

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR ROBSON IEZZO  
..... E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 30 / 07 / 2010  
Domingos P. Zanetti  
ORIENTADOR

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

ROBSON IEZZO

# **Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão com Amortecimento Semi-ativo “Slow-active” com Custo Competitivo**

Campinas, 2010

ROBSON IEZZO

# **Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão com Amortecimento Semi-ativo “Slow-active” com Custo Competitivo**

Dissertação de Mestrado Profissional apresentada à  
comissão de Pós Graduação da Faculdade de  
Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de  
Campinas, como requisito para a obtenção do título  
de Mestre em Engenharia Mecânica Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri

Campinas

2010

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

Ie9d Iezzo, Robson  
Desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo "slow-active" com custo competitivo / Robson Iezzo. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.

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

1. Automóveis - Molas e suspensão - Controle automático. 2. Automóveis - Dinâmica. 3. Automóveis - Amortecedores. 4. Lógica matricial. I. Zampieri, Douglas Eduardo. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Development of a suspension system with "slow-active" semi-active damping at a competitive cost

Palavras-chave em Inglês: Automobiles - Springs and suspension - Automatic control, Automobiles - Dynamics, Automobiles - Shock absorbers, Matrix logic

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Janito Vaqueiro Ferreira, Paulo Sérgio Graziano Magalhães

Data da defesa: 30/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL**

**Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão  
com Amortecimento Semi-ativo “Slow-active”  
com Custo Competitivo**

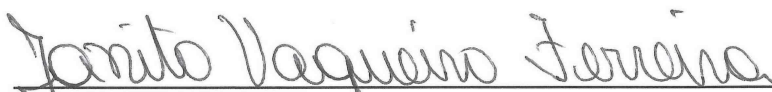
Autor: Robson Iezzo

Orientador: Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



**Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri**  
**DMC/FEM/UNICAMP**



**Prof. Dr. Janito Vaqueiro Ferreira**  
**DMC/FEM/UNICAMP**



**Prof. Dr. Paulo Sérgio Graziano Magalhães**  
**FEAGRI/UNICAMP**

Campinas, 30 de Julho de 2010.



*À minha querida esposa Adriana  
e aos meus amados filhos  
Gabriel e Vinicius*

## **Agradecimentos**

Este trabalho não poderia ser realizado sem a ajuda de diversas pessoas que, ao longo desses dois anos e onze meses, contribuíram direta ou indiretamente nesta etapa da minha vida e às quais, humildemente, presto a minha homenagem:

A Deus, o Grande Engenheiro do Universo, que me emprestou a vida e me deu sabedoria, paciência e coragem para realizar este trabalho, com o qual aprendi tão mais do que poderia imaginar.

À minha esposa, Adriana, e aos meus pequenos filhos, Gabriel e Vinicius, que se privaram de muitas coisas, não só da minha presença e maior atenção, durante este processo de imersão que foi a realização desse mestrado. A vocês três, meu obrigado pelo carinho, paciência, apoio e compreensão.

Aos meus pais, José David e Deusa, que sempre incentivaram e apoiaram os meus estudos e me fizeram enxergar que a educação é a melhor maneira de mudar a realidade de qualquer ser humano.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri, pela confiança, pelo tempo compartilhado e pela amizade que sempre nortearam as nossas conversas.

Ao amigo e companheiro de trabalho da Magneti Marelli Cofap, Luiz Bloem, por possibilitar o meu ingresso neste programa de mestrado profissional e o desenvolvimento deste trabalho.

Ao amigo e companheiro de trabalho da Magneti Marelli Cofap, Sergio Nelo Vannucci, pela idealização do sistema aqui desenvolvido.

À Sandra Regina Conceição, do RH da Magneti Marelli Cofap, por viabilizar a realização deste programa de mestrado profissional.

Ao João Franco, da Improvement Vehicle Dynamics, pela parceria e inestimável contribuição nas simulações virtuais e definição das matrizes de decisão.

Aos amigos de Engenharia de Inovação da Magneti Marelli Cofap, Fernando Lanzoni e Guilherme Caravieri de Abreu, pelas sempre frutíferas discussões técnicas sobre este e outros projetos.

Ao amigo Pedro Grande Barau, pelo suporte no levantamento das curvas características do sistema de amortecimento passivo variável.

Aos colegas da Engenharia de Desenvolvimento do Produto da Magneti Marelli Cofap, Beniamino Pelegrini e José Carlos Franco, pelo respaldo no desenvolvimento desse trabalho.

Aos professores da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, Prof. Dr. Robson Pederiva e Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles, pelas valiosas sugestões no exame de qualificação.

Aos colegas de turma, Edson Lelis Fescina, Ricardo Doriguelo de Melo e Rodrigo Tadeu Brazolin, pelas horas de estudo compartilhadas, pelo companheirismo e pelos bons momentos vividos durante a realização deste mestrado.

Aos professores que nos emprestaram o seu talento e dedicação na nossa formação, da FEM - UNICAMP: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini, Prof. Dr. José Maria C. dos Santos, Prof. Dra. Katia Lucchesi C. Dedini, Prof. Dr. Milton Dias Jr.; do IQM - UNICAMP: Prof. Dra. Inés Joeques; do ITA: Prof. Dr. Airton Nabarrete e Prof. Dr. Alfredo R. de Faria.

A todos os colegas da Magneti Marelli Cofap, que direta ou indiretamente contribuíram para a realização deste trabalho.

*"É de suma importância que se dê ao público em geral a oportunidade de conhecer, consciente e inteligentemente, as tentativas e os resultados da pesquisa científica. Não basta que cada resultado seja conhecido, elaborado e aplicado por poucos especialistas, em cada ramo. Quando a ciência se restringe a um pequeno grupo, o espírito filosófico de um povo decai, e ele caminha para a indigência espiritual".*

**(Albert Einstein)**

## Resumo

IEZZO, Robson, *Desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo “slow-active” com custo competitivo*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 306 p. Dissertação (Mestrado Profissional).

Neste trabalho é realizado o desenvolvimento de um sistema de suspensão semi-ativo adaptativo com baixo custo de implementação, quando comparado aos sistemas semi-ativos atualmente disponíveis no mercado. Para isto, foi caracterizado um sistema de amortecimento passivo variável controlado remotamente (com dispositivo seletivo alocado no painel do veículo), o qual está atualmente em desenvolvimento pela empresa. A arquitetura desse sistema, prevendo atuadores eletrônicos e central eletrônica de processamento com interface e coleta de informações da rede CAN, foi concebida para, através da definição de uma lógica de controle, transformá-lo em um sistema de suspensão semi-ativo com custo competitivo. Procedeu-se investigando e estabelecendo parâmetros de controle e sinais existentes nos subsistemas dos veículos modernos para alimentação de uma lógica matricial de controle. Identificados os sinais possíveis de se utilizar na alimentação dessas matrizes, foram realizadas diversas simulações em software de dinâmica veicular para verificação dos parâmetros de controle definidos, assim como do comportamento dinâmico do veículo, com o objetivo de otimizar o compromisso entre conforto e estabilidade. Com base neste processo, foram estabelecidas matrizes lógicas de comando aos amortecedores eletrônicos as quais, através da identificação do nível dos parâmetros recebidos do veículo e da atitude do motorista ao volante, definem automaticamente qual a melhor curva de amortecimento a ser empregada, dentro de um universo discreto de curvas, para uma dada condição de utilização do veículo. O resultado deste trabalho busca viabilizar a aplicação de sistemas inteligentes de suspensão no mercado automobilístico nacional, o qual é atualmente composto em 100% por sistemas de suspensão passivos.

*Palavras chave:* suspensão semi-ativa; suspensão passiva; suspensão ativa; suspensão adaptativa; dinâmica veicular; dinâmica longitudinal; dinâmica vertical; dinâmica lateral; amortecedores; lógica de controle; lógica matricial; conforto e dirigibilidade.

## Abstract

IEZZO, Robson, *Development of a suspension system with “slow-active” semi-active damping at a competitive cost*, Professional MSc. Thesis, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2010. 306 p.

This work is dedicated to develop an adaptive semi-active suspension system at a low cost of implementation, when compared to semi-active systems currently available. For that was characterized a passive damping system variable remotely controlled (with a selective device allocated on the panel of the vehicle), which is currently under development by the company. The architecture of this system, providing electronic actuators and electronic control unit interface and gathering information from the CAN network was designed for, by setting a control logic, transform it into a semi-active suspension system at a competitive cost. The work proceeded investigating and establishing parameters and existing signals in the subsystems of modern vehicles to feed a logical matrix of control. Identified the possible signals available to using on the mentioned matrix, several simulations were carried out in a vehicle dynamics software in order to check the applicability of those control parameters defined, as well as the dynamic behavior of the vehicle with the goal of optimizing the balance between ride and handling. Based on this process were established a set of logical matrix to command the electronic dampers which, by identifying the level of the parameters received from the vehicle and the attitude of the driver at the steering wheel, define automatically the best damping curve to be used, within an universe of discrete curves, for a given driving condition. The result of this work aims to become viable the application of intelligent suspension systems in domestic automotive market which is nowadays composed by 100% of passive suspension systems.

**Keywords:** semi-active suspension; passive suspension; active suspension; adaptive suspension; vehicle dynamics; longitudinal dynamics; vertical dynamics; lateral dynamics; shock absorbers; control logic; logical matrix; ride and handling.

## Lista de Figuras

Figura 1: Vista Frontal Esquemática de uma Suspensão Independente (Reimpell et al., 2001)	11
Figura 2: Esquema de uma Suspensão Independente em Curva (Reimpell, et al., 2001) .....	12
Figura 3: Suspensão Duplo “A” Dianteira (Reimpell et al., 2001) .....	12
Figura 4: Centro de Arfagem (Pitch Pole) (Reimpell et al., 2001).....	13
Figura 5: Suspensão Duplo “A” Traseira (Reimpell et al., 2001) .....	14
Figura 6: Vista Traseira de um Eixo McPherson Dianteiro Esquerdo (Reimpell et al., 2001)	14
Figura 7: Isolador de Vibrações, Suspensão McPherson Dianteira (Reimpell et al.,2001) .....	16
Figura 8: Suspensão McPherson Traseira – I (Reimpell et al., 2001) .....	17
Figura 9: Suspensão McPherson Traseira – II (Milliken e Milliken, 1995).....	18
Figura 10: Suspensão McPherson Traseira – III (Milliken e Milliken, 1995) .....	19
Figura 11: Suspensão de Eixo com Braços Arrastados Traseira (Reimpell et al., 2001).....	20
Figura 12: Esforços na Suspensão Traseira de Eixo com Braços Arrastados (Reimpell et al., 2001) .....	20
Figura 13: Suspensão de Eixo com Braços Semi-Arrastados Traseira (Reimpell et al., 2001)	21
Figura 14: Braço do Eixo de Suspensão Semi-Arrastado Traseiro (Reimpell et al., 2001) .....	21
Figura 15: Parâmetros Dimensionais, Suspensão de Eixo com Braços Semi-Arrastados (Reimpell et al., 2001).....	22
Figura 16: Suspensão Multi-Link Traseira (Reimpell et al., 2001).....	23
Figura 17: Suspensão de Eixo Articulado (Stone e Ball, 2004) .....	24
Figura 18: Graus de Liberdade de uma Suspensão de Eixo Rígido (Milliken e Milliken, 1995) .	26
Figura 19: Suspensão De Dion (Gillespie, 1992) .....	26
Figura 20: Suspensão Hotchkiss (Stone e Ball, 2004).....	27
Figura 21: Suspensão Four-Link Básica - I (Stone e Ball, 2004).....	28
Figura 22: Suspensão Four-Link Básica - II (Milliken e Milliken, 1995).....	29
Figura 23: Suspensão Four-Link Básica com Braços Paralelos (Milliken e Milliken, 1995) ..	30
Figura 24: Suspensão Four-Link A-arm and Links (Milliken e Milliken, 1995) .....	31
Figura 25: Suspensão Three-Link com Barra de Controle Panhard (Milliken e Milliken, 1995)	32
Figura 26: Molas Helicoidais - I (Best cars web site, ac. Nov, 2009) .....	33

Figura 27: Molas Helicoidais - II (Milliken e Milliken, 1995) .....	34
Figura 28: Mola Feixe de Lâminas (Reimpell et al., 2001).....	35
Figura 29: Mola Feixe de Lâmina Única (Reimpell et al., 2001).....	35
Figura 30: Barra de Torção (Stone e Ball, 2004) .....	36
Figura 31: Coxim de Tração (Reimpell et al., 2001).....	36
Figura 32: Curvas, Batente de Compressão (Reimpell et al., 2001) .....	37
Figura 33: Mola Suplementar (Reimpell et al., 2001).....	38
Figura 34: Conjunto Mola Pneumática e Amortecedor (Reimpell et al., 2001).....	39
Figura 35: Lay-out Barra Estabilizadora (Reimpell et al., 2001) .....	40
Figura 36: Barra Estabilizadora (Carbibles.com, ac. Nov, 2009) .....	41
Figura 37: Amortecedor tipo tesoura de atrito seco (The shock absorber history MMCofap, 2009) .....	43
Figura 38: Amortecedor Gabriel Spring Snubber (The shock absorber history MMCofap, 2009) .....	44
Figura 39: Amortecedor Houdaille Rotary Vane (The shock absorber history MMCofap, 2009) .....	44
Figura 40: Amortecedor Telescópico Monroe (The shock absorber history MMCofap, 2009)	44
Figura 41: Amortecedor Hydrolastic (The shock absorber history MMCofap, 2009).....	45
Figura 42: Amortecedor Hydragas (The shock absorber history MMCofap, 2009) .....	45
Figura 43: Efeito do amortecimento na conduta de isolamento da suspensão (Gillespie, 1992)	47
Figura 44: Tipos de Amortecedores (Milliken e Milliken, 1995) .....	49
Figura 45: Diagrama Amortecedor Bitubular (Reimpell et al., 2001).....	50
Figura 46: Conjunto da Guia da Haste AM Bitubular I (Reimpell et al., 2001) .....	50
Figura 47: Conjunto do Pistão AM Bitubular (Reimpell et al., 2001) .....	51
Figura 48: Válvula da Base AM Bitubular (Reimpell et al., 2001).....	51
Figura 49: Curvas de Amortecimento AM Bitubular (Reimpell et al., 2001).....	53
Figura 50: Amortecedor Convencional Bitubular Pressurizado (Reimpell et al., 2001).....	54
Figura 51: Amortecedor Monotubular de Alta Pressão (Reimpell et al., 2001).....	56
Figura 52: Curva Digressiva, AM Monotubular (Reimpell et al., 2001) .....	58
Figura 53: Detalhe da Guia da Haste e Vedação (Reimpell et al., 2001).....	58
Figura 54: Amortecedor de Direção em Corte (Reimpell et al., 2001) .....	60



Figura 55: Amortecedor Estrutural McPherson I (Reimpell et al., 2001) .....	61
Figura 56: Amortecedor Estrutural McPherson II (Reimpell et al., 2001) .....	61
Figura 57: Amortecedor Estrutural McPherson III (Reimpell et al., 2001) .....	61
Figura 58: Amortecedor Nivelador de Altura com Mola Pneumática Integrada (Dixon, 2007)	62
Figura 59: Amortecedor Nivomat Sachs Boge (Eulenbach, 2000) .....	64
Figura 60: Amortecedor Dependente da Posição (Reimpell et al., 2001) .....	65
Figura 61: Curva FxD, Amortecedor Dependente da Posição Sachs (Reimpell et al., 2001) ..	65
Figura 62: Amortecedor com Forças Continuamente Varáveis (Reimpell et al., 2001) .....	67
Figura 63: Curva de Amortecimento Característica para Amortecedores Continuamente Variáveis (Reimpell et al., 2001) .....	67
Figura 64: Válvula Inercial, modificado de Speckhart e Harrison, 1968 (Dixon, 2007) .....	68
Figura 65: Válvula Vórtice para Amortecedor Sensível ao Deslocamento (Dixon, 2007) .....	71
Figura 66: Detalhe da Válvula Vórtice para AM Sensível ao Curso (Dixon, 2007) .....	72
Figura 67: Válvula para AM Sensível ao Curso com Pistão Flutuante Auxiliar (Dixon, 2007)	73
Figura 68: Válvula FSD (Frequency Selective Damping) (Koni.com, ac. Abr, 2010) .....	74
Figura 69: Bitola (Reimpell et al., 2001) .....	76
Figura 70: Alteração da Bitola (Reimpell et al., 2001) .....	76
Figura 71: Convergência e Divergência (Jazar, 2008) .....	77
Figura 72: Cáster (Jazar, 2008) .....	79
Figura 73: Cáster, Pontos de Projeção (Reimpell et al., 2001) .....	79
Figura 74: Câamber (Jazar, 2008) .....	80
Figura 75: Influência do Câamber no Desgaste do Pneu (Reimpell et al., 2001) .....	82
Figura 76: Inclinação e Offset do Pino Mestre (Reimpell et al., 2001) .....	83
Figura 77: Inclinação e Offset do Pino Mestre para Suspensões McPherson (Reimpell et al., 2001) .....	84
Figura 78: Detalhe do Câamber Regulável (Reimpell et al., 2001) .....	85
Figura 79: Geometria de um Veículo em Curva (Gillespie, 1992) .....	86
Figura 80: Ângulo de Deriva (Gillespie, 1992) .....	88
Figura 81: Variáveis que afetam a Rigidez em Curva do Pneu (Gillespie, 1992) .....	89
Figura 82: Diagrama de Corpo Livre (Fernandes, 2005) .....	90
Figura 83: Modelo da Bicicleta na Condição de Curva (Gillespie, 1992) .....	92

Figura 84: Modelo de Bicicleta para os Tipos de Esterçamento (Milliken e Milliken, 1995) .	96
Figura 85: Sistema Dinâmico do Veículo (Gillespie, 1992) .....	97
Figura 86: Modelo Dinâmico de Bounce (Dixon, 2009).....	99
Figura 87: Condição de um Veículo em Pitch de Frenagem (Moura, 2003) .....	101
Figura 88: Rolagem do Corpo do Veículo, vista traseira (Dixon, 2009).....	105
Figura 89: Rolagem do Corpo do Veículo em Pista Inclinação, vista traseira (Dixon, 2009) .	107
Figura 90: Influência da Rigidez da Suspensão na Qualidade de Rodagem (Dixon, 2007)...	108
Figura 91: Interação Conforto-Dirigibilidade com Variação da Rigidez (Dixon, 2007) .....	108
Figura 92: Interação Conforto-Dirigibilidade com Variação do Amortecimento (Dixon, 2007)	109
Figura 93: Interação do Desconforto Passageiro-Pneu (Dixon, 2007).....	110
Figura 94: Aceleração Vertical rms em Função da Frequência (Genta e Morello, 2009).....	113
Figura 95: Curvas de Desconforto Constante, BSI 6472 (a) e VDI 2057 (b) (Genta e Morello, 2009) .....	114
Figura 96: Comparação entre Limites de Desconforto, várias fontes (Genta e Morello, 2009)	115
Figura 97: Veículo com Assimetria Longitudinal (Amortecimento Zero) (Dixon, 2007) .....	117
Figura 98: Posição do Corpo do Veículo com Deflexão em Pitch e Bounce (Dixon, 2007) .	117
Figura 99: Pontos de Pivotamento e Deslocamentos Modais (Dixon, 2007).....	122
Figura 100: Esquema de um Amortecedor com Orifício Variável (Rajamani, 2006).....	138
Figura 101: Amortecedor Magneto-Reológico (Rajamani, 2006).....	139
Figura 102: Amostra de Fluido Magneto-Reológico (Crivellaro, 2008).....	139
Figura 103: Curvas de Desempenho para Amortecedor Magneto-Reológico (Rajamani, 2006)	140
Figura 104: Amortecedor Eletrônico Tritubular (Magneti Marelli Cofap, 2010) .....	141
Figura 105: Arquitetura SDC (Synaptic Damping Control) (Magneti Marelli Cofap, 2010)	142
Figura 106: Válvula Solenóide Eletromagnética (Magneti Marelli Cofap, 2010) .....	142
Figura 107: Exemplo de Forças de Amortecimento Máximo e Mínimo, Sistema SDC (Magneti Marelli Cofap, 2010) .....	143
Figura 108: Estratégia de Controle Sistema Semi-Ativo SDC (Magneti Marelli Cofap, 2010)	144
Figura 109: Desempenho em Frenagem Sistema Semi-Ativo SDC (Magneti Marelli Cofap, 2010) .....	145
Figura 110: Suspensão Ativa Citroen Hydractive (Citroenet.org.uk, ac. Mai, 2010) .....	148
Figura 111: Suspensão Ativa Eletromagnética Bose (Bose.com, ac. Mai, 2010) .....	149

Figura 112: Desempenho Comparativo Suspensão Ativa e Passiva (Gillespie, 1992) .....	153
Figura 113: Amortecedor de Forças Variáveis (Magneti Marelli Cofap, 2008) .....	159
Figura 114: Amortecedor Convencional Bitubular Passivo (Magneti Marelli Cofap, 2008) .....	160
Figura 115: Amortecedor Tritubular de Forças Variáveis (Magneti Marelli Cofap, 2008) ...	161
Figura 116: Detalhe da Válvula Reguladora de Fluxo (Magneti Marelli Cofap, 2008).....	163
Figura 117: Detalhe da Válvula de Controle (Magneti Marelli Cofap, 2008) .....	163
Figura 118: Comparativo AM Passivo vs Passivo Variável (Magneti Marelli Cofap, 2008) .....	165
Figura 119: Diagrama de Comando para 4 AM's Sincronizados.....	166
Figura 120: Gráfico de Curvas Padrão Senoidal (Magneti Marelli Cofap, 2009).....	171
Figura 121: Gráfico Força x Velocidade Típico AM Passivo (Magneti Marelli Cofap, 2009).....	173
Figura 122: Dinamômetro e Equipamentos de Teste (Magneti Marelli Cofap, 2009).....	174
Figura 123: AM de Forças Variáveis, ECU e Chave Seletora (Magneti Marelli Cofap, 2009).....	174
Figura 124: Curva Característica Teórica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável .....	176
Figura 125: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 32 mm/s - Movimento de Tração.....	178
Figura 126: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 42 mm/s - Movimento de Tração.....	179
Figura 127: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 52 mm/s - Movimento de Tração.....	180
Figura 128: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Tração.....	181
Figura 129: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 72 mm/s - Movimento de Tração.....	182
Figura 130: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Filtrada, Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Tração.....	184
Figura 131: Linha de Tendência e Equação Característica do Sistema Passivo Variável Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Tração.....	185
Figura 132: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 52 mm/s - Movimento de Compressão .....	187
Figura 133: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Compressão .....	188

Figura 134: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 72 mm/s - Movimento de Compressão .....	189
Figura 135: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Filtrada Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Compressão .....	191
Figura 136: Linha de Tendência e Equação Característica do Sistema Passivo Variável Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Compressão .....	192
Figura 137: Atuador Linear (Motor de Passo) (Magnet Marelli Cofap, 2010) .....	193
Figura 138: ECU – Central Eletrônica de Processamento, protótipo (Magnet Marelli Cofap, 2010) .....	194
Figura 139: Amortecedores Tritubulares de Forças Variáveis, Dianteiro e Traseiro (Magnet Marelli Cofap, 2010) .....	195
Figura 140: Diagrama de Blocos AM Forças Variáveis.....	195
Figura 141: Lógica de Comando Sistema Passivo Variável Remoto (Magnet Marelli Cofap, 2010) .....	197
Figura 142: Gráfico Força x Velocidade AM Forças Variáveis Dianteiro (Magnet Marelli Cofap, 2010) .....	199
Figura 143: Gráfico Força x Velocidade AM Forças Variáveis Traseiro (Magnet Marelli Cofap, 2010) .....	200
Figura 144: Arquitetura Sistema Semi-Ativo “Slow-Active” .....	204
Figura 145: Diagrama de Blocos Sistema Semi-ativo “Slow-active” .....	209
Figura 146: Sistema de coordenadas SAE J670 (Gillespie, 1992).....	220
Figura 147: Gráfico Comparativo para RPM do Motor e Câmbio em Aceleração (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	221
Figura 148: Gráfico Comparativo para Velocidade Tangencial do Veículo em Aceleração (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	222
Figura 149: Gráfico Comparativo para Aceleração Tangencial do Veículo em Aceleração (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	223
Figura 150: Gráfico Comparativo para Escorregamento Longitudinal da Roda em Aceleração (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	224
Figura 151: Gráfico Comparativo para Deslocamento de Pitch do CG do Veículo em Aceleração (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	225

Figura 152: Gráfico Comparativo para Velocidade de Pitch do CG do Veículo em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	226
Figura 153: Gráfico Comparativo para Aceleração de Pitch do CG do Veículo em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	226
Figura 154: Gráfico Comparativo para o Torque no Volante de Direção em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	227
Figura 155: Gráfico Comparativo para o Ângulo do Volante de Direção em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	228
Figura 156: Gráfico Comparativo para a Velocidade do Volante de Direção em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	229
Figura 157: Gráfico Comparativo para Força Vertical nos Pneus I em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	230
Figura 158: Gráfico Comparativo para Força Vertical nos Pneus II em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	230
Figura 159: Gráfico Comparativo para Distância, Velocidade e Aceleração Tangenciais em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	232
Figura 160: Gráfico Comparativo para Força Longitudinal Tangencial nos Pneus em Frenagem I (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	233
Figura 161: Gráfico Comparativo para Força Longitudinal Tangencial nos Pneus em Frenagem II (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	233
Figura 162: Gráfico Comparativo para Deslocamento de Pitch do CG do Veículo em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	234
Figura 163: Gráfico Comparativo para Velocidade de Pitch do CG do Veículo em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	235
Figura 164: Gráfico Comparativo para o Torque no Volante de Direção em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	236
Figura 165: Gráfico Comparativo para o Ângulo do Volante de Direção em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	237
Figura 166: Gráfico Comparativo para a Velocidade do Volante de Direção em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	237

Figura 167: Gráfico Comparativo para Força Vertical nos Pneus I em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	238
Figura 168: Gráfico Comparativo para Força Vertical nos Pneus II em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	239
Figura 169: Gráfico Comparativo para Deslocamento de Pitch do CG do Veículo em Ondulação (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	241
Figura 170: Gráfico Comparativo para Velocidade de Pitch do CG do Veículo em Ondulação (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	242
Figura 171: Gráfico Comparativo para Aceleração de Pitch do CG do Veículo em Ondulação (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	242
Figura 172: Gráfico Comparativo para Aceleração da Massa Suspensa do Veículo em Lavadeira, Eixo “Z” (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	244
Figura 173: Gráfico Comparativo para Aceleração da Massa Suspensa do Veículo em Lavadeira, Eixo “X” (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	244
Figura 174: Gráfico Comparativo para Força no Batente de Compressão, Eixos Dianteiro e Traseiro em Lombada (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	246
Figura 175: Gráfico Comparativo para Força no Batente de Tração, Eixos Dianteiro e Traseiro em Lombada (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	246
Figura 176: Gráfico Comparativo para Deslocamento, Velocidade e Aceleração de Pitch em Lombada (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	247
Figura 177: Chicane ISO 3888-1 versão 1999 (Prof. João Franco - Instituto Mauá de Tecnologia, 2010) .....	248
Figura 178: Gráfico Comparativo para Aceleração Lateral em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	249
Figura 179: Gráfico Comparativo para o Ângulo de Rolagem em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	250
Figura 180: Gráfico Comparativo para a Velocidade de Rolagem em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	251
Figura 181: Gráfico Comparativo para Ângulo de Esterçamento do Volante em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	252

Figura 182: Gráfico Comparativo para Velocidade de Esterçamento do Volante em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	252
Figura 183: Gráfico Comparativo para Ângulo de Yaw do CG do Veículo em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	253
Figura 184: Gráfico Comparativo para Velocidade de Yaw do CG do Veículo em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	254
Figura 185: Modelo da Matriz de Decisão (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .	255
Figura 186: Evolução prevista da aplicação de sistemas de suspensão semi-ativos (Magneti Marelli Cofap, 2010) .....	276

## Lista de Tabelas

Tabela 1: Valores para o Parâmetro Conforto-Dirigibilidade da Suspensão (Dixon, 2007) ..	110
Tabela 2: Potencial de Desempenho dos Sistemas de Suspensão (Gillespie, 1992) .....	152
Tabela 3: Medição do Tempo Ciclo do Atuador Linear.....	168
Tabela 4: Dados de Força no Tempo para Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Tração.....	183
Tabela 5: Dados de Força no Tempo para Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Compressão .....	190
Tabela 6: Estratégias de Controle Possíveis - Sistema Semi-ativo “Slow-active” (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	211
Tabela 7: Configuração do Veículo Ensaiado (Improvement, 2010).....	219
Tabela 8: Parâmetros para Pistas Especiais: Ondulação (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	240
Tabela 9: Parâmetros para Pistas Especiais: Lavadeira (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	243
Tabela 10: Parâmetros para Pistas Especiais: Lombada (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	245
Tabela 11: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Aceleração no Plano: Controle de Partida (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	258
Tabela 12: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Aceleração no Plano: Controle de Afundamento (Squat) (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	259
Tabela 13: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Desaceleração no Plano: Controle Anti-Travamento (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	261
Tabela 14: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Desaceleração no Plano: Controle de Mergulho (Dive) (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	264
Tabela 15: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Faixas de Velocidade: Controle de Uso Urbano (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	267
Tabela 16: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Faixas de Velocidade: Controle de Uso em Rodovia (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	268



Tabela 17: Matriz de Decisão: Dinâmica Vertical - Faixas de Velocidade: Controle de Uso Urbano (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	269
Tabela 18: Matriz de Decisão: Dinâmica Vertical - Faixas de Velocidade: Controle de Uso em Rodovia (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	270
Tabela 19: Matriz de Decisão: Dinâmica Lateral - Controle em Curva: Manobra Evasiva (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	271
Tabela 20: Matriz de Decisão: Dinâmica Lateral - Controle em Curva: Controle de Roll (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010).....	272
Tabela 21: Matriz de Decisão: Dinâmica Lateral - Controle em Manobra: Estacionamento (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010) .....	273
Tabela 22: Participação de modelos de veículos com suspensão semi-ativa no mundo (Magneti Marelli Cofap, 2008) .....	276
Tabela 23: Comparativo de Custos (Magneti Marelli Cofap, 2010) .....	277

## Nomenclatura

### Caracteres Latinos:

$a$	distância do eixo dianteiro ao centro de massa
$a_{CG}$	aceleração do CG do veículo
$A_P$	aceleração do pistão
$A_x$	aceleração longitudinal
$a_Y$	aceleração lateral
$b$	distância do eixo traseiro ao centro de massa
$b_f$	bitola dianteira
$b_r$	bitola traseira
$B_o$	centro de gravidade
$C$	coeficiente de amortecimento
$C_C$	coeficiente de amortecimento vertical do assento
$CC_\alpha$	coeficiente de curva
$C_{D0}$	coeficiente de amortecimento de ride do veículo zero
$C_{D1}$	coeficiente de amortecimento de ride do veículo um
$C_{D2}$	coeficiente de amortecimento de ride do veículo dois
$c_f$	rigidez de mola dianteira
$CG$	centro de gravidade
$C_{K0}$	coeficiente de rigidez de ride do veículo zero
$C_{K1}$	coeficiente de rigidez de ride do veículo um
$C_{K2}$	coeficiente de rigidez de ride do veículo dois
$C_{K3}$	coeficiente de rigidez de ride do veículo três
$C_{K4}$	coeficiente de rigidez de ride do veículo quatro
$C_M$	coeficiente de amortecimento modal de pitch
$C_R$	coeficiente de amortecimento de rolagem
$C_S$	coeficiente de amortecimento da suspensão
$C_T$	coeficiente de amortecimento vertical do pneu
$C_W$	coeficiente de amortecimento vertical da suspensão à roda

