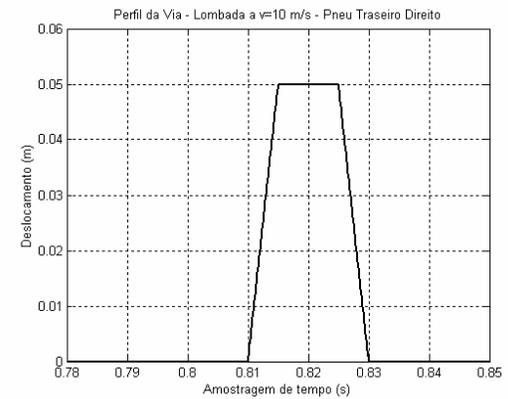
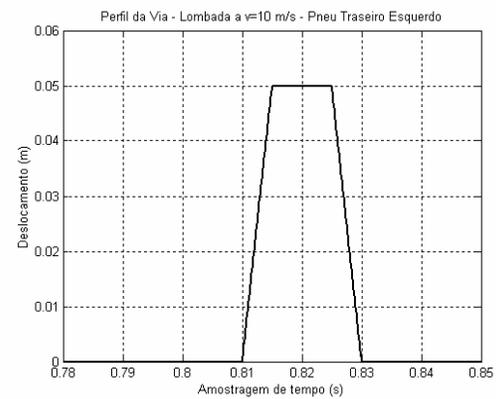
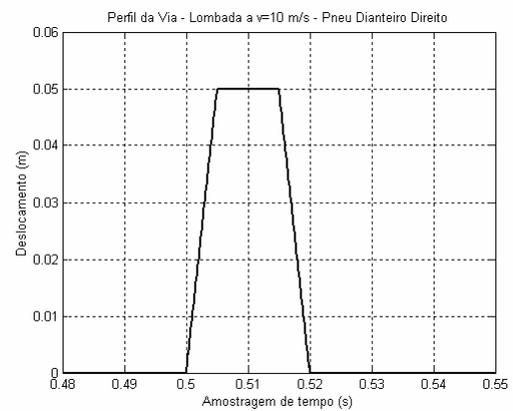
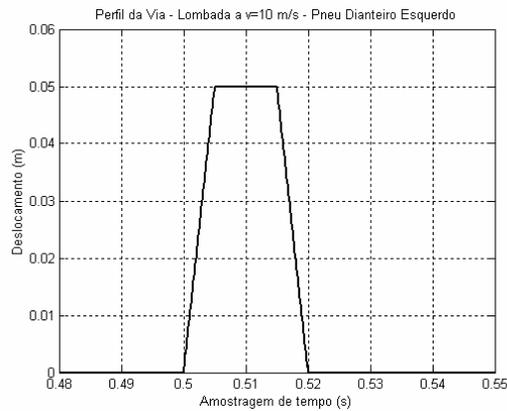


Figura 4.4: Excitação lombada ($v=10$ m/s) das quatro rodas

4.2 – Comparações entre os sistemas passivo, semi-ativo ON-OFF e semi-ativo CVD

Os parâmetros do sistema veicular, utilizados na simulação dos resultados, são:

$M_s=2000$;	Massa do veículo (kg)
$M_{ufl}=59$;	Massa do eixo dianteiro esquerdo (kg)
$M_{ufr}=59$;	Massa do eixo dianteiro direito (kg)
$M_{url}=59$;	Massa do eixo traseiro esquerdo (kg)
$M_{urr}=59$;	Massa do eixo traseiro direito (kg)
$K_{ufl}=190000$;	Rigidez do pneu dianteiro esquerdo (N/m)
$K_{ufr}=190000$;	Rigidez do pneu dianteiro direito (N/m)
$K_{url}=190000$;	Rigidez do pneu traseiro esquerdo (N/m)
$K_{urr}=190000$;	Rigidez do pneu traseiro direito (N/m)
$I_{xx}=460$;	Momento de inércia - eixo roll (kg.m ²)
$I_{yy}=2160$;	Momento de inércia - eixo pitch (kg.m ²)
$a=1.4$;	Comprimento entre a frente e o C.G. do veículo (m)
$b=1.7$;	Comprimento entre a traseira e o C.G. do veículo (m)
$w=3$;	Largura do veículo (m)
$C_{pf}=4500$;	Coefficiente de amortecimento estático dianteiro (N.s/m)
$C_{pr}=4500$;	Coefficiente de amortecimento estático traseiro (N.s/m)

Para uma análise mais detalhada, as figuras 4.5, 4.6 e 4.7 mostram a evolução no tempo dos valores do coeficiente de amortecimento para os sistemas passivo, semi-ativo ON-OFF e semi-ativo CVD, respectivamente. Nestas figuras foi considerada como excitação o degrau para o pneu dianteiro esquerdo.

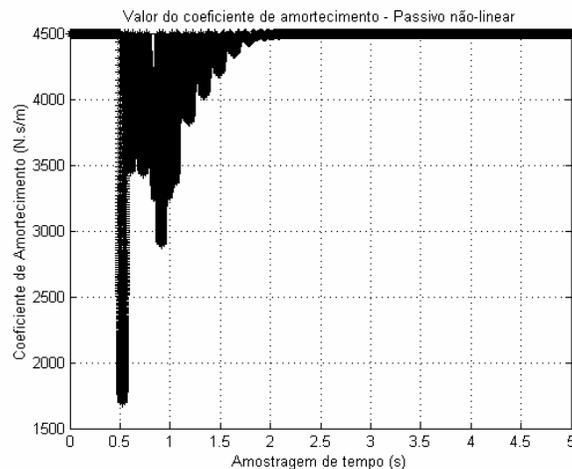


Figura 4.5: Evolução do coeficiente de amortecimento no sistema passivo não linear

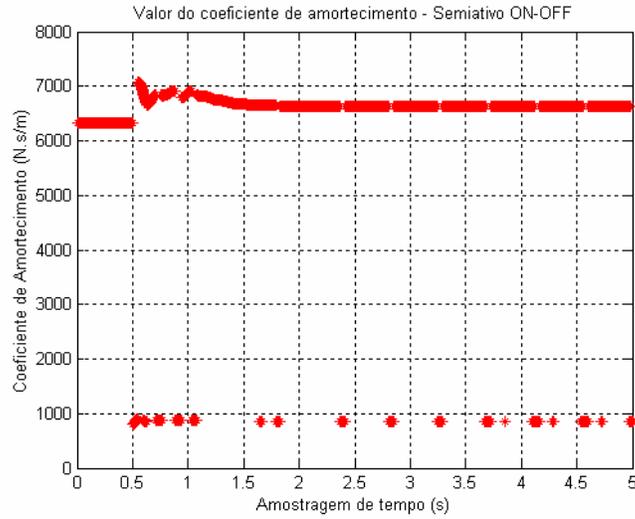


Figura 4.6: Evolução do coeficiente de amortecimento no sistema semi-ativo ON-OFF

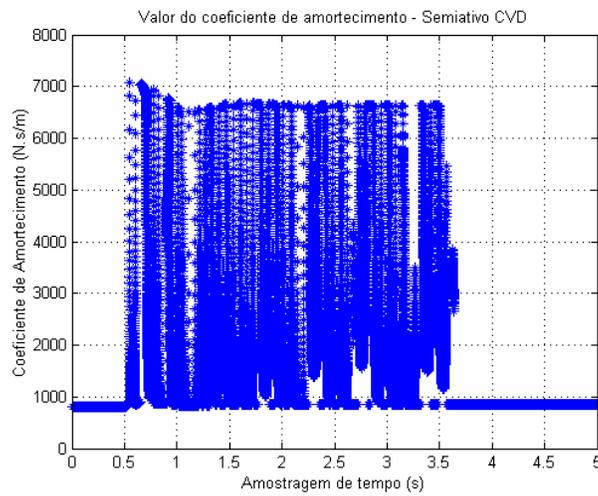


Figura 4.7: Evolução do coeficiente de amortecimento no sistema semi-ativo CVD

Os sistemas veiculares são comparados e analisados em relação às respostas a uma dada excitação dos movimentos que representam a segurança e o conforto veicular, conforme relacionados abaixo:

Segurança Veicular { Deslocamento Vertical do Eixo
Espaço de Trabalho da Suspensão
Contato Pneu - Via

Conforto Veicular {

- Deslocamento Vertical do Veículo
- Ângulo Pitch
- Ângulo Roll
- Aceleração Vertical do Veículo
- Aceleração Angular Pitch
- Aceleração Angular Roll

Para a análise de cada um dos movimentos que representam o conforto e a segurança do sistema veicular, são apresentados dois gráficos. O primeiro apresenta a resposta do sinal no tempo, enquanto o segundo mostra a densidade espectral⁽¹⁾ de potência do sinal. Deste modo pode-se avaliar a resposta do sistema no tempo e na frequência.

4.2.1 – Deslocamento vertical da carroceria do veículo

O sinal de deslocamento vertical da carroceria é representado pela variável de estado x_1 .

A figura 4.8 mostra o comportamento do deslocamento vertical da carroceria para a excitação de uma lombada, conforme figura 4.4. Os gráficos evidenciam que o sistema semi-ativo ON-OFF apresenta um melhor resultado em relação ao passivo não linear e ao semi-ativo CVD, devido às baixas amplitudes de vibração. Percebe-se claramente aqui a tentativa contínua do controlador em corrigir a resposta do veículo.

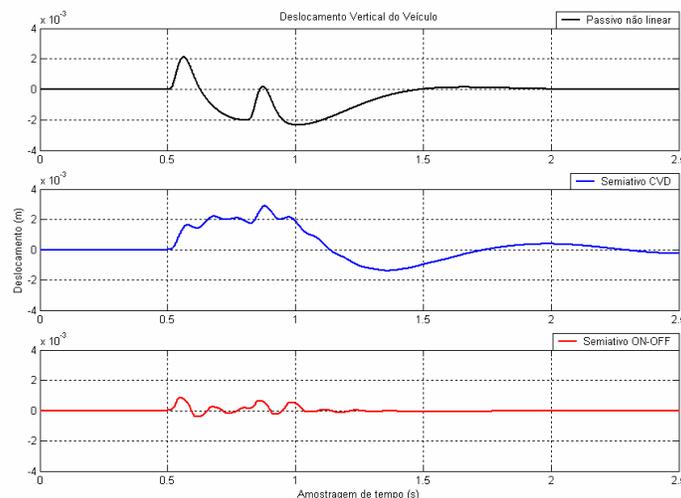


Figura 4.8: Deslocamento vertical da carroceria à excitação lombada

⁽¹⁾ A Densidade Espectral de Potência, apesar de não ser a melhor ferramenta de análise para sinais transientes e determinísticos, foi a escolhida, pela facilidade de utilização (ferramenta pronta para uso no MATLAB) e pela dificuldade de encontrar uma outra melhor para análise de sistemas não lineares.

A densidade espectral de potência do deslocamento vertical da carroceria, figura 4.9, confirma o bom desempenho do semi-ativo ON-OFF, porém evidencia que a partir de uma determinada frequência (aproximadamente 5 Hz) o sistema semi-ativo CVD supera o desempenho do controlador ON-OFF e este por sua vez, para frequências acima de 20 Hz, apresenta o pior resultado entre os três sistemas comparados. O sistema passivo não linear, praticamente em toda a faixa de frequência apresenta os piores resultados.

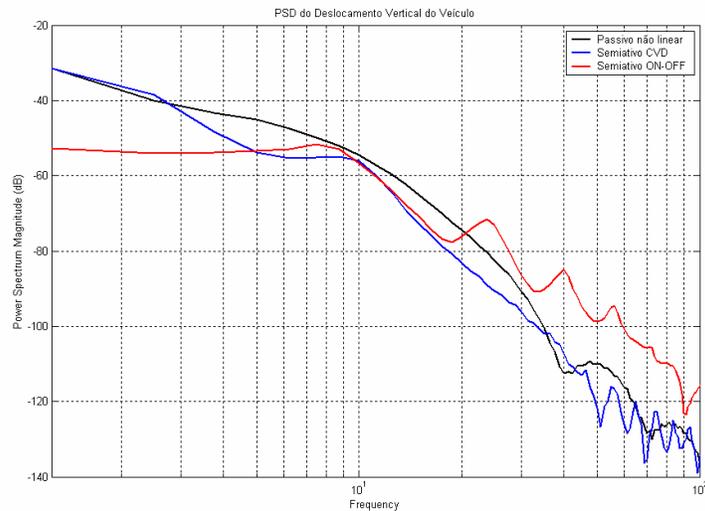


Figura 4.9: Densidade Espectral de Potência do deslocamento vertical da carroceria à excitação lombada

4.2.2 – Ângulo Pitch

O sinal de ângulo *pitch* é representado pela variável de estado x_2 .

Na figura 4.10, verifica-se a resposta dos sistemas em relação ao ângulo *pitch* devido à excitação senoidal de 150 rad/s, conforme figura 4.2. Pode-se perceber que o sistema semi-ativo CVD apresenta, em praticamente todo o tempo de duração do sinal os melhores resultados, uma vez que reduz a amplitude do sinal. Os resultados obtidos com o sistema semi-ativo ON-OFF demonstram ser piores, inclusive quando comparados com o passivo não linear.

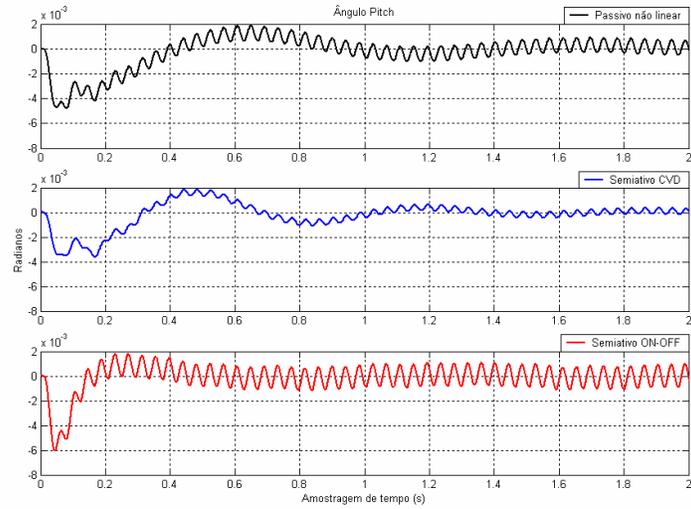


Figura 4.10: Ângulo *Pitch* à excitação seno de 150rad/s

A densidade espectral de potência do ângulo *pitch*, figura 4.11 confirma o melhor desempenho do sistema semi-ativo CVD para altas frequências (a partir de aproximadamente 15 Hz) e para a faixa de frequência entre 3 a 7 Hz. Para outras frequências, o sistema semi-ativo ON-OFF apresenta melhores resultados.

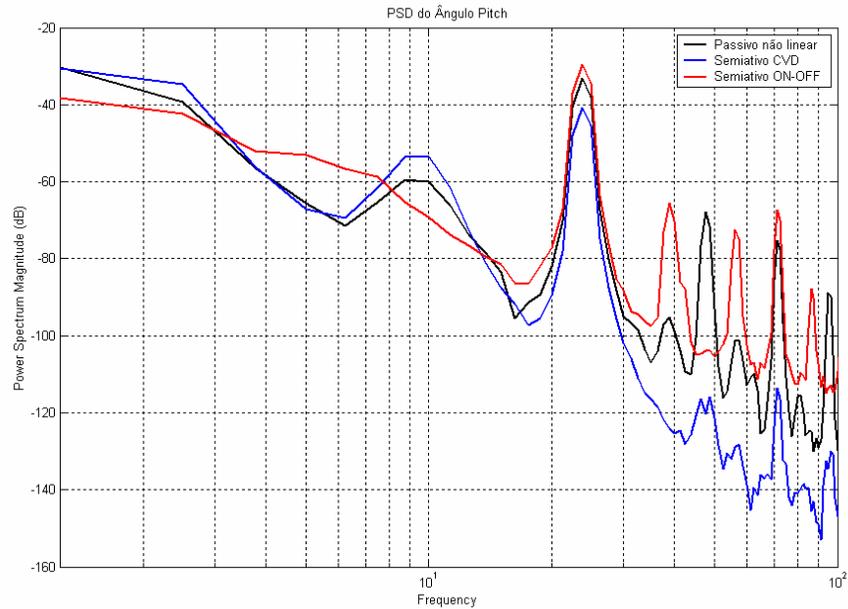


Figura 4.11: Densidade Espectral de Potência do Ângulo *Pitch* à excitação seno de 150rad/s

4.2.3 – Ângulo Roll

O sinal de ângulo *roll* é representado pela variável de estado x_3 .

A figura 4.12 mostra o comportamento do ângulo *roll* para a excitação de um degrau, conforme figura 4.3. Os resultados evidenciam que apesar de uma semelhança muito grande entre os sistemas passivo não linear e semi-ativo ON-OFF, pode-se verificar que o passivo não linear controla mais eficazmente o ângulo *roll*. O sistema semi-ativo CVD, além de apresentar as maiores amplitudes do sinal, ainda demora mais que os outros para ser estabilizado.