$C_\alpha$	constante de proporcionalidade
$f$	freqüência de trabalho do amortecedor
$f_{ARB}$	fator de rigidez de barra anti-rolagem
$F$	força na suspensão
$F_{c,B0,f}$	força centrífuga no centro de gravidade B sobre o eixo dianteiro
$F_D$	força de amortecimento
$F_P$	pré-carga da mola
$F_{Pi}$	força estática na haste
$F_Y$	força lateral
$F_{Y,E}$	força de reação no eixo Y no ponto E
$F_{Y,G}$	força de reação no eixo Y no ponto G
$F_{Y,W,f}$	força lateral em curva no eixo Y da roda dianteira
$F_{Y,W,f,i}$	força lateral em curva no eixo Y da roda dianteira interna
$F_{Y,W,f,o}$	força lateral em curva no eixo Y da roda dianteira externa
$F_z$	carga ou força peso
$F_{Z,W,F,i}$	transferência de carga recíproca no eixo Z da roda interna
$F_{Z,W,F,o}$	transferência de carga recíproca no eixo Z da roda externa
$g$	aceleração da gravidade
$H$	altura do centro de massa
$H_S$	altura do centro da massa suspensa
$I$	momento de inércia
$I_M$	inércia modal
$I_P$	inércia de pitch
$I_R$	inércia de rolagem
$i_R$	índice dinâmico de rolagem
$K$	gradiente de subesterçamento e rigidez de mola
$K_C$	rigidez vertical do assento (um)
$K_D$	coeficiente de amortecimento
$K_M$	rigidez modal
$k_R$	raio de rolagem
$K_{RS}$	rigidez de rolagem

$K_S$	rigidez da suspensão
$K_{SP}$	rigidez de pitch da suspensão
$K_t$	rigidez vertical dos pneus (parcial)
$K_T$	rigidez vertical dos pneus (total)
$K_{TP}$	rigidez de pitch dos pneus
$K_W$	rigidez vertical da suspensão à roda
$k_\phi$	gradiente de rolagem
$k_{B\phi}$	gradiente de rolagem do corpo do veículo
$k_{A\phi}$	gradiente de rolagem dos eixos
$k_R$	gradiente de rolagem da suspensão
$k_{S\phi}$	gradiente de rolagem da suspensão
$m$	massa
$M_B$	massa suspensa
$m_{Bo,f}$	proporção do peso do corpo sobre o eixo dianteiro
$m_F$	massa do pistão
$m_p$	massa efetiva do condutor
$m_S$	massa suspensa
$m_U$	massa da roda
$L$	distância entre centros das rodas
$M_{TXS}$	momento de transferência longitudinal da massa suspensa em declive
$M_{TXT}$	momento de transferência longitudinal total de carga
$P$	pressão
$R$	raio no vórtice ou raio da curva
$r_\sigma$	distância horizontal a partir do eixo de direção
$S$	fator de forma do modo de vibrar
$s_2$	elevação da carroceria
$T$	transmissibilidade
$t$	bitola
$V$	velocidade do veículo
$v_D$	velocidade do amortecedor
$V_t$	velocidade tangencial do fluido

$W$	carga no eixo
$z$	deslocamento do centro de massa
$\dot{z}$	velocidade ( $dz/dt$ )
$\ddot{z}$	aceleração ( $d^2z/dt^2$ )
$z_B$	deslocamento do corpo do veículo
$Z_B$	altura ao corpo do veículo
$z_C$	deflexão do assento
$z_P$	deslocamento do passageiro
$Z_P$	altura ao passageiro
$Z_R$	altura ao solo
$z_S$	deflexão da suspensão
$z_T$	deflexão do pneu
$z_W$	deslocamento da roda
$Z_W$	altura ao centro da roda

### Índices inferiores:

$_1$	1.º modo de vibrar
$_2$	2.º modo de vibrar
$_f$	relativo à suspensão dianteira
$_r$	relativo à suspensão traseira

### Operadores:

$D$	operador derivativo de tempo
-----	------------------------------

### Caracteres Gregos:

$\alpha$	ângulo de deriva e fator de amortecimento
$\alpha_M$	fator de amortecimento modal
$\alpha_R$	fator de amortecimento de rolagem
$\Delta F_{Z,W,f}$	variação de carga no eixo Z sobre o eixo dianteiro

$\delta_i$	ângulos de esterçamento da roda interna
$\delta_o$	ângulos de esterçamento da roda externa
$\varepsilon_{W,i}$	câamber roda interna
$\varepsilon_{W,o}$	câamber roda externa
$\theta$	ângulo de pitch
$\theta_B$	ângulo de pitch do corpo do veículo
$\theta_S$	ângulo de pitch da suspensão
$\theta_U$	ângulo de pitch da massa não-suspensa
$\zeta$	razão de amortecimento
$\zeta_H$	razão de amortecimento de heave
$\zeta_M$	razão de amortecimento modal
$\zeta_R$	razão de amortecimento de rolagem
$\rho$	viscosidade do fluido
$\sigma$	inclinação do pino mestre
$\tau$	ângulo de cáster
$\varphi$	ângulo de inclinação da carroceria em curva
$\Phi_A$	ângulo de rolagem dos eixos
$\Phi_B$	ângulo de rolagem do corpo do veículo
$\Phi_{BT}$	ângulo de torção do corpo do veículo
$\Phi_R$	ângulo de inclinação da estrada
$\Phi_{RT}$	ângulo de torção da estrada
$\Phi_S$	ângulo de rolagem da suspensão
$\omega_D$	frequência natural amortecida
$\omega_N$	frequência natural não-amortecida
$\omega_{NH}$	frequência natural de heave não-amortecida
$\omega_{NR}$	frequência natural de rolagem não-amortecida
$\omega_M$	frequência natural modal não-amortecida

### **Abreviaturas e Siglas:**

ABS	Anti-lock Braking System
AM	Amortecedor
BSI	British Standards Institute
CAN	Controller Area Network
CC	Câmara de Compressão
CT	Câmara de Tração
CVD	Continuous Variable Damping
CW	Curb Weight
D	Amortecedor Dianteiro
DIN	Deutsches Institut für Normung
EBD	Electronic Brake-force Distribution
ECU	Electronic Control Unit
EPS	Electric Power Steering
gdl	graus de liberdade
GVW	Gross Vehicle Weight
INPI	Instituto Nacional da Propriedade Industrial
ISO	International Organization for Standardization
FSD	Frequency Selective Damping
LE	Lado Esquerdo
LD	Lado Direito
LQG	Linear Quadratic Gaussian
LTR	Loop Transfer Recovery
LSR	Longitudinal Slip Ratio
MR	Magneto Reológico
PRABI	Parameter Robust Analysis by Bayesian Identification
PRCBI	Parameter Robust Control by Bayesian Identification
RMS	Root Mean Square
RPM	Rotação Por Minuto
SAE	Society of Automotive Engineers
SDC	Synaptic Damping Control

SUV	Sport Utility Vehicle
T	Amortecedor Traseiro
WIPO	World Intellectual Property Organization
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VRF	Válvula Reguladora de Fluxo



## Índice

Resumo.....	viii
Abstract.....	ix
Lista de Figuras.....	x
Lista de Tabelas.....	xix
Nomenclatura.....	xxi
Índice.....	xxviii
 <b>Capítulo 1</b> .....	<b>1</b>
Estado da arte.....	1
 1.1 Introdução.....	1
1.2 Motivação do Trabalho.....	3
1.3 Objetivos.....	4
 <b>Capítulo 2</b> .....	<b>6</b>
Revisão da literatura.....	6
 2.1 Suspensão.....	6
2.1.1 Principais Funções do Sistema de Suspensão.....	6
2.1.2 Tipos de Suspensão.....	8
2.1.2.1 Suspensão Independente (Independent Wheel Suspension).....	9
2.1.2.1.1 Suspensão Duplo “A” (Double Wishbone).....	12
2.1.2.1.2 Suspensão Tipo McPherson.....	14
2.1.2.1.3 Suspensão Traseira de Eixo com Braços Arrastados (Trailing-Arm Rear Axle Suspension).....	19
2.1.2.1.4 Suspensão Traseira de Eixo com Braços Semi-Arrastados (Semi-Trailing-Arm Rear Axle Suspension).....	21
2.1.2.1.5 Suspensão Multi-Link.....	23
2.1.2.1.6 Suspensão de Eixo Articulado (Swing Axle).....	24
2.1.2.2 Suspensão de Eixo Rígido (Solid Axle Suspensions).....	25

2.1.2.2.1 Suspensão De Dion.....	26
2.1.2.2.2 Suspensão Hotchkiss.....	27
2.1.2.2.3 Suspensões Four-Link Traseiras.....	28
Four-Link Básico.....	28
Four-Link com Braços Paralelos.....	29
A-arm and Links.....	30
Three-Link and Track Bar (Panhard Bar).....	31
2.1.3 Componentes da Suspensão.....	32
2.1.3.1 Molas.....	32
2.1.3.1.1 Molas Helicoidais.....	33
2.1.3.1.2 Feixe de Lâminas.....	34
2.1.3.1.3 Barra de Torção.....	35
2.1.3.1.4 Batentes e Molas Suplementares.....	36
2.1.3.1.5 Molas Pneumáticas.....	38
2.1.3.1.6 Barra Estabilizadora.....	40
2.1.3.2 Amortecedores.....	42
2.1.3.2.1 Introdução.....	42
2.1.3.2.2 Amortecimento na Suspensão.....	46
2.1.3.2.3 Tipos de Amortecedores.....	48
2.1.3.2.3.1 Amortecedores Bitubulares, não pressurizados.....	49
2.1.3.2.3.2 Amortecedores Bitubulares, pressurizados.....	54
2.1.3.2.3.3 Amortecedores Monotubulares, pressurizados.....	55
2.1.3.2.3.4 Amortecedores Monotubulares, não pressurizados.....	59
2.1.3.2.3.5 Amortecedores Estruturais McPherson.....	60
2.1.3.2.3.6 Amortecedores Niveladores de Altura.....	62
2.1.3.2.3.7 Amortecedores Dependentes da Posição.....	64
2.1.3.2.3.8 Amortecedores com Forças Variáveis.....	65
2.1.3.2.3.9 Amortecedores com Válvula Sensível à Aceleração (Válvula Inercial).....	68
2.1.3.2.3.10 Amortecedores com Válvula Sensível à Frequência.....	69
2.1.3.2.3.11 Amortecedores com Válvula Sensível ao Curso.....	69
2.2 Cinemática e Elastocinemática.....	74

2.2.1 Distância entre Eixos (Wheelbase).....	75
2.2.2 Bitola (Track).....	75
2.2.3 Convergência / Divergência (Toe-in / Toe-out).....	77
2.2.4 Cáster.....	78
2.2.5 Câamber.....	80
2.2.6 Pino Mestre (Kingpin) ou Inclinação do Eixo de Direção (Steering Axis Inclination).....	83
2.3 Dinâmica de Direção ou Esterçamento (Steering Dynamics).....	85
2.3.1 Esterçamento à Baixa Velocidade.....	86
2.3.2 Esterçamento à Alta Velocidade.....	87
2.3.2.1 Forças Geradas Pelos Pneus em Curva.....	87
2.3.2.2 Equações para os Pneus em Curva.....	90
2.3.2.3 Gradiente de Subesterçamento.....	94
2.3.2.3.1 Esterçamento Neutro (Neutral Steer).....	94
2.3.2.3.2 Subesterçamento (Understeer).....	95
2.3.2.3.2 Sobresterçamento (Oversteer).....	95
2.4 Conforto e Dirigibilidade (Ride and Handling).....	96
2.4.1 Bounce ou Heave (Movimento vertical e paralelo ao solo).....	98
2.4.2 Pitch (Inclinação ou Arfagem).....	101
2.4.3 Roll (Rolagem).....	104
2.4.4 Compromisso Conforto x Dirigibilidade.....	107
2.4.5 Percepção do Conforto.....	111
2.4.6 Efeitos da Vibração no Corpo Humano.....	112
2.5 Teoria das Vibrações.....	115
2.5.1 Sistema Não-Amortecido com 2 gdl para Bounce e Pitch.....	116
2.5.2 Sistema Amortecido com 2 gdl para Bounce e Pitch.....	124
2.5.3 Sistema Amortecido com 2 gdl para Bounce e Pitch, Análise Completa.....	127
2.5.4 Vibração em Rolagem Não-Amortecida.....	131
2.5.5 Vibração em Rolagem Amortecida.....	133
2.6 Suspensões Ativas, Semi-Ativas e Passivas.....	134
2.6.1 Suspensão Passiva.....	135
2.6.2 Suspensão Auto-Niveladora.....	135

2.6.3 Suspensão Semi-Ativa.....	136
2.6.3.1 Slow-Active.....	136
2.6.3.2 Baixa Largura de Banda (Reposta Lenta).....	137
2.6.3.3 Alta Largura de Banda (Reposta Rápida).....	137
2.6.3.3.1 Sistema Semi-Ativo com Amortecedor Bitubular de Orifício Variável.....	138
2.6.3.3.2 Sistema Semi-Ativo com Amortecedor Monotubular Magneto-Reológico.....	139
2.6.3.3.3 Sistema Semi-Ativo com Amortecedor Tritubular e Válvula Solenóide Eletromagnética.....	140
2.6.4 Suspensão Ativa.....	145
2.6.5 Funções dos Sistemas de Suspensão Ativa e Semi-Ativa.....	150
2.6.6 Desempenho dos Sistemas de Suspensão Ativa, Semi-Ativa e Passiva.....	151
2.7 Trabalhos Anteriores.....	153
<b>Capítulo 3.....</b>	<b>158</b>
Desenvolvimento Experimental.....	158
3.1 Características do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Remotamente Controlado.....	158
3.1.1 Determinação da Velocidade em Vazio do Atuador.....	167
3.1.2 Determinação da Velocidade Máxima de Teste do Amortecedor.....	169
3.1.3 Determinação da Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Remoto.....	170
3.1.4 Configuração do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Remotamente Controlado.....	193
3.1.4.1 Conceito.....	196
3.1.4.2 Lógica de Comando.....	196
3.1.4.3 Curvas de Amortecimento Amortecedor de Forças Variáveis.....	197
3.2 Definição do Sistema de Amortecimento Semi-Ativo “Slow-Active”.....	201
3.2.1 Conceito.....	202
3.2.2 Procedimentos para Determinação da Lógica de Controle.....	205
3.2.2.1 Identificação dos Parâmetros de Controle.....	206
3.2.2.2 Estratégias de Controle Possíveis para o Sistema Semi-Ativo “Slow-Active”.....	210

3.2.2.3 Simulações de Dinâmica Veicular .....	213
3.2.2.3.1 Simulações de Performance e Frenagem (Dinâmica Longitudinal) .....	214
3.2.2.3.2 Simulações para Análise de Conforto da Suspensão (Dinâmica Vertical) .....	214
3.2.2.3.3 Simulações para Análise de Estabilidade e Dirigibilidade do Veículo (Dinâmica Lateral) .....	214
3.2.2.3.4 Pressupostos Iniciais .....	215
3.2.2.4 Elaboração da Matriz de Tomada de Decisão .....	217
<b>Capítulo 4 .....</b>	<b>218</b>
Resultados .....	218
4.1 Resultados das Simulações Dinâmicas .....	218
4.1.1 Dinâmica Longitudinal .....	220
4.1.1.1 Aceleração de 0 a 1.000 m, no plano, asfalto liso e seco .....	220
4.1.1.2 Frenagem de 120 a 0 km/h, no plano, asfalto liso e seco .....	231
4.1.2 Dinâmica Vertical .....	239
4.1.2.1 Ondulação a 80 km/h .....	239
4.1.2.2 Lavadeira (“costela de vaca”) a 60 km/h .....	243
4.1.2.3 Lombada a 40 km/h .....	245
4.1.3 Dinâmica Lateral .....	247
4.1.3.1 Chicane ISO 3888 a 100 km/h .....	248
4.2 Definição da Matriz Lógica de Tomada de Decisão .....	254
4.3 Considerações Finais .....	274
4.4 Fator Custo .....	275
<b>Capítulo 5 .....</b>	<b>278</b>
Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros .....	278
5.1 Conclusões .....	278
5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros .....	280
<b>Capítulo 6 .....</b>	<b>281</b>
Referências .....	281

# Capítulo 1

## Estado da arte

### 1.1 Introdução

Os critérios de conforto<sup>1</sup> e estabilidade<sup>2</sup> são conflitantes no projeto da suspensão dos veículos automotores. Usualmente, um veículo estável com alto desempenho em dirigibilidade<sup>3</sup> em estradas ruins não é confortável. Para o máximo conforto de rodagem a suspensão deve ser macia, em outras palavras, as forças dos amortecedores<sup>4</sup> devem ser baixas. No entanto, para o melhor controle da estabilidade os amortecedores devem apresentar altas forças de amortecimento (adaptado de VANNUCCI, 1992).

Para resolver este conflito, geralmente os amortecedores são concebidos para proporcionar um compromisso entre essas duas condições. Nos veículos modernos, devido à variação diversa de uso e carga, estabelecer este compromisso é bastante difícil.

Em mercados maduros, como o Europeu, o Japonês e o Norte-Americano, essa situação tem se agravado com o aumento das exigências dos usuários com respeito ao conforto e a estabilidade dos veículos e, por conta da exigência crescente destes consumidores, as montadoras destes países têm viabilizado o emprego de suspensões adaptativas, principalmente nos últimos 10 anos.

---

<sup>1</sup> Conforto em dinâmica veicular está relacionado às baixas frequências de vibração (até 5 Hz) da massa suspensa.

<sup>2</sup> Estabilidade é uma propriedade dos sistemas dinâmicos em tenderem a um determinado estado e neles permanecerem.

<sup>3</sup> Dirigibilidade é a descrição da capacidade de um veículo de mover-se transversalmente à sua direção de movimentação, particularmente em curvas e durante manobras evasivas.

<sup>4</sup> Amortecedor é um mecanismo hidráulico que produz amortecimento em um sistema de suspensão.

Nos países em desenvolvimento, como é o caso do Brasil, veículos de baixo custo dominam o cenário nacional e o perfil dos seus consumidores não revela, ainda, a disponibilidade de se investir em tecnologias de suspensões com amortecimento variável. Sendo assim, o mercado automobilístico brasileiro emprega hoje, em 100% dos automóveis aqui produzidos, suspensões com amortecimento passivo.

Nos últimos quarenta anos, pelo menos, as suspensões dos veículos automotores se baseiam em dois componentes básicos que são: a mola e o amortecedor. Esses componentes permitem o movimento relativo entre as rodas e a carroceria do veículo, de modo a permitir o tráfego do veículo sobre superfícies irregulares, preservando o máximo de tempo possível as rodas em contato com o piso para manter a estabilidade e dirigibilidade e ainda diminuir a movimentação da carroceria para aumentar o conforto.

Ocorre que não existe uma configuração ótima para valores dos componentes da suspensão, porque os parâmetros envolvidos são muito variáveis e não existe uma função que possa ser otimizada. Desta forma, toda suspensão é projetada de maneira a se obter um compromisso entre os fatores conflitantes. O compromisso também envolve consenso (o que nem sempre é fácil de obter), mas também limita o uso do veículo cujo potencial não é integralmente aproveitado.

As suspensões ativas apresentam o potencial de se obter a condição ótima a cada instante, pois, pelo menos teoricamente, existe essa solução para cada conjunto de parâmetros em um dado instante de tempo.

No presente estado da técnica, no mercado nacional, ainda não existe um conjunto de suspensão ativa que possa realizar esse objetivo de otimizar todo o potencial do veículo quanto à potência do motor e outros parâmetros para as múltiplas situações de variação de carga transportada e locais de tráfego. Em paralelo, o custo envolvido torna ainda proibitivo o uso generalizado dessa solução. As suspensões ativas, nos dias atuais, tornam-se aplicáveis somente em veículos de altíssimo valor agregado, veículos de competição e veículos militares onde o custo não é o maior fator limitante.

Presentemente as soluções viáveis são as suspensões semi-ativas, que consistem em usar componentes que possam ter seus parâmetros variados de modo controlado, com gerenciamento lógico automático e com uso de processamento digital.

Essa é a área com grande desenvolvimento atualmente, que permite soluções muito adequadas (embora não otimizadas) com viabilidade técnica e econômica (adaptado de VANNUCCI, 1993).

## **1.2 Motivação do Trabalho**

No atual estado da técnica, a grande maioria dos veículos automotores, para transporte de pessoas ou cargas, utiliza na suspensão amortecedores com fator de amortecimento pré-definido em sua fase de desenvolvimento, não sendo possível a alteração durante a utilização pelo motorista. Tal característica classifica estes veículos como portadores de um “Sistema de suspensão com amortecimento passivo”. Este conceito não é adequado aos veículos concebidos atualmente por não permitir obter as melhores condições de rodagem de modo confortável aos passageiros ou segurança da carga transportada, devido à variação do peso transportado ou das condições das ruas e estradas.

Atualmente, existem sistemas de suspensão que aplicam amortecedores com características de variação de amortecimento em função das condições de rodagem e do peso transportado utilizando-se de válvulas eletromagnéticas ou fluidos magneto-reológicos, formando os denominados “Sistemas de suspensão semi-ativos” que, no entanto, possuem a desvantagem de custo muito elevado e a necessidade do emprego de sensores no veículo e controladores eletrônicos complexos associados, também de custo elevado.

Num outro patamar, existem ainda os “Sistemas de suspensão ativos” os quais não utilizam amortecedores hidráulicos como dissipadores de energia, mas sim atuadores hidráulicos e molas pneumáticas ou moto-atuadores eletromagnéticos (tipo “*Bose suspension*”) que imputam energia ao sistema de suspensão, interferindo efetivamente na dinâmica do veículo ao invés de apenas



reagir aos seus movimentos, como ocorre nos sistemas passivo e semi-ativo, porém com custo proibitivo para aplicação na extensa maioria dos veículos comerciais.

Portanto, a grande motivação deste trabalho está no desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecedores com controle variável de forças aplicado às suspensões de veículos automotores, controlado automaticamente ou remotamente de modo manual, que permita a variação das características de amortecimento da suspensão, proporcionando maior conforto e segurança dos passageiros em veículos de uso pessoal ou coletivo e melhor comportamento na movimentação do veículo, tanto em estradas boas como em estradas com muitos defeitos na superfície de rodagem.

O novo sistema busca ainda, para veículos de transporte de carga, prover maior estabilidade no uso destes veículos, tanto em condição de carga com pouco peso como em transporte de cargas muito pesadas, assegurando maior estabilidade na sua movimentação, com maior segurança para a carga transportada.

Tudo isso com custo competitivo e que venha a ocupar a lacuna existente entre o projeto de suspensão passivo, amplamente empregado na indústria automobilística (compondo 100% dos veículos produzidos no Brasil), e os sistemas de suspensão ativos e semi-ativos, extremamente caros e presentes apenas em veículos de nicho.

### **1.3 Objetivos**

A presente proposta refere-se ao desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo do tipo “slow-active” onde, através da definição de uma lógica de controle, será automatizado um sistema de suspensão com amortecimento passivo variável seletivo, controlado remotamente de modo manual, o qual está atualmente em desenvolvimento pela empresa, transformando-o em um sistema de suspensão semi-ativo com custo competitivo.

Para tanto, serão elaboradas matrizes lógicas de tomada de decisão as quais devem definir, de forma automática, qual a curva de amortecimento mais adequada à determinada condição de

rodagem, pela identificação dos parâmetros recebidos do veículo e da atitude do motorista ao volante.

Seu desenvolvimento visa incrementar o nível de inovação presente atualmente na indústria automobilística nacional, combatendo a entrada de produtos oriundos de outros mercados emergentes.

O trabalho almeja também proporcionar uma fonte de consulta sobre os diversos aspectos que envolvem o estudo da dinâmica veicular, servindo como um guia rápido para os engenheiros e projetistas de suspensão e seus componentes.

## **Capítulo 2**

### **Revisão da literatura**

#### **2.1 Suspensão**

As suspensões dos veículos modernos devem satisfazer uma série de requisitos cujos objetivos, em parte, são conflitantes entre si devido às diversas condições de operação: carregado/descarregado; aceleração/frenagem; estradas boas/ruins; percursos retilíneos/sinuosos (REIMPELL et al., 2001).

Neste contexto a suspensão tem que absorver as vibrações e choques das rodas proporcionando conforto aos ocupantes do veículo e garantindo a manutenção do contato das rodas com o solo.

As propriedades de uma suspensão que importam à dinâmica do veículo estão relacionadas principalmente com o seu comportamento cinemático (movimento) e sua resposta às forças e momentos que são transmitidos dos pneus ao chassi. Além disso, outras características consideradas no projeto são o custo, o peso, o espaço (package), fabricação, facilidade de montagem, entre outros (GILLESPIE, 1992).

##### **2.1.1 Principais Funções do Sistema de Suspensão**

O sistema de suspensão compreende a interface entre o chassi do veículo e a superfície de rodagem. (Esta afirmação assume que as rodas e os pneus são parte do sistema de suspensão, os quais na verdade não são). A maioria das pessoas considera a suspensão responsável unicamente

por proporcionar conforto aos ocupantes do veículo. Embora seja verdade, pode-se dizer que o sistema possui três funções principais (STONE e BALL, 2004):

- 1) **Isolar os passageiros e a carga das vibrações e choques:** É desejável que o passageiro esteja tão confortável quanto possível; porém, o sistema de suspensão deve estar apto a absorver choques e amortecer as vibrações causadas pelas irregularidades da superfície da via<sup>1</sup>.
- 2) **Aprimorar a mobilidade:** A suspensão provê a sustentação do peso do veículo, garantindo um espaço livre entre a via<sup>5</sup> e a parte inferior do mesmo. Promove também estabilidade lateral e longitudinal e suporta a rolagem da carroceria.
- 3) **Prover o controle do veículo:** A suspensão reage às forças dos pneus, incluindo as forças derivadas da aceleração, frenagem e mudança de direção. Além disso, o sistema de suspensão é encarregado de manter apropriados os ângulos de direção<sup>6</sup> e câmber<sup>7</sup> relativos à superfície da via, assim como manter os quatro pneus em contato com a via enquanto em manobra.

A segunda função acima é comum a todos os veículos onde a mola deve ser sempre capaz de sustentar o peso estático do veículo, e as restrições cinemáticas são desenhadas para garantir boa estabilidade lateral, longitudinal, e resistência ao rolamento. Por outro lado, apresentar melhor desempenho na terceira função é característica de veículos esportivos, bastante manobráveis e com boa aderência à pista. Trata-se, portanto, de uma suspensão "dura", com alta frequência de corte e com um curso pequeno de trabalho. Entretanto, apresentar bom desempenho na primeira função em detrimento à terceira caracteriza veículos que proporcionam mais conforto, porém com menor desempenho em manobras bruscas, por exemplo. Trata-se de uma suspensão "mole", com baixa frequência de corte e apresentando maior curso de trabalho.

---

<sup>5</sup> Entende-se por via a superfície por onde o veículo está transitando, podendo ser uma estrada, rua pavimentada, ou terreno irregular sem pavimento.

<sup>6</sup> O ângulo correto de direção é aquele que o motorista do veículo deseja que este desempenhe.

<sup>7</sup> Câmbier é o nome dado à inclinação lateral do plano das rodas em relação a uma vertical.

Verifica-se, portanto, que as duas situações exigem requisitos conflitantes, e é esta solução de compromisso que deve ser resolvida pelos engenheiros projetistas de sistemas de suspensão veicular, buscando sempre o melhor compromisso com a aplicação final do veículo (Crivellaro, 2008).

### 2.1.2 Tipos de Suspensão

As suspensões dos veículos podem ser divididas em: **Eixo Rígido** (com uma conexão rígida das rodas a um eixo), **Suspensão Independente** (na qual as rodas são movimentadas independentemente umas das outras), **Eixo Semi-Rígido** (um tipo de configuração que combina as características das suspensões de eixo rígido com as independentes).

Em todas as suspensões de eixo rígido o alojamento do feixe de mola também se move devido ao curso total da mola. Consequentemente, o espaço necessário para compensar esta movimentação diminui a área reservada ao pneu reserva na parte traseira do veículo. Na dianteira, o alojamento do eixo deveria ser localizado abaixo do motor e, para propiciar o curso adequado à suspensão, o motor deveria ser deslocado para cima ou para trás. Por esta razão, suspensões de eixo rígido dianteiras são encontradas apenas em veículos comerciais e automóveis de tração integral.

Com relação às suspensões independentes, deve-se notar que as possibilidades de projeto para satisfazer os requisitos acima e a necessidade de encontrar um modelo adequado para suportar os níveis de solicitação de carga, provoca o aumento de elementos controladores das rodas (links) com um aumento correspondente de seus planos de articulação. Em particular, suspensões independentes incluem:

- Barras longitudinais e eixos com braços semi-arrastados, os quais requerem quase nenhum espaço adicional no veículo e consequentemente possibilitam um amplo espaço para bagagem, com uma base plana no porta-malas. Por outro lado, necessitam de longas molas diagonais e amortecedores com forças elevadas de amortecimento devido à decomposição de forças na horizontal.

- Suspensões ligadas diretamente ao controle das rodas e amortecedores estruturais, os quais certamente ocupam maior espaço vertical, porém demandam pouco espaço lateral e no meio do veículo (podem ser usados em conjunto com eixos motrizes ou não) e determinam o ângulo de esterçamento (também chamados de amortecedores estruturais de suspensão tipo McPherson).
- Suspensões Double Wishbone, ou Duplo “A”, ou Duplo Triângulo.
- Suspensões Multi-link, as quais podem ter até cinco barras de ligação por roda e oferece o melhor conceito de projeto no que tange à definição geométrica do offset do pino mestre, dinâmica dos pneus, comportamento cinemático relacionado à convergência das rodas (toe-in), ângulo de câmbio e mudança de faixa, comportamento de torque no anda/pára e propriedades elastocinemáticas.

No caso das suspensões com barra de torção (eixo semi-rígido), ambos os lados das rodas são conectados a um eixo rígido, mas torsionalmente flexível. No conjunto, este tipo de montagem economiza um grande espaço no veículo e são baratas, porém oferece um potencial limitado para o balanceamento dos requisitos cinemáticos e elastocinemáticos devido à dualidade funcional dos seus componentes, além de requerer a existência de uma folga adequada na região de conexão de suas barras. São aplicadas principalmente em suspensões traseiras de veículos com tração dianteira até o porte médio e, ocasionalmente, em veículos de classe intermediária entre os médios e os grandes, como por exemplo, o Audi A6, e alguns carros de alta gama (REIMPELL et al., 2001).

### **2.1.2.1 Suspensão Independente (Independent Wheel Suspension)**

Suspensões independentes são utilizadas em sua maioria na dianteira dos veículos devido aos requisitos de esterçamento. A exceção são os veículos de tração integral, mesmo assim, muitos deles ainda utilizam suspensões independentes na dianteira (STONE e BALL, 2004).

O chassi de um automóvel de passageiros deve ser capaz de lidar com a potência do motor instalado. Sempre melhorar a aceleração, o comportamento em altas velocidades e em curvas, e

quando em desaceleração atender o aumento significativo das exigências para uma maior segurança do chassi. Suspensões independentes atendem estes requisitos. Suas principais vantagens são:

- Pouca exigência de espaço;
- Uma cinemática e/ou mudança de convergência elastocinemática, tendendo ao sub-esterçamento é possível;
- Fácil dirigibilidade do veículo;
- Baixo peso;
- Nenhuma influência de uma roda à outra.

As duas últimas características são importantes para a manutenção do contato pneu/solo, especialmente em curvas com um piso irregular.

Braços transversais e braços arrastados garantem o comportamento cinemático desejado no sobe e desce das rodas e também transferem as forças cargas da roda para o chassi (Figura 1). Forças laterais também geram um momento que, com arranjo desfavorável, tem a desvantagem de reforçar a rolagem da carroceria em curvas. Os braços de controle da suspensão exigem buchas que sob tensão influenciam a rigidez. Este efeito é reforçado quer seja pela torção das partes de borracha nos elementos de rolamento, quer seja pelo aumento do atrito devido à fricção das partes em contato, fazendo com que o conforto na rodagem diminua.

A Figura 1 mostra uma vista frontal esquemática de uma suspensão independente, a força lateral em curva " $F_{Y,W,f}$ " provoca as forças de reação " $F_{Y,E}$ " e " $F_{Y,G}$ " nas ligações do eixo com o chassi. Momentos são gerados tanto no exterior como no interior da curva e estes afetam adversamente a rolagem da carroceria. A distância efetiva " $c$ " entre os pontos "E" e "G" em uma suspensão duplo "A" deve ser tão grande quanto possível para que haja pequenas forças no corpo do veículo e rolamentos de ligação e para limitar a deformação nos elementos de borracha (REIMPELL et al., 2001).

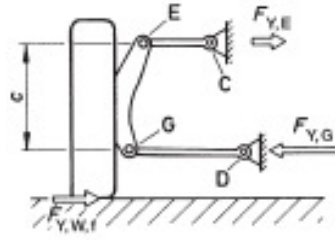


Figura 1: Vista Frontal Esquemática de uma Suspensão Independente (Reimpell et al., 2001)

As rodas inclinam com o corpo (Figura 2). A roda do lado de fora da curva, a qual tem de absorver a maioria da força lateral, entra em um câmbor positivo e a roda interna em um câmbor negativo, o que reduz a aderência lateral dos pneus. Para evitar isso, a mudança cinemática do câmbor deve ser ajustada de forma a contemplar este comportamento e as oscilações da carroceria em curva devem ser mantidas tão pequenas quanto possível. Isto pode ser conseguido com molas mais rígidas, adição de barra estabilizadora ou com o centro de rolagem da carroceria localizado no alto do veículo.

Na Figura 2, se o corpo inclina com o ângulo “ $\phi$ ” nas curvas, a roda exterior assume um câmbor positivo “ $\epsilon_{w,o}$ ” e a da roda interna assume um câmbor negativo “ $\epsilon_{w,i}$ ”. A capacidade dos pneus em transferir as forças laterais “ $F_{Y,W,F,o}$ ” ou “ $F_{Y,W,f,i}$ ” diminui causando um maior ângulo de deslizamento necessário, “ $m_{B_o,f}$ ” é a proporção do peso do corpo sobre o eixo dianteiro e “ $F_{c,B_o,f}$ ” a força centrífuga atuando ao nível do centro de gravidade “ $B_o$ ”. Uma roda estende e a outra comprime, ou seja, este veículo possui uma transferência de carga recíproca, isto é (REIMPELL et al., 2001):

$$F_{Z,W,F,o} = F_{Z,W,F} + \Delta F_{Z,W,f}$$

$$F_{Z,W,F,i} = F_{Z,W,f} - \Delta F_{Z,W,f}$$



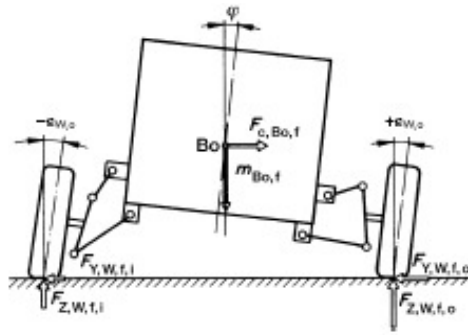


Figura 2: Esquema de uma Suspensão Independente em Curva (Reimpell, et al., 2001)

### 2.1.2.1.1 Suspensão Duplo “A” (Double Wishbone)

As duas últimas características acima são mais facilmente atingidas com uma suspensão duplo “A” (Figura 3). Esta é composta por duas ligações transversais (braços de controle) em ambos os lados do veículo, que são montadas para girar sobre o quadro da suspensão e, no caso do eixo da frente, estão conectadas no exterior à junta de direção ou cabeça giratória através de juntas articuladas esféricas (REIMPELL et al., 2001).

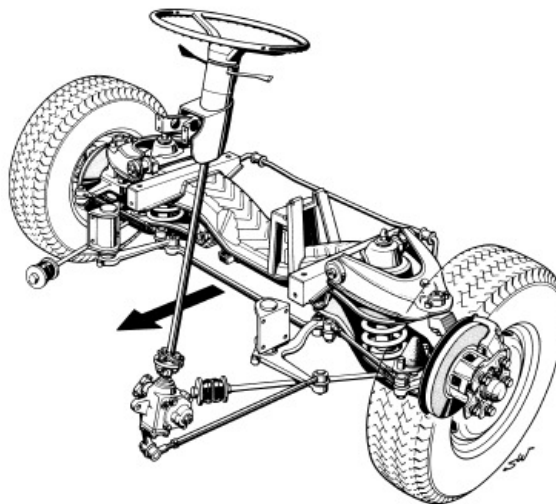


Figura 3: Suspensão Duplo “A” Dianteira (Reimpell et al., 2001)

A suspensão duplo “A” é bem adaptada a veículos com motor dianteiro tração traseira e pelo espaço ocupado possibilita a montagem do motor longitudinalmente. Adicionalmente, é

mais bem adaptada a veículos com quadro separado para montagem da suspensão e absorção das cargas (GILLESPIE, 1992).

Estes sistemas originalmente possuem braços de controle superior e inferior de dimensões iguais, por conta de tal arranjo opõem-se à mudança de câmbio quando a suspensão deflete. Entretanto, sob condições de esterçamento, quando a suspensão deflete devido à rolagem da carroceria, tal montagem provoca mudanças no câmbio. Deste modo, as mais modernas suspensões duplo “A” utilizam braços de controle mais curtos na parte superior. Se o sistema é criteriosamente projetado, a mudança no câmbio resultante pode ser minimizada enquanto proporciona um bom comportamento de câmbio em curva. A suspensão duplo “A” pode ser usada na dianteira ou na traseira dos veículos (STONE e BALL, 2004).

Se o centro de arfagem (pitch pole) pode ser localizado no centro da roda (Figura 4), esse fato produz não só um melhor mecanismo anti-mergulho (anti-dive), mas também reduz o afundamento (squat) sobre o eixo em veículos com tração traseira (ou levantamento do eixo dianteiro). Estas são também as razões pelas quais a suspensão duplo “A” vem sendo utilizada como eixo traseiro em mais e mais carros de passageiros, independentemente do tipo de tração, e é a razão pela qual ela tem substituído progressivamente as suspensões de eixo semi-arrastado (REIMPELL et al., 2001).

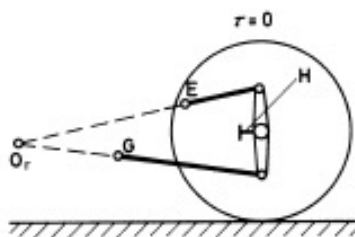


Figura 4: Centro de Arfagem (Pitch Pole) (Reimpell et al., 2001)

A Figura 5 apresenta uma suspensão duplo “A” aplicada ao eixo traseiro do veículo Audi A4 Quattro (tração integral).

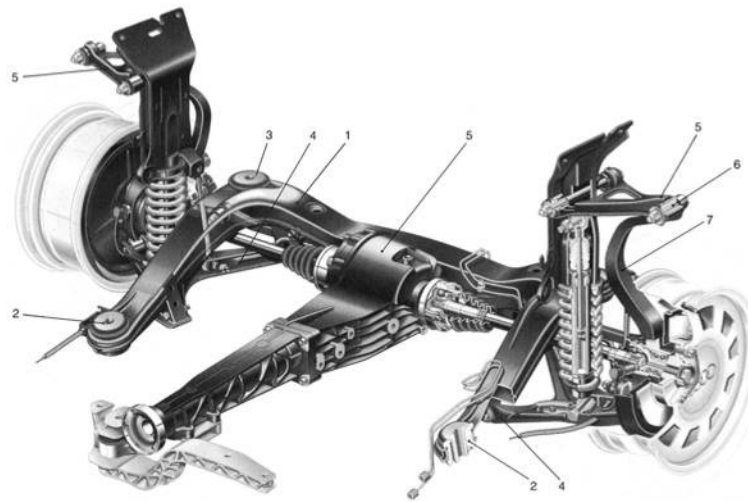


Figura 5: Suspensão Duplo “A” Traseira (Reimpell et al., 2001)

### 2.1.2.1.2 Suspensão Tipo McPherson

O aumento da popularidade dos veículos com tração dianteira levou ao grande uso de amortecedores estruturais tipo McPherson, como mostra a Figura 6. O sistema foi idealizado por Earle S. MacPherson, um engenheiro da Ford, nos anos de 1940 (Bastow e Howard, 1993).

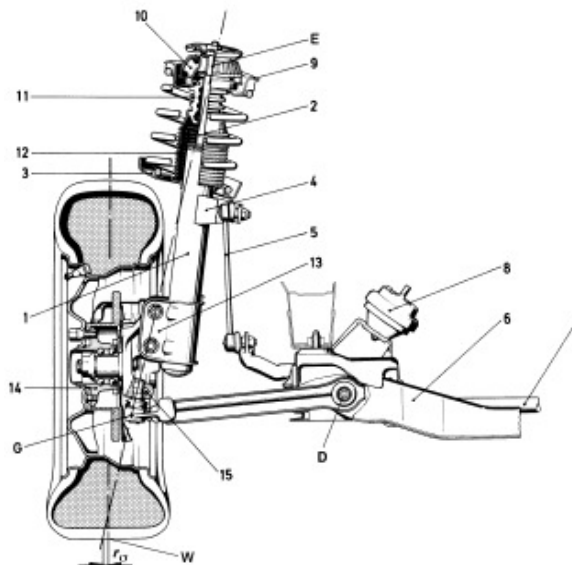


Figura 6: Vista Traseira de um Eixo McPherson Dianteiro Esquerdo (Reimpell et al., 2001)

A estrutura McPherson é uma derivação da suspensão duplo “A”. A ligação transversal superior é substituída por um ponto de pivotamento na carroceria ou chassi do veículo, que leva a haste do pistão e a mola helicoidal. Forças de todas as direções estão concentradas neste ponto e estas causam tensões de flexão na haste do pistão. Para evitar prejuízos no câmbio dinâmico e alterações no câster<sup>8</sup>, a haste normalmente de diâmetro 11 mm (no amortecedor) deve ser aumentada para pelo menos 18 mm. Com um diâmetro de pistão de, normalmente, 27 mm, 30 mm ou 32 mm, o amortecedor trabalha com sistema bitubular e pode ser pressurizado ou não pressurizado.

A principal vantagem da estrutura McPherson é que todas as partes que compõem a suspensão e o controle das rodas podem ser combinadas em uma única montagem. Como pode ser visto na Figura 6, isto inclui (REIMPELL et al., 2001):

- O assento da mola (3) suporta a parte inferior da mola;
- A mola auxiliar (11) ou coxim de compressão;
- O batente de tração ou stop hidráulico (não mostrado);
- A conexão da barra estabilizadora (7) através da haste de ligação (5);
- A fixação inferior (13).

A fixação inferior pode ser soldada, brazada, montada por interferência ou aparafusada firmemente ao tubo reservatório (1). Outras vantagens são:

- Forças mais baixas no corpo de montagem, pontos “E” e “D” devido a uma grande distância efetiva “C” (Figura 1);
- Longo curso da mola;
- Três rolamentos deixam de ser necessários;
- Melhores possibilidades de projeto na zona de deformação à frente do veículo, no compartimento do motor;
- Maior espaço lateral torna mais fácil a aplicação de motores transversais.

---

<sup>8</sup> Câster é o ângulo em elevação lateral entre o eixo de direção e uma vertical.

Hoje em dia, as medidas de projeto garantem que as vantagens não são sobrepostas pelas desvantagens inevitáveis sobre o eixo dianteiro. Essas desvantagens são:

- Características cinemáticas menos favoráveis;
- Introdução de forças e vibrações na região de pivotamento superior em uma área relativamente elástica da extremidade dianteira do veículo;
- É mais difícil o isolamento contra o ruído rodoviário – uma estrutura de metal/borracha, também conhecida por top mounting, é necessária para minimizar este efeito (Figura 7);
- O atrito entre haste e guia prejudica o efeito da mola, que pode ser reduzido pelo encurtamento de distância entre o centro da roda e a fixação inferior;
- Maior sensibilidade do eixo dianteiro devido ao desbalanceamento e o batimento radial dos pneus;
- Maior exigência de espaço vertical;
- Às vezes o espaço entre os pneus e o corpo do amortecedor é muito reduzido.

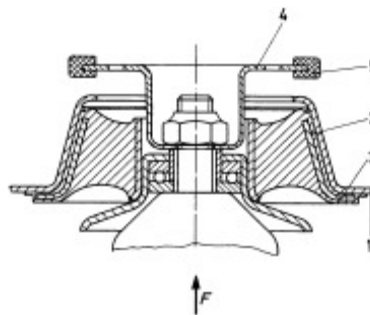


Figura 7: Isolador de Vibrações, Suspensão McPherson Dianteira (Reimpell et al., 2001)

Suspensões do tipo McPherson são amplamente empregadas em eixos dianteiros, mas elas também equipam a suspensão traseira de veículos de tração dianteira. Como é o caso da suspensão do veículo Lancia Delta na Figura 8 (REIMPELL et al., 2001).

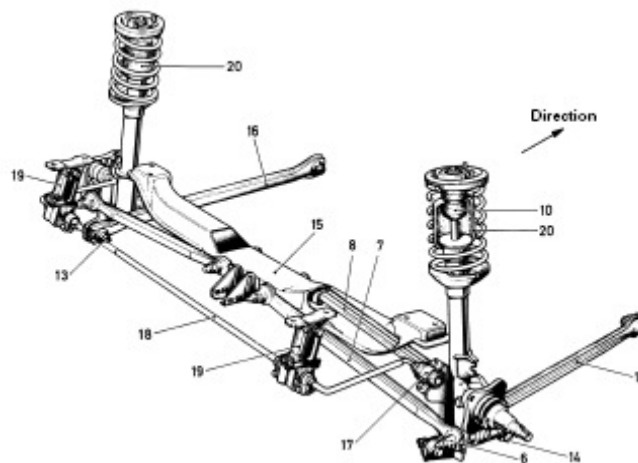


Figura 8: Suspensão McPherson Traseira – I (Reimpell et al., 2001)

Neste tipo de configuração, ao contrário do que acontece para a suspensão dianteira, existem muito mais opções de montagem já que os requisitos cinemáticos não são absolutamente indispensáveis para um funcionamento adequado. As seguintes variações de projeto são representativas das várias possibilidades existentes de se aplicar a estrutura McPherson em suspensões traseiras (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995):

- **Reversed A-arm and Trailing Link Strut:** como o próprio nome infere, a cinemática envolve um braço “A” inferior, invertido, onde o ponto de fixação está ligado ao chassi do veículo e as duas outras extremidades opostas à fixação inferior do amortecedor. Além disso, uma barra de ligação arrastada parte longitudinalmente de um ponto do chassi para o braço “A” ou à fixação inferior do amortecedor (veja a Figura 9(a)). Uma vantagem desta configuração é a boa rigidez de cambagem. O ponto negativo é a tendência à divergência entre as rodas (toe-out) durante a frenagem ou na passagem por um obstáculo.
- **A-arm and Toe Link Strut:** Existem duas potenciais versões para este tipo de montagem, uma sendo exatamente como uma suspensão dianteira típica, porém com barra de alinhamento fixa ao chassi. A segunda versão conta com a barra de alinhamento ligada na porção traseira do braço de controle ao invés do chassi. Esta segunda versão é mostrada na Figura 9(b). Uma das vantagens deste sistema é o excelente controle no alinhamento das rodas. Suas limitações são praticamente as mesmas de uma suspensão dianteira similar.

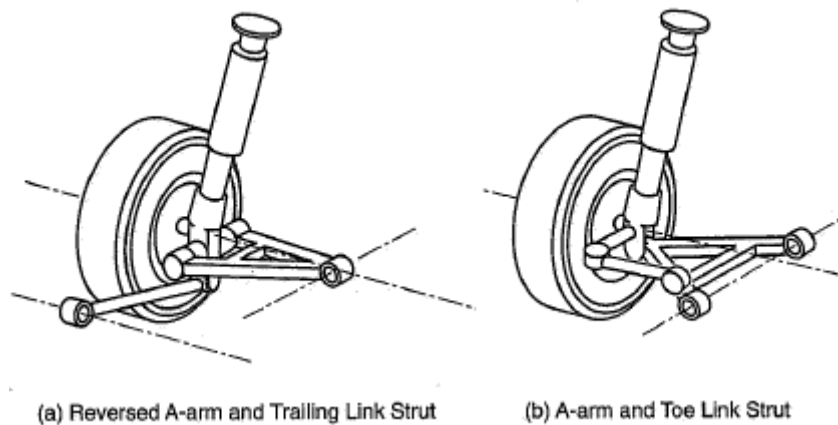


Figura 9: Suspensão McPherson Traseira – II (Milliken e Milliken, 1995)

- **H-arm Strut:** Um braço em forma “H” contendo duas buchas em cada extremidade cinematicamente irá desempenhar o trabalho de três barras (veja a Figura 10(a)) analogamente a suspensão A-arm and toe link. Existem limitações, entretanto, quando as barras são combinadas com elementos estruturais. Neste caso o eixo do alojamento das buchas deve ser sempre perpendicular ao eixo de movimento, caso contrário ocorrerá flexão do amortecedor. Sendo assim, qualquer flexão nos braços ou distorção nas buchas devido à frenagem ou obstáculos causará força lateral no amortecedor e consequentemente aumento do atrito com prejuízo à dinâmica do carro.
- **Tri-Link Strut:** Uma suspensão estrutural com três barras individuais é conhecida por ser um tri-link strut, conforme mostra a Figura 10(b). Juntamente com a estrutura, as duas barras laterais controlam o alinhamento e a geometria frontal, enquanto que a barra arrastada controla a geometria lateral. As vantagens deste sistema residem no fato de existir o desacoplamento entre as partes, impondo baixo atrito ao amortecedor, bom alinhamento das rodas, isolamento da carroceria em relação à aspereza e vibrações.

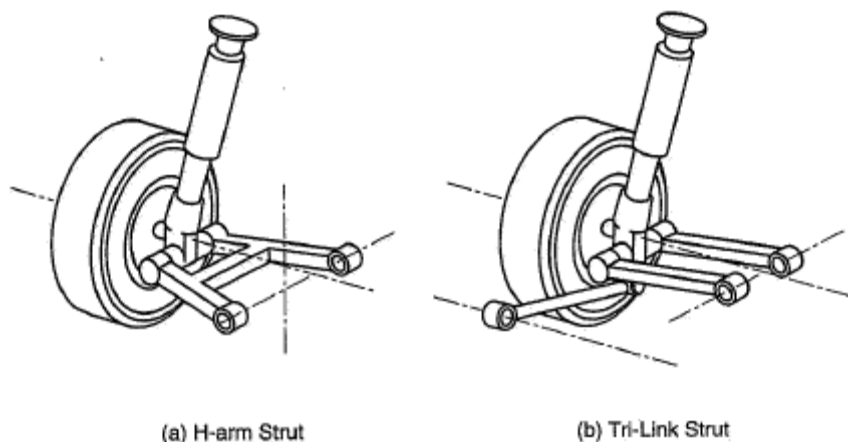


Figura 10: Suspensão McPherson Traseira – III (Milliken e Milliken, 1995)

### 2.1.2.1.3 Suspensão Traseira de Eixo com Braços Arrastados (Trailing-Arm Rear Axle Suspension)

Esta suspensão, também conhecida como eixo manivela (crank axle), consiste de um braço de controle montado longitudinalmente ao veículo e concebido para rotacionar em um quadro de suspensão ou no chassi, em ambos os lados do veículo (Figura 11). O braço de controle deve suportar forças em todas as direções e é, portanto, altamente sujeito às tensões de flexão e torção (Figura 12). Ademais disso, nenhuma alteração de câmbio ou alinhamento das rodas são provocados por estas forças laterais e verticais.

A suspensão de eixo com braços arrastados é relativamente simples e é muito popular em veículos de tração dianteira. Ela oferece a vantagem de que o piso do carro pode ser plano podendo alojar o tanque de combustível e/ou a roda reserva entre os braços de controle da suspensão. No caso de veículos de tração traseira o diferencial pode ser montado neste espaço, com a vantagem de diminuir o peso da massa não-suspensa<sup>9</sup>.

---

<sup>9</sup> Massa Não-Suspensa é todo o peso não suportado pela suspensão, mas suportado diretamente pelas rodas ou pneus, e considerado movido por estes.





Figura 11: Suspensão de Eixo com Braços Arrastados Traseira (Reimpell et al., 2001)

A Figura 11 mostra a aplicação desta suspensão no veículo Mercedes-Benz Classe A (1997). De modo a diminuir o espaço requerido para sua montagem, a mola helicoidal e o amortecedor monotubular de alta pressão são diretamente suportados pelo quadro da suspensão.

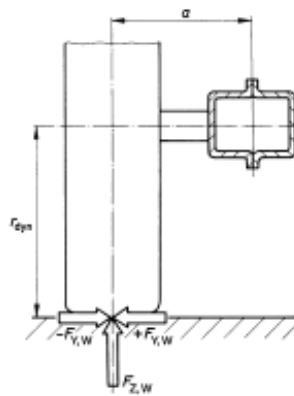


Figura 12: Esforços na Suspensão Traseira de Eixo com Braços Arrastados (Reimpell et al., 2001)

Este tipo de suspensão é frequentemente utilizada, porém não somente, em veículos de alto valor agregado e de alto desempenho. Suas vantagens estão relacionadas à não alteração do câmbio e da convergência pelo sobe e desce das rodas, quando o eixo do pivô é montado paralelo ao solo. Uma desvantagem é a tendência ao sobresterçamento como resultado da deformação do braço de controle devido a esforços laterais (REIMPELL et al., 2001).

#### 2.1.2.1.4 Suspensão Traseira de Eixo com Braços Semi-Arrastados (Semi-Trailing-Arm Rear Axle Suspension)

A suspensão traseira de eixo com braços semi-arrastados foi popularizada pela BMW e Mercedes-Benz (GILLESPIE, 1992). Esta é um tipo especial da suspensão de eixo com braços arrastados, que é montada principalmente na roda traseira em automóveis de passageiros com tração integral, mas que também é encontrado em alguns veículos de tração dianteira, conforme a Figura 13.

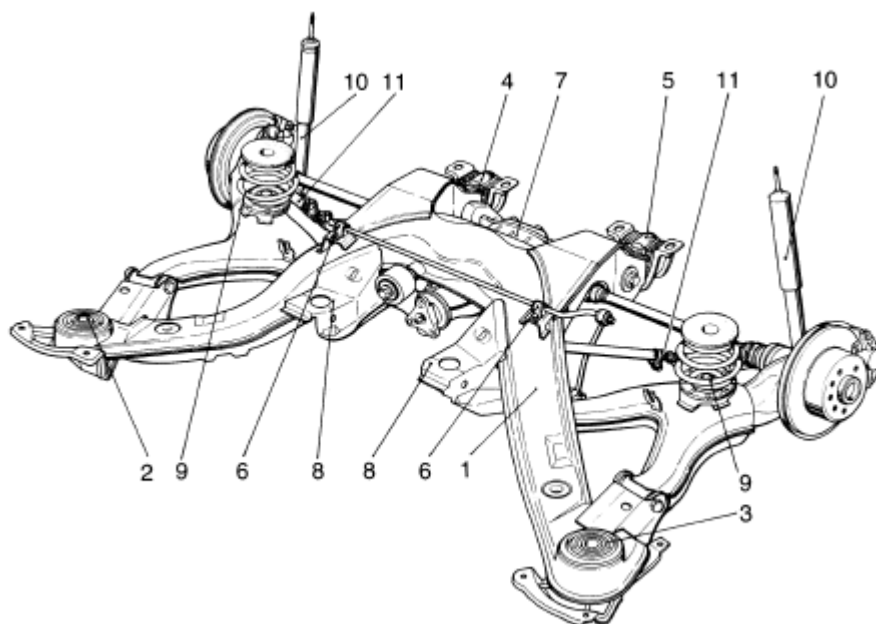


Figura 13: Suspensão de Eixo com Braços Semi-Arrastados Traseira (Reimpell et al., 2001)

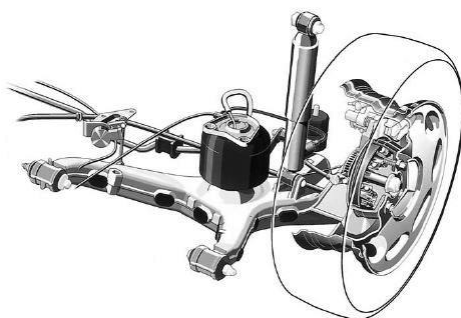


Figura 14: Braço do Eixo de Suspensão Semi-Arrastado Traseiro (Reimpell et al., 2001)

Visto de cima (Figura 14), o controle do eixo do braço “EG” de rotação é diagonalmente posicionado em um ângulo  $\alpha = 10^\circ$  a  $25^\circ$ , e da parte traseira um ângulo  $\beta \leq 5^\circ$  pode ser atingido (Figura 15).

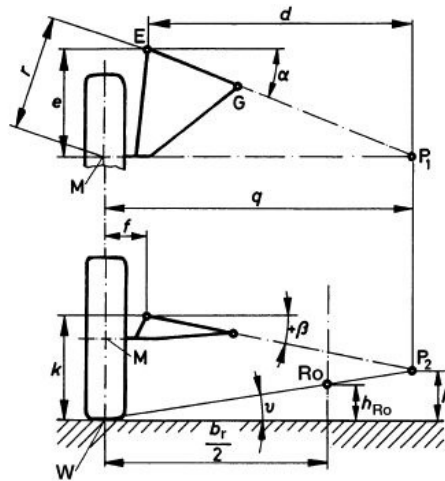


Figura 15: Parâmetros Dimensionais, Suspensão de Eixo com Braços Semi-Arrastados (Reimpell et al., 2001)

Quando o braço de controle possui um determinado comprimento, as seguintes características cinemáticas podem ser influenciadas positivamente pelos ângulos  $\alpha$  e  $\beta$  (REIMPELL et al., 2001):

- Altura do centro de rolamento;
- Posição do raio do eixo do braço;
- Mudança do câmbio das rodas;
- Mudança da convergência das rodas;

Alterações no câmbio e na convergência aumentam quanto maior forem os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$ : eixos com braços semi-arrastados têm uma tendência ao sobresterçamento (REIMPELL et al., 2001).

### 2.1.2.1.5 Suspensão Multi-Link

A suspensão multi-link foi primeiramente desenvolvida pela Mercedes-Benz em 1982 para a série 190. Eixos motrizes ou não, suspensões dianteiras e traseiras tem sido desenvolvidas com este tipo de montagem desde então.

Na Figura 16 é possível verificar uma montagem de uma suspensão multi-link aplicada aos veículos BMW série 5. O quadro da suspensão (1) é formado por tubos de alumínio soldados e fixa-se ao chassi através de quatro coxins de borracha (2).

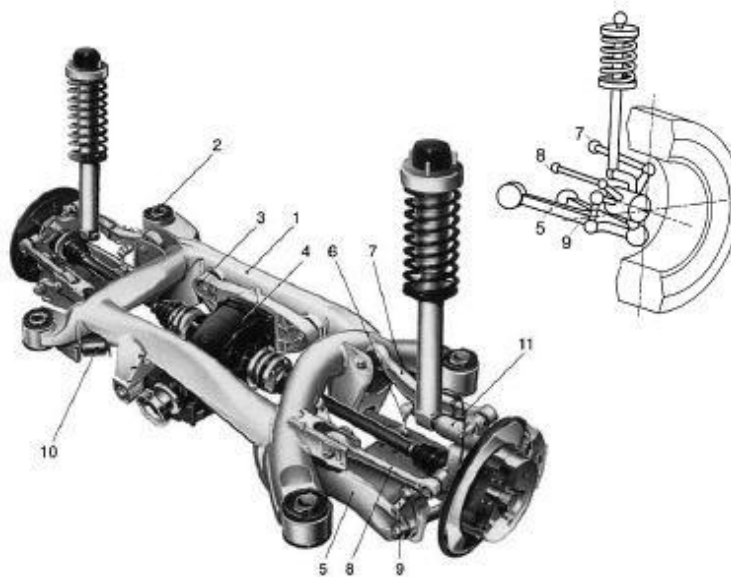


Figura 16: Suspensão Multi-Link Traseira (Reimpell et al., 2001)

Até cinco barras são usados para controlar as forças da roda e torque, dependendo da geometria, cinemática, elastocinemática e aplicação de força do eixo. Além dos benefícios conhecidos de suspensões de rodas independentes, este sistema oferece as seguintes vantagens (REIMPELL et al., 2001):

- Determinação livre e independente da distância do pino-mestre (kingpin offset<sup>10</sup>);
- Possibilidade de fornecer consideráveis oportunidades de efeitos “anti” durante a frenagem e aceleração (até mais de 100% de anti-mergulho (anti-dive), anti-levantamento (anti-lift) e anti-afundamento (anti-squat);
- Vantagens no controle em relação à convergência e câmbor das rodas e comportamento da largura da banda de contato do pneu e desgaste.

Como desvantagens do sistema multi-link, tem-se:

- Maior custo, como resultado do elevado número de ligações e rolamentos e, conseqüentemente, elevados custos de produção e montagem;
- Maior sensibilidade ao desgaste dos rolamentos;
- Maior precisão no que diz respeito à observação das tolerâncias em relação à geometria e rigidez.

#### 2.1.2.1.6 Suspensão de Eixo Articulado (Swing Axle)

A suspensão de eixo articulado é maneira mais fácil de obter uma suspensão traseira independente. A Figura 17 mostra um exemplo (STONE e BALL, 2004).

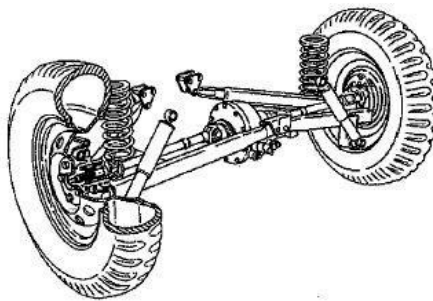


Figura 17: Suspensão de Eixo Articulado (Stone e Ball, 2004)

---

<sup>10</sup> Kingpin Offset é a distância horizontal numa vista de elevação frontal onde o prolongamento do eixo de direção intercepta o ponto de contato do pneu com o solo.