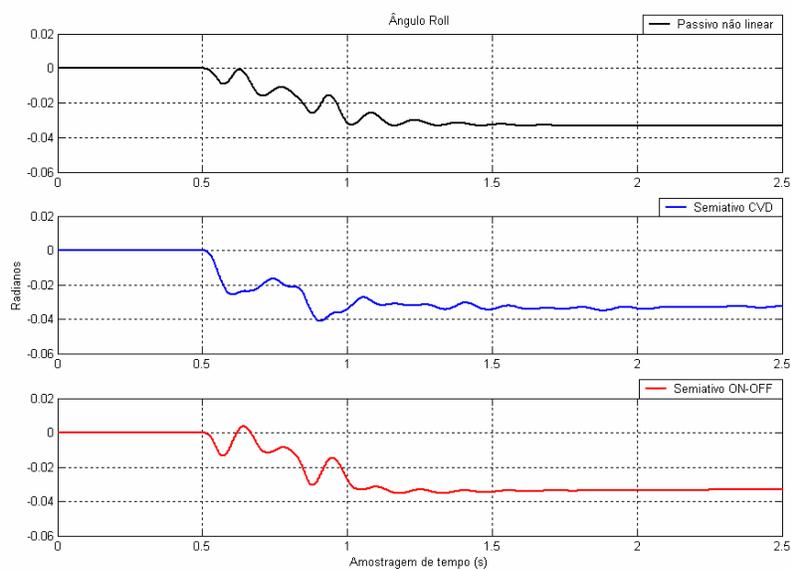


Figura 4.12: Ângulo *Roll* à excitação degrau

A densidade espectral de potência do ângulo *roll*, figura 4.13, confirma o melhor desempenho do sistema passivo não linear quando comparado com os sistemas semi-ativos. Em determinadas frequências (principalmente entre 6 e 8 Hz e entre de 20 e 30 Hz), o semi-ativo CVD apresenta melhores resultados, mas no geral o sistema passivo não linear supera os controladores semi-ativos.

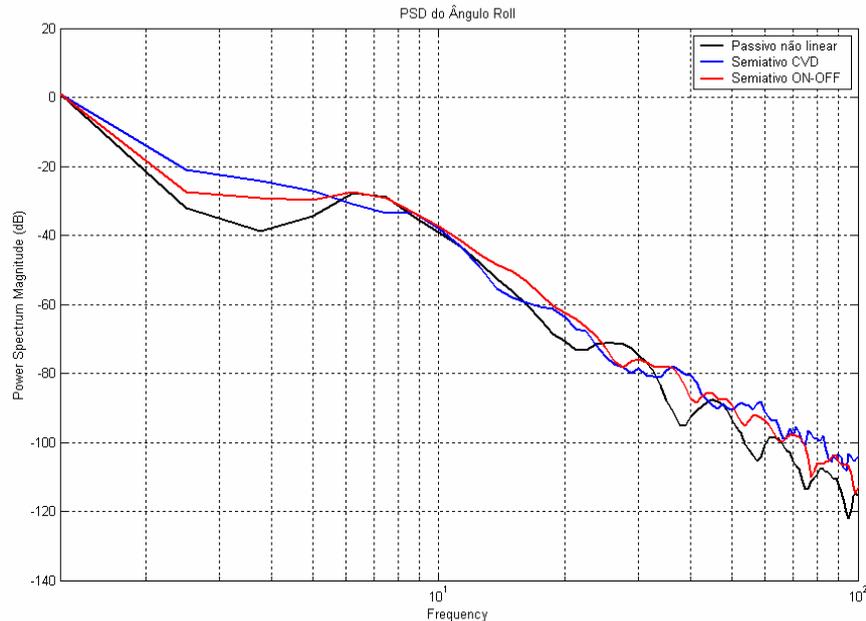


Figura 4.13: Densidade Espectral de Potência do Ângulo *Roll* à excitação degrau

4.2.4 – Aceleração vertical do veículo

O sinal da aceleração vertical da carroceria do veículo é representado pela derivada da variável de estado x_8 .

A figura 4.14 apresenta os resultados da aceleração vertical do veículo à excitação de um degrau, conforme figura 4.3. Percebe-se, nos gráficos, o melhor desempenho do sistema semiativo CVD, principalmente na redução absoluta dos picos da resposta ao degrau. O sistema semiativo ON-OFF apresenta o pior resultado, principalmente no que tange aos picos que representam o retorno do veículo após o impacto do degrau nas rodas dianteiras e traseiras.

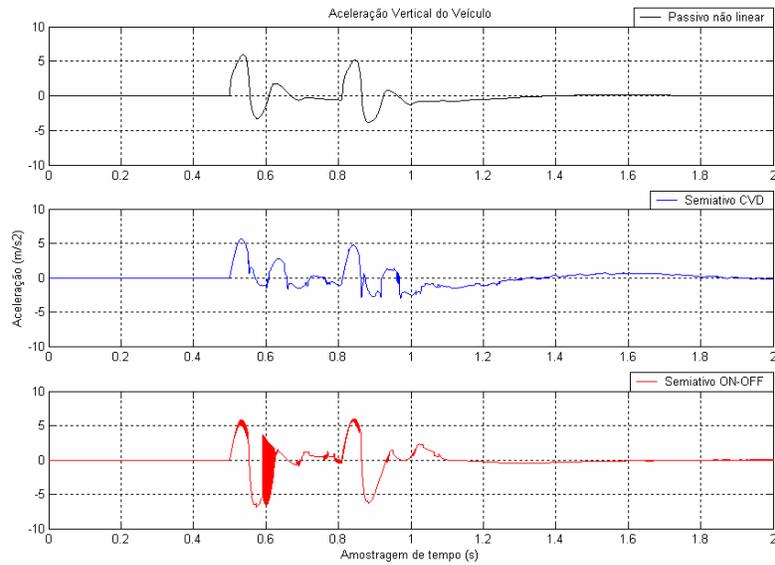


Figura 4.14: Aceleração Vertical do Veículo à excitação degrau

A densidade espectral de potência da aceleração vertical do veículo, figura 4.15, apresenta uma certa alternância de melhores resultados entre os sistemas analisados.

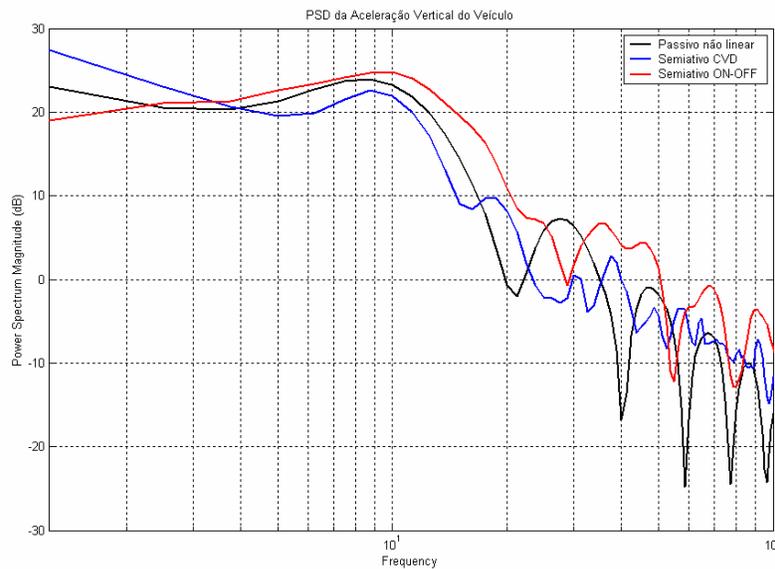


Figura 4.15: Densidade Espectral de Potência da Aceleração Vertical do Veículo à excitação degrau

4.2.5 – Aceleração angular Pitch

O sinal da aceleração angular *pitch* é representado pela derivada da variável de estado x_9 .

Na figura 4.16 pode-se comparar a resposta da aceleração angular *pitch* entre sistemas analisados para a excitação de uma lombada, conforme figura 4.4. Nota-se que o sistema semi-ativo CVD reduz melhor o efeito da aceleração *pitch*, o que em consonância com a figura 4.10 demonstra a eficácia do sistema semi-ativo em controlar este movimento do veículo. O sistema semi-ativo ON-OFF confirma o resultado obtido quando da excitação periódica, apresentando o pior resultado entre os sistemas analisados.

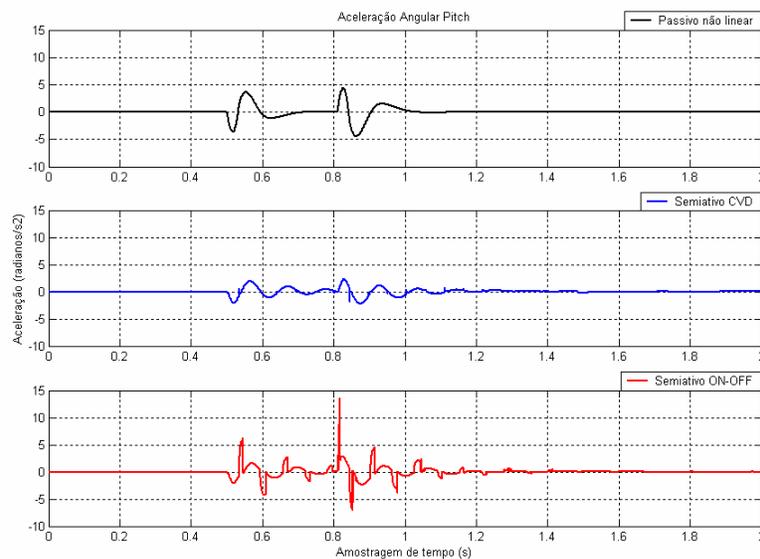


Figura 4.16: Aceleração Angular *Pitch* à excitação lombada

A densidade espectral de potência da aceleração angular *pitch*, figura 4.17, demonstra o bom desempenho do sistema semi-ativo ON-OFF entre 1 e 3 Hz e o bom desempenho do sistema semi-ativo CVD entre 3 e 30 Hz. Este gráfico confirma que a lei de controle semi-ativa CVD apresenta de forma geral o melhor desempenho entre os sistemas analisados.

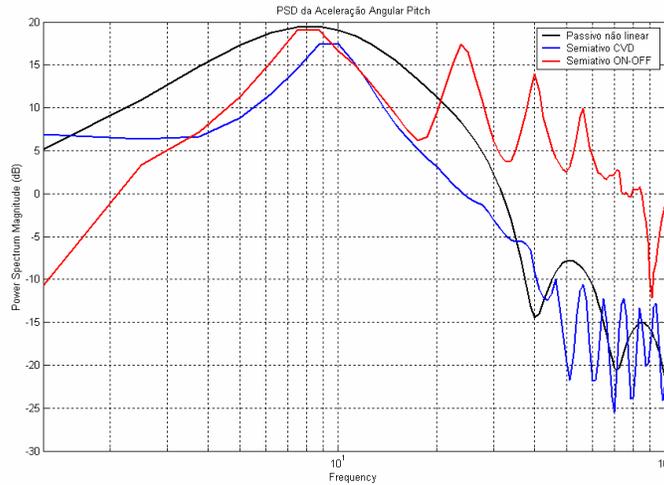


Figura 4.17: Densidade Espectral de Potência da Aceleração Angular *Pitch* à excitação lombada

4.2.6 – Aceleração angular Roll

O sinal da aceleração angular *roll* é representado pela derivada da variável de estado x_{10} .

A figura 4.18 evidencia os resultados dos sistemas em relação à aceleração angular *roll* para a excitação senoidal de 9 rad/s, conforme figura 4.1. De acordo com o já constatado na análise do ângulo *Roll* - figura 4.12, a resposta do movimento de rotação confirma que o sistema passivo não linear apresenta os melhores resultados quando comparado com os sistemas semi-ativos. Os resultados obtidos, principalmente, com o sistema semi-ativo ON-OFF não apresenta um bom desempenho.

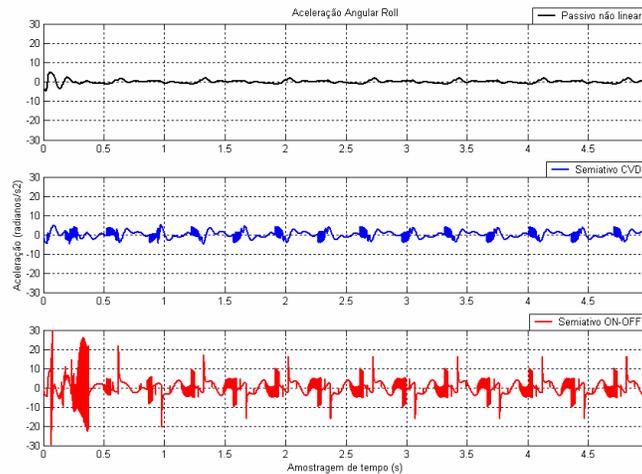


Figura 4.18: Aceleração Angular *Roll* à excitação seno de 9 rad/s

A densidade espectral de potência da aceleração angular *roll*, figura 4.19, confirma a eficácia do sistema passivo não linear em controlar o movimento de rotação do veículo, evidenciando os resultados ruins, deste movimento, obtidos com a implementação de uma lei de controle semi-ativa, principalmente em relação ao sistema semi-ativo ON-OFF.

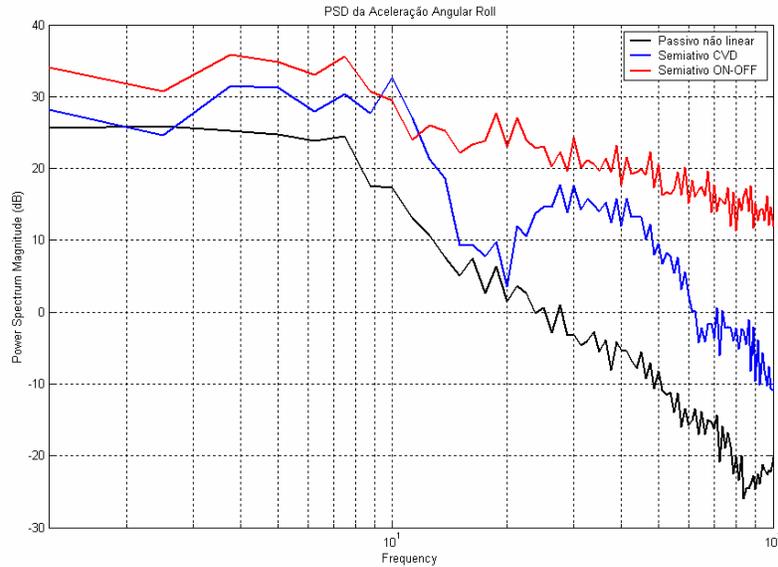


Figura 4.19: Densidade Espectral de Potência da Aceleração Angular *Roll* à excitação seno de 9 rad/s

4.2.7 – Deslocamento vertical do eixo

O sinal do deslocamento vertical do eixo é representado pelas variáveis de estado x_4 , x_5 , x_6 e x_7 .

A figura 4.20 apresenta os resultados do deslocamento vertical do eixo para a excitação senoidal de 9 rad/s, conforme figura 4.1. Nos resultados apresentados não se verifica muita diferença entre os sistemas, passivo não linear, semi-ativo CVD e semi-ativo ON-OFF. Os três apresentam resultados muito semelhantes, ficando evidente apenas a tentativa contínua dos controladores em corrigir o resultado do sistema.

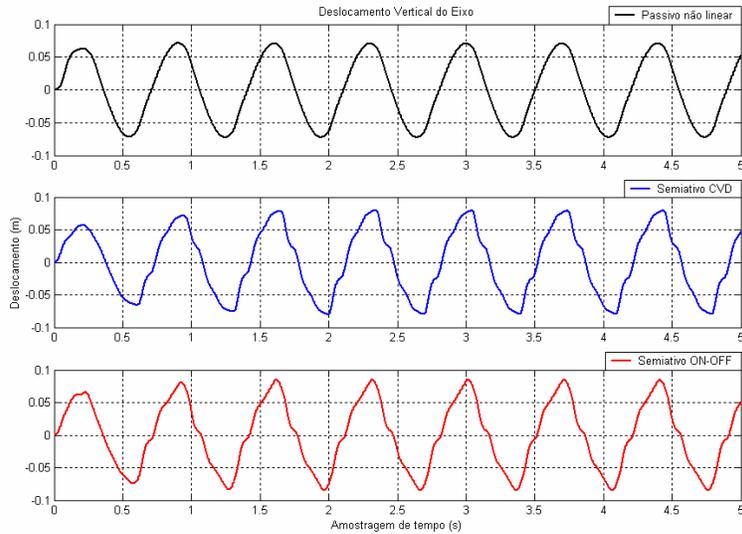


Figura 4.20: Deslocamento Vertical do Eixo à excitação seno de 9 rad/s

A densidade espectral de potência do deslocamento vertical do eixo, figura 4.21, demonstra a semelhança de comportamento dos sistemas para frequências até, aproximadamente, 2,5 Hz, porém a partir deste ponto pode-se perceber que o sistema passivo não linear apresenta os menores níveis de vibrações. Este resultado, de certa forma era esperado, uma vez que o eixo, para melhorar o conforto na carroceria do veículo, acaba se comportando como um absorvedor de vibrações.