Sua invenção é creditada a Edmund Rumpler na virada do século XIX para o XX. Na década de 30 passou a ser empregada em diversos veículos pela Europa, mais notadamente no Volkswagen Beetle (GILLESPIE, 1992).

A maior desvantagem deste sistema é a grande alteração no câmbor resultante da deflexão da suspensão. Tal fato resulta em um desempenho em curva imprevisível (STONE e BALL, 2004).

### **2.1.2.2 Suspensão de Eixo Rígido (Solid Axle Suspensions)**

Uma suspensão de eixo rígido possui as rodas montadas em cada extremidade do eixo. Tal sistema é utilizado quando há a necessidade de alta capacidade de carga devido a sua montagem extremamente robusta. Possui ainda a vantagem de quando a suspensão deflete não ocorre mudança no câmbor das rodas graças à rigidez de suas conexões. A desvantagem deste tipo de montagem está relacionada também a rigidez de sua conexão, pois tal característica resulta na transmissão do movimento de uma roda para a outra quando da movimentação da suspensão (STONE e BALL, 2004).

As suspensões de eixo rígido possuem dois caminhos de movimentação em relação ao corpo do veículo: paralelamente e rolagem, conforme ilustra a Figura 18 (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

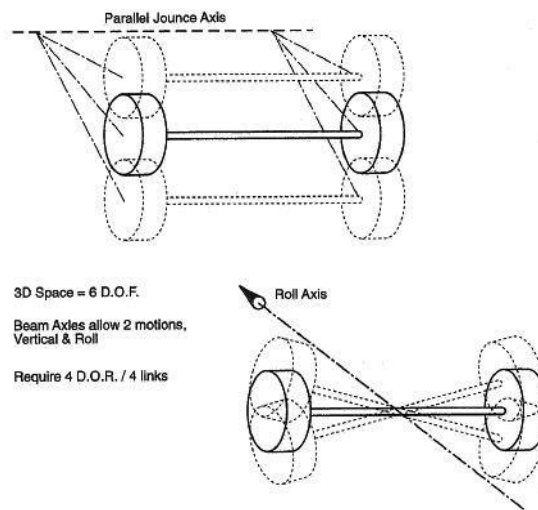


Figura 18: Graus de Liberdade de uma Suspensão de Eixo Rígido (Milliken e Milliken, 1995)

#### 2.1.2.2.1 Suspensão De Dion

Uma mistura entre a suspensão de eixo rígido e a independente compõe a clássica, mas pouco utilizada, suspensão De Dion (patenteada em 1894 por Count de Dion e George Bouton), conforme a Figura 19 (GILLESPIE, 1992).

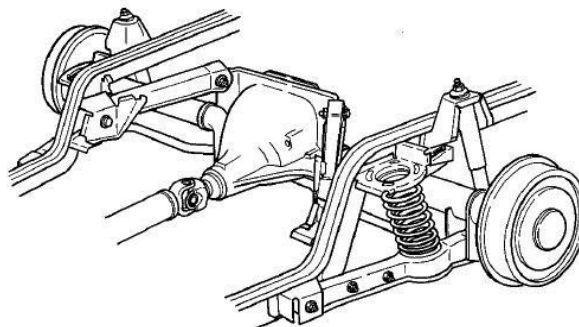


Figura 19: Suspensão De Dion (Gillespie, 1992)

A proposta desta montagem é a de desacoplar a massa do conjunto do diferencial da massa não suspensa. Um tipo de diferencial de suspensão independente é montado no chassi. As rodas são montadas nas extremidades de um tubo de grande diâmetro e alta rigidez.

Cinematicamente o tubo pode ser controlado por qualquer um dos sistemas aqui já descritos. Usualmente, um tipo de four-bar link é utilizado.

A principal vantagem do sistema de Dion é a reduzida massa não suspensa, o que resulta em um melhor contato das rodas com o solo (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995). Uma das maiores desvantagens desta suspensão é a necessidade de um tubo deslizante ou semi-eixos estriados, os quais impõem alto atrito ao sistema (GILLESPIE, 1992).

#### 2.1.2.2.2 Suspensão Hotchkiss

A suspensão hotchkiss foi utilizada extensivamente em veículos de passeio através dos anos 60 e é mostrada na Figura 20. O sistema consiste em um eixo motriz longitudinal conectado a um diferencial central através de juntas universais. O eixo rígido é fixado ao chassi através de uma montagem de feixe de molas longitudinais.

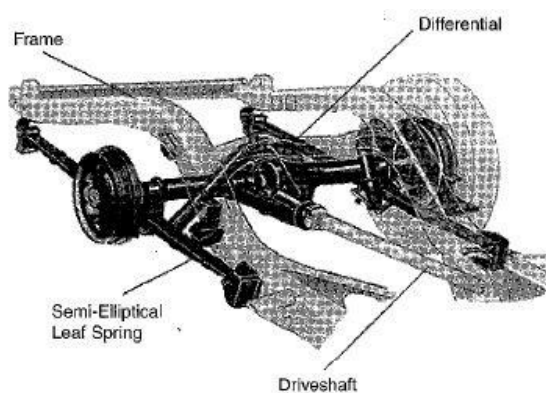


Figura 20: Suspensão Hotchkiss (Stone e Ball, 2004)

Embora a suspensão hotchkiss seja simples, confiável e robusta ela vem sendo substituída por outros modelos por várias razões. Primeiro, como os projetistas têm buscado melhor qualidade de ride, a rigidez das molas<sup>11</sup> diminuíram. Isto levou a dificuldades de manter a

---

<sup>11</sup> Rigidez de Mola é a alteração da carga de uma mola por unidade de deflexão.



estabilidade lateral porque feixes de molas mais suaves necessitam de grande comprimento. Segundo, feixe de molas mais longo era suscetível ao fim de curso, especialmente com o aumento do poder de frenagem e potência do motor. Finalmente, com o aumento do uso de veículos com tração dianteira, os de tração traseira foram obrigados a migrar para suspensões de rodas independentes para atender as mesmas exigências de conforto e durabilidade. Apesar disso, este tipo de suspensão ainda é utilizada em caminhonetes e SUV's de tração integral, em ambos os eixos do veículo. Uma desvantagem importante desta suspensão é o grande peso da massa não suspensa devido à rigidez do eixo e a montagem do diferencial (STONE e BALL, 2004).

### 2.1.2.2.3 Suspensões Four-Link Traseiras

#### Four-Link Básico

Em resposta às deficiências enfrentadas pelas suspensões com feixe de molas, a suspensão four-link vem sendo utilizada com freqüência em veículos grandes de passageiros com tração traseira, conforme as Figuras 21 e 22 (GILLESPIE, 1992).

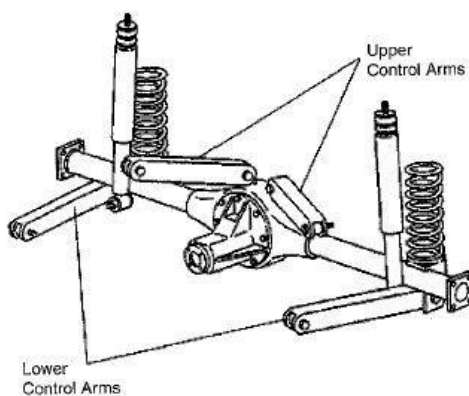


Figura 21: Suspensão Four-Link Básica - I (Stone e Ball, 2004)

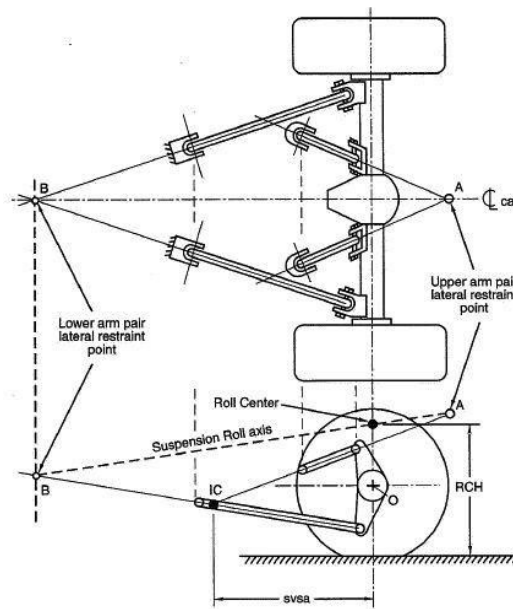


Figura 22: Suspensão Four-Link Básica - II (Milliken e Milliken, 1995)

Neste tipo de suspensão os braços de controle inferiores proporcionam o controle longitudinal do eixo, enquanto os braços superiores absorvem os torques de aceleração e frenagem e as forças laterais.

Embora mais cara do que as suspensões com feixe de molas, seu projeto permite melhor controle da posição do centro de rolagem, melhor desempenho anti-afundamento e anti-mergulho, e propriedades de rolagem (GILLESPIE, 1992).

## Four-Link com Braços Paralelos

A Figura 23 mostra uma suspensão four-link traseira com braços de controle inferiores que são paralelos. Esta geometria é um caso especial da suspensão de quatro barras previamente apresentada. O eixo de rolagem desta suspensão, obtido pela intersecção entre os pontos “A” e “B” (o ponto “B” apesar de não definido está em algum lugar no infinito devido aos braços inferiores serem paralelos) deve estar em uma linha paralela aos braços inferiores como indicado na Figura 23 (GILLESPIE, 1992).

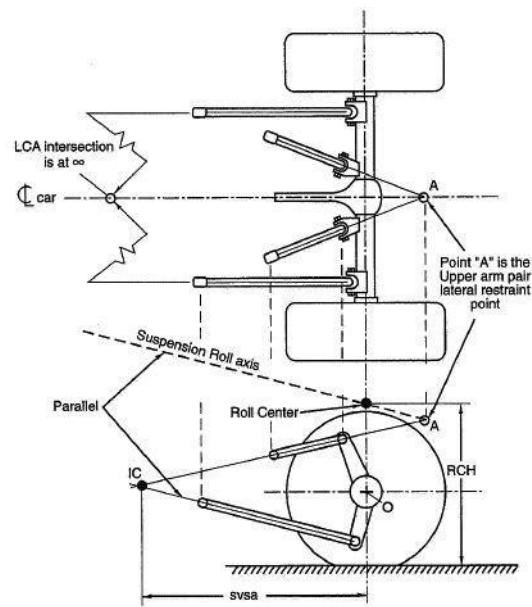


Figura 23: Suspensão Four-Link Básica com Braços Paralelos (Milliken e Milliken, 1995)

## A-arm and Links

Outra variação da suspensão de quatro barras é a de braço “A” inferior e duas barras superiores, como pode ser visto na Figura 24. O braço “A” inferior pode ser considerado como duas barras que se ligam a um ponto comum, geralmente na linha de centro abaixo do centro do eixo, sendo assim ela é realmente uma suspensão de quatro barras. O centro de rolagem está no ponto “A” e o eixo de rolagem, por definição, passa pelo ponto “A” do braço inferior e é paralelo à barra superior (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

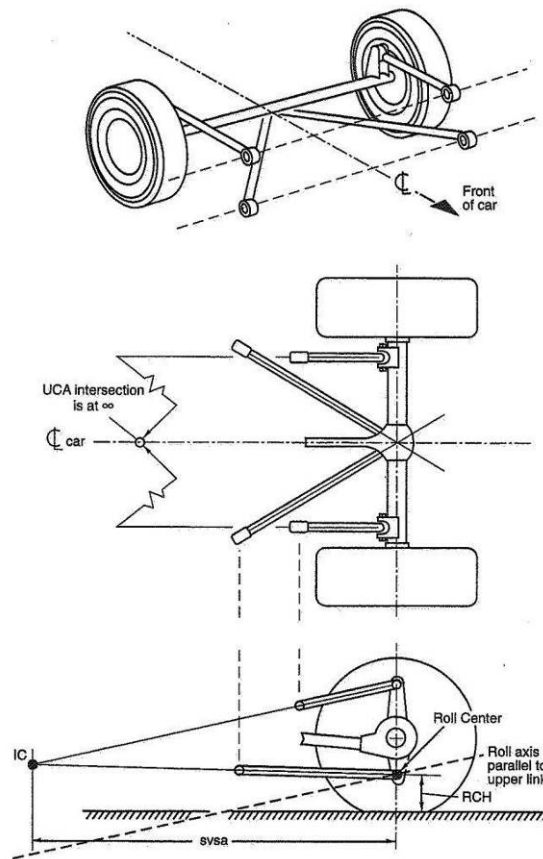


Figura 24: Suspensão Four-Link A-arm and Links (Milliken e Milliken, 1995)

### Three-Link and Track Bar (Panhard Bar)

A Figura 25 mostra uma suspensão three-link consistindo de uma barra de controle diagonal e braços de controle inferiores. Devido à barra de controle receber o esforço lateral diretamente, o ponto “A” é determinado onde a barra de controle cruza a linha de centro do veículo. O ponto “B” é determinado pela projeção virtual dos braços de controle inferiores. Devido à localização da barra de controle, esta suspensão geralmente possui o eixo de rolagem abaixo da suspensão four-link básica (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

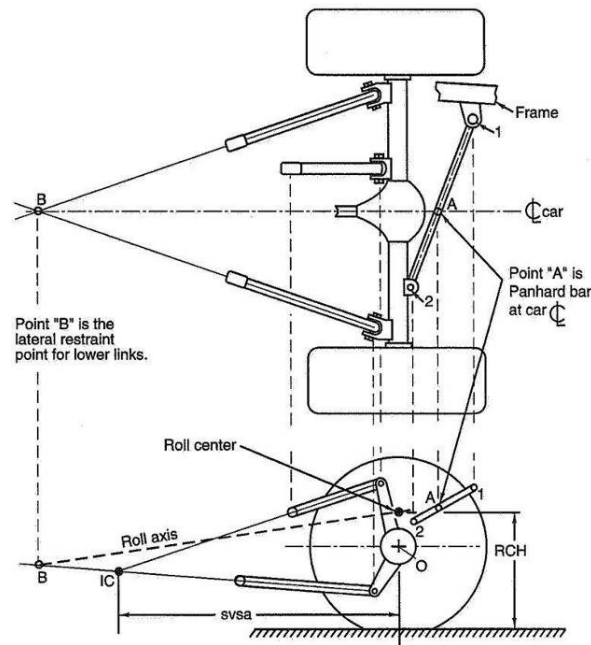


Figura 25: Suspensão Three-Link com Barra de Controle Panhard (Milliken e Milliken, 1995)

### 2.1.3 Componentes da Suspensão

Os dois componentes básicos da suspensão são as molas e os amortecedores. Geralmente um conjunto formado por duas molas, quatro coxins, dois amortecedores e uma barra estabilizadora controlam a movimentação de um par de rodas, a limitação de abertura das molas e a redução da inclinação da carroceria nos carros de passeio e em veículos comerciais leves (adaptado de REIMPELL et al., 2001 e STONE E BALL, 2004).

#### 2.1.3.1 Molas

As molas são os principais componentes da suspensão, e quatro tipos essenciais estão em uso nos dias atuais (REIMPELL et al., 2001):

- Molas helicoidais;
- Feixe de lâminas;
- Barra de torção

- Molas suplementares e batentes;
- Molas pneumáticas;
- Barra estabilizadora.

### 2.1.3.1.1 Molas Helicoidais

Molas helicoidais (Figura 26) utilizam-se das propriedades de um arame em torção para produzir rigidez elástica linear. Elas são as mais amplamente empregadas nas suspensões independentes dos veículos, além de serem também utilizadas em suspensões de eixo rígido (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

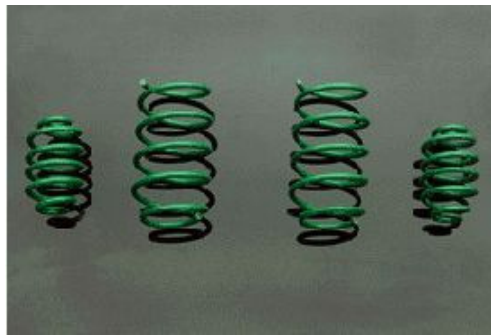


Figura 26: Molas Helicoidais - I (Best cars web site, ac. Nov, 2009)

Molas helicoidais são bastante utilizadas em veículos de passeio devido ao seu tamanho compacto. Além das características lineares, caso necessário, uma certa progressividade pode ser alcançada pelo uso de várias formas de molas cônicas.

A Figura 27 dá a nomenclatura para a mola helicoidal e suas extremidades usualmente aplicadas para as molas de compressão. Os parâmetros mais importantes são (adaptado de MILLIKEN e MILLIKEN, 1995):

- Altura livre sem carga:  $L$ ;
- Diâmetro do arame:  $d$ ;
- Diâmetro médio:  $D$ ;
- Número de espiras ativas:  $l$ .

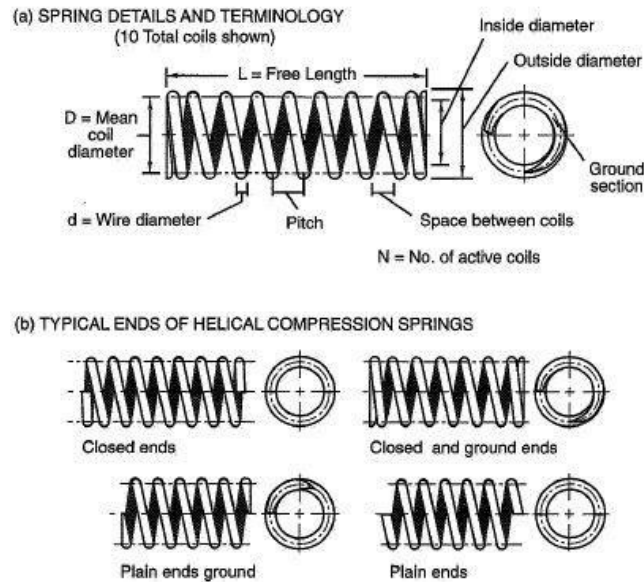


Figura 27: Molas Helicoidais - II (Milliken e Milliken, 1995)

### 2.1.3.1.2 Feixe de Lâminas

Molas feixe de lâminas são subdivididas em longitudinais e transversais. Feixes de lâminas longitudinais são utilizados apenas em eixos rígidos, mais comumente em veículos comerciais e reboques. A Figura 28 contém uma comparação de peso entre os primeiros feixes multi-lâminas utilizados e as modernas molas parabólicas. Por razões de custo e peso, molas com apenas uma lâmina vem equipando um número crescente de automóveis de passageiros e veículos comerciais leves. A Figura 29 mostra um desses casos em um eixo traseiro não motriz de uma van (REIMPELL et al., 2001).

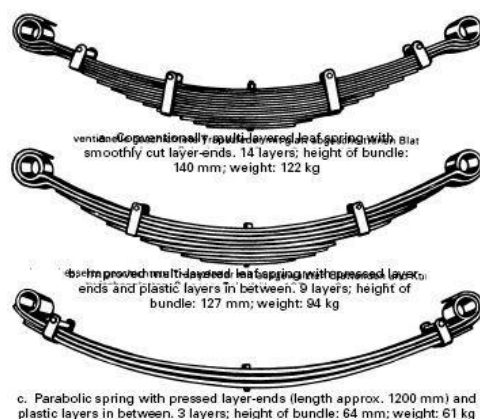


Figura 28: Mola Feixe de Lâminas (Reimpell et al., 2001)

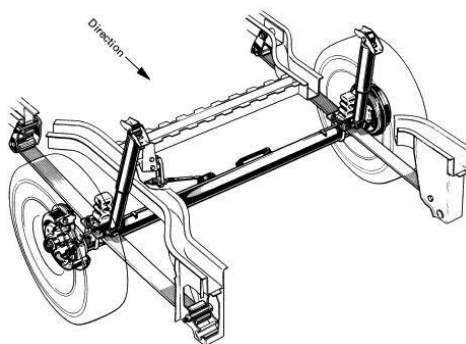


Figura 29: Mola Feixe de Lâmina Única (Reimpell et al., 2001)

Feixes de molas transversais, pelo contrário, podem se fixados em ambos os lados do eixo e foram primeiramente utilizados em suspensões de rodas independentes de veículos de passeio, mas também equipam a suspensão de veículos comerciais leves (REIMPELL et al., 2001).

### 2.1.3.1.3 Barra de Torção

A barra de torção é uma haste geralmente circular feita de aço mola. Uma extremidade da barra é ancorada ao chassi, e o tipo de carregamento é cisalhamento puro devido à torção. A Figura 30 mostra um exemplo de barra de torção. Quanto mais longa a barra mais ela permanecerá na região elástica e o torque resistente fará a barra retornar à sua posição normal após o descarregamento. A principal desvantagem da barra de torção é o espaço axial requerido para sua instalação (STONE e BALL, 2004).



A barra de torção em si pode ter uma série de seções transversais, desde a mais usualmente aplicada, que é a circular, até a oval ou até mesmo retangular.

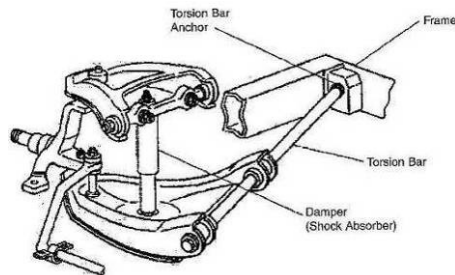


Figura 30: Barra de Torção (Stone e Ball, 2004)

#### 2.1.3.1.4 Batentes e Molas Suplementares

Os seguintes tipos são identificados:

- Coxim de Tração:** Para os carros de passeio e os veículos comerciais leves, a solução mais econômica encontrada é localizar o componente elástico ou stop hidráulico, se for o caso, dentro do amortecedor. Geralmente os coxins são produzidos de borracha, poliuretano ou viton, poliamida ou um plástico similar. Este componente começa a entrar em ação quando a haste do amortecedor está prestes a encontrar sua posição totalmente estendida. A Figura 31 mostra o perfil da curva e a progressividade atingida para coxins de 4 mm (1), 9mm (2) e 12 mm (3) de altura.

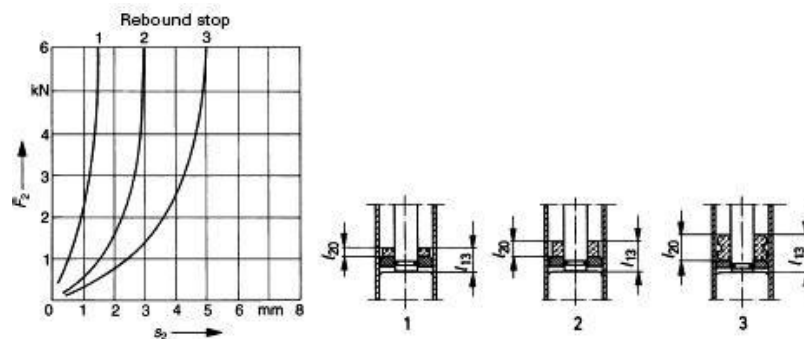


Figura 31: Coxim de Tração (Reimpell et al., 2001)

A durabilidade deste componente de compressão elástica é determinada pela forma e material utilizado. Ele deve ser capaz de resistir a temperaturas de óleo entre 40° C e 140° C, sem alterações prejudiciais de elasticidade e, no caso de cargas súbitas, nenhuma degradação ou fissuras podem ocorrer. Qualquer partícula solta entraria nas válvulas fazendo com que o amortecimento fosse totalmente prejudicado. Testes de resistência são realizados pelos fabricantes de amortecedores para assegurar que este tipo de dano não ocorra. Por esta razão, e para garantir o amortecimento adequado à suspensão, apenas aqueles amortecedores autorizados pelo fabricante do veículo deverão ser montados (REIMPELL et al., 2001).

- **Batente de Compressão:** Limita o final de curso de compressão, eles absorvem forças altas ao longo de um curso pequeno. Este batente elástico pode ser acomodado acima do amortecedor, logo ao final do seu corpo. Eles podem ser também localizados no interior das molas ou sobre o eixo da suspensão, ou ainda podem entrar em contato com este quando as molas comprimirem por completo. A Figura 32 a seguir mostra as curvas progressivas de três batentes de compressão de diferentes comprimentos, 8 mm, 15 mm e 23 mm (REIMPELL et al., 2001).

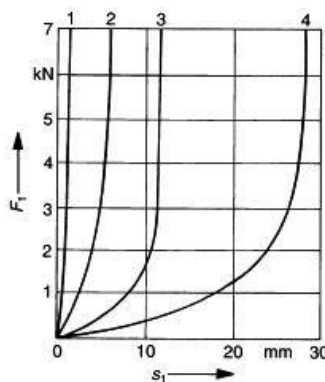


Figura 32: Curvas, Batente de Compressão (Reimpell et al., 2001)

- **Molas Suplementares:** Em comparação com o relativamente plano e rígido batente de compressão, as molas suplementares são muito mais longas. Como mostra a Figura 33, possuem uma curva de progressão suave que absorve altas forças quando totalmente comprimidas. As peças são geralmente feitas de borracha ou de poliuretano. As bolhas de

ar, quando de poliuretano, permitem que o componente seja comprimido em até 77% enquanto o seu diâmetro é aumentado em apenas 35%. Quase qualquer curva pode ser alcançada por uma combinação de mola linear de aço com uma mola suplementar altamente progressiva (REIMPELL et al., 2001).

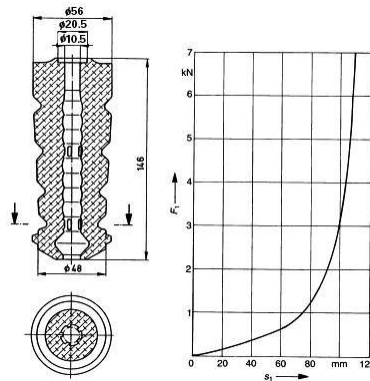


Figura 33: Mola Suplementar (Reimpell et al., 2001)

### 2.1.3.1.5 Molas Pneumáticas

Por razões de conforto, a frequência natural da carroceria acima do eixo traseiro deve ser entre 10% e 20% maior do que no eixo da frente e não deve ser dependente da carga. Ao contrário das molas de aço, sistemas de molas a ar permitem que as frequências naturais<sup>12</sup> da carroceria permaneçam inalteradas, mesmo quando há mudanças na carga do veículo, e isto é associado com outras vantagens:

- Vibração<sup>13</sup> e propriedades da suspensão não dependem da carga;
- Ajuste simples do nível do veículo;
- Garantia de viagem da roda sem tocar no corpo do veículo, mesmo carregado;
- Design compacto com grande faixa de possibilidades em amortecimento.

<sup>12</sup> Frequência Natural de um corpo ou sistema é a frequência da vibração livre.

<sup>13</sup> Vibração é a variação no tempo do deslocamento de um corpo com relação a uma dimensão de referência específica quando o deslocamento é alternadamente maior e menor do que a referência.

Devido a estas vantagens, os sistemas de molas pneumáticas encontram aplicação quase universal em ônibus e veículos comerciais usados para viagens de longa distância (em que o ajuste da altura devido à variação de carga é importante, assim como a proteção da carga e das estradas). O uso de molas pneumáticas vem aumentando também em vans. No caso de veículos de passeio, por razões de custo, o seu uso já não é tão difundido encontrando aplicação apenas em alguns veículos orientados ao conforto (por ex.: Mercedes 600) ou veículos off-road (por ex.: Range Rover).

A Figura 34 mostra uma montagem de mola pneumática em um amortecedor de forças variáveis em função da pressão do bolsão de ar, aplicados ao veículo Audi A6 Quattro. A mola pneumática (1) é montada coaxialmente em um amortecedor (2) formando uma estrutura única. Através da válvula (3) conectada ao bolsão de ar, a pressão é usada para controlar a carga do amortecedor de forças variáveis (REIMPELL et al., 2001).

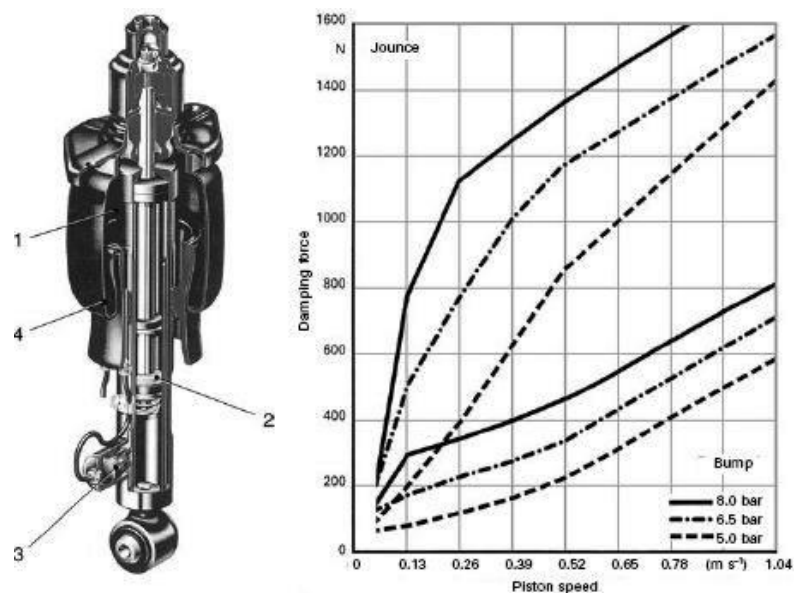


Figura 34: Conjunto Mola Pneumática e Amortecedor (Reimpell et al., 2001)

### 2.1.3.1.6 Barra Estabilizadora

A função da barra estabilizadora é reduzir a inclinação da carroceria durante as curvas e influenciar o comportamento do veículo em curva em termos do sub ou sobresterçamento, ou seja, aumentar a segurança de condução. No caso de deslocamento paralelo, a barra (1) gira em torno do mancal “L” (Figura 35), mantendo a barra estabilizadora inativa. A rigidez da barra estabilizadora em deslocamento inverso (roda direita subindo e roda esquerda descendo em um mesmo eixo ou vice-versa), o qual é importante para reduzir a inclinação de rolagem, depende, para suspensões de rodas independentes, da relação entre a junta da roda “G” ao ponto de fixação “T<sub>2</sub>” na suspensão, ou analogamente em suspensões de eixos rígidos para a razão da distância entre os pontos de fixação da barra e a bitola<sup>14</sup> entre as rodas.

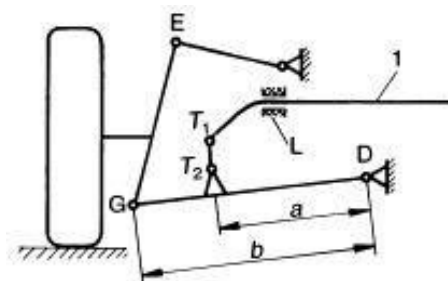


Figura 35: Lay-out Barra Estabilizadora (Reimpell et al., 2001)

Quanto mais próxima das rodas a barra estabilizadora operar, mais leve e barata ela será e menores serão as forças atuantes em todos os componentes. A Figura 6 mostra uma suspensão estrutural McPherson que vai nesta direção, onde a barra de ligação (5), cujo tamanho é próximo ao da roda, é fixada ao tubo reservatório (1). O efeito negativo desta configuração é o efeito que a barra estabilizadora causa na estrutura McPherson durante o esterçamento.

À parte da inclinação da carroceria, o comportamento em curva do veículo pode também ser influenciado pela barra estabilizadora. As seguintes regras se aplicam:

---

<sup>14</sup> Bitola é distância lateral entre o centro de contato do pneu com o solo de um par de rodas.

- Uma montagem em eixo dianteiro com uma barra estabilizadora bastante rígida provocará a tendência ao subesterçamento e melhorará o comportamento em mudança de faixa do veículo;
- Barra estabilizadora de alta rigidez no eixo traseiro significa que veículos de tração dianteira podem ter comportamento mais neutro, ao passo que veículos de tração traseira sobreesterçam mais.

A Figura 36 mostra a montagem de uma barra estabilizadora em uma suspensão dianteira duplo “A” e ao lado, sozinha, uma barra aplicada em suspensões do tipo McPherson.

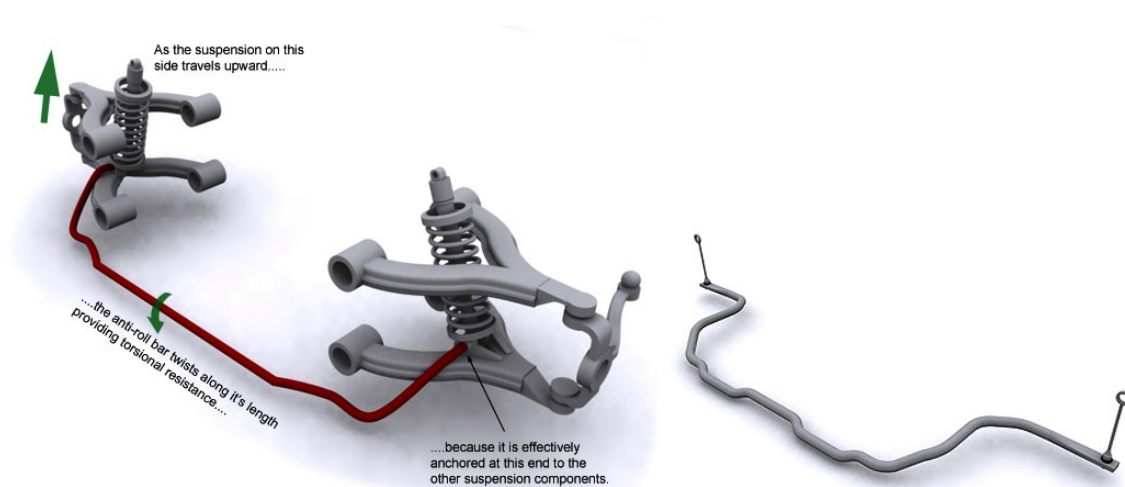


Figura 36: Barra Estabilizadora (Carbibles.com, ac. Nov, 2009)

Contudo a barra estabilizadora possui desvantagens. Quanto maior sua rigidez, maior será a tensão sobre os componentes elásticos nas várias montagens em torno da barra (posições “L”, “T1” e “T2” da Figura 35), menos o veículo “copiará” os obstáculos sobre a superfície de rodagem, além de deteriorar o conforto da suspensão (REIMPELL et al., 2001).

## **2.1.3.2 Amortecedores**

### **2.1.3.2.1 Introdução**

O uso de molas para permitir o movimento vertical relativo entre as rodas e o chassi em estradas irregulares remete os veículos ao tempo das carruagens. Este método para aprimorar o conforto dos veículos foi adotado no início da história dos automóveis. O amortecedor foi introduzido depois entre as massas suspensa e não suspensa para suprimir a oscilação e controlar a movimentação da massa suspensa<sup>15</sup> devido às acelerações lateral e longitudinal.

O primeiro tipo primitivo de amortecedor foi desenvolvido pela Truffault-Hartford USA e utilizado na França em 1902 pelos fabricantes de veículos Peugeot e Mors, e em 1906 no Grande Prêmio Renault (veja Figura 37). As forças de amortecimento eram geradas pela movimentação de um rotor ou pistão em um fluido. Uma forma inicial de controle de oscilação, a Gabriel trouxe seu amortecedor de fricção (Figura 38) no início dos anos de 1920 na mesma época que a Hartford. Na mesma década os amortecedores Houdaille Rotary Vane (Figura 39) apareceram como um tipo de unidade hidráulica de alavanca, a princípio de ação simples e depois de dupla ação. No início dos anos 30 a Monroe introduziu o amortecedor telescópico hidráulico de ação direta baseado na resistência à passagem de óleo por orifícios (Figura 40), o qual se tornou o mais popular dispositivo de amortecimento.

Um grande número de melhorias e variações de projeto nos amortecedores telescópicos de ação direta foi implementado desde a sua introdução. Isso inclui intensivo desenvolvimento dos selos de vedação, válvulas adicionais para permitir o controle de vários níveis de velocidade do pistão, orifícios de tamanhos ajustáveis e válvulas de mola e descarga (blow-off), e adição de pressão de gás para compensar o volume deslocado pela haste do pistão e a aeração do óleo. O

---

<sup>15</sup> Massa Suspensa é todo peso o qual é suportado pela suspensão, incluindo uma parcela do peso de partes da suspensão.

controle da tração<sup>16</sup> e da compressão<sup>17</sup> são geralmente diferentes e vários sistemas tem sido disponibilizados para o seu controle, seja estaticamente ou sobre a superfície de rodagem. Válvulas sensíveis à velocidade, ao deslocamento, ou à frequência<sup>18</sup> são exemplos. O amortecedor pode ser usado também como nivelador de altura. Uma combinação desse tipo utiliza o pistão como uma bomba para pressurizar ou aliviar fluido em um reservatório sempre que uma condição de desnivelamento for alcançada. A operação desse sistema depende da movimentação casual da suspensão e consequentemente do amortecedor durante o trajeto do veículo. Um tipo de sistema mais rápido é baseado na mudança da pressão em um amortecedor à gás por intermédio de uma fonte auxiliar de pressão.

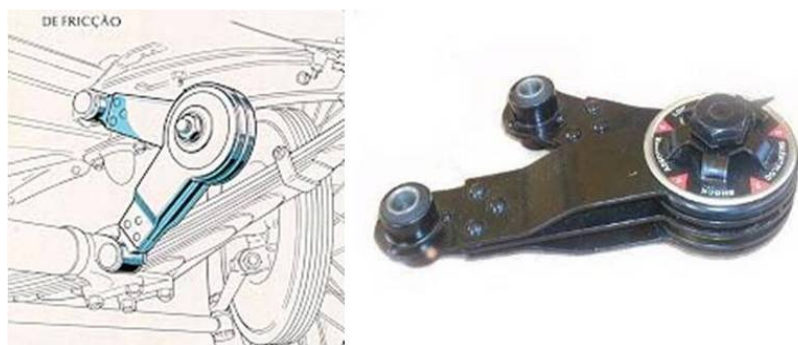


Figura 37: Amortecedor tipo tesoura de atrito seco (The shock absorber history MMCOFAP, 2009)

---

<sup>16</sup> Tração é o movimento relativo entre a massa suspensa e não-suspensa em um sistema de suspensão onde a distância entre as massas aumentam em relação a sua condição estática.

<sup>17</sup> Compressão é o movimento relativo entre a massa suspensa e não-suspensa em um sistema de suspensão onde a distância entre as massas diminuem em relação a sua condição estática.

<sup>18</sup> Frequência de vibração é o número de ciclos que ocorrem em unidade de tempo.



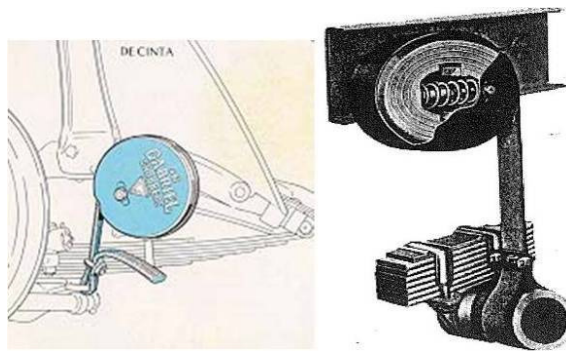


Figura 38: Amortecedor Gabriel Spring Snubber<sup>19</sup> (The shock absorber history MMCofap, 2009)

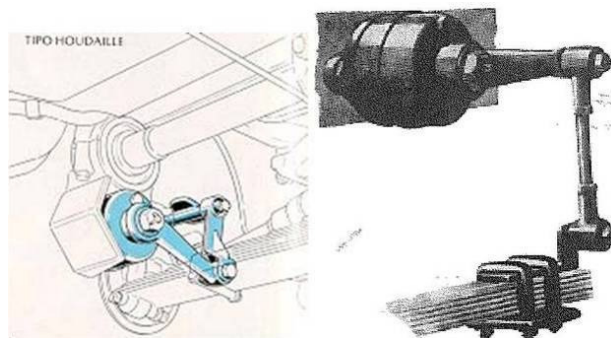


Figura 39: Amortecedor Houdaille Rotary Vane (The shock absorber history MMCofap, 2009)



Figura 40: Amortecedor Telescópico Monroe (The shock absorber history MMCofap, 2009)

<sup>19</sup> Snubber é um termo genérico para designar mecanismos que empregam atrito seco para produzir amortecimento em um sistema de suspensão.

Uma combinação única de amortecedor e mola a qual alcançou altos volumes de produção foi desenvolvida por Dr. Alex Moulton na Inglaterra. O sistema Hydrolastic foi utilizado pela primeira vez no B.M.C. Mini em 1959 (Figura 41). Este tipo de solução também foi adotado pela Citroen na mesma época, com a sua suspensão Hydragas (Figura 42).

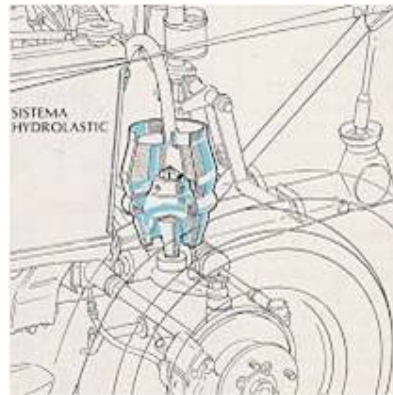


Figura 41: Amortecedor Hydrolastic (The shock absorber history MMCofap, 2009)

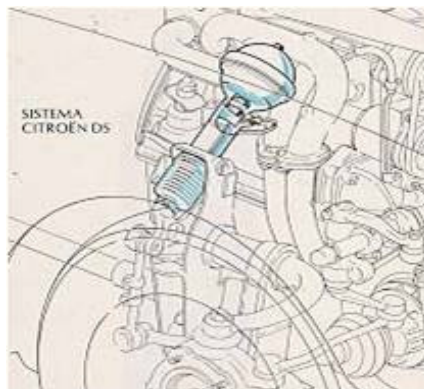


Figura 42: Amortecedor Hydragas (The shock absorber history MMCofap, 2009)

Iniciando em 1985, significativos avanços no controle eletrônico para amortecedores têm acontecido como resultado da competição para aprimorar a qualidade do ride em veículos de passageiros. Um tipo de abordagem bastante estudada é a viabilização de sistemas adaptativos e semi-ativos mais simples e com custo acessível. Nestes sistemas o ajuste das curvas de amortecimento dos amortecedores é realizado dinamicamente como função de uma variedade de fatores como a atitude do veículo, velocidade angular (yaw rate), aceleração, frequências

perturbadoras, comandos da direção e freio, etc. Os algoritmos de controle (estratégia) variam desde os relativamente simples até os muito complexos (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

### 2.1.3.2.2 Amortecimento na Suspensão

O amortecimento na suspensão vem principalmente da atuação de amortecedores hidráulicos. Contrariamente ao seu nome, eles não absorvem os choques provenientes das imperfeições da superfície de rodagem. A suspensão de fato é quem absorve os choques e cabe ao amortecedor a função de dissipar a energia imposta ao sistema pelos obstáculos.

O efeito nominal do amortecimento é ilustrado para o modelo de 1/4 de veículo pelos ganhos de resposta ilustrados na Figura 43. O percentual de amortecimento é determinado pela razão de amortecimento<sup>20</sup> dado pela equação (1):

$$\zeta = \frac{C_s}{\sqrt{4K_s M}} \quad (1)$$

Onde:

$\zeta$  = razão de amortecimento

$C_s$  = coeficiente de amortecimento da suspensão

$K_s$  = rigidez da suspensão

$M$  = massa suspensa

Para um amortecimento bem suave (10%) a resposta é dominada por uma resposta bem alta em 1 Hz. Este tipo de resposta, usualmente conhecido por “flutuação”, faz a massa suspensa amplificar bastante as ondulações da pista. Enquanto este fenômeno é indesejado, benefícios são obtidos em todas as frequências acima do ponto de ressonância como resultado da alta atenuação atingida.

---

<sup>20</sup> Razão de Amortecimento é a razão da quantidade de amortecimento viscoso presente em um sistema àquela requerida para o amortecimento crítico.

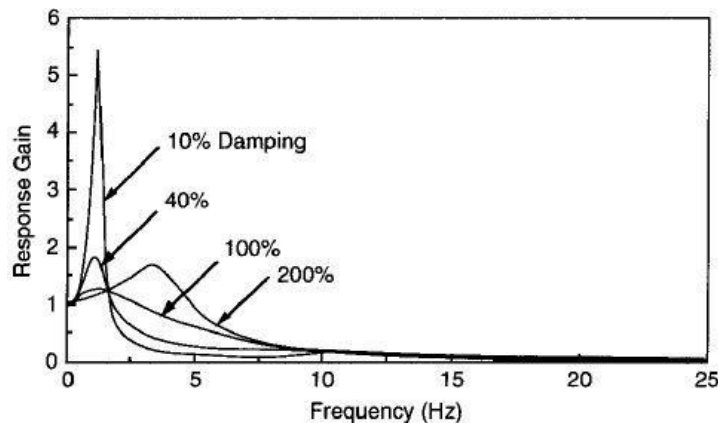


Figura 43: Efeito do amortecimento na conduta de isolamento da suspensão (Gillespie, 1992)

A curva de razão 40% é razoavelmente representativa da maioria dos carros, reconhecível pelo fato da amplificação da frequência de ressonância estar na faixa entre 1,5 a 2,0 Hz. Em 100% de amortecimento (amortecimento crítico<sup>21</sup>), o movimento de sobe e desce da massa suspensa a 1,0 Hz é bem controlado, porém com um prejuízo no isolamento das altas frequências. Se o amortecimento é elevado acima do crítico, por exemplo a 200%, o amortecedor torna-se tão rígido que a suspensão não movimenta-se mais e o veículo inteiro move-se sobre os seus pneus, ressonando entre 3,0 e 4,0 Hz.

Enquanto esse tratamento analítico fornece uma ilustração simplificada do efeito do amortecimento no conforto da suspensão, a configuração das válvulas do amortecedor para atingir o desempenho ótimo é muito mais complicada nos automóveis modernos. Os amortecedores devem ser configurados não apenas para atingir as características de conforto desejadas, mas também desempenham um papel fundamental em manter um bom contato dos pneus com o solo essenciais para a dirigibilidade e segurança dos veículos.

Primeiro, o amortecimento da suspensão no sentido da compressão não é igual ao da tração. O amortecimento no sentido da compressão soma-se com a força transmitida à massa suspensa

---

<sup>21</sup> Amortecimento Crítico é a quantidade mínima de amortecimento viscoso requerida em um sistema linear para impedir que o deslocamento do sistema ultrapasse o seu ponto de equilíbrio até que ele retorne a sua posição inicial.

quando as rodas encontram um obstáculo, portanto é indesejável possuir altas forças de amortecimento nesta direção. Por outro lado, amortecimento no sentido da tração é desejável para dissipar energia acumulada do encontro das rodas com obstáculos. Consequentemente, amortecedores típicos são de dupla ação com aproximadamente uma razão de amortecimento da tração para compressão de 3 (três) vezes (GILLESPIE, 1992).

### **2.1.3.2.3 Tipos de Amortecedores**

Ao longo da história surgiram vários tipos de amortecedores, desde os de fricção até os hidráulicos do tipo: lever vane (e.g. Houdaille); lever cam in-line (e.g. Delco Lovejoy); lever cam parallel pistons (e.g. Delco); lever rod piston (e.g. Armstrong) e os telescópicos (DIXON, 2007). Os últimos são os mais modernos e os mais amplamente empregados no atual estado da técnica.

Os amortecedores telescópicos produzem força de amortecimento pela ação de um fluido, usualmente óleo, sendo forçado através de orifícios ou válvulas e podem ser de tubo simples (monotubulares) ou tubo duplo (bitubulares).

Os bitubulares (Figura 44(a)) são os mais usados em veículos de passageiros ao redor do mundo. Embora sejam mais pesados e tendam a operar com temperaturas mais elevadas do que os monotubulares, eles são mais baratos e mais simples de fabricar. Os amortecedores bitubulares possuem um tubo externo em volta de um tubo interno, e o espaço entre eles forma um reservatório de óleo. Um pistão solidário a uma haste move-se para cima e para baixo, uma válvula no fundo do tubo interno permite ao óleo (correspondente ao volume deslocado pela haste) fluir entre os tubos (adaptado de STONE e BALL, 2004).

Uma forma de amortecedor monotubular utiliza uma emulsão de gás e óleo como fluido de trabalho (Figura 44(b)), com o gás comprimido tanto mais quanto a haste adentra a câmara de trabalho. No entanto, o projeto mais usual de amortecedor monotubular utiliza um pistão flutuante como forma de separar as câmaras de óleo e gás (Figura 44(c)), a qual se torna mais comprimido com o fechamento do amortecedor. Este tipo de amortecedor possui alta força estática devido à alta pressão na câmara de gás. A proposta deste tipo de mecanismo é a de prevenir a espumagem do fluido, já que qualquer quantidade de ar na câmara de trabalho passa

através das válvulas facilmente, reduzindo drasticamente a capacidade de amortecimento do amortecedor. Esta é a principal vantagem do projeto monotubular sobre o bitubular (adaptado de STONE e BALL, 2004 e MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

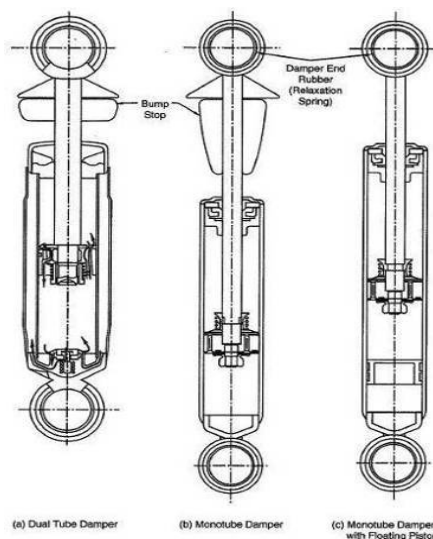


Figura 44: Tipos de Amortecedores (Milliken e Milliken, 1995)

### 2.1.3.2.3.1 Amortecedores Bitubulares, não pressurizados

O amortecedor bitubular é formado por dois tubos concêntricos – pressão e reservatório, e duas válvulas – uma de compressão (ou de base) e outra de tração (pistão), sendo o último solidário a uma haste telescópica. Todo o trabalho de amortecimento é realizado pelas válvulas que estão alojadas no tubo de pressão. A válvula de base controla o fluxo de óleo no sentido da compressão em baixas, médias e altas velocidades o mesmo acontecendo com o pistão, porém no sentido da tração. Ao tubo reservatório cabe a função de compensar a variação de volume do óleo provocada pelo deslocamento axial da haste do pistão (FIORETTI e IEZZO (A), 2007).

A Figura 45 mostra o princípio da solução. O amortecedor consiste de uma câmara de trabalho “A”, do pistão (1) fixado à extremidade da haste (6), da válvula de base (ou compressão) (4) e da guia da haste (8) (Figuras 45, 46, 47 e 48), esta também recebe o selo de vedação (5) e, juntamente com o pistão (1), transmite todos os momentos de flexão que ocorrem através das forças laterais nas juntas tipo olhal (argola) do amortecedor.



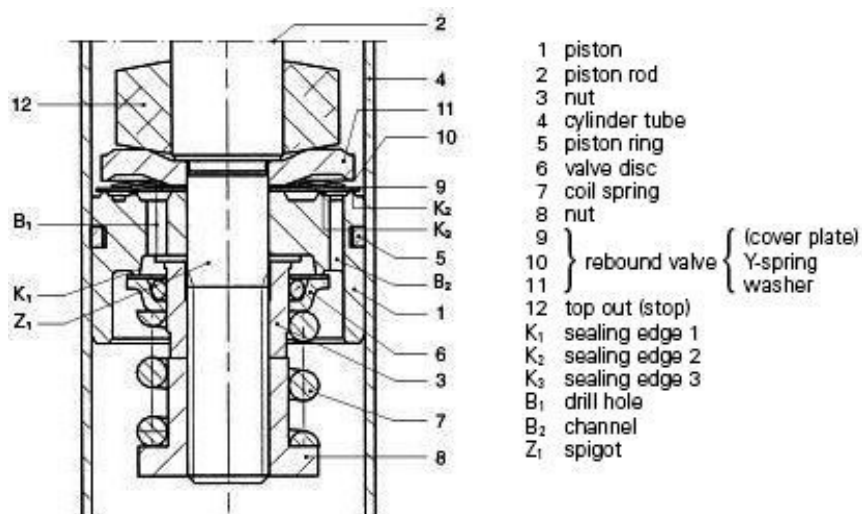


Figura 47: Conjunto do Pistão AM Bitubular (Reimpell et al., 2001)

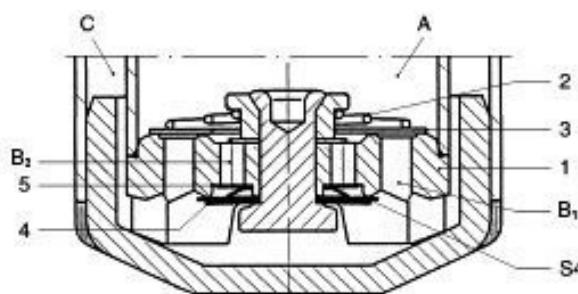


Figura 48: Válvula da Base AM Bitubular (Reimpell et al., 2001)

O nível da coluna de óleo na câmara de compensação deve estar na metade para evitar que o ar seja sugado para dentro da câmara de trabalho através da válvula de base no caso de condições extremas de trabalho. Isso poderia ocorrer no caso de a haste estender totalmente em temperaturas extremamente frias ( $-40^{\circ}\text{C}$ ).

A posição inclinada dos amortecedores no veículo, o que leva o nível de óleo na câmara de compensação “C” a repousar sobre um dos lados, deve também ser considerada. Há, portanto, um limite para o ângulo do amortecedor em relação a sua posição vertical, o qual deve ser de até  $45^{\circ}$  na sua posição totalmente fechada, para evitar a entrada de ar.



Amortecedores bitubulares devem ser ventilados, porque bolhas de ar podem se formar dentro da câmara de trabalho as quais são indesejáveis para este tipo de aplicação, pois prejudicam a ação das válvulas. Isto acontece quando:

- O amortecedor é armazenado ou transportado na horizontal antes da instalação;
- O volume de óleo diminui dentro da câmara de trabalho quando o veículo fica parado por muito tempo;
- O amortecedor resfria ao final de uma jornada, o óleo na câmara de trabalho contrai e ar é sugado através da folga existente entre a haste e a guia da haste.

Sem os cuidados adequados, uma bolsa de ar pode se formar dentro da câmara de trabalho e, particularmente durante o inverno, um barulho desagradável (knocking), conhecido como “o mal da manhã”, pode ocorrer. Os engenheiros devem garantir que o óleo que alcança o topo da câmara de trabalho não possa migrar para a câmara de compensação quando o veículo estiver parado e, adicionalmente, garantir que o fluido preencha o espaço liberado quando o óleo se contrai. A Sachs Boge resolve esse problema com o anel angular (5), mostrado na Figura 46, e vários canais “E” e “G”, dispostos em um ângulo adequado e direcionados para o exterior da guia da haste. O anel (5) cria o reservatório “R2” a partir do qual o óleo pode fluir de volta através dos dois canais “E” e “G” enquanto esfria.

Outra vantagem é que o ar eventualmente capturado no interior da câmara de trabalho pode escapar melhor. Os canais “E” e “G” são utilizados para a evacuação de tais casos, o colchão de ar se dissipa rapidamente através dos canais, como resultado da movimentação das rodas do veículo. O anel angular também impede que os jatos de óleo, que disparam a partir do canal “E” enquanto o pistão sobe, incidam diretamente no tubo externo (3) evitando a formação de espuma que prejudicaria o amortecimento.

Enquanto o pistão sobe, mais pressão se coloca acima deste, que também empurra um pouco de óleo para fora e para cima através da folga “S1” (entre haste e guia) e os cantos dos canais “E” e “G”. Esta pequena quantidade lubrifica, entre outras coisas, a haste, e é coletado no reservatório “R2” fluindo através da folga anelar “S2” (formado pelo anel (5) e o tubo externo (3)) de volta para a câmara de compensação “C”. É então em seguida resfriado no tubo (3), pela

ação do vento devido ao movimento do veículo. A folga “S1” bem como o tamanho e o número dos canais transversais “G”, no entanto, representam uma constante de passagem de óleo (bypass) e suas seções transversais devem ser consideradas ao projetar os orifícios do pistão.

Quando submetido a forças de compressão, a haste do pistão se move para dentro, deslocando certo volume de óleo e criando um excesso de pressão na câmara de trabalho “A”, ou seja, na fase de compressão o óleo também é empurrado através da abertura “S1” e os canais “E” e “G” e resfria no tubo reservatório (3) quando flui de volta.

A curva de amortecimento pode ser, conforme mostra a Figura 49, progressiva (a primeira no gráfico), linear (centro) ou digressiva (abaixo). O gráfico bolha e a curva estão diretamente relacionados. A menor área e, portanto, o menor amortecimento médio é o da curva progressiva, enquanto a maior área é o da curva digressiva. O perfil da curva de amortecimento pode ser expresso pela equação de expoente “n” (REIMPELL et al., 2001):

$$F_D = K_D v_D^n \quad (2)$$

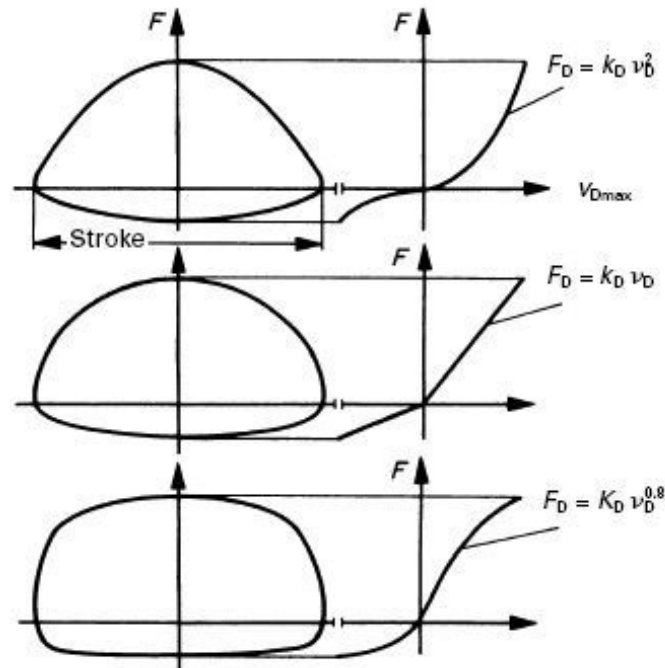


Figura 49: Curvas de Amortecimento AM Bitubular (Reimpell et al., 2001)

### 2.1.3.2.3.2 Amortecedores Bitubulares, pressurizados

O tipo mais econômico de amortecedor é o bitubular não pressurizado. Porém, dependendo do veículo ou do projeto da suspensão pode ser necessário o uso de amortecedores pressurizados (Figura 50). O aumento de custo mantém-se razoável pelo ganho em desempenho.

A pressão utilizada para estes casos varia de 4 a 8 bar e o nitrogênio geralmente é o tipo de gás utilizado. Esta característica imprime ao selo particular importância, pois o mesmo deve garantir uma vedação estanque em todas as condições de operação do amortecedor.

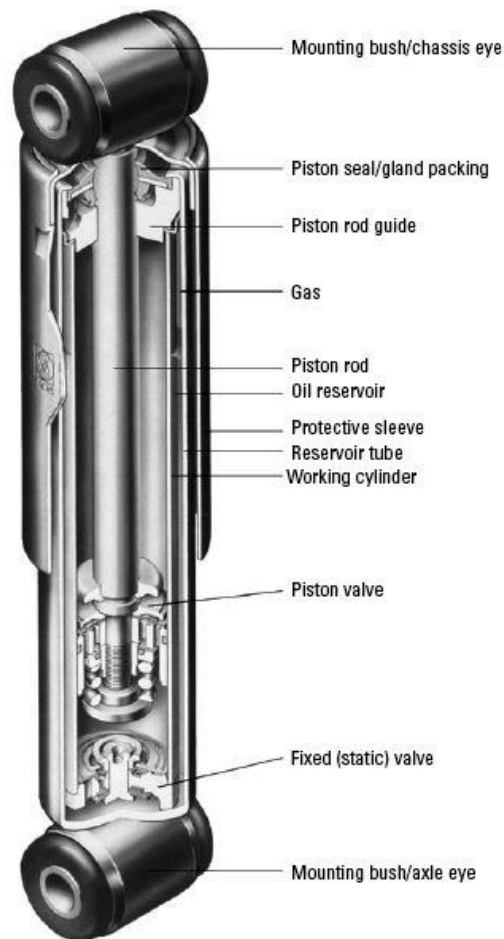


Figura 50: Amortecedor Convencional Bitubular Pressurizado (Reimpell et al., 2001)

O projeto básico, no que tange aos comprimentos e o dimensional dos amortecedores não pressurizados e dos pressurizados são iguais. Porém os amortecedores pressurizados possuem algumas vantagens, tais como (REIMPELL et al., 2001):

- Resposta da válvula mais rápida em pequenas amplitudes<sup>22</sup>;
- Melhoria no conforto da suspensão;
- Menor degradação das características originais de amortecimento sob condições extremas (por exemplo, baixa amplitude e altas frequências);
- Redução dos ruídos de fluxo;
- Menor comprimento morto se comparado aos amortecedores monotubulares devido ao gás não ficar alojado no tubo de pressão, mas entre os tubos de pressão e reservatório;
- O amortecedor continua funcional mesmo se ocorrer perda do gás.

### **2.1.3.2.3.3 Amortecedores Monotubulares, pressurizados**

O projeto, quase que exclusivamente em uso atualmente, com o pistão separador (1) (ou pistão flutuante) pode ser explicado baseado na Figura 51. No topo do amortecedor está a câmara de compensação (3) que, assim como no amortecedor bitubular, deve absorver a expansão volumétrica do óleo pelo seu aquecimento e o volume deslocado pela haste do pistão. Gás e óleo são separados pelo pistão flutuante (1) o qual isola a câmara real de trabalho.

O pistão (5) usualmente possui um diâmetro de 30, 36, 45 ou 46 mm e é fixado à haste (8). Esta carrega as válvulas (6) e (7). O pistão flutuante e a separação do óleo e do gás possibilitam a instalação do amortecedor em qualquer posição. No caso da montagem invertida, como mostra a Figura 51, o corpo do amortecedor faz parte da massa suspensa e apenas a haste do pistão contribui com o peso da massa não suspensa, melhorando a dinâmica do veículo. Este é o motivo para a montagem invertida do amortecedor (REIMPELL et al., 2001).

---

<sup>22</sup>Amplitude de deslocamento de um ponto em um sistema de vibração é o maior valor de deslocamento que o ponto alcança com relação à sua posição de equilíbrio.