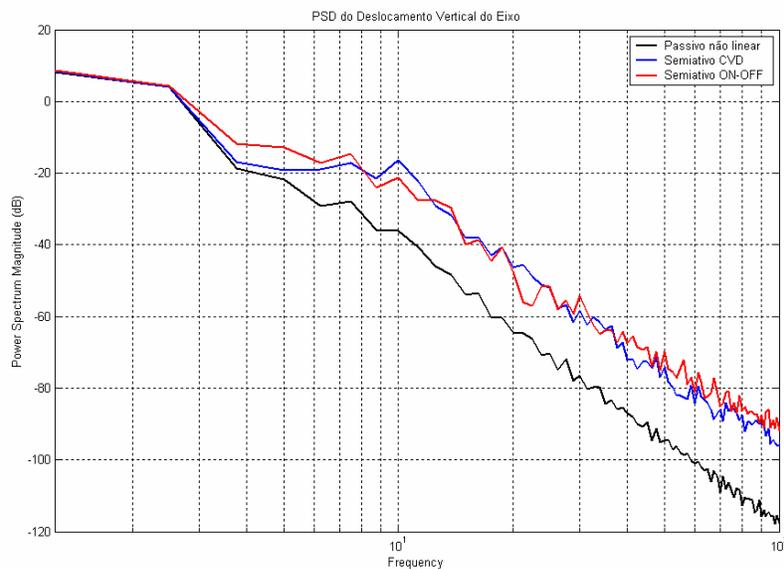


Figura 4.21: Densidade Espectral do Deslocamento Vertical do Eixo à excitação seno de 9 rad/s

4.2.8 – Espaço de Trabalho da Suspensão

Para o cálculo do espaço de trabalho da suspensão, deve-se levar em consideração no ponto analisado, o deslocamento vertical da carroceria do veículo, o deslocamento proporcionado pelo movimento *pitch*, o deslocamento proporcionado pelo movimento *roll* e pelo deslocamento vertical do eixo.

Para cada um dos pneus pode-se constatar que as expressões que representam o espaço de trabalho da suspensão são:

- **Mola Dianteira Direita:**

$$x_1 + ax_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_5 \quad (4.1)$$

- **Mola Dianteira Esquerda:**

$$x_1 + ax_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_4 \quad (4.2)$$

- **Mola Traseira Direita:**

$$x_1 - bx_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_7 \quad (4.3)$$

- **Mola Traseira Esquerda:**

$$x_1 - bx_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_6 \quad (4.4)$$

A figura 4.22 apresenta a resposta dos sistemas analisados em relação ao espaço de trabalho da suspensão veicular à excitação senoidal de 150 rad/s, conforme figura 4.2. Em relação à amplitude de oscilação do sistema, não se percebe claramente o melhor desempenho de um sistema em relação ao outro.

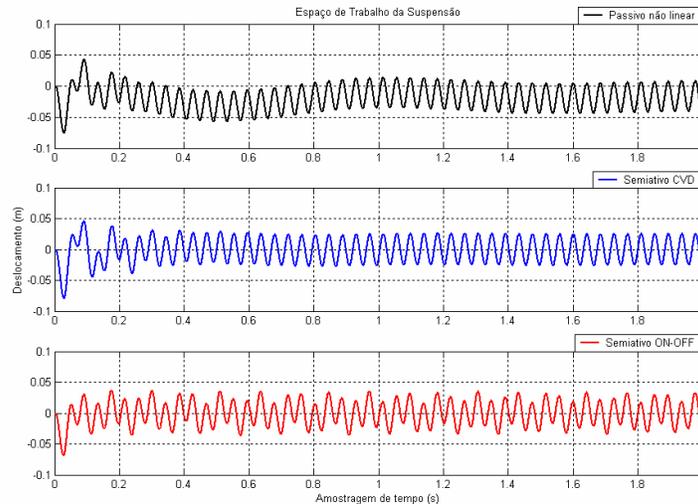


Figura 4.22: Espaço de Trabalho da Suspensão à excitação seno de 150 rad/s

A densidade espectral de potência do espaço de trabalho da suspensão, figura 4.23, evidencia que os sistemas semi-ativos apresentam melhores resultados para frequências entre 0 e 4 Hz e para frequências a partir de, aproximadamente, 10 Hz. O sistema passivo não linear apresenta desempenho melhor que os semi-ativos, principalmente na faixa de 5 a 10 Hz. Este resultado vai de encontro ao obtido no deslocamento vertical do eixo, pois evidencia que apesar do sistema semi-ativo demandar uma maior vibração do eixo, o espaço de trabalho da suspensão demandado por este é menor em praticamente toda a faixa de frequência.

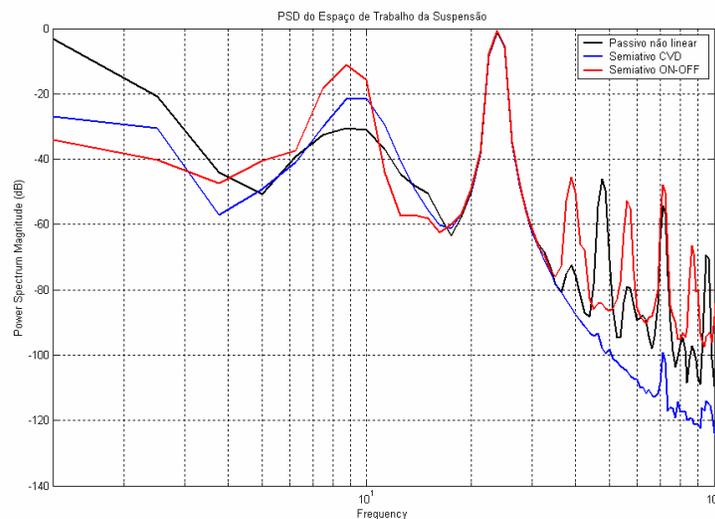


Figura 4.23: Densidade Espectral do Espaço de Trabalho da Suspensão à excitação seno de 150 rad/s

4.2.9 – Contato Pneu x Via

Na equação 4.5, verifica-se o cálculo do contato pneu-via:

$$\text{Contato Pneu Via} = P_{\text{carroceria por roda}} + P_{\text{eixo}} - F_{\text{mola}} \quad (4.5)$$

Deve-se, entretanto, levar em consideração que o peso da carroceria do veículo não é uniforme nas quatro rodas, ou seja, como o C.G. do veículo está ligeiramente deslocado para a dianteira, logo para o cálculo do contato o valor do peso da carroceria em cada uma das rodas deverá ser proporcional ao deslocamento do centro de gravidade.

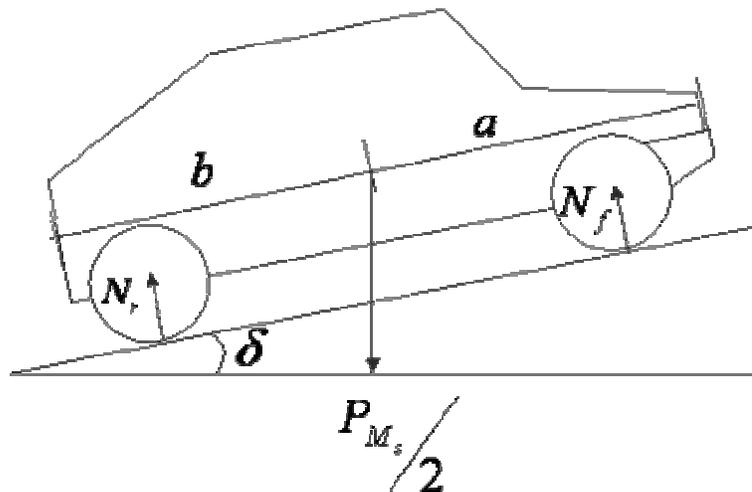


Figura 4.24: Carro em um plano inclinado

Se considerarmos um plano inclinado, conforme figura 4.24, e fizermos o somatório do momento na dianteira e na traseira igual a zero, chegaremos às seguintes equações de distribuição dos pesos:

$$N_r = \frac{P_{M_s}/2 \cdot a \cdot \cos \delta}{a + b} \quad (4.6)$$

$$N_f = \frac{P_{M_s} / 2 \cdot b \cdot \cos \delta}{a + b} \quad (4.7)$$

sendo que N_r e N_f representam o peso da carroceria na traseira e na dianteira respectivamente.

Se estas forças forem decompostas para cada uma das rodas, iremos obter a força de contato entre o pneu e a via. Caso o resultado da equação 4.5 seja negativo, significa que o veículo perdeu contato com a via e conseqüentemente a segurança do veículo está afetada.

A figura 4.25 mostra o resultado obtido com a simulação para a excitação de um degrau, conforme figura 4.3, para o contato pneu via comparando o sistema passivo não linear, o semi-ativo ON-OFF e o semi-ativo CVD. Os resultados demonstram que em nenhum dos sistemas analisados o veículo perde contato com a via. Cabe ressaltar que neste caso, como a excitação do sistema apresenta diferentes amplitudes entre o lado esquerdo e o direito, o sinal se estabiliza em um ponto diferente do peso estático do veículo.

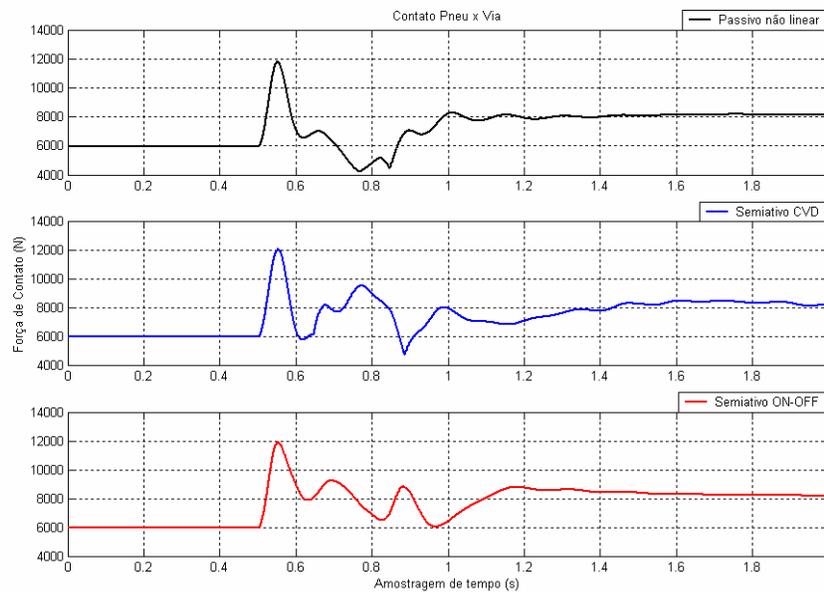


Figura 4.25: Contato Pneu-Via à excitação degrau

A densidade espectral de potência do contato pneu-via, figura 4.26, mostra de maneira bem sucinta que os sistemas semi-ativos apresentam melhor desempenho que o sistema passivo não linear. Os sistemas semi-ativos (ON-OFF e CVD) se alternam com os melhores resultados, a depender da faixa de frequência analisada.

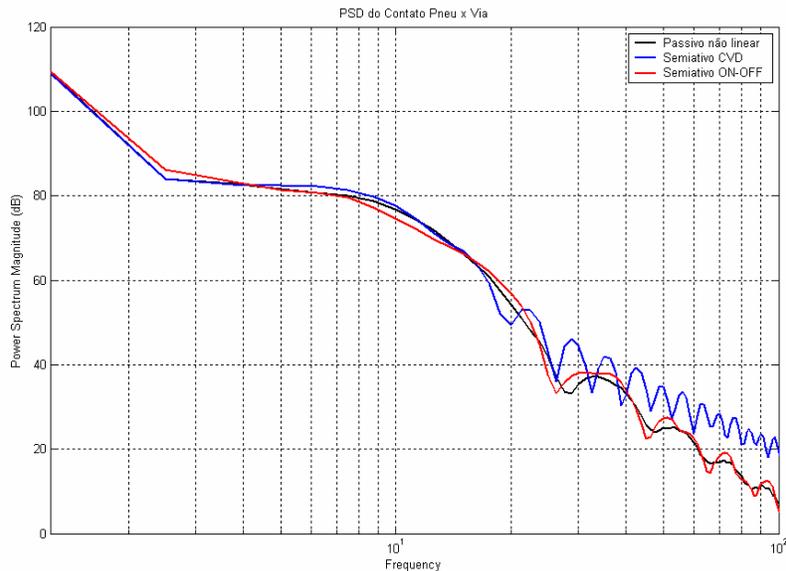


Figura 4.26: Densidade Espectral de Potência do Contato Pneu-Via à excitação degrau

Na tabela 4.1 encontra-se um resumo dos resultados entre os sistemas, passivo não linear, semi-ativo ON-OFF e semi-ativo CVD. Esta tabela apresenta o sistema que obteve o melhor desempenho em relação aos indicadores analisados que representam segurança e conforto, (deslocamento, ângulo, aceleração, espaço de trabalho e contato pneu-via) para algumas faixas de frequência.

Tabela 4.1: Melhor desempenho entre os sistemas analisados

	0-2 Hz	2-4 Hz	4-6 Hz	6-8 Hz	8-10 Hz	10-15 Hz	15-20 Hz	> 20 Hz
DVC	On-Off	On-Off	CVD	CVD	CVD	CVD	CVD	CVD
AP	On-Off	On-Off	CVD	Passiva	On-Off	On-Off	CVD	CVD
AR	Passiva	Passiva	Passiva	CVD	Passiva	CVD	Passiva	Passiva
AVC	On-Off	Passiva	CVD	CVD	CVD	CVD	Passiva	CVD
AAP	On-Off	On-Off	CVD	CVD	CVD	CVD	CVD	CVD

AAR	Passiva							
DVE	Passiva							
ETS	On-Off	On-Off	CVD	Passiva	Passiva	On-Off	On-Off	CVD
CPV	CVD	CVD	On-Off	On-Off	On-Off	On-Off	CVD	On-Off

Sendo:

DVV: Deslocamento Vertical da Carroceria do Veículo

AP: Ângulo *Pitch*

AR: Ângulo *Roll*

AVC: Aceleração Vertical da Carroceria do Veículo

AAP: Aceleração Angular *Pitch*

AAR: Aceleração Angular *Roll*

DVE: Deslocamento Vertical do Eixo

ETS: Espaço de Trabalho da Suspensão

CPV: Contato Pneu-Via

A partir desta tabela, pode-se verificar que:

- Em relação ao deslocamento vertical da carroceria do veículo, o sistema semi-ativo CVD tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 75% das faixas de frequência;
- Em relação ao ângulo *Pitch*, o sistema semi-ativo ON-OFF tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 50% das faixas de frequência;
- Em relação ao ângulo *Roll*, o sistema passivo não linear tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 75% das faixas de frequência;
- Em relação à aceleração vertical da carroceria do veículo, o sistema semi-ativo CVD tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 62,5% das faixas de frequência;

- Em relação à aceleração angular *Pitch*, o sistema semi-ativo CVD tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 75% das faixas de frequência;
- Em relação à aceleração angular *Roll*, o sistema passivo não linear tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 100% das faixas de frequência;
- Em relação ao deslocamento vertical do eixo, o sistema passivo não linear tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 100% das faixas de frequência;
- Em relação ao espaço de trabalho da suspensão, o sistema semi-ativo ON-OFF tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 50% das faixas de frequência;
- Em relação ao contato pneu-via, o sistema semi-ativo ON-OFF tem o melhor desempenho entre os sistemas analisados em, aproximadamente, 62,5% das faixas de frequência.

Capítulo 5

Conclusões e Perspectivas Futuras

Esta dissertação descreve o sistema de suspensão veicular através de um modelo matemático de sete graus de liberdade (*full vehicle*), considerando a dinâmica não linear do sistema. Para este modelo foram adotadas duas estratégias de controle baseadas na teoria do *skyhook*, uma que considera o coeficiente de amortecimento continuamente variável (semi-ativo CVD) e outra que considera a variação do coeficiente de amortecimento assumindo um valor mínimo ou um valor máximo (semi-ativo ON-OFF). Estas estratégias de controle foram comparadas com o sistema passivo não linear.

Um modelo no *Simulink* foi desenvolvido para obter os resultados e para comparar os sistemas analisados. Neste modelo foram definidas algumas excitações (periódicas e transientes) para analisar o comportamento do sistema passivo não linear e dos sistemas semi-ativos. Os sistemas foram comparados em relação à resposta temporal e à densidade espectral de potência.