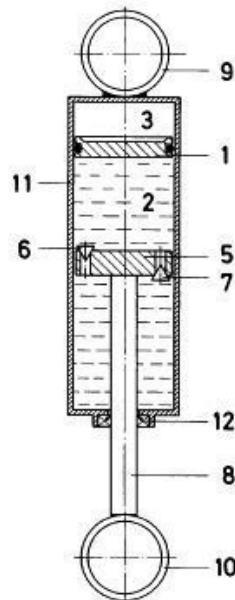


Figura 51: Amortecedor Monotubular de Alta Pressão (Reimpell et al., 2001)

Como o próprio nome diz, este amortecedor possui apenas um tubo. O amortecimento é realizado por uma válvula única (pistão) que atua tanto no sentido da tração quanto no da compressão e, por este motivo, é chamado de pistão duplo-efeito. A principal característica que possibilita a construção deste tipo de amortecedor em tubo único é a existência de uma câmara de gás ( $N_2$ ), separada do óleo por um pistão flutuante que permite a compensação da variação do volume de entrada e saída da haste dentro do amortecedor (FIORETTI e IEZZO (A), 2007).

A pressão de gás à temperatura ambiente ( $20^\circ\text{C}$ ) é em torno de 25 bar. Este valor é requerido para contrapor as forças de amortecimento na compressão. Se esta força exceder a força de oposição exercida pela pressão de gás sobre o pistão flutuante, a coluna de óleo será deslocada pela válvula de compressão. Sendo assim, para um pistão de diâmetro 36 mm, 2.8 kN são necessários, e para um pistão de diâmetro de 46 mm, 4.6 kN.

Uma desvantagem da alta pressão de gás é a força estática na haste, a qual pode variar de:

$$F_{Pi} = 190 \text{ N a } 250 \text{ N}$$

Se um veículo tem uma rigidez de mola baixa (por exemplo,  $c_f = 15 \text{ N/mm}$ ), os amortecedores sob pressão podem elevar a carroceria até:

$$s_2 = F_{Pi}/c_f = 250/15 = 17 \text{ mm}$$

Quando o veículo está rodando, os amortecedores aquecem e, a uma temperatura de  $100^\circ\text{C}$ , a força estática e a elevação da carroceria aumentam até:

$$F_{Pi} = 450 \text{ N e } s_2 = 30 \text{ mm}$$

Se os amortecedores monotubulares de alta pressão são equipamentos originais do carro, esta característica já é levada em consideração pela montadora. Se o proprietário troca o amortecedor bitubular por um monotubular de alta pressão é recomendado que molas mais curtas sejam utilizadas.

O amortecedor monotubular de alta pressão tem uma série de vantagens sobre o amortecedor bitubular:

- Boa refrigeração, devido ao contato direto do tubo de trabalho com o ar;
- Um maior diâmetro do pistão é possível com o mesmo diâmetro externo de tubo (por exemplo, 36 mm em vez de 27 mm), reduzindo as pressões de funcionamento e possibilitando a obtenção de curvas de amortecimento extremamente digressivas (Figura 52);
- A válvula de compressão (7) assenta no pistão (5) e é comprimida por toda a coluna de óleo;
- O nível de óleo não cai enquanto esfria, por isso não ocorre “o mal da manhã” (ver secção 2.1.3.2.3.1);
- Devido à coluna de óleo pressurizada, o óleo não espuma, resultando em bom amortecimento mesmo em pequenas vibrações de alta frequência;
- Como há um pistão separador, a posição de instalação não é restrita.

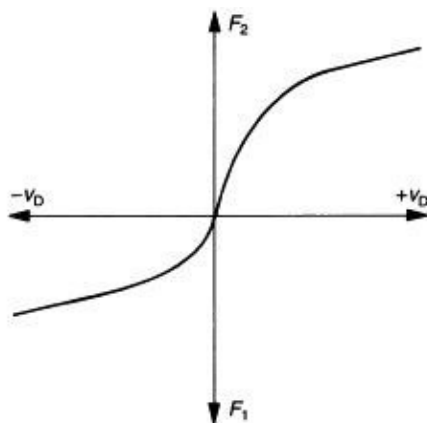


Figura 52: Curva Digressiva, AM Monotubular (Reimpell et al., 2001)

As desvantagens são o elevado grau de precisão de fabricação e o selo duplo (posições (6) e (7) da Figura 53) que levam a custos mais elevados. Além disso, a exigência de maior espaço pode aumentar em mais de 100 mm o comprimento do seu curso.

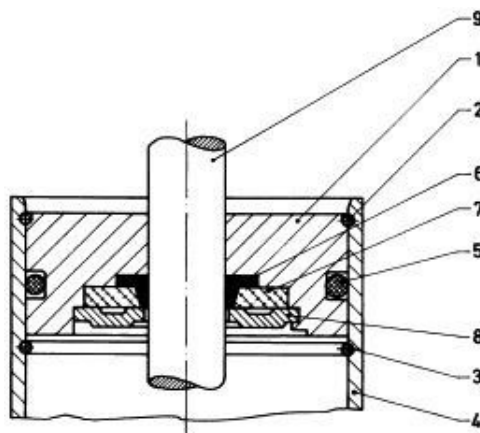


Figura 53: Detalhe da Guia da Haste e Vedação (Reimpell et al., 2001)

Como resultado da alta pressão na câmara de trabalho (25 a 30 bar), as forças que atuam sobre os selos são maiores, o que resulta em atrito indesejável que reduz as propriedades de resposta dos amortecedores (REIMPELL et al., 2001).

#### **2.1.3.2.3.4 Amortecedores Monotubulares, não pressurizados**

Amortecedores monotubulares não pressurizados geralmente possuem um pistão de diâmetro 20 ou 22 mm, e uma haste de diâmetro 8 ou 9 mm em sendo assim absorvem correspondentemente forças mais baixas. Eles são usados como:

- Absorvedores de vibração de motores;
- Amortecedores de banco;
- Amortecedores de direção.

Os dois primeiros tipos são instalados na vertical e só é necessário instalar uma válvula de compressão ao em vez do pistão separador. Como no sistema bitubular, isso garante a contra pressão necessária quando a haste do pistão entra. A câmara de compensação está acima da câmara de trabalho e é completa até cerca de sua metade com óleo e ar, os dois elementos podem se misturar já que não há separação, o que é comum em amortecedores de motor.

Amortecedores de direção não devem ter qualquer força de extensão na haste, caso contrário, o volante seria tensionado no sentido de compressão e puxado para um lado. Os amortecedores são montados na posição horizontal, de modo que apenas amortecedores monotubulares não pressurizados (onde o óleo e o ar são separados) podem ser utilizados.

A Figura 54 mostra a seção transversal de um amortecedor de direção típico utilizado em carros de passageiros e vans, onde a sua câmara de equalização é constituída de um tubo elastomérico (1) e a porção superior (8) acima da câmara de trabalho. Neste caso específico o pistão (10) possui diâmetro de 20,0 mm e a haste 8,0 mm. A fabricação é Stabilus (REIMPELL et al., 2001).



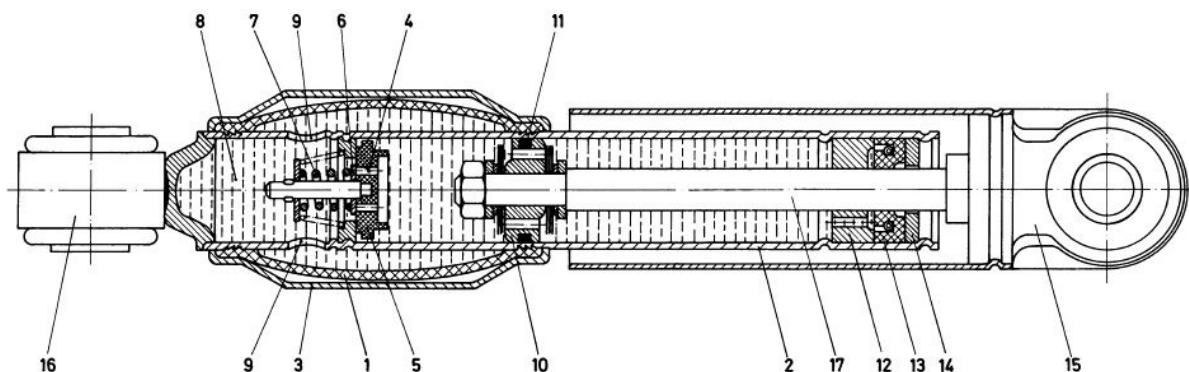


Figura 54: Amortecedor de Direção em Corte (Reimpell et al., 2001)

### 2.1.3.2.3.5 Amortecedores Estruturais McPherson

O amortecedor estrutural McPherson sustenta e controla as rodas do veículo. A haste, que é reforçada para 18 mm até 25 mm de diâmetro em veículos de passageiros (e até 28 mm para veículos comerciais leves), absorve forças longitudinais e forças laterais e substitui o link superior da suspensão, incluindo os seus três embuchamentos. Os tipos de projeto são divididos em dois grupos:

- Aqueles com o montante da direção firmemente fixado ao tubo reservatório (Figura 55);
- Aqueles com suportes aparafusados ao montante da direção (Figura 56).

E, em termos do amortecedor em si:

- Aqueles cujo próprio amortecedor é parte da estrutura (Figura 56);
- Tipo cartucho, na qual o amortecedor é inserido no tubo estrutural e aparafusado (Figura 57, itens (2) e (3)).

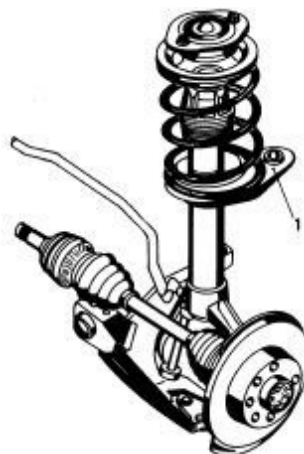


Figura 55: Amortecedor Estrutural McPherson I (Reimpell et al., 2001)

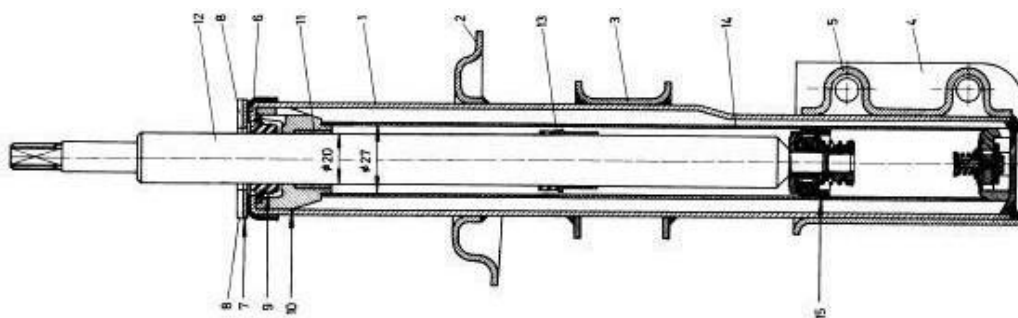


Figura 56: Amortecedor Estrutural McPherson II (Reimpell et al., 2001)

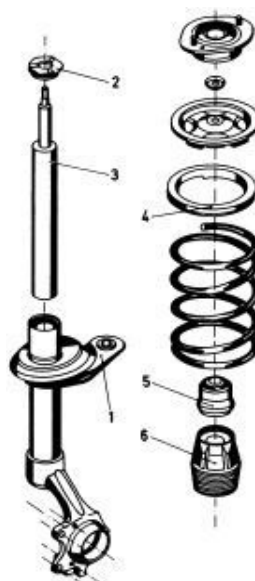


Figura 57: Amortecedor Estrutural McPherson III (Reimpell et al., 2001)

A decisão em favor de uma das soluções é, sobretudo, uma questão de preferência do fabricante, a menos que o tubo externo deva ser incluído para transferir os esforços da direção, ou seja, se os braços de direção forem fixos a ele é algo a ser levado em consideração nessa escolha (adaptado de REIMPELL et al., 2001).

### 2.1.3.2.3.6 Amortecedores Niveladores de Altura

Um problema comum nos veículos é que a variação de carga é uma fração significativa do seu peso total, talvez 40%, principalmente para carros pequenos. Essa variação faz com que a suspensão varie de desempenho com a condição de carga. Muitos esforços têm sido feitos para superar isto. O fator fundamental é a altura do veículo em relação ao solo, a qual varia em especial na traseira. O amortecedor telescópico oferece evidente possibilidade de fazer ajustes de compensação para restaurar a altura do veículo por simples pressurização. As Figuras 58 e 59 ilustram alguns esforços nesse sentido. O funcionamento de um amortecedor nivelador de altura pode ser muito lento agindo sem detrimento do seu objetivo de nivelamento, por isso a bomba pode ser de potência bem baixa.

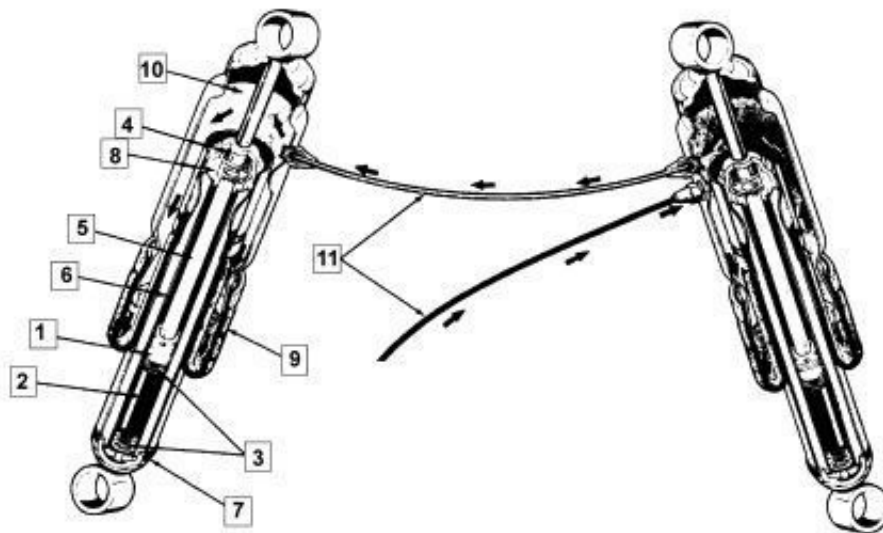


Figura 58: Amortecedor Nivelador de Altura com Mola Pneumática Integrada (Dixon, 2007)

É possível ainda usar a ação do amortecedor em movimento como bomba do próprio amortecedor para que o mesmo eleve a altura do veículo até o seu padrão médio de utilização (DIXON, 2007). Este tipo de sistema é conhecido como “sistema automático de controle de altura com função de mola e amortecimento”. Tal sistema foi concebido pela empresa Sachs Boge e é encontrado no mercado com o nome de Nivomat (Figura 59).

O controle de nível com o Nivomat geralmente é realizado no eixo traseiro e pode ser feito apenas durante a condução do veículo, porque a bomba interna é operada pelos movimentos relativos entre o corpo e o eixo causados pelas irregularidades da estrada. A bomba Nivomat é operada pela haste. Quando a haste é movida para fora, a câmara da bomba é expandida. O óleo é sugado do reservatório de baixa pressão para a câmara da bomba através do tubo de sucção, pela haste de bomba oca e pela abertura da válvula de admissão. Quando a haste é movida para dentro, a câmara da bomba é diminuída, a válvula de admissão fecha e a válvula de saída é aberta. O óleo é pressionado para dentro da câmara de trabalho entre o lado exterior da luva de controle e o lado interior da haste. Ao mesmo tempo, o óleo é deslocado para o acumulador de alta pressão através do lado aberto do tubo cilíndrico. A câmara de gás de alta pressão é comprimida cada vez mais durante o bombeamento. Ao aproximar-se o nível do veículo pretendido, uma ranhura em espiral, situado na haste bomba e até que a mesma seja coberta pela luva de controle, é aberta. O canal aberto forma uma passagem em "bypass" entre a câmara da bomba e o acumulador de alta pressão. Portanto, o óleo não é mais sugado da câmara de baixa pressão, ele apenas move-se entre a câmara da bomba e da câmara de trabalho (EULENBACH, 2000).

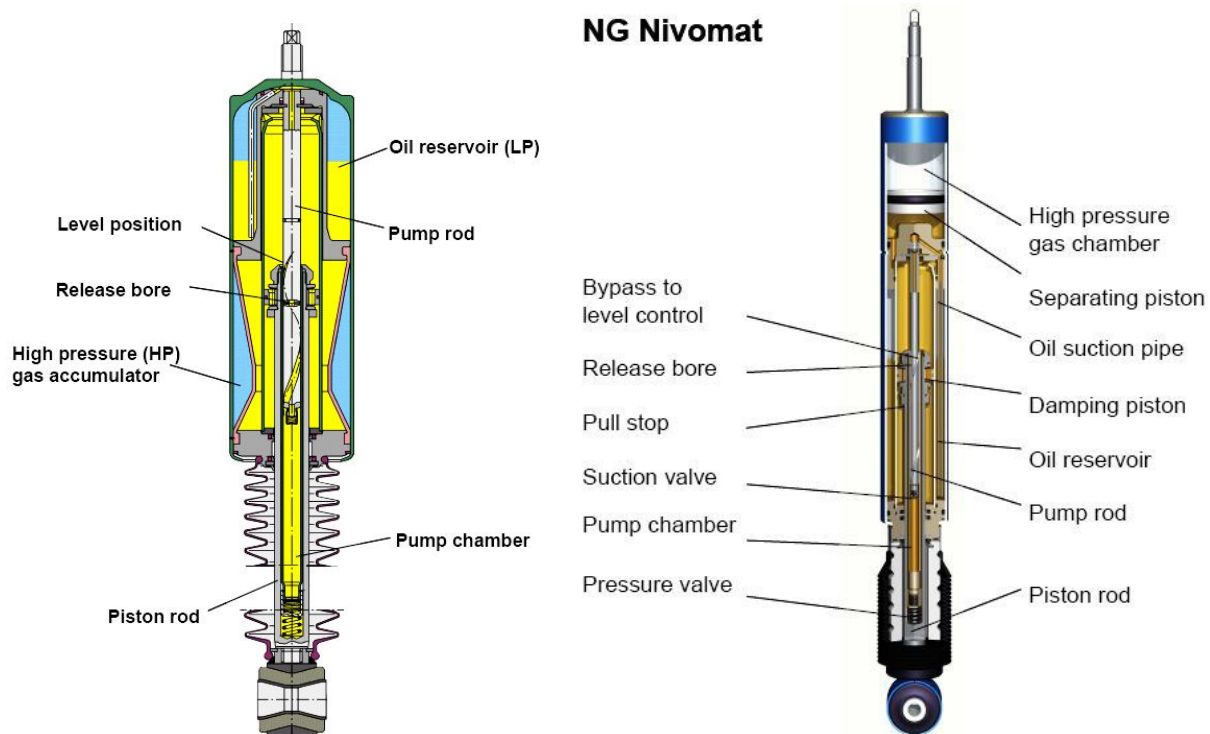


Figura 59: Amortecedor Nivomat Sachs Boge (Eulenbach, 2000)

#### 2.1.3.2.3.7 Amortecedores Dependentes da Posição

A Figura 60 apresenta um amortecedor com canais conformados longitudinalmente no tubo de pressão. Esses canais produzem um fluxo contínuo de óleo em by-pass ao redor do pistão do amortecedor no estado normal do veículo, o que corresponde à condução em condições com uma baixa carga transportada e um pequeno ângulo de rolagem e, portanto, resultando em forças de amortecimento mais baixas, ou seja, um maior conforto. Afora a situação normal de condução do veículo, com uma alta carga transportada e uma grande movimentação da suspensão, esta abertura em by-pass não está disponível, pois o pistão trabalhará em uma porção do tubo de pressão fora da região dos canais longitudinais, ou seja, a força de amortecimento aumenta. Ademais da seção transversal e do comprimento e posição dos canais em by-pass, o amortecedor pode ser feito para atender a requisitos individuais do veículo no que se refere ao conforto e os requisitos de segurança (Figura 61) (adaptado de REIMPELL et al., 2001).

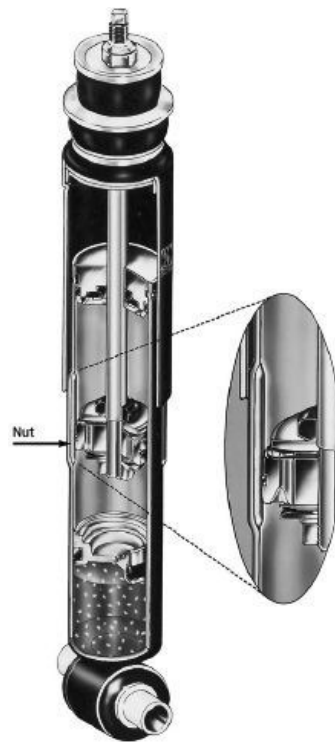


Figura 60: Amortecedor Dependente da Posição (Reimpell et al., 2001)

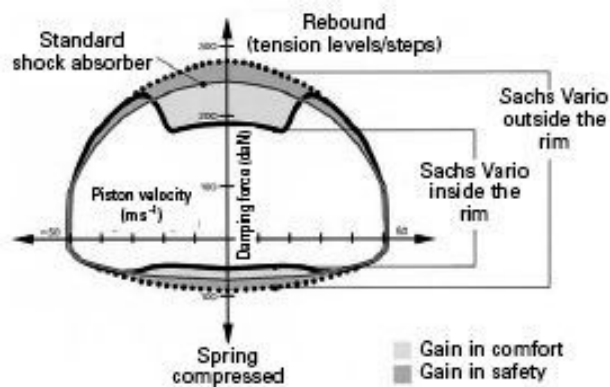


Figura 61: Curva FxD, Amortecedor Dependente da Posição Sachs (Reimpell et al., 2001)

### 2.1.3.2.3.8 Amortecedores com Forças Variáveis

Os amortecedores e os estruturais McPherson descritos nas seções anteriores possuem uma curva de amortecimento fixa em toda a gama de funcionamento que depende apenas da velocidade do pistão. A curva é determinada pela montadora para um determinado tipo

de veículo e condições de carga, geralmente duas pessoas e 75 kg de bagagem no caso de veículos de passageiros. Esta característica representa um compromisso entre o conforto de condução e a segurança de rodagem, ou seja, absorção suave ou rígida das vibrações. No entanto, condições específicas de carga e diferentes situações de condução idealmente exigem uma característica de amortecimento especificamente orientada para tal.

Praticamente qualquer ajuste da característica de amortecimento é possível ser obtida com o amortecedor de forças continuamente reguláveis mostrado na Figura 62, conforme as condições de condução e carga. Como uma quantidade de sinais de entrada para o controle da válvula proporcional eletricamente operada, tem-se: a velocidade do veículo, a aceleração lateral, a aceleração da carroceria à frente/atrás, a desaceleração, acionamento do acelerador e do freio, bem como o ângulo de esterçamento. Somando-se a todos os sinais aquisitados do veículo, a influência dos obstáculos na movimentação da suspensão também é utilizada para a caracterização do ajuste e controle do amortecimento, através de sensores e acelerômetros adequadamente montados no corpo do veículo e amortecedores. Dessa forma a adaptação da curva de amortecimento ocorre (Figura 63).

Na Figura 62, o pistão (2) atua como uma válvula de retenção durante a tração, de modo que boa parte do óleo na câmara superior (4) é deslocado e dirigido por aberturas (5) e pelo tubo intermediário (6) através da válvula proporcional solenóide (1) para a câmara de compensação pressurizada de gás (7). Como a válvula de base (3) restringe a vazão durante a compressão, parte do óleo deslocado pelo volume da haste do pistão também deve fluir ao longo da válvula solenóide durante a compressão. Amortecimento de compressão e tração é em grande parte assegurado por esta válvula solenóide (adaptado de REIMPELL et al., 2001).

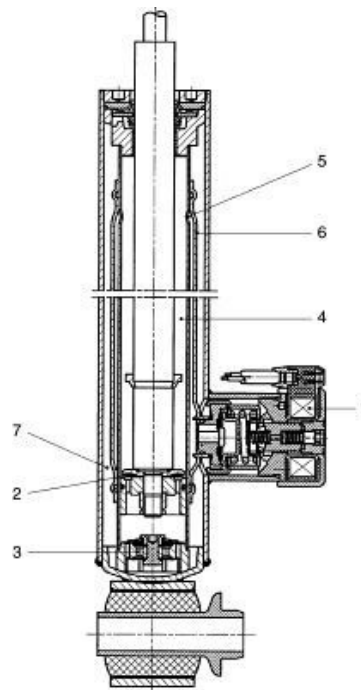


Figura 62: Amortecedor com Forças Continuamente Varáveis (Reimpell et al., 2001)

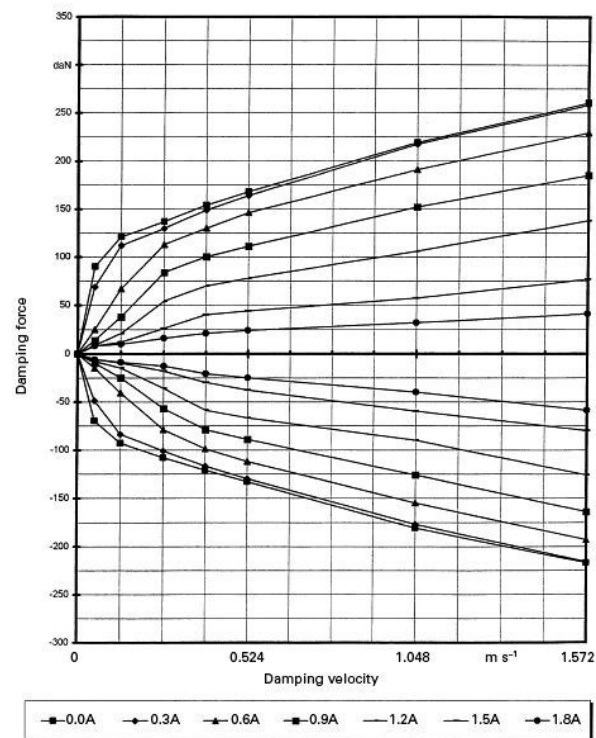


Figura 63: Curva de Amortecimento Característica para Amortecedores Continuamente Variáveis (Reimpell et al., 2001)



### 2.1.3.2.3.9 Amortecedores com Válvula Sensível à Aceleração (Válvula Inercial)

A Figura 64 mostra uma válvula inercial proposta por Speckhart e Harrison (1968). Nesse sistema, a área do orifício de passagem de óleo depende da posição da válvula, que é comandada pela aceleração do pistão. A parte superior do pistão é fixada à haste, apenas a parte inferior pode se mover de forma independente. Quando a haste e o pistão, ligados à roda, são subitamente deslocados para cima pela passagem do veículo sobre um obstáculo na superfície de rodagem, o sistema inercial massa-mola na seção inferior do pistão é deixado para trás pela inércia, abrindo a porta de derivação para atenuar a força de amortecimento. A força de amortecimento é, portanto, sensível à aceleração do pistão.

O sub-pistão flutuante tem uma massa  $m_F$ . A pré-carga da mola é  $F_P$ . A válvula é projetada de modo que um diferencial de pressão do fluido através da válvula não afete a posição do pistão livre, caso contrário, a mola deveria ser muito rígida e a massa do pistão flutuante muito grande. O pistão flutuante começará a se mover quando  $A_P \cdot m_F = F_P$ .

Onde:

$A_P$  = aceleração do pistão

$m_F$  = massa do pistão

$F_P$  = pré-carga da mola

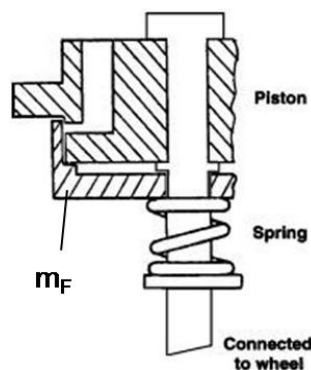


Figura 64: Válvula Inercial, modificado de Speckhart e Harrison, 1968 (Dixon, 2007)

O projeto, conforme mostrado acima pode não ser muito prático para os amortecedores usuais. Um ajuste preciso é necessário entre os pistões para garantir uma boa vedação em acelerações baixas, por isso o alinhamento é crítico. Além disso, a haste deve ser fixada à roda, enquanto que na maioria dos casos a haste é fixada à carroceria do veículo, no entanto este problema seria resolvido com a aplicação de amortecedores monotubulares. Porém, ainda assim, a aplicação em suspensões tipo McPherson seria um fator bastante restritivo à sua utilização (adaptado de DIXON, 2007).

### **2.1.3.2.3.10 Amortecedores com Válvula Sensível à Frequência**

Alguns amortecedores têm sido divulgados como tendo uma característica de força sensível frequência, mas não é imediatamente óbvio o que isso quer dizer. Em um determinado curso, a sensibilidade à frequência seria apenas a sensibilidade à velocidade - em outras palavras, um amortecedor normal. Numa dada amplitude de velocidade, sensibilidade à frequência implicaria em dependência da força sobre o curso, e seria melhor chamado de sensibilidade ao curso.

Em um teste de laboratório, a frequência é bem definida, e geralmente constante. O padrão do movimento é conhecido, e também o movimento que está por vir. Na estrada, o movimento do amortecedor é semi-aleatório, dominado pela ressonância do corpo e pela movimentação da roda, e não é evidente qual frequência deve ser atribuída ao movimento em qualquer instante, dado apenas o padrão do movimento. Portanto, não está exatamente claro o que é a frequência “f”, como a variável “f” se destina a afetar a resistência da válvula, e como isso poderia ser expresso em uma execução prática (DIXON, 2007).

### **2.1.3.2.3.11 Amortecedores com Válvula Sensível ao Curso**

Uma válvula sensível ao curso é aquela cuja variação de pressão aumenta com o deslocamento físico, mesmo que isso ocorra a uma taxa de fluxo de óleo constante. A principal proposta deste conceito é proporcionar uma melhor combinação de conforto e dirigibilidade, pelo aumento da força de amortecimento para grandes deslocamentos da carroceria tais como entrada

em curva e altas amplitudes em “bounce<sup>23</sup>” (sobe e desce da suspensão), e para os movimentos bruscos da suspensão, permitindo simultaneamente menores forças de amortecimento na movimentação normal da suspensão e em pequenos obstáculos à alta frequência. O mesmo efeito não-linear ocorre com o uso de buchas de borracha em série com o amortecedor, mas em uma proporção menor do curso. Além disso, a dependência do curso poderia ser indiretamente alcançada pelo método da dependência da posição, por exemplo, de uma haste obturadora na redução de um orifício, ou canais de desvio no pistão, ou por um êmbolo que poderia deslizar sobre a haste.

Este tipo de montagem supõe a aplicação de válvulas de controle de amortecimento passivo relativamente mais complexas do que aquelas utilizadas em amortecedores convencionais, com válvulas sensíveis à velocidade. No entanto, o ganho obtido no relativo desacoplamento da velocidade de acionamento com a força de amortecimento não é maior do que a resposta dos amortecedores que se utilizam de válvulas com controle eletrônico ativo, sensoriamento e lógica de processamento, mas é, sem dúvida, uma maneira de aperfeiçoar o desempenho de amortecedores passivos com uma excelente relação custo-benefício.

Fukushima et al. (1983, 1984) preconizava o uso do amortecimento sensível ao curso, e propôs uma válvula de vórtice para alcançá-lo, com um protótipo funcional de sucesso. A Figura 65(a) mostra a relação da característica de amortecimento com a válvula de vórtice, enquanto (b) mostra a geometria da válvula, e (c) a estrutura do amortecedor com pistão vórtice e a válvula de base. A parte (d) mostra a característica do amortecedor efetivamente alcançada. A idéia básica é que para pequenos deslocamentos o caráter de vórtice da câmara é inoperante, e a resistência é dada simplesmente pela soma dos orifícios de entrada e saída. Para cursos longos, o vórtice pode ocorrer, e há uma resistência à pressão centrífuga, que pode ser analisada como a de um vórtice livre. O incremento do curso do vórtice pode ser ajustado pelo volume da câmara.

---

<sup>23</sup> Bounce ou Heave é a componente translacional da vibração da massa suspensa do veículo na direção do eixo Z.

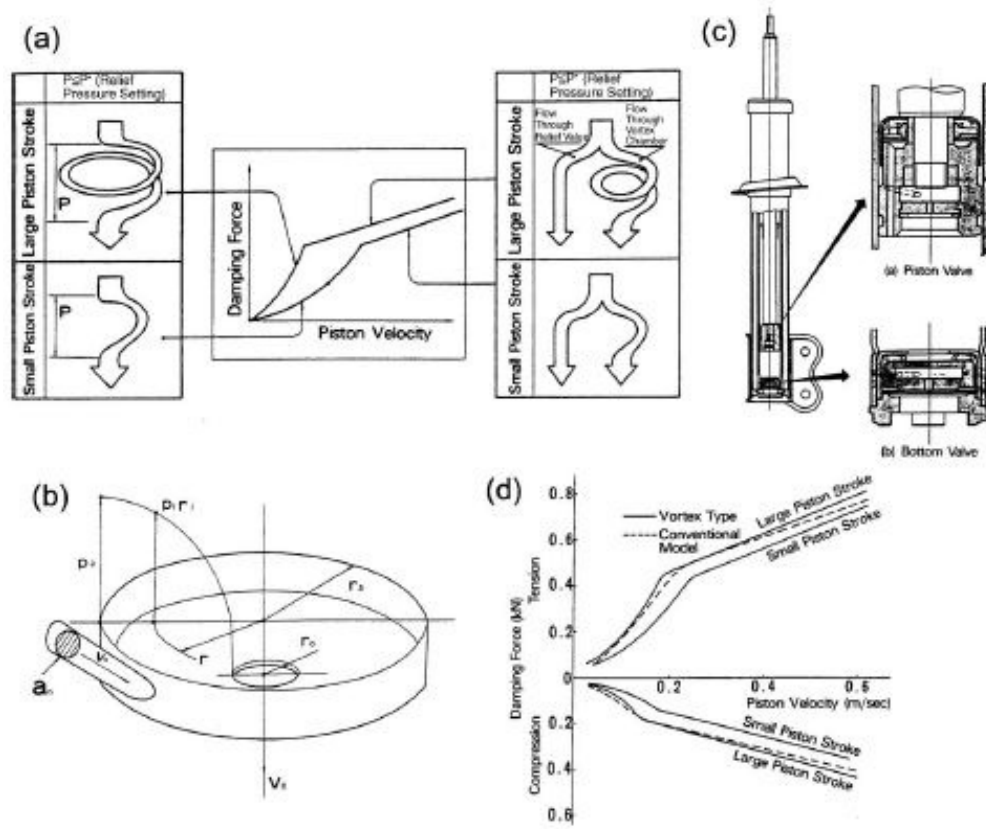


Figura 65: Válvula Vórtice para Amortecedor Sensível ao Deslocamento (Dixon, 2007)

A Figura 66 mostra mais uma vez a ação do vórtice, com o fluxo de óleo quase que fluindo diretamente pelo furo central para pequenos deslocamentos, mas formando um vórtice completo para cursos longos. O vórtice é basicamente do tipo livre, embora a viscosidade seja um fator significativo. A parte (a) mostra o fluxo de óleo radial para pequenos deslocamentos, enquanto em (b) é mostrado o fluxo em espiral no caso de curso de abertura da suspensão longo. O gradiente da pressão centrífuga gerada no vórtice é:

$$\frac{dP}{dR} = \frac{\rho V_t^2}{R} \quad (3)$$

Onde:

P = pressão

R = raio do vórtice

$\rho$  = viscosidade

$V_t$  = velocidade tangencial

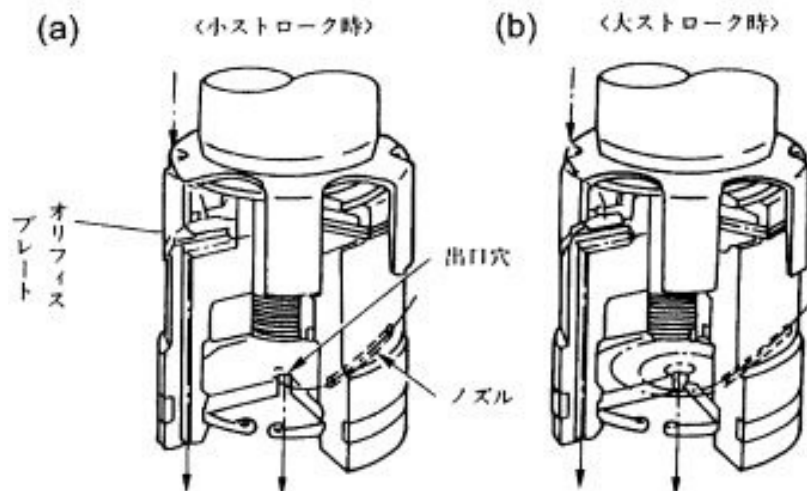


Figura 66: Detalhe da Válvula Vórtice para AM Sensível ao Curso (Dixon, 2007)

A perda de carga total no vórtice é facilmente encontrada pela integração ao longo do raio. A aplicação da equação de Bernoulli, com os coeficientes de descarga do bocal de admissão e do orifício de saída, e a perda de carga através do vórtice livre, quando presente, relaciona a vazão com a pressão. O tamanho do orifício de saída deve ser pequeno para gerar o maior vórtice de pressão possível porque muito do efeito ocorre próximo ao centro, mas em contrapartida é desejável fazê-lo grande para manter o vórtice de perda de carga de pequenos deslocamentos baixo. Otimizar a relação de pressões de vórtice ativo / vórtice inativo dá uma quadrática em  $(R_O/R_N)^2$ , onde  $R_O$  é o diâmetro de saída e  $R_N$  é o diâmetro do bocal de entrada, dependente do diâmetro da câmara de vórtice e dos coeficientes de descarga. Para valores práticos, o melhor  $R_O$  é próximo do valor de  $R_N$ , e a razão teórica de resistência, incluindo os coeficientes de descarga reais, mas excluindo-se os efeitos viscosos na câmara, pode ser bastante elevado. Um fator de valor igual a 4 daria excelentes resultados, embora o protótipo original de Fukushima possuía uma razão consideravelmente menor e em cerca de 1.4, mas ainda mostrando resultados favoráveis nos testes em veículo.

A constante de tempo, ou curso constante, é importante. O vórtice irá se desenvolver ao longo de um curso capaz de fornecer óleo suficiente para encher a câmara vórtice. Normalmente o diâmetro da câmara será quase tão grande quanto ao do pistão, então o desenvolvimento do vórtice irá ocorrer ao longo de um curso mais ou menos igual ao comprimento axial da câmara. A

câmara original de Fukushima era curta, apenas cerca de 0,15 vezes o diâmetro do pistão, e também menor em diâmetro do que o pistão, assim um efeito maior poderia ser obtido do que fora atingido nos testes originais, se desejável.

Talvez a maneira mais simples de obter o mesmo efeito que uma válvula vórtice é ter um pistão flutuante secundário, como na Figura 67. Para pequenos cursos o pistão pode se mover, e há um fluxo livre efetivo através dos dois orifícios, dentro e fora da câmara, em paralelo com a válvula principal. Para cursos longos, o pistão secundário chega ao fim do seu movimento livre e fecha um dos orifícios. Este é o princípio do amortecedor DampMatic da Bilstein, que inclui coxins elastoméricos de impacto sobre o pistão. Outra possibilidade seria a de dar ao pistão alguma tendência à localização central através de molas.

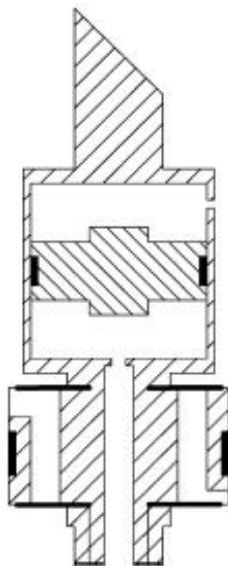


Figura 67: Válvula para AM Sensível ao Curso com Pistão Flutuante Auxiliar (Dixon, 2007)

As chamadas válvulas FSD (Frequency Selective Damping) são na verdade válvulas sensíveis ao curso, segundo a definição acima (Figura 68). Há uma válvula “FSD” (3) extra em paralelo com a válvula de pistão principal (1). A parte extra abre facilmente em cursos pequenos, amenizando a força de amortecimento, mas com a extensão do curso a pressão é transmitida para a parte traseira da válvula, forçando-a a fechar firmemente, eliminando o efeito do desvio (adaptado de DIXON, 2007).

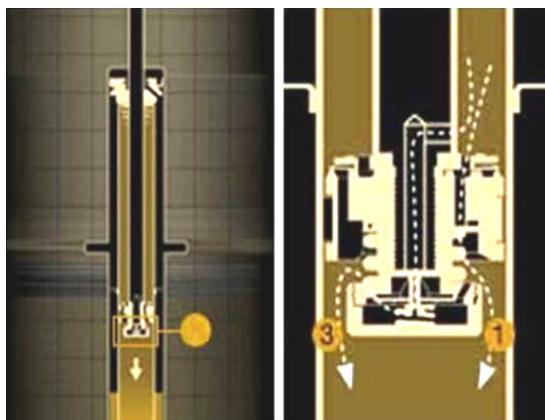


Figura 68: Válvula FSD (Frequency Selective Damping) (Koni.com, ac. Abr, 2010)

## 2.2 Cinemática e Elastocinemática

Cinemática (ou geometria da suspensão ou esterçamento, segundo a norma DIN) descreve o movimento causado nas rodas durante o curso vertical da suspensão e o esterçamento, enquanto a elastocinemática define as alterações na posição das rodas causadas pelas forças e momentos devido ao contato dos pneus com a superfície de rodagem. As mudanças são o resultado da elasticidade dos componentes da suspensão. As coordenadas de direção e as fórmulas cinemáticas estão previstas nas normas alemãs DIN 70000 e DIN 74250, bem como nas normas internacionais ISO 4130 e ISO 8855.

Para garantir o requerido contato pneu/solo e a estabilidade direcional e para evitar o desgaste excessivo dos pneus, os fabricantes de automóveis especificam certas configurações, incluindo as tolerâncias admissíveis para os eixos dianteiros de todos os modelos de veículos e para os eixos traseiros, desde que estes não sejam eixos rígidos motrizes. A convergência (Toe-in) pode ser definida através de tirantes ou discos excêntricos e o câmbio e o ângulo de cáster podem ser também ajustados em alguns veículos. Os demais dados das montadoras para a

inclinação e deslocamento do pino mestre, deslocamento do cáster<sup>24</sup> e ângulo diferencial de convergência são dados de projeto os quais não são fáceis de medir e são realmente utilizados apenas para verificar o estado técnico de conservação de um veículo que tenha sido danificado em um acidente ou tenha atingido uma determinada idade (REIMPELL et al., 2001).

### 2.2.1 Distância entre Eixos (Wheelbase)

A distância entre eixos, medida a partir do centro do eixo dianteiro para o centro do eixo traseiro, é uma variável importante nas propriedades de conforto e dirigibilidade dos veículos. Uma longa distância entre eixos em relação ao comprimento total do veículo torna possível acomodar os passageiros com facilidade entre os eixos e reduz a influência da carga transportada sobre a distribuição de carga por eixo. A pouca projeção da carga sobre a frente e a traseira do veículo reduz a tendência às oscilações de pitch<sup>25</sup> (arfagem) tornando possível a aplicação de molas de menor rigidez, normalmente associadas a um alto nível de conforto. Em contra partida, a curta distância entre eixos facilita manobras em curvas e propicia um menor espaço percorrido em círculo para uma mesma entrada de angular de direção (REIMPELL et al., 2001).

### 2.2.2 Bitola (Track)

O tamanho da bitola na dianteira “ $b_f$ ” e na traseira “ $b_r$ ” (Figura 69) tem uma influência decisiva no comportamento do veículo em curvas e na sua tendência à rolagem (body roll). Esta deve ser tão grande quanto possível, mas não pode ultrapassar um determinado valor em relação à largura do veículo. Por exemplo, para o eixo dianteiro, quando comprimido e totalmente esterçado, as rodas não podem interferir com a caixa de roda e, sobre o eixo motriz (independentemente se tração dianteira, traseira ou integral), deve haver espaço suficiente para a

---

<sup>24</sup> Deslocamento do Cáster (Caster Offset) é a distância em elevação lateral entre o prolongamento do eixo de direção e o centro de contato do pneu com o solo.

<sup>25</sup> Pitch é a componente angular da vibração da massa suspensa em torno do eixo y.



instalação de correntes para neve. Quando as rodas comprimem ou estendem totalmente, estas não devem entrar em contato com qualquer parte do chassi ou carroceria .

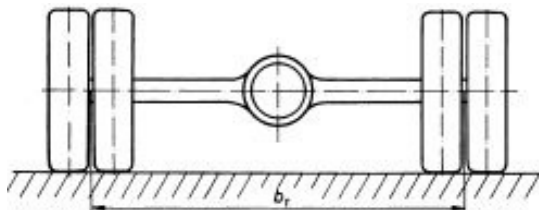


Figura 69: Bitola (Reimpell et al., 2001)

Quando as rodas se movimentam em tração e em compressão as alterações da bitola, em quase todas as suspensões de rodas independentes, podem ocorrer devido à fatores funcionais ou indesejáveis, caso um centro de rolagem alto seja requerido. No entanto, a alteração da bitola faz com que o pneu escorregue (Figura 70) e, no plano das seções transversais em particular, devido às forças laterais, causa maior resistência ao rolamento e uma deterioração da estabilidade direcional do veículo (REIMPELL et al., 2001).

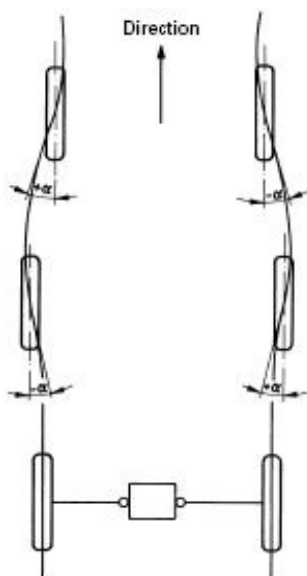


Figura 70: Alteração da Bitola (Reimpell et al., 2001)

### 2.2.3 Convergência / Divergência (Toe-in / Toe-out)

Quando um par de rodas é ajustado de modo que suas bordas à frente do veículo apontam uma para a outra, o par de rodas é dito ser convergente. Se ao contrário, as bordas se afastam uma da outra, o par é dito ser divergente. Configurações de convergência e divergência para a roda dianteira de um veículo são ilustradas na Figura 71.

Sua quantidade pode ser expressa em graus pelo ângulo não paralelo das rodas. No entanto, é mais comum expressar a convergência e a divergência como a diferença entre a largura da bitola, medida à frente da borda de rodagem dos pneus. Seu ajuste afeta três principais características: o desgaste dos pneus, a estabilidade em linha reta e a dirigibilidade na entrada de curvas.

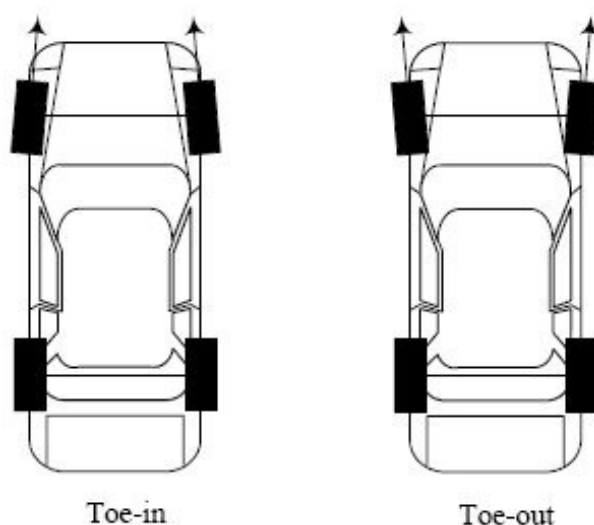


Figura 71: Convergência e Divergência (Jazar, 2008)

Para o mínimo desgaste dos pneus e perda de potência, as rodas devem apontar diretamente para frente quando o carro está movendo-se em linha reta. Convergência excessiva causa o desgaste acelerado nas bordas externas dos pneus, enquanto o excesso de divergência desgasta as bordas internas.

A convergência aumenta a estabilidade direcional do veículo, e a divergência melhora a resposta da direção. Consequentemente, a convergência torna a direção lenta, enquanto que a divergência faz com que o veículo se torne instável.

Para suspensões independentes nas quatro rodas, o alinhamento pode ser definido também na parte traseira do carro. Os ajustes na traseira têm o mesmo efeito no desgaste, estabilidade direcional, e reposta em curvas, como na dianteira. Entretanto, geralmente não se configura um carro de corrida com tração traseira de forma divergente na traseira, devido à instabilidade excessiva.

Quando o torque motriz é aplicado às rodas, elas puxam a si mesmas para frente e tendem a criar convergência. Além disso, um eixo não motriz sob o efeito trativo, ou em frenagem, tende a divergir (JAZAR, 2008).

Exemplos do efeito do alinhamento nos eixos dianteiros e traseiros (JAZAR, 2008):

- Dianteiro, convergência: resposta da direção mais lenta, maior estabilidade em linha reta, maior desgaste nas bordas externas dos pneus;
- Dianteiro, neutro: resposta média da direção, mínima perda de potência, mínimo desgaste dos pneus;
- Dianteiro, divergência: resposta da direção mais rápida, menor estabilidade em linha reta, maior desgaste nas bordas internas dos pneus;
- Traseiro, convergência: estabilidade em linha reta, maior tração em curvas, maior dirigibilidade, maior velocidade máxima.

## **2.2.4 Cáster**

Cáster é o ângulo em que o eixo pivô de direção se inclina para frente ou para trás em relação ao eixo vertical, visto lateralmente (Figura 72).

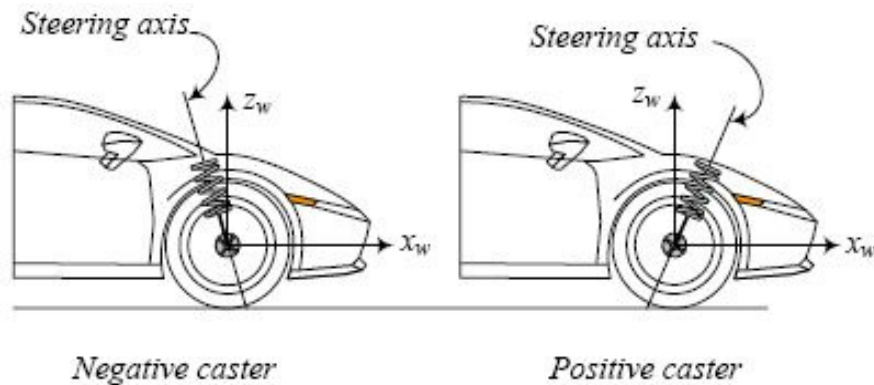


Figura 72: Cáster (Jazar, 2008)

O câster negativo ajuda a centralizar novamente o volante após uma curva fazendo os pneus dianteiros alinharem mais rapidamente. A maioria dos carros de rua são fabricados com 4 a 6 graus de câster negativo. O câster negativo tende a endireitar a roda quando o veículo se desloca para frente, e assim é usado para melhorar a estabilidade em linha reta (JAZAR, 2008).

Um exemplo clássico de câster negativo encontra-se nas rodas dianteiras de um carrinho de supermercado. Conforme mostra a Figura 73, a projeção do seu eixo dianteiro encontra o solo no ponto “K”, à frente do ponto de contato do pneu com o solo “W”. Quando o carro é deslocado para frente, o eixo de direção puxa a roda, e devido ao arrasto no contato com o solo, ela se alinha diretamente atrás do eixo de direção. A força que faz com que a roda siga o eixo de direção é proporcional à distância “ $r_{t,k}$ ” entre o ponto “K” relativo ao eixo de direção e o ponto de contato do pneu com o solo “W”.

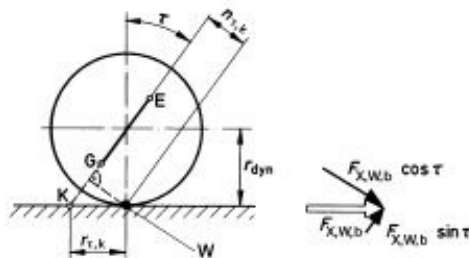


Figura 73: Cáster, Pontos de Projeção (Reimpell et al., 2001)

Enquanto maiores ângulos de cáster melhoram a estabilidade em linha reta, eles causam também um aumento no esforço de esterçamento da direção (adaptado de JAZAR, 2008 e REIMPELL et al., 2001).

Exemplos da influência do cáster no eixo dianteiro (JAZAR, 2008):

- Cáster Zero: fácil esterçamento em curvas, baixo esterçamento fora das curvas, baixa estabilidade em linha reta.
- Cáster Negativo: baixo esterçamento em curvas, fácil esterçamento fora das curvas, maior estabilidade em linha reta, boa área de contato dos pneus com o solo em curva, boa resposta em curva, boa estabilidade direcional, boa sensibilidade do volante.
- Cáster Positivo: quando a roda gira em torno do eixo de direção, a alteração do câmbor é multiplicada. Esta alteração é geralmente favorável em curvas.

### 2.2.5 Câmbor

Conforme a norma DIN 70000, câmbor é o ângulo formado pelo plano central da roda e uma linha vertical relativa ao plano da superfície de rodagem, visto de frente ou de trás do carro. A Figura 74 ilustra o câmbor para uma das rodas de um veículo. Se a roda se inclina para o chassi, ele é chamado de câmbor negativo e se inclina para longe do carro, ele é chamado de câmbor positivo (adaptado de JAZAR, 2008 e REIMPELL et al., 2001).

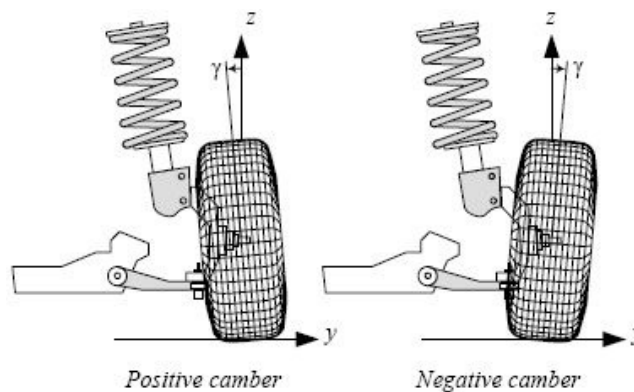


Figura 74: Câmbor (Jazar, 2008)

A força em curva que um pneu pode desenvolver é altamente dependente de seu ângulo relativo à superfície da estrada, e assim o câmber das rodas tem um efeito importante sobre a manutenção de um carro sobre a estrada. Um pneu desenvolve sua força máxima lateral em um ângulo de câmber pequeno. Esse fato é devido à contribuição do empuxo de curvatura, que é uma força lateral adicional gerada pela deformação elástica da borracha do pneu na interface com o piso de rodagem.

Para otimizar o desempenho de um pneu em uma curva, a suspensão deve permitir um ângulo de câmber pequeno na direção de rolagem da carroceria. Como o corpo do veículo rola em uma curva, a suspensão desloca verticalmente. A roda é ligada ao chassi pelo mecanismo de suspensão, que deve girar para permitir o desvio da roda. Portanto, a roda pode estar sujeita às alterações de curvatura maiores do que a movimentação da suspensão para cima e para baixo. Então, quanto mais a roda deve desviar-se da sua posição estática, mais difícil é manter um ângulo de cambagem ideal. Assim, um curso da roda relativamente grande e a baixa rigidez da suspensão necessários para proporcionar um bom conforto em carros de passageiros constituem um desafio difícil de projeto, enquanto o pequeno curso da roda e alta rigidez nominal inerentes aos carros de corrida reduzem o problema (JAZAR, 2008).

O ângulo de câmber é uma das variáveis fundamentais que determinam o desempenho do pneu, dentre as quais a carga, o ângulo de escorregamento<sup>26</sup>, a pressão, a temperatura e etc. O câmber estático é utilizado em conjunto com o câmber de compensação da geometria da suspensão para posicionar o pneu no melhor ângulo de inclinação possível quando em curva (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

Quando um veículo é carregado com duas ou três pessoas (peso de projeto), um câmber ligeiramente positivo seria útil em veículos de passageiros para manter o contato dos pneus com o solo o mais vertical possível e provocar o desgaste mais uniforme e a menor resistência ao rolamento. Como mostra a Figura 75, o valor ideal para esse efeito seria:

---

<sup>26</sup> Ângulo de Escorregamento (Slip Angle) é o ângulo entre o eixo  $x'$  e a direção de viagem do centro de contato do pneu com o solo.

$\varepsilon_w = 5'$  a  $10'$ , ou seja, em torno de  $0,1^\circ$

Para proporcionar uma melhor aderência lateral dos pneus nas curvas e melhorar a dirigibilidade, hoje em dia isso esta regra geralmente não se aplica mais e, em automóveis de passageiros, o ajuste é negativo mesmo quando o veículo está vazio. Os valores de ajuste para o eixo dianteiro em veículos de produção mais recentes são os seguintes:

$\varepsilon_{w,f,ul} = 0$  a  $-1^\circ 20'$

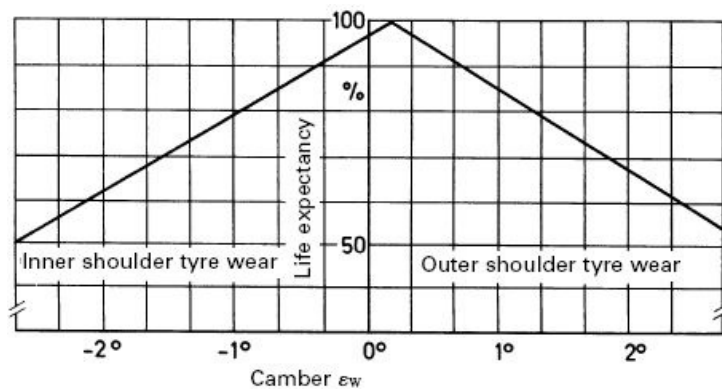


Figura 75: Influência do Câmbio no Desgaste do Pneu (Reimpell et al., 2001)

Na Figura 75 verificamos que o câmbio de  $\varepsilon_w = 5'$  a  $10'$  ( $\sim 0,1^\circ$ ) leva a um desgaste mais uniforme do pneu. Um câmbio mais positivo leva a um maior desgaste do lado externo do pneu, enquanto que o câmbio negativo provoca um maior desgaste na parte interna (REIMPELL et al., 2001).

### 2.2.6 Pino Mestre (Kingpin) ou Inclinação do Eixo de Direção<sup>27</sup> (Steering Axis Inclination)

O ângulo do eixo de direção é estabelecido pela rotação da roda sobre um eixo rotação de direção. Historicamente, este eixo tem o nome de “eixo do pino mestre” (kingpin axis), embora possa ser estabelecido por juntas articuladas (ball joints) ou pelo conjunto do coxim superior em um amortecedor estrutural (GILLESPIE, 1992).

De acordo com a norma ISO 8855, a inclinação do pino mestre é o ângulo “ $\sigma$ ” que surge entre o eixo de direção “EG” e uma vertical da estrada (Figura 76). Já o deslocamento do pino mestre (kingpin offset) é a distância horizontal “ $r_{\sigma}$ ” a partir do eixo de direção até o ponto de interseção da linha “N'N” no centro do plano da roda com a estrada. Valores em veículos de passageiros atuais são:

$\sigma = 11^\circ$  a  $15^\circ 30'$  e

$$r_{\sigma} = -18 \text{ mm a } +20 \text{ mm}$$

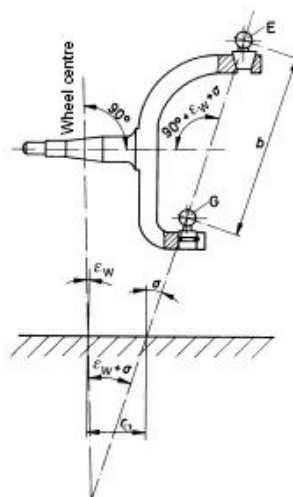


Figura 76: Inclinação e Offset do Pino Mestre (Reimpell et al., 2001)

<sup>27</sup> Inclinação do Eixo de Direção ou do Pino Mestre (Kingpin Inclination) é o ângulo em uma vista de elevação frontal entre o eixo de direção e uma vertical.



Ângulos de inclinação do pino mestre maiores são necessárias para dar ao veículo um deslocamento pequeno ou negativo do pino mestre (kingpin offset pequeno ou negativo). Nos veículos comerciais, tratores e caminhões, a inclinação do pino mestre geralmente é equivalente ao ângulo “ $\sigma$ ”, enquanto que as rodas são controladas por juntas articuladas nos eixos da frente dos automóveis de passageiros. Nas suspensões duplo “A”, o eixo de direção, portanto, passa pelos centros das juntas “E” e “G” indicado (Figura 76), o desenho detalhado de engenharia deve mostrar o ângulo total de curvatura e a inclinação do pino mestre.

A suspensão tipo McPherson com amortecedor estrutural tem uma maior distância efetiva entre a junta inferior “G” e o ponto superior de fixação “E” na caixa de roda (Figura 77), porém as partes superiores do conjunto estão muito próximas à roda, por isso atenção deve ser dada para a criação de espaço suficiente para o pneu girar (possivelmente com uso de correntes para neve). Como resultado, uma maior inclinação do eixo de direção e um ângulo maior “ $\sigma$ ” têm de ser aceitos. Além disso, como pode ser visto na Figura 77, o ponto “G” foi transferido para dentro da roda para obter um kingpin offset negativo. Então, a direção do eixo já não corresponde mais à linha central do amortecedor.

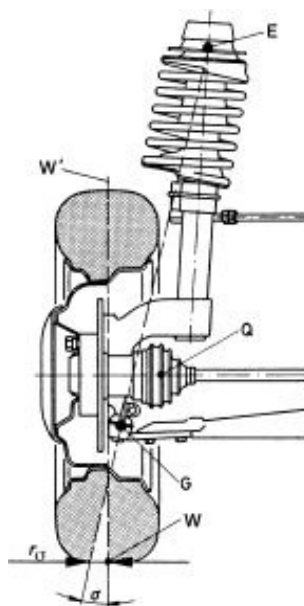


Figura 77: Inclinação e Offset do Pino Mestre para Suspensões McPherson (Reimpell et al., 2001)

Devido à relação entre o câmber e a inclinação do pino mestre mostrado na Figura 76, o ângulo “ $\sigma$ ” não precisa receber tolerâncias, no caso de suspensões duplo “A”. O desvio admissível para o ângulo total “ $\epsilon_w + \sigma$ ” são apresentados no desenho detalhado do braço de direção. Se o câmber foi definido corretamente para esse tipo de suspensão, o ângulo de inclinação do pino mestre também estará correto. No entanto, o importante é (conforme especificado na tolerância do câmber) que o desvio entre os lados esquerdo e direito não exceda 30', caso contrário, a direção poderia puxar para um lado, se o ângulo de cáster “ $\tau$ ” à esquerda e à direita for diferente.