A consideração da dinâmica não linear do conjunto amortecedor e mola, para a suspensão passiva, se mostrou imprescindível, pois a comparação de um sistema passivo linear com sistemas semi-ativos e ativos, além de “mascarar” os resultados, não condiz com o efeito real deste sistema em um veículo. Conforme se verifica no anexo 3, o sistema passivo não linear tem um desempenho bastante superior ao passivo linear.

As leis de controle semi-ativas são compostas, basicamente, de três variáveis:

- Coeficiente mínimo do *skyhook*;
- Coeficiente máximo do *skyhook*;
- Coeficiente do *skyhook*.

Estas variáveis, por sua vez, são dependentes do valor do coeficiente não linear de rigidez da mola e de algumas constantes. Este trabalho não teve como objetivo a otimização dos

coeficientes de amortecimento utilizados nas estratégias de controle do sistema semi-ativo e, portanto, o desempenho destes controladores pode ser melhorado a partir de uma otimização das variáveis utilizadas nas leis de controles.

Os resultados obtidos demonstram claramente que existe uma alternância de melhor desempenho entre os sistemas passivo não linear, semi-ativo ON-OFF e semi-ativo CVD, que depende do indicador que está sendo analisado (deslocamento vertical da carroceria, ângulo *pitch*, ângulo *roll*, aceleração vertical da carroceria, aceleração angular *pitch*, aceleração angular *roll*, deslocamento vertical do eixo, espaço de trabalho da suspensão, contato pneu-via).

Tanto em relação à segurança, quanto ao conforto veicular, à exceção do movimento *roll*, uma determinada lei de controle semi-ativa (ON-OFF ou CVD) apresentou melhor desempenho que a passiva não linear, no entanto, cabe ressaltar, conforme constatado nos resultados, que o ganho obtido não é tão grande, como relatado na maioria das bibliografias que tratam a respeito deste assunto, pois, como já comentado anteriormente, neste trabalho foi considerada a dinâmica não linear do sistema passivo, o que, por si só, já representa um incremento no desempenho do sistema veicular.

Outro fato importante é que a lei de controle, implementada, é resultado da ponderação de três movimentos (deslocamento vertical da carroceria, *pitch* e *roll*), logo o peso atribuído a cada um destes componentes na lei de controle pode otimizar um determinado indicador em detrimento de outro. Em outras palavras, o movimento *roll* pode ser melhorado no sistema semi-ativo, a partir de um maior peso atribuído à componente da lei de controle referente a este movimento. A partir desta análise, pode-se confirmar também que os modelos de um quarto de veículo não representam fielmente um sistema veicular, visto que os ângulos *pitch* não são levados em consideração e, conseqüentemente, a estratégia de controle visa apenas a otimização do desempenho referente ao deslocamento vertical do veículo.

Como se considera neste trabalho um sistema semi-ativo, a lei de controle se restringiu na melhoria do comportamento do amortecedor, permanecendo a mola com o seu comportamento não linear característico do sistema passivo. Talvez a substituição da mola e amortecedor por um atuador (sistema ativo de suspensão) possa apresentar resultados mais consideráveis do ponto de vista do conforto veicular.

Como proposta para futuros trabalhos nesta área, podemos relacionar alguns que consideramos importante para melhoria dos estudos sobre suspensões veiculares:

- De acordo com os resultados obtidos neste trabalho e a partir das conclusões aqui relatadas, é possível melhorar o desempenho dos sistemas semi-ativos ON-OFF e CVD, a partir de uma otimização das variáveis utilizadas nas leis de controle. Portanto acredita-se que um trabalho interessante seria o desenvolvimento de um algoritmo para otimização do coeficiente mínimo do *skyhook*, do coeficiente máximo do *skyhook* e do coeficiente do *skyhook*;
- Verificou-se também neste trabalho a importância de considerar-se a dinâmica não linear do amortecedor e da mola no sistema passivo, logo, se faz necessária a validação de resultados já obtidos, na bibliografia, com outros tipos de controladores, comparando-os com um sistema passivo não linear;
- O estudo de uma lei de controle ativa e a comparação com os sistemas estudados neste trabalho pode enriquecer o conhecimento acerca dos sistemas ativos de suspensão e o seu efeito no conforto e na segurança do veículo, comparando-os com os sistemas passivos não lineares e os sistemas semi-ativos;
- Uma dificuldade encontrada neste trabalho foi encontrar um sistema de análise que considere as características não lineares dos sistemas. Por exemplo, no MATLAB e no SIMULINK existem “ferramentas” que são usualmente usadas para a análise de sistemas veiculares, assim como o diagrama de Bode, o LTI *Viewer*, a resposta em frequência e outros. Tais “ferramentas” partem da premissa que o sistema é linear. Um trabalho interessante seria o desenvolvimento de um sistema de análise que considere a não linearidade do sistema.

Referências Bibliográficas

Ahmadian, M., Simon, D. E. An analytical and experimental evaluation of magneto rheological suspensions for heavy trucks, *Vehicle System Dynamics Supplement* 37, pp. 38-49, 2002.

Alleyne, A., Neuhaus, P. D., Hendrick, J. K. Application of nonlinear control theory to electronically controlled suspensions. *Vehicle System Dynamics* 22, pp 309-320, 1993.

Andrade, Antonio Fernando Abreu de. *Controle de Suspensões Ativas Utilizando Redes Neurais*. Campinas - SP: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade estadual de Campinas, 2001, 155 p. Dissertação (Mestrado)

Besinger, F. H., Cebon, D., Cole, D.J. Force control of a semi-active damper. *Vehicle System Dynamics* 24, pp 695-723, 1995.

Brasil, R. M. L. F. R., Colombo, A. L. Vibrações aleatórias de um veículo excitado por irregularidades do terreno, *DINCON 2004*, 2004.

Campos, J., Davis, Lewis, F. L., L., Ikenaga, S., Scully, S., Evans, M. Active suspension control of ground vehicle heave and pitch motions, *70th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation*, Haifa Israel, 1999.

Carter, Angela K. *Transient Motion Control of Passive and Semiactive Damping for Vehicle Suspensions*. Virginia: Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998, 105 p. Master of Science.

Chalasani, R. M. Ride performance potential of active suspension systems. *Internal Report General Motor Research Laboratories*, pp 187-234, 1983.

Chan, B. J., Sandu, C. A ray-tracing approach to simulation and evaluation of a real-time quarter car model with semi-active suspension system using Matlab, *Proceedings of DETC'03, ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 2003.

Choi, H. J., Han, S. S., Choi, S. B., Park, J. S., Kim, J. H. Robust sliding mode control of an electrorheological suspension system with parameter perturbations, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 33, N° 1-3, pp. 279-295, 2003.

- Choi, S. B., Han, Y. M. MR seat suspension for vibration control of a commercial vehicle, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 31, N° 2, pp. 202-215, 2003.
- Choi, S. B., Song, H. J., Lee, H. H., Lim, S. C., Kim, J. H., Choi, H. J. Vibration control of a passenger vehicle featuring magnetorheological engine mounts, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 33, N° 1-3, pp. 2-16, 2003.
- Chu, T. W., Jones, R. P., Whittaker, L. M. T. A system theoretic analysis of automotive vehicle dynamics and control, *Vehicle System Dynamics Supplement 37*, pp. 83-95, 2002.
- ElBeheiry, E. M., Karnopp, D. C. Optimal control of vehicle random vibration with constrained suspension deflection. *Journal of Sound and Vibration*, 189(5), pp 547-564, 1996.
- ElMadany, M. M., Abduljabbar, Z. On the statistical performance of active and semi-active car suspension systems. *Computer & Structures*, V 33, N° 3, pp 785-790, 1989.
- ElMadany, M. M. Optimal linear active suspensions with multivariable integral control. *Vehicle System Dynamics 19*, pp 313-329, 1990.
- Emura, J., Kakizaki, S., Yamaoka, F., Nakamura, M. Development of the semi-active suspension system based on the sky-hook damper theory. *SAE 940863*, pp 1110-1119, 1994.
- Giua, A., Melas, M., Seatzu, C., Usai, G. Design of a predictive semiactive suspension system, *Vehicle System Dynamics 41*, pp. 277-300, 2004.
- Gobbi, M., Mastinu, G. Analytical description and optimization of the dynamic behaviour of passively suspended road vehicles, *Journal of Sound and Vibration*, 245(3), pp 457-481, 2001.
- Heinzl, Ph., Lugner, P., Plöchl M. Stability control of a passenger car by combined additional steering and unilateral braking, *Vehicle System Dynamics Supplement 37*, pp. 221-233, 2002.
- Heo, S., Park, K., Hwang, S. Performance and design consideration for continuously controlled semi-active suspension systems, *International Journal of Vehicle Design*, V 23, N° 3/4, pp 376-389, 2000.
- Hong, S. R., Choi, S. B., Choi, Y. T., Wereley, N. M. Comparison of damping force models for an electrorheological fluid damper, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 33, N° 1-3, pp. 17-35, 2003.
- Horton, D. N. L., Crolla, D. A. Theoretical analysis of a semi-active suspension fitted to an off-road vehicle. *Vehicle System Dynamics 15*, pp 351-372, 1986.
- Hrovat, D. Survey of advanced suspension development and related optimal control applications, *Automatica*, v 33, N° 10, pp. 1781-1817, 1997.

Hwang, S. H., Heo, S. J., Kim, H. S., Lee, K. I. Vehicle Dynamic Analysis and Evaluation of Continuously Controlled Semi-Active Suspensions Using Hardware-in-the-loop Simulation, *Vehicle System Dynamics* 27, pp. 423-434, 1997.

Hwang, S. H., Heo, S. J., Park, K. Design and evaluation of semi-active suspension control algorithms using hardware-in-the-loop simulations, *International Journal of Vehicle Design*, V 19, N° 4, pp 540-551, 1998.

Hyvärinen, Jukka-Pekka. *The improvement of full vehicle semi-active suspension through kinematical model*. Finland: Faculty of Technology, University of Oulu, 2004, 157 p. Master of Science.

Ikenaga, S., Lewis, F. L., Campos, J., Davis, L. Active suspension control of ground vehicle based on a full-vehicle model, *70th Shock and Vibration Symposium*, Albuquerque NM, , 1999.

Jolly M. R., Miller L. R. The control of semi-active dampers using relative feedback signals. *SAE 892483*, pp 569-577, 1989.

Kaneko, T., Kageyama, I., Tsunashima, H. Braking stability of articulated vehicles on highway, *Vehicle System Dynamics Supplement* 37, pp. 1-11, 2002.

Karnopp, D., Crosby M. J., Harwood, R. A. Vibration control using semi-active force generators. *Journal of Engineering for Industry. Transactions of the ASME*, pp 619-626, 1974.

Karnopp, D. Active damping in road vehicle suspension systems. *Vehicle System Dynamics* 12, pp 291-316, 1983.

Karnopp, D. Theoretical limitations in active vehicle suspensions. *Vehicle System Dynamics* 15, pp 41-54, 1986.

Karnopp, D., Heess, G. Electronically controllable vehicle suspensions. *Vehicle System Dynamics* 20, pp 207-217, 1991.

Lam, A. H., Liao, W. Semi-active control of automotive suspension systems with magneto-rheological dampers, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 33, N° 1-3, pp. 50-75, 2003.

Li, H., Goodall, R. M. Linear and non-linear skyhook damping control laws for active railway suspensions, *Control Engineering Practice* 7, pp 843-850, 1999.

Lin, J. S., Kanellakopoulos, I. Nonlinear design of active suspensions, *IEEE Conference on Decision and Control*, pp 45-59, 1997.

Margolis, D., L. Semi-active control of wheel hop in ground vehicles. *Vehicle System Dynamics* 12, pp 317-330, 1983.

Masi, John W. *Effect of Control Techniques on the Performance of Semiactive Dampers*. Virginia: Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, 2001, 199 p. Master of Science.

Mokhiamar, O., Abe, M. Combined lateral force and yaw moment control to maximize stability as well as vehicle responsiveness during evasive maneuvering for active vehicle handling safety, *Vehicle System Dynamics Supplement 37*, pp. 246-256, 2002.

Moline, D., Floyd, S., Vaduri, S., Harry Law E. Simulation and evaluation of semi-active suspensions. *SAE 940864*, pp 1120-1130, 1994.

Motta, D. S., Zampieri, D. E., Pereira, A. K. A. Optimization of a vehicle suspension using a semi-active damper, *SAE Technical Paper No. 013304*, 2000.

Muriuki, M. G., Clark, W. W. Modelling and testing of the force-generating characteristics of magnetorheological dampers, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 33, N° 1-3, pp. 171-188, 2003.

Nagai, M. Researches on active suspensions for ground vehicles, *JSME International Journal*, série C, v. 36, n° 2, pp 161-170, 1993

Nell, S., Steyn, J. L. An alternative control strategy for semi-active dampers on off-road vehicles, *Journal of Terramechanics 35*, pp 25-40, 1998.

Picado, Ricardo Migueis. *Controle Semi-ativo de Suspensões Automotivas*. Campinas - SP: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade estadual de Campinas, 1998, 87 p. Dissertação (Mestrado)

Rauh, J. Virtual development of ride and handling characteristics for advanced passenger cars, *Vehicle System Dynamics 40*, pp. 135-155, 2003.

Redfield, R. C., Karnopp, D. C. Performance sensitivity of an actively damped vehicle suspension to feedback variation. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and control. Transactions of the ASME*, v 111, pp 51-60, 1989.

Rill, G., Zampieri, D. E.; Improvement of ride comfort and ride safety by using nonlinear spring and damping elements, *Diname*, pp. 220-222, 1996.

Rill, G. Vehicle Dynamics, *Lectures notes for University of applied sciences*, 2002.

Sammier, D., Sename, O., Dugard, L. Skyhook and H_∞ control of semi-active suspensions: some practical aspects, *Vehicle System Dynamics 39*, pp. 279-308, 2003.

- Savaresi, S. M., Silane, E., Bittanti, S., Porciani, M. On Performance evaluation methods and control strategies for semi-active suspension systems, *Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control*, pp. 2264-2269, 2003.
- Schumann, A., R., Anderson, R. J. Optimal control of an active anti roll suspension for an off-road utility vehicle using interconnected hydragas suspension units, *Vehicle System Dynamics Supplement 37*, pp. 145-156, 2002.
- Sharp, R. S., Hassan, S.A. An evaluation of passive automotive suspension systems with variable stiffness and damping parameters. *Vehicle System Dynamics 15*, pp 335-350, 1986.
- Sharp, R. S., Crolla, D. A. Road vehicle suspension system design – a review. *Vehicle System Dynamics 16*, pp 167-192, 1987.
- Shuttlewood, D. W., Crolla, D. A., Sharp R.S., Crawford, I. L. Active roll control for passenger cars. *Vehicle System Dynamics 22*, pp 383-396, 1993.
- Sims, N. D., Stanway, R. Semi-active vehicle suspension using smart fluid dampers: a modeling and control study, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 33, N° 1-3, pp. 76-102, 2003.
- Sohn, H. C., Hong, K. T., Hong, K. S., Yoo, W. S. An adaptative LQG control for semi-active suspension systems, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 34, N° 4, pp. 309-326, 2004.
- Teramura, E., Haseda, S., Shimoyama, Y., Abe, T, Matsuoka, K. Semi-active damping control system with smart actuador, *JSAE Review 18*, pp 323-329, 1997.
- Thompson, A., G. Optimum damping in a randomly excited non-linear suspension. *Proceedings Instn Mech Engrs*, 1969-70, v 184, Pt 2A, N° 8, pp 169-184.
- Thompson, A., G. Design of active suspensions. *Proceedings Instn Mech Engrs*, 1970-71, v 185 36/71, pp 553-563.
- Thompson, A., G. An active suspension with optimal linear state feedback. *Vehicle System Dynamics 5*, pp 187-203, 1976.
- Thompson, A. G., Davis, B. R. Optimal linear active suspensions with derivative constraints and output feedback control. *Vehicle System Dynamics 17*, pp 179-192, 1988.
- Tobata, H., Fukuyama, T., Kimura, T., Fukushima, N. Advanced control methods of active suspension. *Vehicle System Dynamics 22*, pp 347-358, 1993.
- Valásek, M., Kejval, J. Limited-active road-friendly truck suspension, *Vehicle System Dynamics Supplement 37*, pp. 75-82, 2002.

Venhovens P. J. TH., Knaap, A. C. M. V. D., Pacejka, H. B. Semi-active attitude and vibration control. *Vehicle System Dynamics* 22, pp 359-381, 1993.

Venhovens P. J. TH. The development and implementation of adaptive semi-active suspension control. *Vehicle System Dynamics* 23, pp 211-235, 1994.

Verros, G., Natsiavas, S. Ride dynamics of nonlinear vehicle models using component mode synthesis, *Journal of Vibration and Acoustics*, v. 124, pp. 427-434, 2002.

Wang, E. R., Ma, X. Q., Rakheja, S., Su, C. Y. Semi-active control of vehicle vibration with MR-dampers, *Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control*, pp. 2270-2275, 2003.

Williams, D. E., Haddad, W. M. Active suspension control to improve vehicle ride and handling, *Vehicle System Dynamics* 28, pp. 1-24, 1997.

Wilson, D. A., Sharp, R. S., Hassan, S. A. The application of linear optimal control theory to the design of active automotive suspensions. *Vehicle System Dynamics* 15, pp 105-118, 1986.

Yagiz, N. Comparison and evaluation of different control strategies on a full vehicle model with passenger seat using sliding modes, *Internal Journal of Vehicle Design*, v. 34, N° 2, pp. 168-182, 2004.

Yoshimura, T., Kubota, H., Takei, K., Kurimoto, M., Hino, J. Construction of an active suspension system of a quarter car model using fuzzy reasoning based on single input rule modules, *International Journal of Vehicle Design*, V 23, N° 3/4, pp 297-306, 2000.

Yung, V. Y. B., Cole, D. J. Analysis of high frequency forces generated by hydraulic automotive dampers, *Vehicle System Dynamics* 37, pp. 441-452, 2002.

Zhu, S. J., Zhen, Y. F., Fu, Y. M. Analysis of non-linear dynamics of a two-degree-of-freedom vibration system with non-linear damping and non-linear spring, *Journal of Sound and Vibration* 271 (2004), pp. 15-24, 2004.

Zubek, T., Apetaur, M, Skliba, J. Transient properties of a magnetorheological damper – Discussion to the paper by Seung-Bok et al.: H_∞ control performance of a full-vehicle suspension featuring magnetorheological dampers, *Vehicle System Dynamics* 41, pp. 323-330, 2004.

Anexos

A.1 – Modelagem Computacional (Matlab)

O primeiro passo para a simulação computacional do sistema, consiste na geração dos dados a partir do MATLAB. Abaixo será definida a seqüência de simulação, que deverá ser obedecida e os respectivos programas do Matlab:

- Passo 1: Rodar o programa “lombada10”;
- Passo 2: Rodar o programa “dadosdosistema”.

A.1.1 Programa “lombada10”

```
% -----  
% Este programa prepara os dados para a simulação de uma Lombada para  
% um veículo com velocidade de 10m/s.  
% -----  
  
s1=5;           % Distancia percorrida ate o inicio da lombada no pneu dianteiro  
s2=8.1;        % Distancia percorrida ate o inicio da lombada no pneu traseiro  
v=10;          % Velocidade do veiculo  
al=0.05;       % Distancia horizontal percorrida na subida da lombada  
bl=0.1;        % Distancia horizontal percorrida na topo da lombada  
hl=0.05;       % Distancia horizontal percorrida na descida da lombada  
t1f=s1/v;      % Tempo para o pneu dianteiro iniciar a subida da lombada  
t1r=s2/v;      % Tempo para o pneu traseiro iniciar a subida da lombada  
t2f=(al/v)+t1f; % Tempo para o pneu dianteiro chegar ao topo da lombada  
t2r=(al/v)+t1r; % Tempo para o pneu traseiro chegar ao topo da lombada  
t3f=(bl/v)+t2f; % Tempo para o pneu dianteiro iniciar a descida da lombada  
t3r=(bl/v)+t2r; % Tempo para o pneu traseiro iniciar a descida da lombada  
t4f=(al/v)+t3f; % Tempo para o pneu dianteiro sair da lombada  
t4r=(al/v)+t3r; % Tempo para o pneu traseiro sair da lombada  
t=0:1e-4:5;    % Tempo de amostragem do sinal  
  
i=0;  
p=0;
```

```
% Excitação do pneu dianteiro
```

```
for j=0:1e-4:5;  
    i=i+1;  
    if i<=50001;  
        if j<t1f;  
            lf1(i)=0;  
        elseif j<t2f;  
            lf1(i)=((v*j)-s1);  
        elseif j<t3f;  
            lf1(i)=hl;  
        elseif j<t4f;  
            lf1(i)=(hl-((v*j)-(s1+al+bl)));  
        else  
            lf1(i)=0;  
        end  
    elseif i>50001;  
    end  
end
```

```
% Excitação do pneu traseiro
```

```
i=0;  
for j=0:1e-4:5;  
    p=p+1;  
    if p<=50001;  
        if j<t1r;  
            lr1(p)=0;  
        elseif j<t2r;  
            lr1(p)=((v*j)-s2);  
        elseif j<t3r;  
            lr1(p)=hl;  
        elseif j<t4r;  
            lr1(p)=(hl-((v*j)-(s2+al+bl)));  
        else  
            lr1(p)=0;  
        end  
    elseif p>50001;  
    end  
end
```

```
% Preparação dos dados para Simulink  
save prepat1 t lf1 lr1  
load prepat1
```

A.1.2 Programa “dadosdosistema”

```
% -----  
% Este programa prepara os dados que serão utilizados na simulação de  
% uma suspensão veicular passiva não-linear e semiativa não-linear em  
% um modelo de um veículo completo.  
% -----  
  
%  $\dot{x}(t)=[aa*x(t)+Ksfr*ab*x(t)+Ksfl*ac*x(t)+Ksrr*ad*x(t)+Ksrl*ae*x(t)+Bsfr*af*x(t)$   
%  $+Bsfl*ag*x(t)+Bsrr*ah*x(t)+Bsrl*ai*x(t)]+B*f(t)+Z*z(t)$   
  
% x(t) vetor com 14 variaveis de estado  
% f(t) vetor com 4 forças de controle  
% z(t) vetor com 5 disturbios da via  
% (1 aceleração da gravidade e 4 entradas de deslocamentos)  
  
% Dimensao de  $\dot{x}(t)$  e x(t): 14x1  
% Dimensao de A: 14x14  
% Dimensao de f(t): 4x1  
% Dimensao de B: 14x4  
% Dimensao de z(t): 5x1  
% Dimensao de Z: 14x5  
  
% Variaveis de estado  
  
% x1=z           Deslocamento vertical do veículo  
% x2=theta      Ângulo pitch  
% x3=phi        Ângulo roll  
% x4=zuf1       Deslocamento vertical do eixo dianteiro esquerdo  
% x5=zufr       Deslocamento vertical do eixo dianteiro direito  
% x6=zurl       Deslocamento vertical do eixo traseiro esquerdo  
% x7=zurr       Deslocamento vertical do eixo traseiro direito  
% x8=zdot       Velocidade vertical do veículo  
% x9=thetadot   Velocidade angular pitch  
% x10=phidot    Velocidade angular roll  
% x11=zufldot   Velocidade vertical do eixo dianteiro esquerdo  
% x12=zufrdot   Velocidade vertical do eixo dianteiro direito  
% x13=zurldot   Velocidade vertical do eixo traseiro esquerdo  
% x14=zurrdot   Velocidade vertical do eixo traseiro direito  
  
Ms=2000;        % Massa do veículo (kg)  
Muf1=59;        % Massa do eixo dianteiro esquerdo (kg)  
Muf2=59;        % Massa do eixo dianteiro direito (kg)  
Mur1=59;        % Massa do eixo traseiro esquerdo (kg)
```

```

Murr=59;           % Massa do eixo traseiro direito (kg)
Ku=190000;        % Rigidez do pneu (N/m)
Kufl=190000;     % Rigidez do pneu dianteiro esquerdo (N/m)
Kufr=190000;     % Rigidez do pneu dianteiro direito (N/m)
Kurl=190000;     % Rigidez do pneu traseiro esquerdo (N/m)
Kurr=190000;     % Rigidez do pneu traseiro direito (N/m)
Ixx=460;         % Momento de inércia - eixo roll (kg-m2)
Iyy=2160;        % Momento de inércia - eixo pitch (kg-m2)
a=1.4;           % Comprimento entre a frente e o C.G. do veículo (m)
b=1.7;           % Comprimento entre a traseira e o C.G. do veículo (m)
w=3;             % Largura do veículo (m)
Cpf=4500;        % Coeficiente de amortecimento estático dianteiro (N/m/s)
Cpr=4500;        % Coeficiente de amortecimento estático traseiro (N/m/s)

```

```
% System State Equations
```

```
aa114=-Ku/Mufl;
```

```
aa125=-Ku/Mufr;
```

```
aa136=-Ku/Murl;
```

```
aa147=-Ku/Murr;
```

```
aa18=1;
```

```
aa29=1;
```

```
aa310=1;
```

```
aa411=1;
```

```
aa512=1;
```

```
aa613=1;
```

```
aa714=1;
```

```

aa=[ 0  0  0  0  0  0  0  aa18  0  0  0  0  0  0;
      0  0  0  0  0  0  0  0  aa29  0  0  0  0  0;
      0  0  0  0  0  0  0  0  0  aa310  0  0  0  0;
      0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  aa411  0  0  0;
      0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  aa512  0  0;
      0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  aa613  0;
      0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  aa714;
      0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
      0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
      0  0  0  aa114  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
      0  0  0  0  aa125  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
      0  0  0  0  0  aa136  0  0  0  0  0  0  0  0;
      0  0  0  0  0  0  aa147  0  0  0  0  0  0  0];

```

```
ab81=-1/Ms;
```

ab82=a/Ms;
ab85=1/Ms;

ab91=a/Iyy;
ab92=-(a*a)/Iyy;
ab95=-a/Iyy;

ab103=-(w*w)/(4*Ixx);
ab105=-w/(2*Ixx);

ab121=1/Mufr;
ab122=-a/Mufr;
ab123=-w/(2*Mufr);
ab125=-1/Mufr;

```
ab=[ 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
ab81 ab82 0 0 ab85 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
ab91 ab92 0 0 ab95 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 ab103 0 ab105 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
ab121 ab122 ab123 0 ab125 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];
```

ac81=-1/Ms;
ac82=a/Ms;
ac84=1/Ms;

ac91=a/Iyy;
ac92=-(a*a)/Iyy;
ac94=-a/Iyy;

ac103=-(w*w)/(4*Ixx);
ac104=w/(2*Ixx);

ac111=1/Mufl;
ac112=-a/Mufl;
ac113=w/(2*Mufl);
ac114=-1/Mufl;

```

ac=[ 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
ac81 ac82 0 ac84 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
ac91 ac92 0 ac94 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 ac103 ac104 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
ac111 ac112 ac113 ac114 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];

```

$ad81 = -1/Ms;$
 $ad82 = -b/Ms;$
 $ad87 = 1/Ms;$

$ad91 = -b/Iyy;$
 $ad92 = -(b*b)/Iyy;$
 $ad97 = b/Iyy;$

$ad103 = -(w*w)/(4*Ixx);$
 $ad107 = -w/(2*Ixx);$

$ad141 = 1/Murr;$
 $ad142 = b/Murr;$
 $ad143 = -w/(2*Murr);$
 $ad147 = -1/Murr;$

```

ad=[ 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
ad81 ad82 0 0 0 0 ad87 0 0 0 0 0 0 0;
ad91 ad92 0 0 0 0 ad97 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 ad103 0 0 0 ad107 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
ad141 ad142 ad143 0 0 0 ad147 0 0 0 0 0 0 0];

```

$ae81 = -1/Ms;$
 $ae82 = -b/Ms;$
 $ae86 = 1/Ms;$

ae91=-b/Iyy;
ae92=-(b*b)/Iyy;
ae96=b/Iyy;

ae103=-(w*w)/(4*Ixx);
ae106=w/(2*Ixx);

ae131=1/Murl;
ae132=b/Murl;
ae133=w/(2*Murl);
ae136=-1/Murl;

```
ae=[ 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
ae81 ae82 0 0 0 ae86 0 0 0 0 0 0 0 0;  
ae91 ae92 0 0 0 ae96 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 ae103 0 0 ae106 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;  
ae131 ae132 ae133 0 0 ae136 0 0 0 0 0 0 0 0;  
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0];
```

af88=-1/Ms;
af89=a/Ms;
af812=1/Ms;

af98=a/Iyy;
af99=-(a*a)/Iyy;
af912=-a/Iyy;

af1010=-(w*w)/(4*Ixx);
af1012=-w/(2*Ixx);

af128=1/Mufr;
af129=-a/Mufr;
af1210=-w/(2*Mufr);
af1212=-1/Mufr;

ah914=b/Iyy;

ah1010=-(w*w)/(4*Ixx);

ah1014=-w/(2*Ixx);

ah148=1/Murr;

ah149=b/Murr;

ah1410=-w/(2*Murr);

ah1414=-1/Murr;

```
ah=[ 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 ah88 ah89 0 0 0 0 ah814;
      0 0 0 0 0 0 0 0 ah98 ah99 0 0 0 0 ah914;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 ah1010 0 0 0 ah1014;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
      0 0 0 0 0 0 0 0 ah148 ah149 ah1410 0 0 0 ah1414];
```

ai88=-1/Ms;

ai89=-b/Ms;

ai813=1/Ms;

ai98=-b/Iyy;

ai99=-(b*b)/Iyy;

ai913=b/Iyy;

ai1010=-(w*w)/(4*Ixx);

ai1013=w/(2*Ixx);

ai138=1/Murl;

ai139=b/Murl;

ai1310=w/(2*Murl);

ai1313=-1/Murl;

```

ai=[ 0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  ai88 ai89 0  0  0  ai813 0;
     0  0  0  0  0  0  0  ai98 ai99 0  0  0  ai913 0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  ai1010 0  0  ai1013 0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0;
     0  0  0  0  0  0  0  ai138 ai139 ai1310 0  0  ai1313 0;
     0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0];

```

```

z112=Ku/Mufl;
z123=Ku/Mufr;
z134=Ku/Murl;
z145=Ku/Murr;

```

```

Z=[0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   0  0  0  0;
   z112 0  0  0;
   0  z123 0  0;
   0  0  z134 0;
   0  0  0  z145];

```

```

% Matriz C
C=eye(length(aa));

```

```

% Preparação dos dados para Simulink
save prepd2 aa ab ac ad ae af ag ah ai Z C a b w Ms Cpf Cpr Mufl Mufr Murl Murr Kurl Kurr
load prepd2

```

A.2 – Modelagem Computacional (Simulink)

A simulação computacional, após a geração dos dados a partir do MATLAB, é feita utilizando o programa SIMULINK. Nos itens abaixo será explicado detalhadamente como foi realizada a formatação deste programa.

A.2.1 Tela inicial da simulação

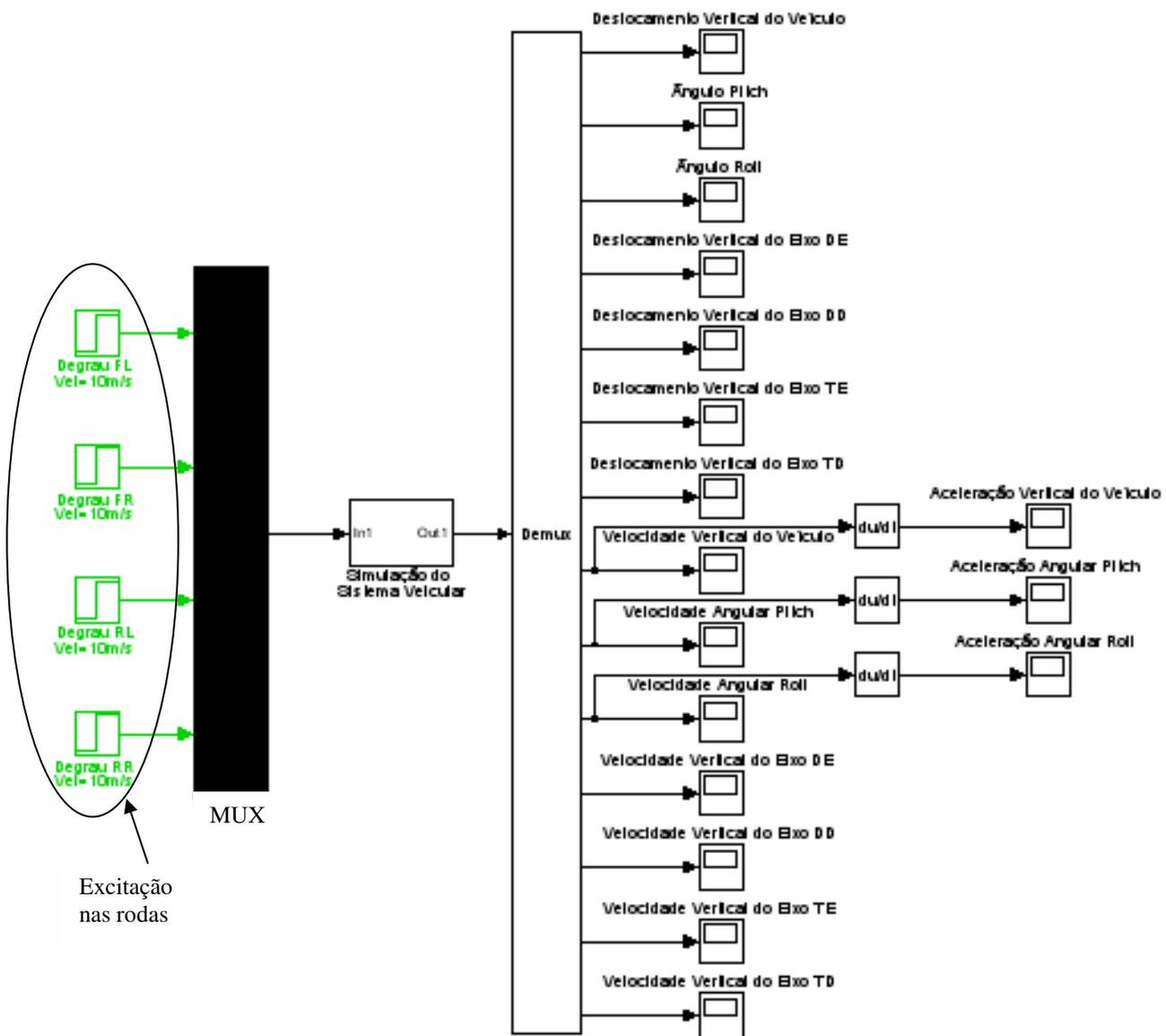


Figura A.2.1: Tela inicial da simulação no SIMULINK

Os dados de entrada do sistema são as excitações em cada roda (dianteira esquerda – FL; dianteira direita – FR; traseira esquerda – RL e traseira direita - RR).

Os dados de entrada do sistema são transformados em um vetor, que será utilizado pelo bloco de “Simulação do Sistema Veicular”, que uma vez processado, dará saída as 14 variáveis de estado.

A.2.1 Representação dos perfis das vias

Para excitação do sistema, foram utilizados sinais senoidais com duas frequências diferentes (9 e 150 rad/s), um degrau e uma lombada. Estes quatro sinais de entrada, foram aplicados para a velocidade do veículo de 10 m/s.

No caso dos sinais senoidais e do degrau, foram consideradas diferentes amplitudes entre as rodas do lado direito e lado esquerdo, de modo a proporcionar o efeito de “rolagem” do veículo (movimento *roll*).

Na figura abaixo pode-se verificar os blocos representativos das excitações do sistemas:

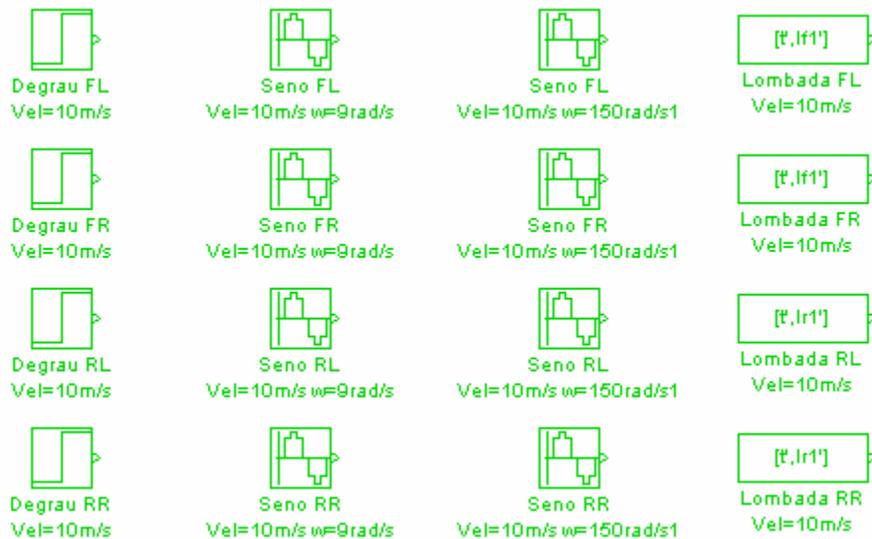


Figura A.2.2: Blocos do perfil da via para velocidade do veículo de 10 m/s

A.2.3 Bloco “Simulação do Sistema Veicular”

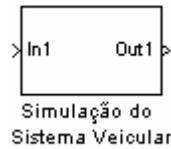


Figura A.2.3: Bloco “Simulação do Sistema Veicular”

Neste bloco é representada a seguinte equação do sistema:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Zz \\ y &= Cx \end{aligned} \tag{A.2.1}$$

sendo que a matriz A variável, dependendo do comportamento dinâmico do sistema e do tipo de suspensão e controle escolhidos.

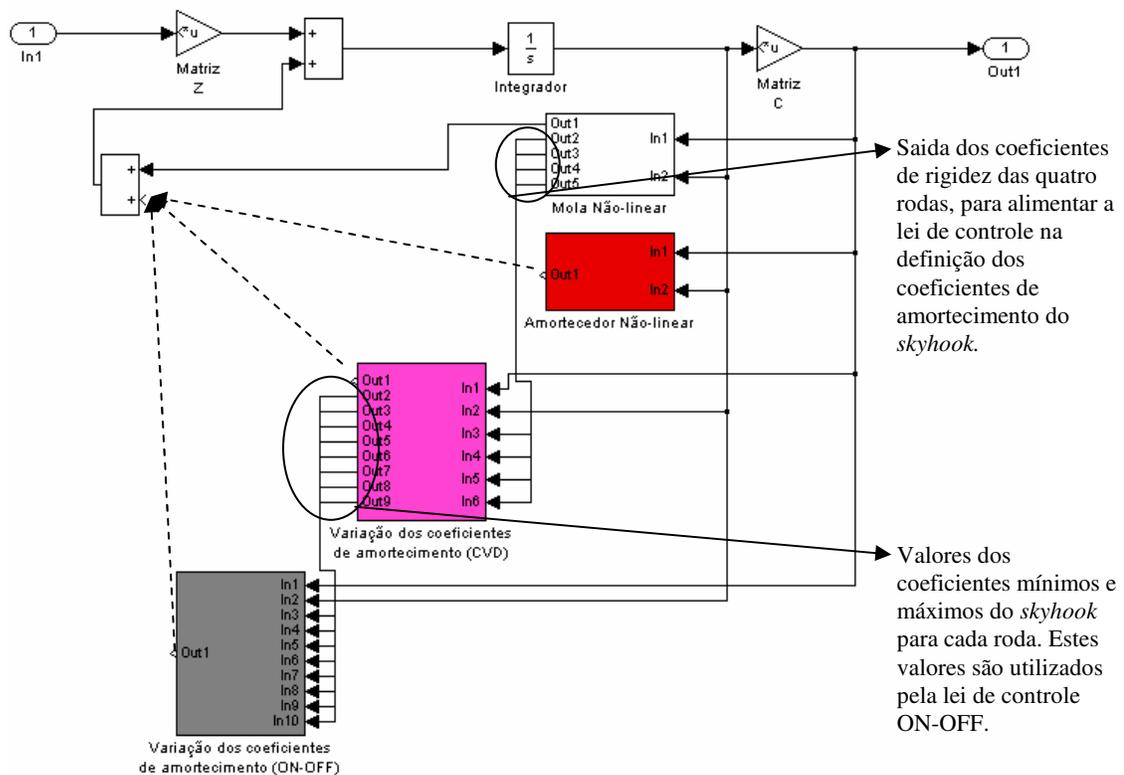


Figura A.2.4: Sistema do bloco “Simulação do Sistema Veicular”

Quando o sistema analisado for passivo, deverá se escolhido o bloco “Amortecedor Não-linear”; quando o sistema analisado for o semi-ativo *CVD*, deverá ser escolhido o bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (*CVD*)”; quando o sistema analisado for o semi-

ativo *on-off*, deverá ser escolhido o bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (*ON-OFF*)”, conforme pode-se verificar na figura A.2.4.

A.2.4 Bloco “Mola Não-linear”



Figura A.2.5: Bloco “Mola Não-linear”

Este bloco tem como principal objetivo o cálculo parcial da dinâmica do sistema, referente aos coeficientes de rigidez das molas. A saída (*output*) deste bloco é uma parte da equação que representa o sistema veicular:

$$aax(t) + K_{fr}abx(t) + K_{fl}acx(t) + K_{rr}adx(t) + K_{rl}aex(t) \quad (A.2.2)$$

Matriz das constantes da dinâmica do sistema

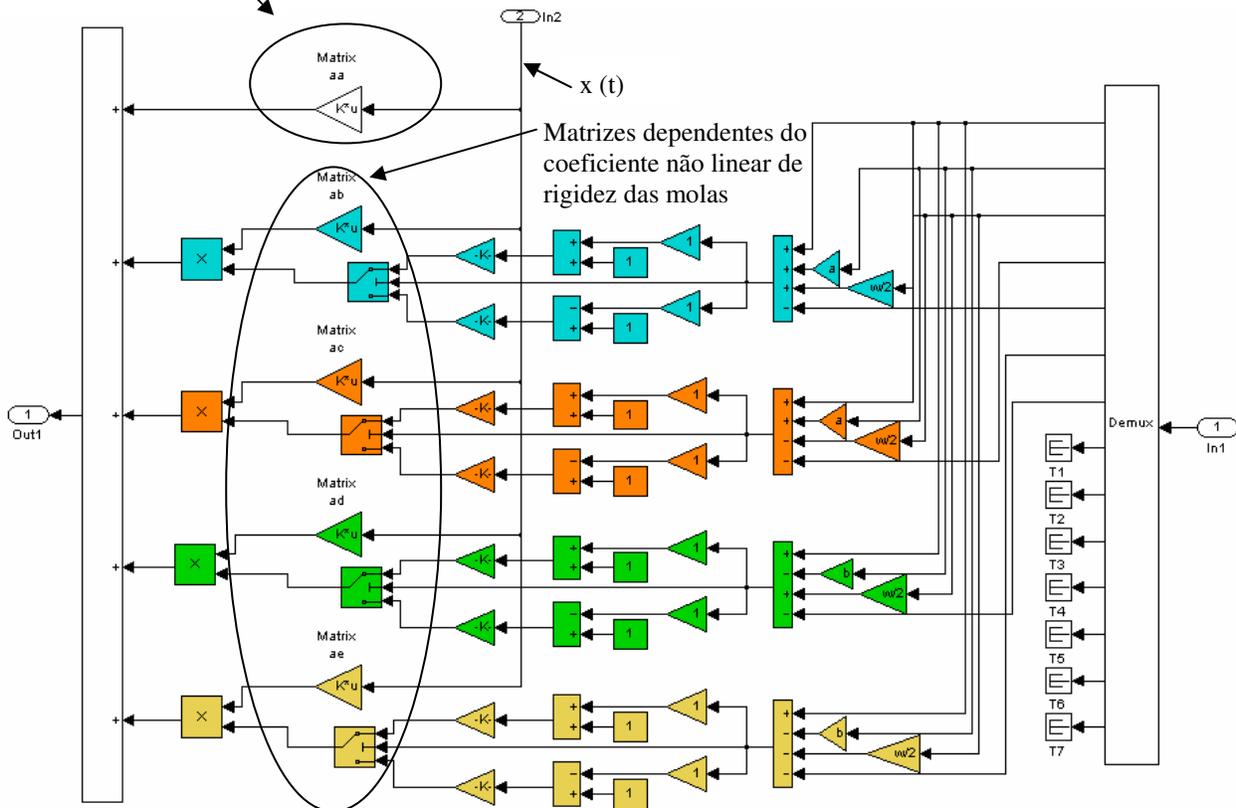


Figura A.2.6: Cálculo da não linearidade da mola

Na figura A.2.7, pode-se verificar com maiores detalhes o método utilizado para determinação dos coeficientes de rigidez não lineares das molas. Para este exemplo, foi selecionado o pneu dianteiro direito, porém cabe ressaltar que a filosofia de cálculo é a mesma para todos os outros pneus.

1. Verificação do espaço de trabalho da suspensão $\Rightarrow x_1 + ax_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_5$;
2. Se o espaço de trabalho da suspensão for maior que zero, o coeficiente de rigidez da mola será igual a: $\Rightarrow K_{est} \cdot [1 + 1 \cdot (x_1 + ax_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_5)]$;
3. Se o espaço de trabalho da suspensão for menor que zero, o coeficiente de rigidez da mola será igual a: $\Rightarrow K_{est} \cdot [1 - 1 \cdot (x_1 + ax_2 + \frac{w}{2}x_3 - x_5)]$;

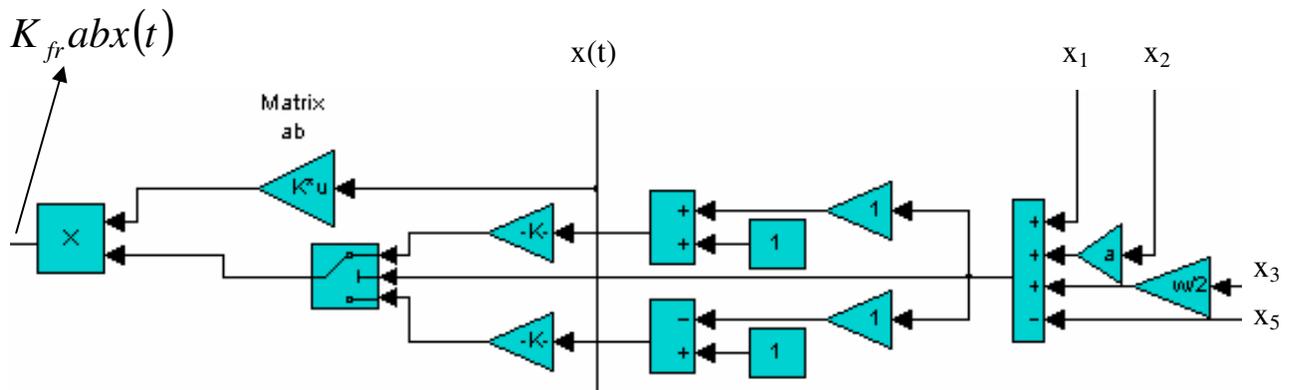


Figura A.2.7: Determinação do K da mola dianteira direita

A.2.5 Bloco “Amortecedor Não-linear”



Figura A.2.8: Bloco “Amortecedor Não-linear”

Este bloco tem como principal objetivo o cálculo parcial da dinâmica do sistema, referente aos coeficientes de amortecimento dos amortecedores. A saída (*output*) deste bloco é uma parte da equação que representa o sistema veicular:

$$B_{fr}afx(t) + B_{fl}agx(t) + B_{rr}ahx(t) + B_{rl}aix(t) \quad (A.2.3)$$

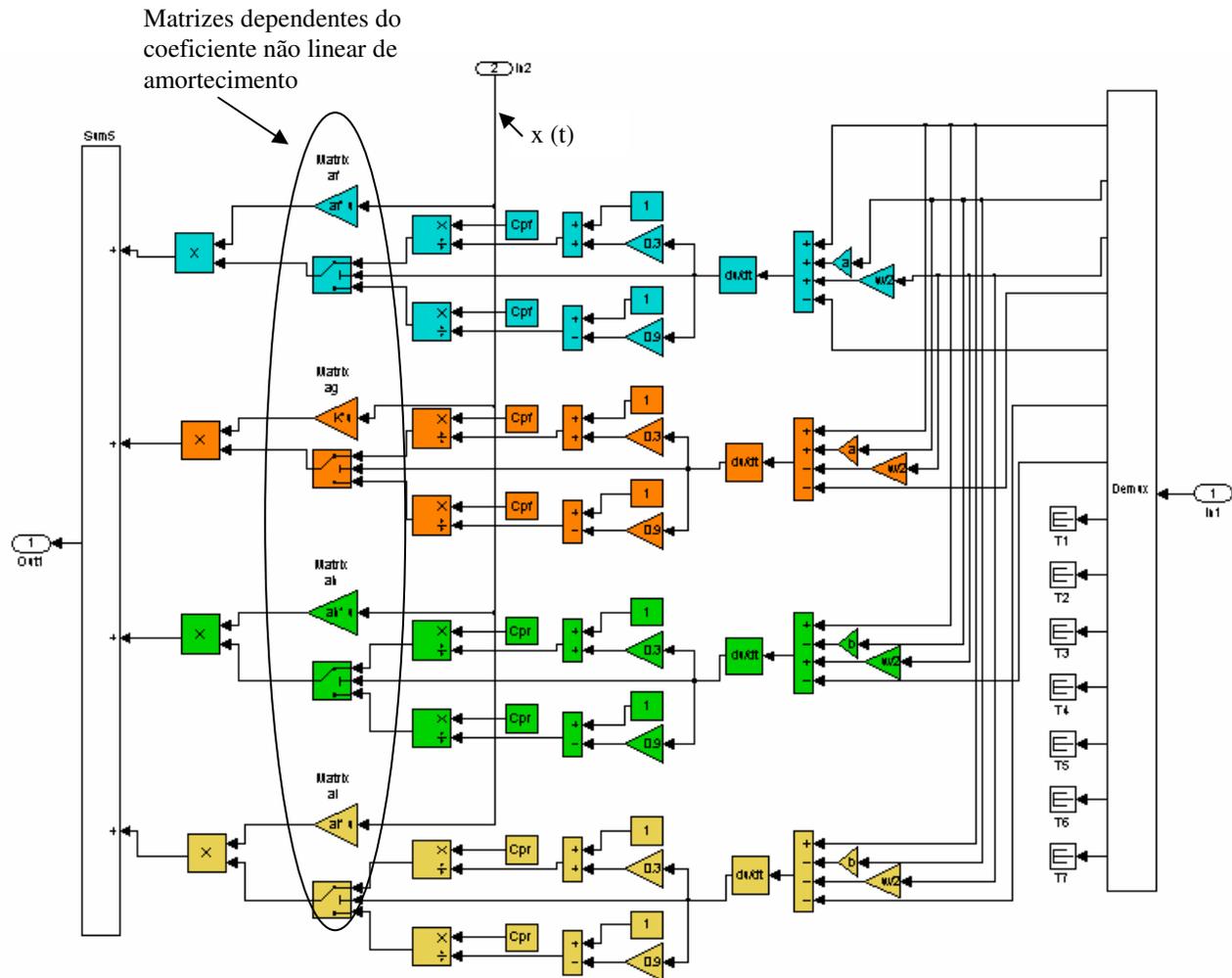


Figura A.2.9: Cálculo da não linearidade do amortecedor

Na figura A.2.10, pode-se verificar com maiores detalhes o método utilizado para determinação dos coeficientes de amortecimento não lineares. Para este exemplo, foi selecionado o pneu dianteiro esquerdo, porém cabe ressaltar que a filosofia de cálculo é a mesma para todos os outros pneus.

1. Verificação do espaço de trabalho da suspensão $\Rightarrow x_1 + ax_2 - \frac{w}{2}x_3 - x_4$;

2. Se o espaço de trabalho da suspensão for maior que zero, o coeficiente de rigidez da mola

será igual a: $\Rightarrow \frac{C_{pf}}{[1 + 0.3 \cdot (\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_4)]}$;

3. Se o espaço de trabalho da suspensão for menor que zero, o coeficiente de rigidez da mola

será igual a: $\Rightarrow \frac{C_{pf}}{[1 - 0.9 \cdot (\dot{x}_1 + a\dot{x}_2 - \frac{w}{2}\dot{x}_3 - \dot{x}_4)]}$;

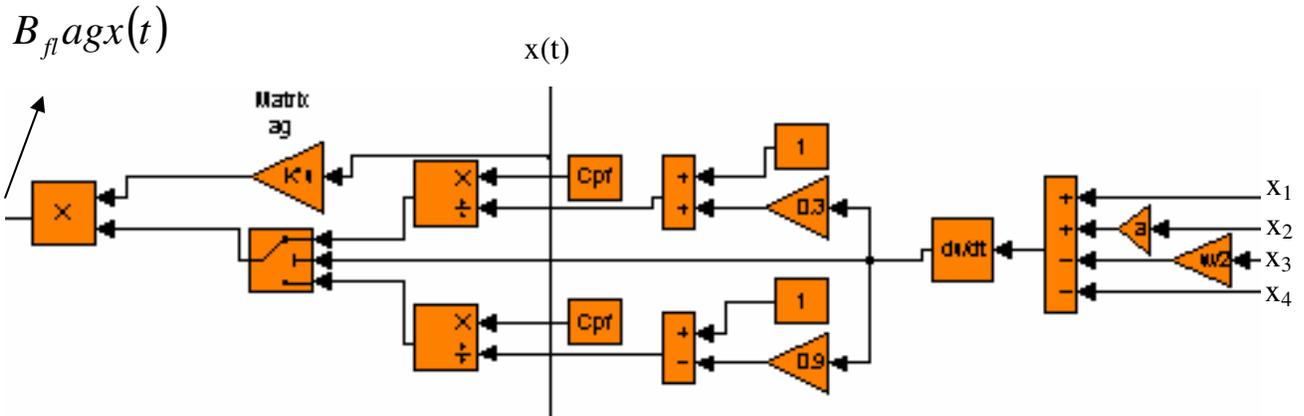


Figura A.2.10: Determinação do B do amortecedor dianteiro esquerdo

A.2.6 Bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (CVD)”

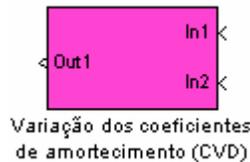


Figura A.2.11: Bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (CVD)”

Este bloco tem como principal objetivo o cálculo da variação contínua dos valores do coeficiente de amortecimento, baseado da teoria do *skyhook*. A saída (*output*) deste bloco é uma parte da equação que representa o sistema veicular, porém com uma lei de controle associada ao amortecimento do sistema.

A lei de controle está detalhada no capítulo 3 deste trabalho e a figura A.2.12 representa o modelo do SIMULINK que calcula os coeficientes de amortecimento.

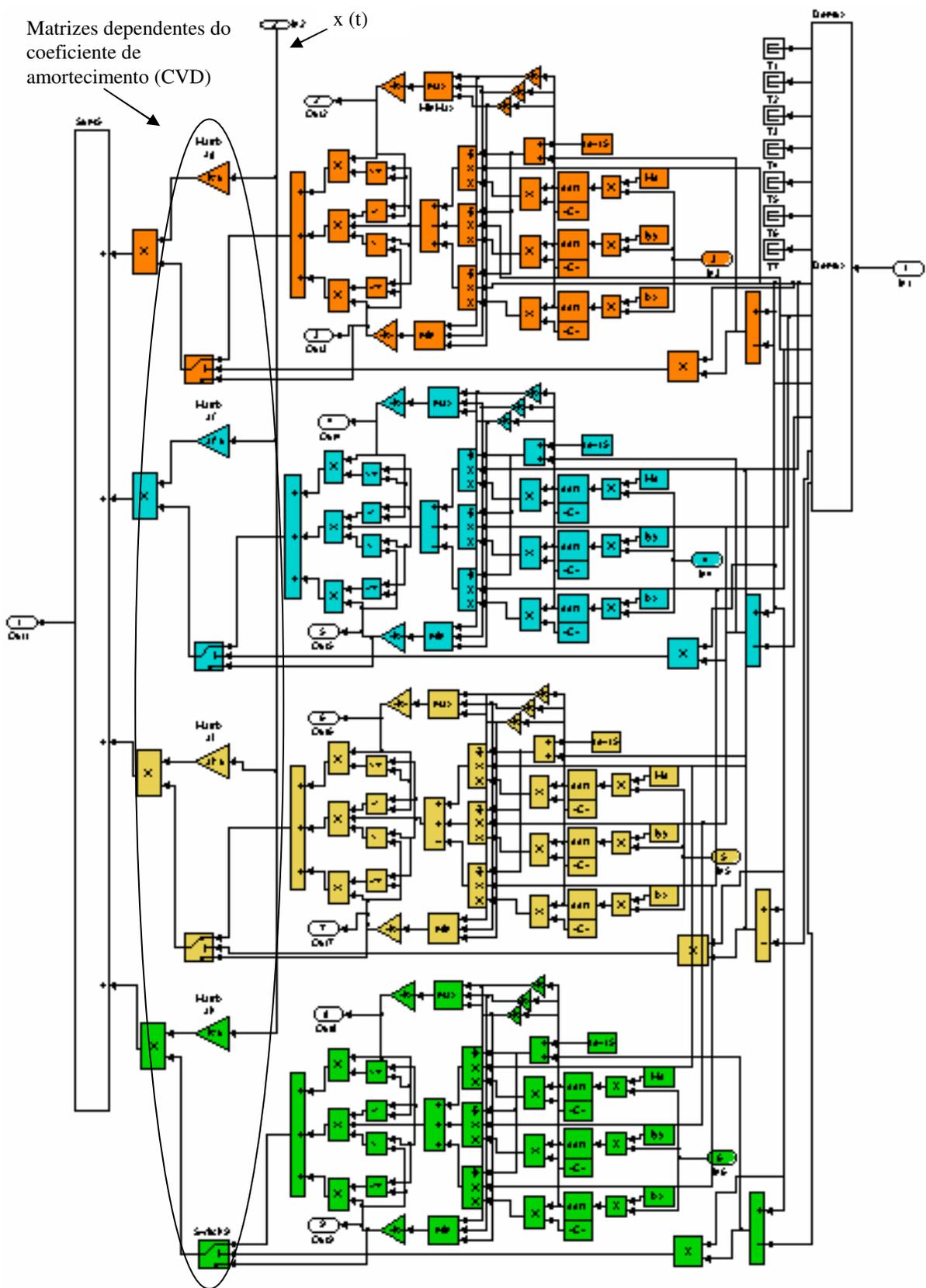


Figura A.2.12: Cálculo da variação (CVD) do coeficiente de amortecimento

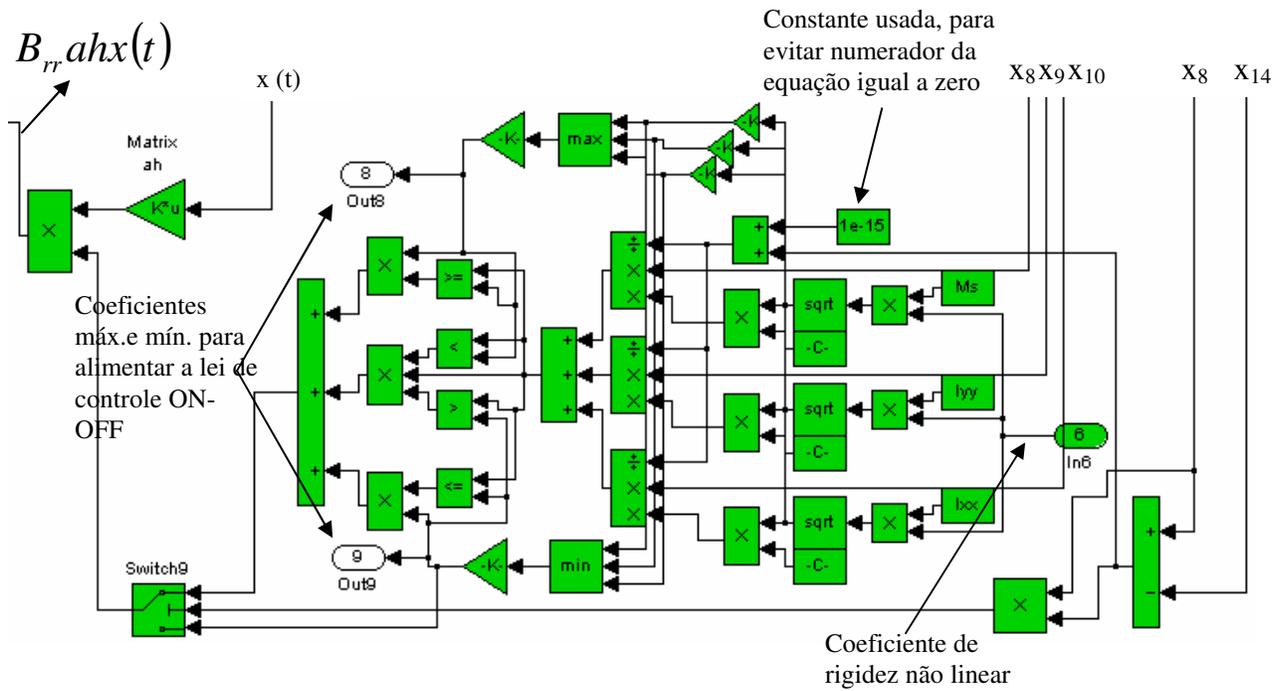


Figura A.2.13: Determinação do B do amortecedor traseiro direito

A.2.7 Bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (ON-OFF)”

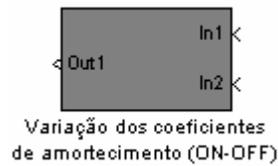


Figura A.2.14: Bloco “Variação dos coeficientes de amortecimento (ON-OFF)”

Este bloco tem como principal objetivo o cálculo da variação do coeficiente de amortecimento entre dois valores diferentes, baseado da teoria do *skyhook*. Assim como no bloco de variação CVD, a saída (*output*) deste bloco é uma parte da equação que representa o sistema veicular, porém com uma lei de controle associada ao amortecimento do sistema.

A lei de controle está detalhada no capítulo 3 deste trabalho e a figura A.2.15 representa o modelo do SIMULINK que calcula os coeficientes de amortecimento.

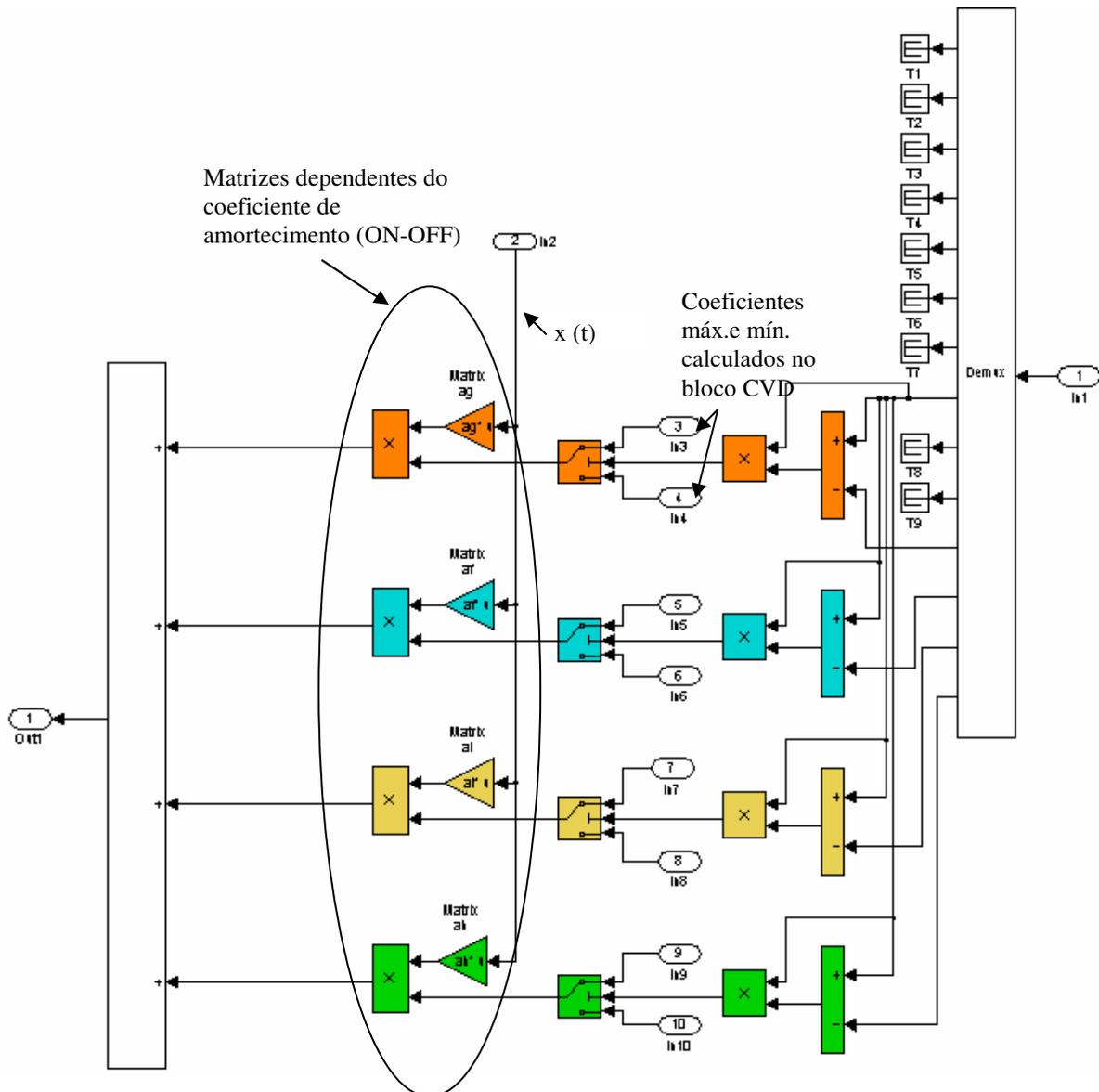


Figura A.2.15: Cálculo da variação (ON-OFF) do coeficiente de amortecimento

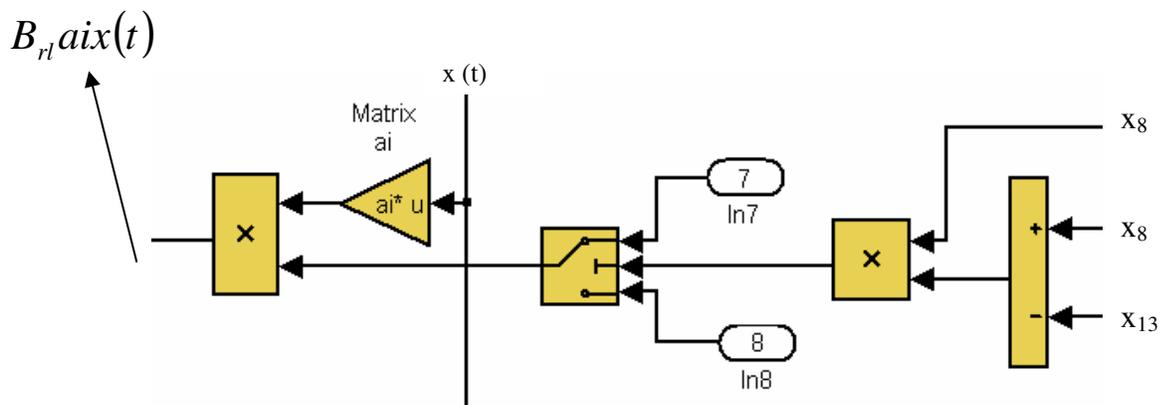


Figura A.2.16: Determinação do B do amortecedor traseiro esquerdo

A.3 – Comparação Sistema Passivo Linear e Não Linear

Este anexo faz uma comparação entre os sistemas passivos linear e não linear. Conforme comentado durante toda a dissertação a maioria das pesquisas que tratam a respeito de sistemas veiculares inteligentes, comparam os resultados com um sistema passivo linear, o que é um equívoco, uma vez que os sistemas passivos apresentam características não lineares para mola e amortecedor.

A.3.1 – Curvas Características

Na figura A.3.1, podemos verificar as curvas características da força do amortecedor nos casos de linearidade e não linearidade. Neste gráfico, percebe-se claramente, que no sistema não linear a força de amortecimento para as velocidades positivas é maior que para as velocidades negativas.

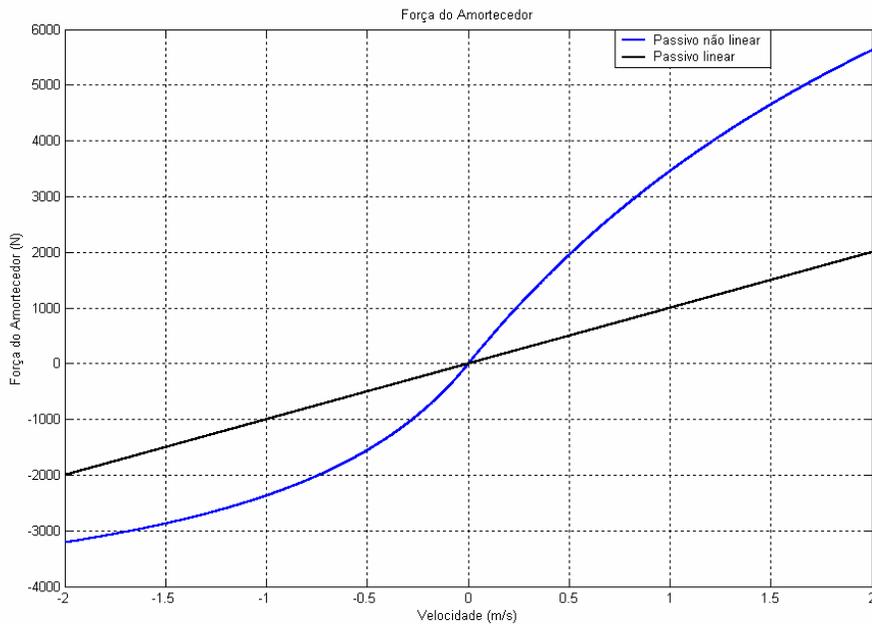


Figura A.3.1: Curvas características dos amortecedores (comparação linear x não linear)

A figura A.3.2 apresenta as curvas características da força da mola nos casos de linearidade e não linearidade. Conforme explicado no capítulo 3 desta dissertação, nas bibliografias encontradas, a força da mola aumenta exponencialmente quando o espaço de trabalho da suspensão é próximo a zero e quando o espaço demandado é muito alto, de modo a evitar choque

nos batentes da mola. Como neste trabalho, o espaço de trabalho da suspensão está limitado, não verificamos este comportamento na curva característica da mola do sistema passivo não linear.

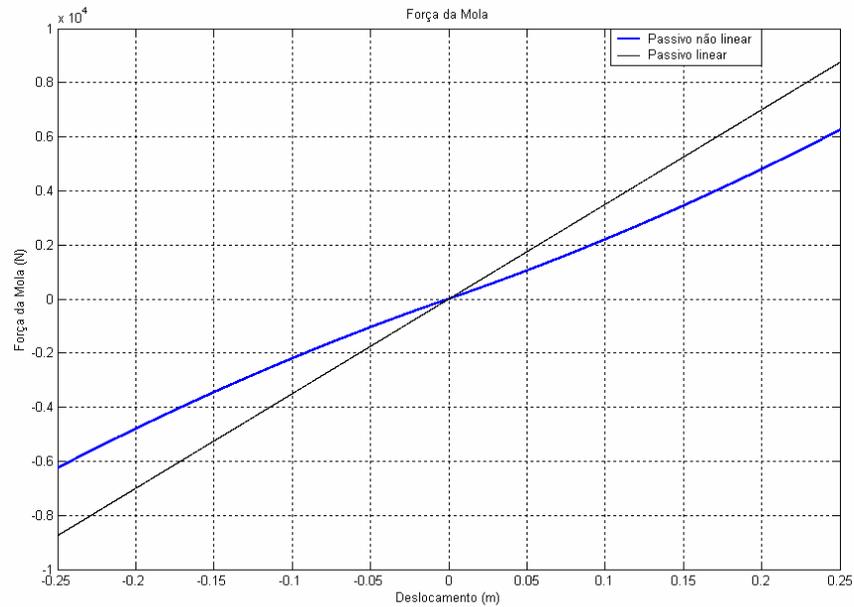


Figura A.3.2: Curvas características das molas (comparação linear x não linear)

A.3.2 – Comparação dos Sistemas

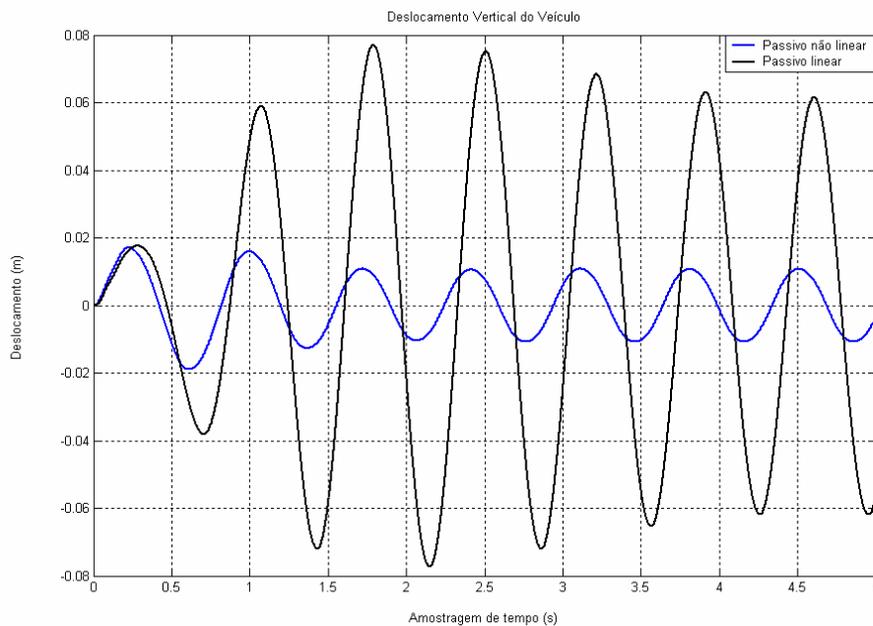


Figura A.3.3: Deslocamento vertical da carroceria (linear x não linear) à excitação seno de 9 rad/s

A figura A.3.3 mostra o comportamento do deslocamento vertical da carroceria para a excitação senoidal de 9 rad/s, conforme figura 4.1. Os gráficos evidenciam que o sistema passivo não linear apresenta um desempenho bastante superior ao sistema passivo linear, reduzindo em aproximadamente 70% os níveis de vibração.

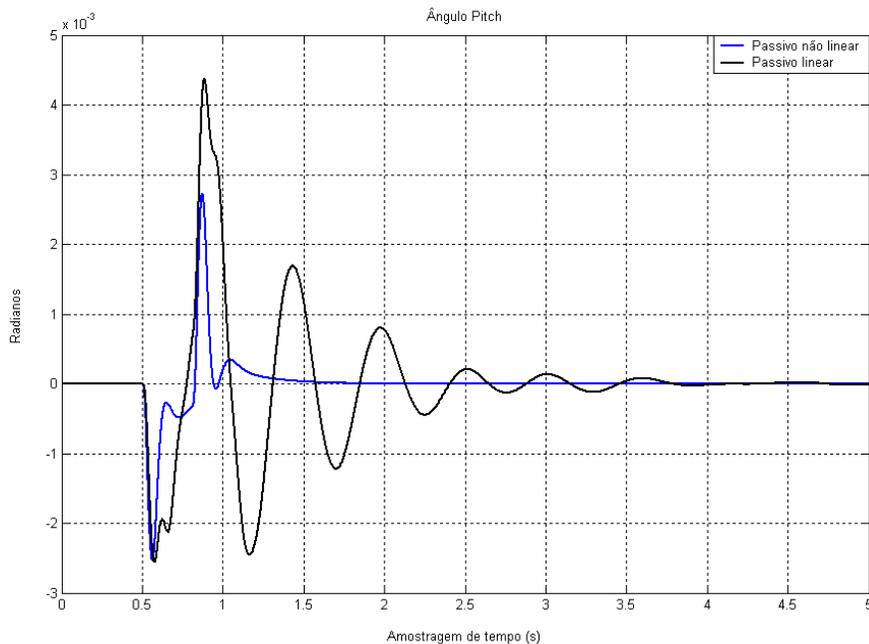


Figura A.3.4: Ângulo *Pitch* (linear x não linear) à excitação lombada

A figura A.3.4 apresenta o comportamento dos sistemas em relação ao ângulo *pitch* para a excitação de uma lombada, conforme figura 4.4. Os resultados demonstram que o sistema passivo com molas e amortecedores não lineares, além de reduzir a amplitude do sinal, é estabilizado bem mais rápido, quando comparado com o sistema passivo linear.

A figura A.3.5 evidencia os resultados dos sistemas em relação ao ângulo *roll* para a excitação senoidal de 150 rad/s, conforme figura 4.2. Os resultados, mais uma vez, mostram o sistema passivo com elementos lineares apresenta um desempenho inferior ao sistema passivo não linear. As amplitudes de vibração, principalmente no início da excitação, são bastante reduzidas.

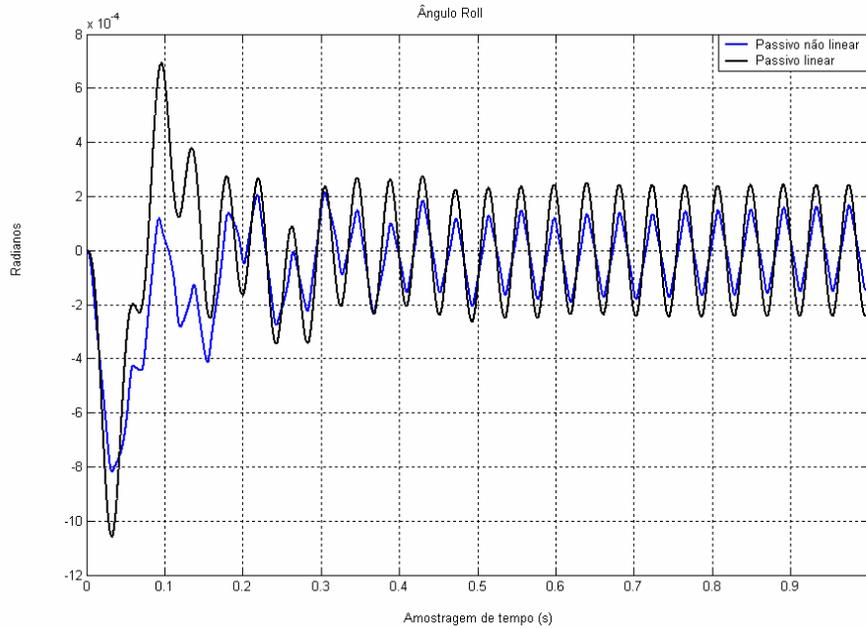


Figura A.3.5: Ângulo *Roll* (linear x não linear) à excitação seno de 150 rad/s

A figura A.3.6 apresenta os resultados da aceleração vertical do veículo à excitação de um degrau, conforme figura 4.3. Percebe-se, nos gráficos, o melhor desempenho do sistema passivo não linear, reduzindo a amplitude de excitação e estabilizando o sistema mais rapidamente.

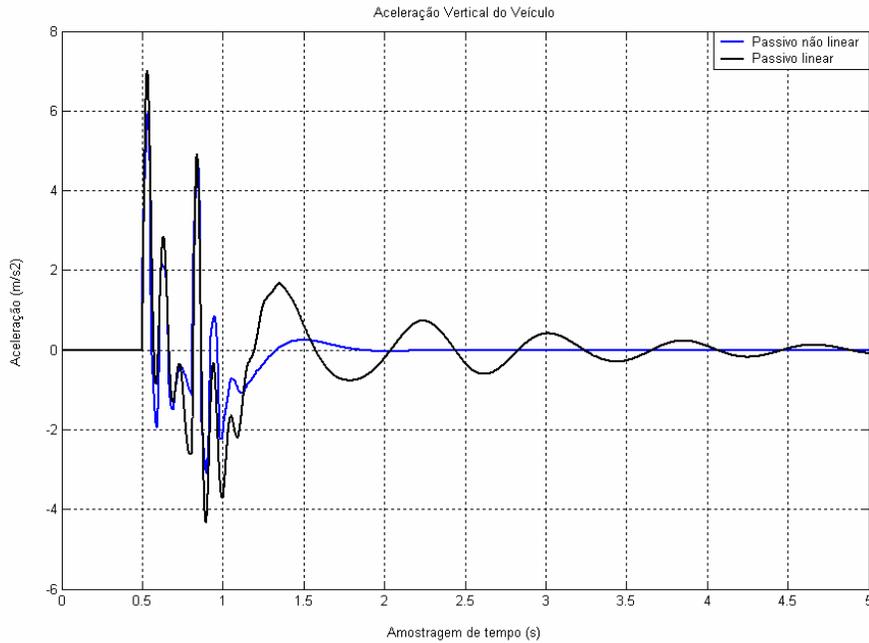


Figura A.3.6: Aceleração vertical da carroceria (linear x não linear) à excitação degrau

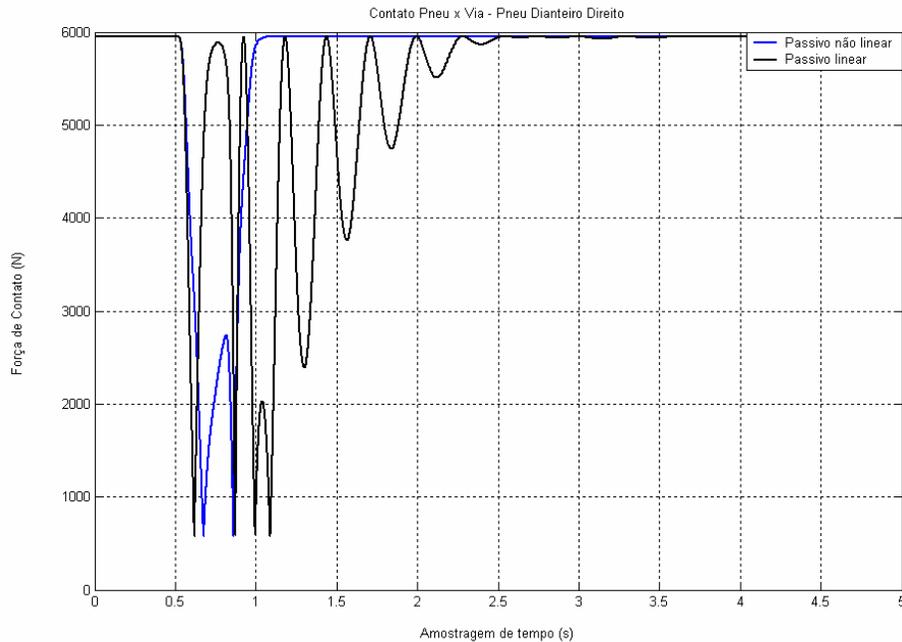


Figura A.3.7: Contato pneu-via (linear x não linear) à excitação degrau

A figura A.3.7 mostra o resultado obtido com a simulação para a excitação de um degrau, conforme figura 4.3, para o contato pneu via comparando o sistema passivo não linear e o passivo linear. Os resultados demonstram que apesar de que em nenhum dos sistemas analisados, o veículo perde contato com a via, no sistema passivo não linear a força de contato retorna mais rapidamente ao valor referente ao peso estático do veículo (6000 N).

Os resultados confirmam que a não linearidade por si só já representa um ganho muito grande para o sistema veicular, tanto em relação ao conforto quanto em relação à segurança para os passageiros. Estes resultados vêm ratificar a importância e a necessidade de se considerar a dinâmica não linear dos sistemas passivos, de modo a ter respostas mais precisas sobre o comportamento e benefícios trazidos pela implementação de um sistema semi-ativo ou até mesmo ativo.