Nas suspensões McPherson, o braço de direção costuma ser aparafusado à unidade de amortecimento. Neste caso, pode haver folga entre os parafusos e os furos podendo ser usado para definir o câmber (Figura 78). Neste caso, é pertinente a tolerância do ângulo de inclinação do pino mestre, porque, mesmo que o câmber esteja correto, a inclinação do pino mestre pode não estar (REIMPELL et al., 2001).

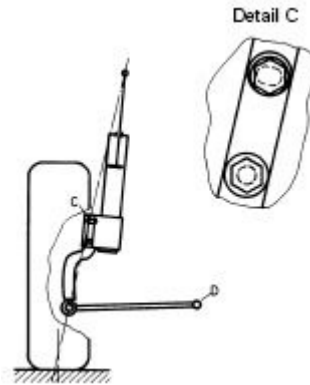


Figura 78: Detalhe do Câmber Regulável (Reimpell et al., 2001)

## 2.3 Dinâmica de Direção ou Esterçamento (Steering Dynamics)

O comportamento do veículo na estrada é determinado pela interação de seu chassi, suspensão, direção e freios e a sua capacidade de reação às situações de emergência, que estão perto do seu limite de aderência. Um veículo que apresenta um conjunto que atue abaixo do

limite de aderência, evita acidentes, contribuindo para a segurança ativa do veículo (FERREIRA, 2003).

A medida mais comumente utilizada de resposta do comportamento direcional do veículo é o gradiente de subesterçamento. O gradiente de subesterçamento é uma medida de desempenho sob condições de estado estacionário, embora o método possa ser utilizado para inferir sobre o desempenho do veículo em estados não estacionários (condição de estado quase-estático) (GILLESPIE, 1992).

### 2.3.1 Esterçamento à Baixa Velocidade

Nesta condição o veículo não desenvolve forças laterais, ou caso existam são desprezíveis. Como resultado não serão considerados o efeito de rolagem nem de escorregamento dos pneus e a Figura 79 pode ser considerada como real. Portanto, com a garantia de que as perpendiculares aos planos verticais das quatro rodas passem por um mesmo centro, determina-se o perfeito rolamento dos pneus sem que haja escorregamento. Esta característica geométrica é chamada de **geometria de Ackerman**.

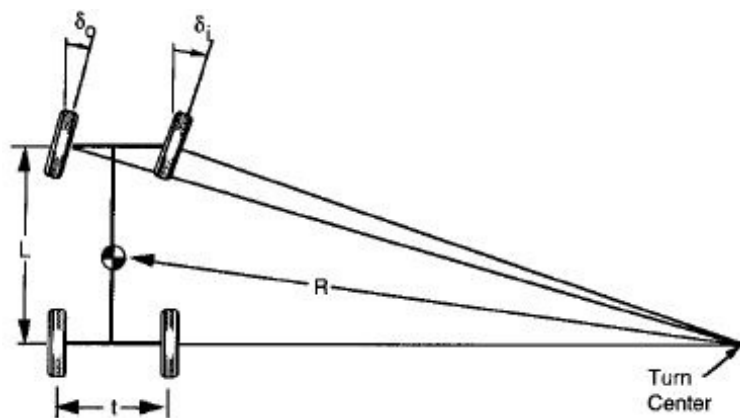


Figura 79: Geometria de um Veículo em Curva (Gillespie, 1992)

Assumindo pequenos ângulos pode-se equacionar os ângulos de esterçamento das rodas dianteiras como sendo:

$$\delta_o \approx L/(R+t/2) \quad (4)$$

$$\delta_i \approx L/(R-t/2) \quad (5)$$

O ângulo médio das rodas dianteiras (novamente assumindo ângulos pequenos) é definido como o ângulo de Ackerman:

$$\delta = L/R \quad (6)$$

Os erros ou desvios da geometria de Ackerman podem ter significativa influência no desgaste dos pneus dianteiros. Os erros não têm influência significativa na resposta direcional, contudo afetam o torque de centralização do sistema de direção. Com a correta geometria de Ackerman o torque de esterçamento tende a aumentar consistentemente com o ângulo de esterçamento, promovendo ao condutor uma sensibilidade natural sobre a resposta do volante. Com o sistema de direção na condição extrema de paralelismo, os torques cresceriam com o ângulo de esterçamento inicialmente, mas diminuiriam a partir de certo ponto e até se tornariam negativos (tendendo a esterçar mais na curva). Este tipo de comportamento do sistema de direção é indesejável (GILLESPIE, 1992).

## **2.3.2 Esterçamento à Alta Velocidade**

À alta velocidade, as equações de esterçamento diferem porque a aceleração lateral se faz presente. Para contrapor a aceleração lateral os pneus devem gerar forças laterais, e ângulos de escorregamento, ou deriva, estarão presentes em cada roda (GILLESPIE, 1992).

### **2.3.2.1 Forças Geradas Pelos Pneus em Curva**

Quando o veículo está descrevendo uma trajetória curva, os pneus sofrem a ação da força lateral que gera um escorregamento lateral. A diferença entre o ângulo da roda e o ângulo da trajetória efetiva que o pneu descreve é chamado de ângulo de deriva “ $\alpha$ ”. A Figura 80 ilustra a função do ângulo de deriva.

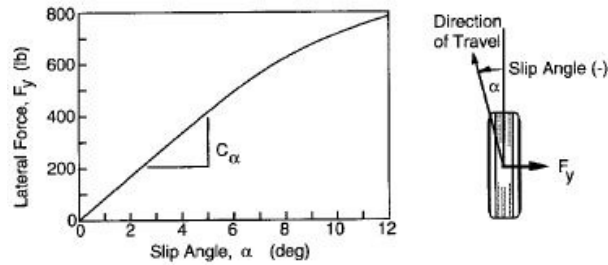


Figura 80: Ângulo de Deriva (Gillespie, 1992)

A força lateral “ $F_y$ ” descrita na Figura 80, que também é chamada de força gerada pela manobra de curva, é determinada para o ângulo de câmbor igual a zero graus. Como descrito no gráfico da Figura 80, o ângulo de deriva de até aproximadamente  $5^\circ$  cresce linearmente com a força lateral. Nesta condição pode-se aplicar a formulação:

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (7)$$

A constante de proporcionalidade “ $C_\alpha$ ” é conhecida como rigidez de curva, a qual é a tangente do gráfico da Figura 80. O ângulo de deriva positivo gera uma força negativa no pneu e, portanto, a constante “ $C_\alpha$ ” deve ser negativa, contudo a SAE define a rigidez de curva como negativa e a constante “ $C_\alpha$ ” toma um valor positivo.

Existem diversos fatores que afetam a rigidez de curva, o tipo e o tamanho do pneu, características construtivas como o número de cintas, ângulos das tramas, raio, entre outros. A condição em que o pneu opera também é fundamental para o desempenho do mesmo. As variáveis carga e pressão de calibração são as principais. A velocidade não influencia fortemente as forças geradas pela manobra de curva produzidas no pneu. Os gráficos na Figura 81 ilustram a influência de vários desses fatores.

A maior dependência da força de curva está vinculada à carga ou força peso “ $F_z$ ” e propriedades do pneu (carga nominal associada ao aro e o tamanho do pneu), e devido a esta característica determina-se o coeficiente chamado de coeficiente de curva “ $CC_\alpha$ ”, onde:

$$CC_\alpha = C_\alpha / F_z \quad (\text{lb}_y / \text{lb}_z / \text{grau}) \quad (8)$$

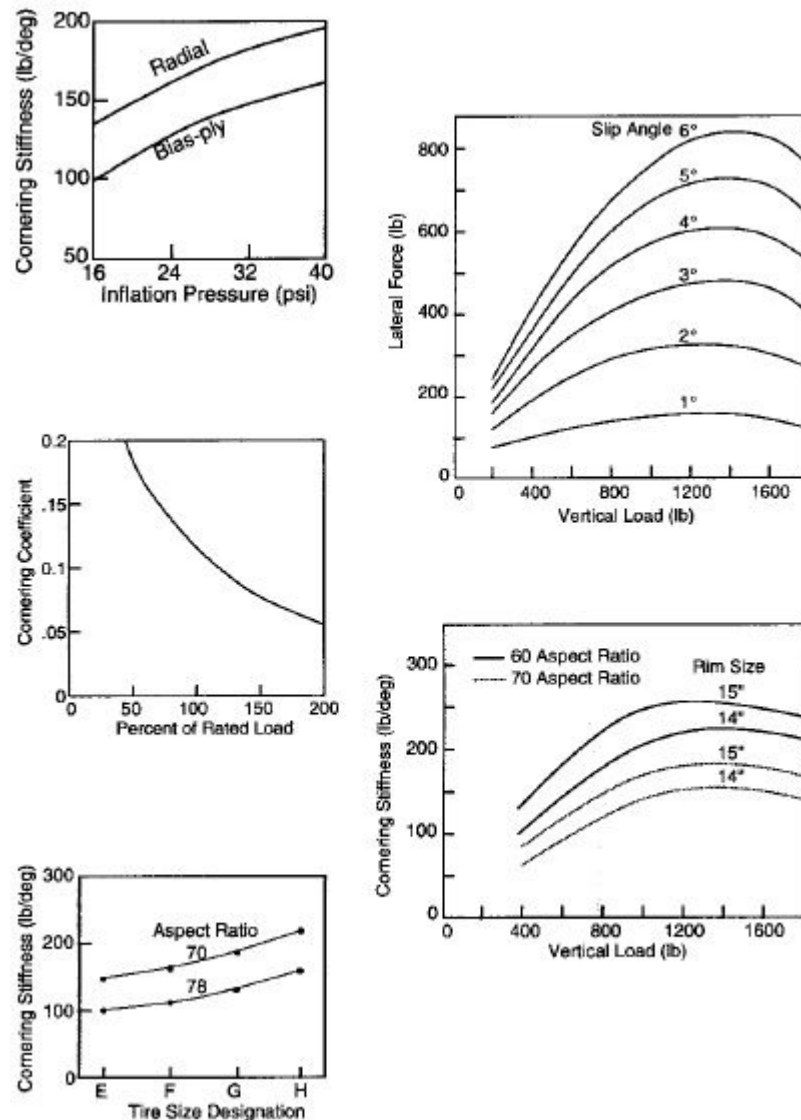


Figura 81: Variáveis que afetam a Rigidez em Curva do Pneu (Gillespie, 1992)

O coeficiente de curva normalmente apresenta elevados valores para baixas cargas, diminuindo continuamente com o aumento da carga nominal. Com 100% de carga aplicada, normalmente o coeficiente de curva gira por volta de 0,1 (lb de força de curva por lb de carga por grau de ângulo de deriva) (GILLESPIE, 1992).

### 2.3.2.2 Equações para os Pneus em Curva

As equações de curva são determinadas a partir da aplicação da segunda lei de Newton e a adição do ângulo de deriva dos pneus. Para a determinação destas curvas utilizaremos o modelo de bicicleta, conforme a Figura 83. Este modelo é válido para o par de rodas dianteiras e traseiras do veículo, levando em conta as considerações que para altas velocidades têm-se grandes raios de curva que são muito maiores do que a distância entre eixos do veículo, e que para pequenos ângulos de esterçamento a diferença do ângulo de esterçamento entre as rodas externas e internas são desprezíveis.

Conforme FERNANDES (2005) através do teorema do movimento do baricentro (TMB):

$$\sum \vec{F}_{ext} = M \vec{a}_{CG} \quad (9)$$

Observando a Figura 82 que representa o diagrama de corpo livre abaixo descrito.

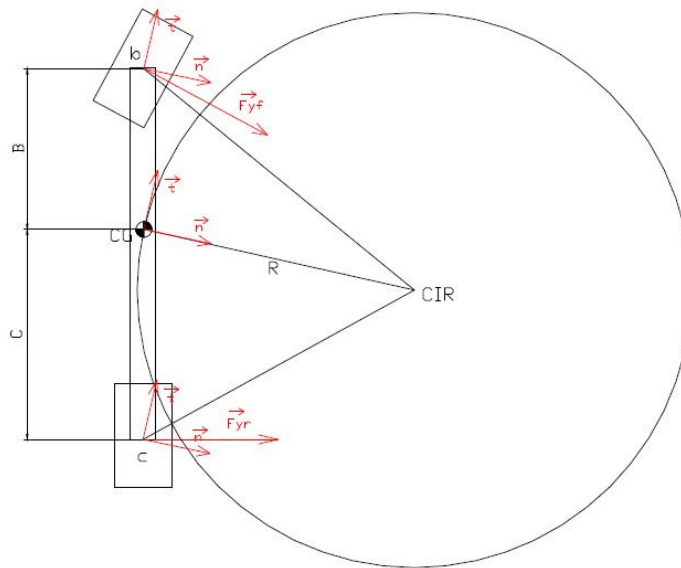


Figura 82: Diagrama de Corpo Livre (Fernandes, 2005)

Para o instante “t” com trajetória circular à velocidade cte e referencial no CG, tem-se:

$$\vec{a}_{CG} = a_t \vec{t} + (V^2/R) \vec{n} \quad (10)$$

Para velocidade tangencial constante:

$$\therefore a_t = 0 \quad (11)$$

e

$$\vec{a}_{CG} = (V^2/R) \vec{n} \quad (12)$$

Portanto:

$$M \vec{a}_{CG} = \sum \vec{F}_{ext} \quad (13)$$

$$M a_{CGt} = F_{tf} + F_{tr} \quad (\text{Na direção } \vec{t}) \quad (14)$$

$$M a_{CGn} = F_{nf} + F_{nr} \quad (\text{Na direção } \vec{n}) \quad (15)$$

$$a_{CGt} = 0 \quad (16)$$

$$F_{tf} = - F_{tr} \quad (17)$$

$$M (V^2/R) = F_{nf} + F_{nr} \quad (18)$$

Portanto, segundo GILLESPIE (1992), para um veículo movendo-se para frente com uma velocidade “V”, a soma das forças laterais nos pneus deve ser igual à massa vezes a aceleração centrípeta:

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = M V^2/R \quad (19)$$



Onde:

$F_{yf}$  = componente da força lateral na direção do raio de curvatura a partir do CG

$F_{yr}$  = componente da força lateral na direção do raio de curvatura a partir do CG

$M$  = massa do veículo

$V$  = velocidade para frente

$R$  = raio da curva

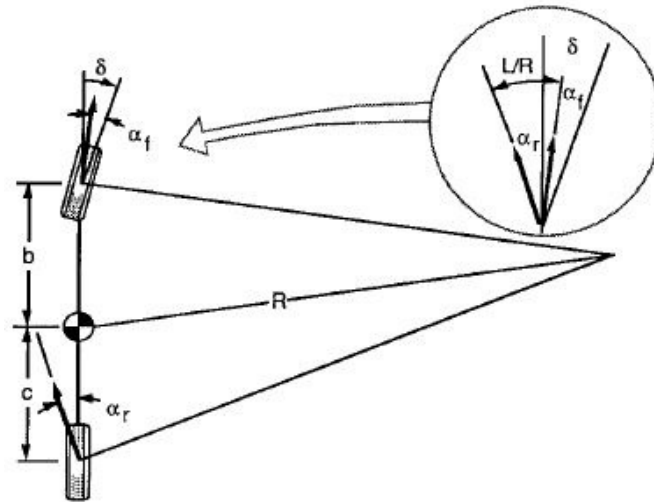


Figura 83: Modelo da Bicicleta na Condição de Curva (Gillespie, 1992)

Admitindo também que o veículo não apresente derrapagem, ou seja, com o veículo em equilíbrio de momentos em torno do centro de gravidade, a soma dos momentos para as forças laterais dianteiras e traseiras deve ser zero:

$$F_{yf} b - F_{yr} c = 0 \quad (20)$$

$$F_{yf} = F_{yr} c/b \quad (21)$$

Substituindo na eq. (19):

$$M V^2/R = F_{yr} (c/b + 1) = F_{yr} L/b \quad (22)$$

$$F_{yr} = M b/L (V^2/R) \quad (23)$$

Sendo que  $M b/L$  é a proporção de carregamento do veículo no eixo traseiro, tem-se a força lateral como  $W_r/g$  vezes a aceleração lateral neste ponto. A mesma analogia pode ser aplicada para o eixo dianteiro com  $W_f/g$  vezes a aceleração lateral.

Aplicando a força lateral nos pneus, tem-se o ângulo de deriva que aplicado na eq. (7) resulta:

$$\alpha_f = W_f V^2 / (C_{af} g R) \quad (24)$$

e

$$\alpha_r = W_r V^2 / (C_{ar} g R) \quad (25)$$

Pela Figura 83, tem-se a composição do ângulo de esterçamento da roda em graus:

$$\delta = 57,3 L/R + \alpha_f - \alpha_r \quad (26)$$

Substituindo em eq. (24) e eq. (25):

$$\delta = 57,3 L/R + W_f V^2 / (C_{af} g R) - W_r V^2 / (C_{ar} g R) \quad (27)$$

$$\delta = 57,3 L/R + (W_f/C_{af} - W_r/C_{ar}) V^2 / (g R) \quad (28)$$

Onde:

$\delta$  = Ângulo de esterçamento da roda dianteira (graus)

$L$  = Distância entre eixos (ft)

$R$  = Raio da curva (ft)

$V$  = Velocidade (ft /s)

$g$  = aceleração da gravidade (ft/s<sup>2</sup>)

$W_f$  = Carga no eixo dianteiro (lb)

$W_r$  = Carga no eixo traseiro (lb)

$C_{af}$  = Rigidez de curva do pneu dianteiro (lb<sub>y</sub>/grau)

$C_{ar}$  = Rigidez de curva do pneu traseiro (lb<sub>y</sub>/grau)

### 2.3.2.3 Gradiente de Subesterçamento

A equação é normalmente escrita na forma reduzida, com segue:

$$\delta = 57,3 L/R + K a_y \quad (29)$$

Onde:

$K$  = Gradiente de subesterçamento (graus/g)

$a_y$  = Aceleração lateral (g)

A eq. (28) é muito importante para determinação das propriedades de reposta em curva dos veículos automotores. Ela descreve como o ângulo de esterçamento do veículo deve ser mudado com o raio da curva, “R”, ou a aceleração lateral,  $V^2/(g R)$ . O termo  $(W_f/C_{af} - W_r/C_{ar})$  determina a magnitude e a direção do esterçamento requerido. Este consiste de dois termos, cada qual representa a razão de carga sobre os eixos dianteiro e traseiro em relação à rigidez de curva dos pneus de cada eixo. Tal coeficiente é chamado de “gradiente de subesterçamento” e é identificado pelo símbolo “K”, o qual possui unidades em graus/g.

O gradiente de subesterçamento caracteriza o comportamento do veículo durante as manobras de curva. Este comportamento classifica-o em: esterçamento neutro, subesterçamento e sobreesterçamento (GILLESPIE, 1992).

#### 2.3.2.3.1 Esterçamento Neutro (Neutral Steer)

$$W_f/C_{af} = W_r/C_{ar} \Rightarrow K = 0 \Rightarrow \alpha_f = \alpha_r$$

Em um veículo com característica de esterçamento neutro não será necessário alterar o ângulo do volante em uma curva de raio constante, mesmo com a variação da velocidade. Especificamente, o ângulo de esterçamento necessário para manobrar a curva será igual ao ângulo de Ackerman,  $57,3 L/R$ . Fisicamente, neste caso existe um balanceamento tal qual a força

da aceleração lateral no CG do veículo provoca igual aumento no ângulo de escorregamento dos pneus dianteiros e traseiros (GILLESPIE, 1992).

### **2.3.2.3.2 Subesterçamento (Understeer)**

$$W_f/C_{af} > W_r/C_{ar} \Rightarrow K > 0 \Rightarrow \alpha_f > \alpha_r$$

Em uma curva de raio constante, o ângulo de esterçamento deverá aumentar com a velocidade em proporção igual a  $K$  (graus/g) vezes a aceleração lateral em g's. Então este ângulo aumenta linearmente com a aceleração lateral e com o quadrado da velocidade. Neste caso, a aceleração lateral no CG do veículo faz com que as rodas dianteiras escorreguem lateralmente e percorram um percurso maior do que as rodas traseiras. Sendo assim, para promover uma força lateral nas rodas dianteiras suficiente para manter o raio da curva o ângulo de esterçamento deverá ser maior (GILLESPIE, 1992).

### **2.3.2.3.2 Sobresterçamento (Oversteer)**

$$W_f/C_{af} < W_r/C_{ar} \Rightarrow K < 0 \Rightarrow \alpha_f < \alpha_r$$

Em uma curva de raio constante, o ângulo de esterçamento deverá diminuir com o aumento da velocidade e da aceleração lateral. Neste caso, a aceleração lateral no CG do veículo faz com que as rodas traseiras escorreguem mais do que as dianteiras. O escorregamento para o lado de fora da curva das rodas traseiras aponta as rodas dianteiras para o lado interno da curva diminuindo o raio da curva. O aumento da aceleração lateral que se segue faz com que as rodas traseiras escorreguem ainda mais e continuamente, a menos que o ângulo de esterçamento seja reduzido para que seja mantido o raio da curva (GILLESPIE, 1992).

Graficamente, as definições de esterçamento neutro (NS), subesterçamento (US) e sobresterçamento (OS) podem ser facilmente entendidas a partir do modelo de bicicleta, como ilustrado na Figura 84 (DEDINI, 2008).

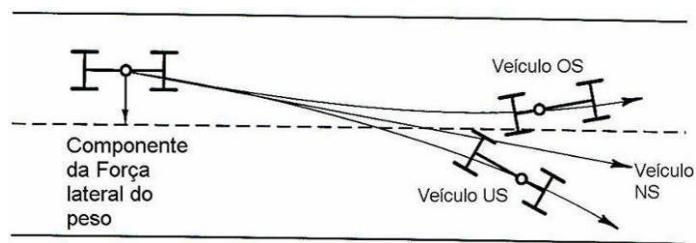


Figura 84: Modelo de Bicicleta para os Tipos de Esterçamento (Milliken e Milliken, 1995)

## 2.4 Conforto e Dirigibilidade (Ride and Handling)

Os movimentos da carroceria do veículo, tanto para os aspectos de conforto como para os de dirigibilidade, são resultantes do perfil da pista de rodagem e dos comandos de entrada do motorista, e estão associados com o movimento da suspensão. Portanto, é necessário especificar os vários aspectos da posição e forma do corpo do veículo, suspensão e pneus. A posição do corpo do veículo é especificada pelo seu movimento vertical e paralelo ao solo (**bounce ou heave**<sup>28</sup>), arfagem (**pitch**<sup>29</sup>) e rolagem da carroceria (**roll**<sup>30</sup>).

Assim como bounce é o termo comumente utilizado para designar o deslocamento vertical do corpo do veículo, os termos que seguem são casos especiais da terminologia geral utilizada para o deslocamento e velocidades do veículo, sendo: impulso (surge) (X), balanço (sway) (Y), alçada (heave) (Z), guinada (**yaw**<sup>31</sup>) (em relação ao eixo vertical), arfagem (pitch) (sobre o eixo lateral horizontal) e rolagem (roll) (sobre o eixo longitudinal do veículo).

O movimento de bounce da carroceria influencia o câmbio das rodas e os ângulos de direção em relação ao corpo e a pista de rodagem, além de influenciar as forças das molas e dos amortecedores e, portanto, a força vertical do pneu. Todos estes fatores influenciam a força lateral dos pneus (DIXON, 2009).

<sup>28</sup> Bounce ou Heave é a componente translacional da vibração da massa suspensa do veículo na direção do eixo z.

<sup>29</sup> Pitch é a componente angular da vibração da massa suspensa em torno do eixo y.

<sup>30</sup> Roll é a componente angular da vibração da massa suspensa em torno do eixo x.

<sup>31</sup> Yaw é a componente angular da vibração da massa suspensa em torno do eixo z.

O veículo é um sistema dinâmico, porém apenas apresenta vibração em resposta a fontes excitadoras (Figura 85). As propriedades das respostas determinam a magnitude e a direção das vibrações impostas ao compartimento dos passageiros e, em última análise, determinam a percepção dos passageiros sobre a dinâmica do veículo. Assim, a compreensão do comportamento dinâmico do veículo envolve o estudo de três aspectos principais:

- Fontes de excitação;
- Mecanismos básicos de resposta do veículo às vibrações;
- Tolerância e percepção humana às vibrações.

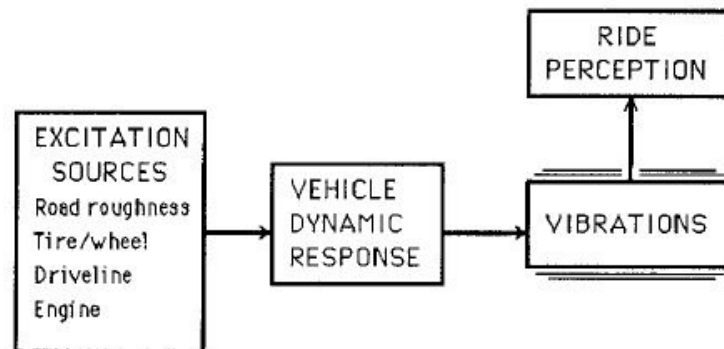


Figura 85: Sistema Dinâmico do Veículo (Gillespie, 1992)

Um dos fatores mais importantes no critério de julgamento das pessoas sobre a qualidade do projeto e construção dos veículos é a vibração transmitida aos seus ocupantes. Porém, sendo um julgamento, é subjetivo por natureza, dessa maneira esta é uma das maiores dificuldades dos engenheiros em estabelecer critérios objetivos para avaliação do comportamento dinâmico do veículo (GILLESPIE, 1992).

Sendo assim, a definição de conforto em um veículo a motor é ao mesmo tempo complexa e subjetiva, mudando não só com o tempo (carros considerados confortáveis, há apenas vinte anos atrás são hoje considerados insatisfatórios), mas também de usuário para usuário. O mesmo usuário pode alterar sua avaliação, dependendo das circunstâncias e seu estado psicofísico. Mas o conforto continua a ser um parâmetro cada vez mais importante na escolha do cliente e forte fator de competitividade entre os fabricantes.

Não apenas o conforto da condução, mas o conforto acústico e vibratório também (este último afeta profundamente as condições em que o condutor opera), todos têm um forte impacto sobre a segurança do veículo.

É possível distinguir o conforto acústico e vibratório: relacionados com a vibração e o ruído produzido no interior dos veículos por dispositivos mecânicos ou em sua superfície pelo contato com o ar, e o conforto de condução: que está relacionada principalmente com a capacidade dos pneus e a sua suspensão em filtrar a vibração causada pelo movimento em uma estrada que não é perfeitamente lisa (GENTA e MORELLO, 2009).

Com esta distinção em mente, a SAE (Society of Automotive Engineers) define:

- Ride (conforto): baixa frequência (até 5 Hz) de vibração da carroceria do veículo;
- Shake (trepidação): vibração em uma frequência intermediária (entre 5 e 25 Hz), em que algumas frequências naturais dos subsistemas do veículo ocorrem;
- Harshness (aspereza): vibrações de alta frequência (entre 25 e 100 Hz) da estrutura do veículo e seus componentes, assimilada essencialmente como ruído;
- Noise (ruído): os fenômenos acústicos que ocorrem entre 100 Hz e 22 kHz, ou seja, até ao limiar do ouvido humano.

### **2.4.1 Bounce ou Heave (Movimento vertical e paralelo ao solo)**

Bounce é o movimento vertical e paralelo do veículo em relação ao solo sem que ocorra pitch e roll.

Este é o modelo mais simples do comportamento dinâmico do veículo (também conhecido como modelo de um  $\frac{1}{4}$  de veículo), possui simplesmente a massa do corpo e a massa da roda associados com a rigidez da suspensão, dos pneus e o amortecimento. Para carros de corrida, a elastocinemática da suspensão também pode ser significativa. A massa do passageiro no banco

também pode ser considerada. A Figura 86 mostra tal modelo de bounce. Apesar de o modelo ser convencionado como 1/4 de veículo, é comum considerar a massa total do veículo compreendendo a rigidez total da suspensão, o coeficiente total de amortecimento, e um passageiro “completo” sobre um assento (DIXON, 2009).

Os parâmetros do modelo, como visto na Figura 86, são os seguintes:

- $m_p$  = massa efetiva do condutor (geralmente uma);
- $K_C$  = rigidez vertical do assento (um);
- $C_C$  = coeficiente de amortecimento vertical do assento (um);
- $M_B$  = massa do veículo (massa suspensa) (carro inteiro);
- $K_W$  = rigidez vertical da suspensão à roda (total);
- $C_W$  = coeficiente de amortecimento vertical da suspensão à roda (total);
- $m_U$  = Massa da roda (ou seja, a massa não-suspensa) (total);
- $K_T$  = rigidez vertical dos pneus (total);
- $C_T$  = coeficiente de amortecimento vertical do pneu (total, geralmente pequeno).

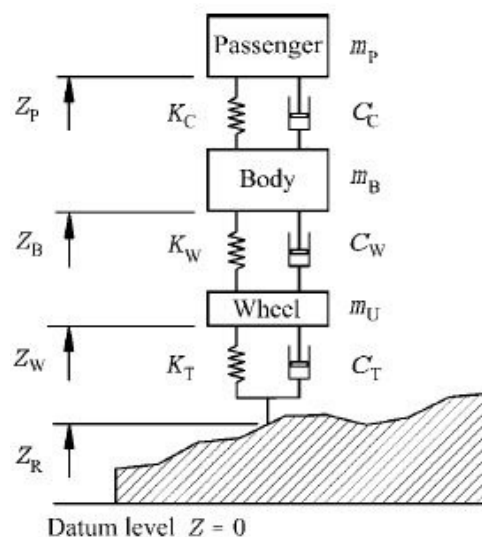


Figura 86: Modelo Dinâmico de Bounce (Dixon, 2009)

Geometricamente, medido a partir da referência em  $Z = 0$ , existem as seguintes posições verticais que definem as posições das massas:



- $Z_R$  = altura ao solo;
- $Z_W$  = altura ao centro da roda;
- $Z_B$  = altura ao corpo do veículo;
- $Z_P$  = altura ao passageiro.

As variações destes a partir dos valores estáticos são os deslocamentos do movimento, por exemplo:

$$z_B = Z_B - Z_{B0} \quad (30)$$

e são os seguintes:

- $z_P$  = deslocamento do passageiro;
- $z_B$  = deslocamento do corpo do veículo;
- $z_W$  = deslocamento da roda.

Existem também:

- deflexão do pneu:  $z_T = z_W - z_R$ ;
- deflexão da suspensão:  $z_S = z_B - z_W$ ;
- deflexão do assento:  $z_C = z_B - z_P$ .

Expressando as equações de deslocamento acima de forma somatória,

$$z_R = z_T + z_W \quad (31)$$

$$z_W = z_S + z_B \quad (32)$$

$$z_B = z_P + z_C \quad (33)$$

O deslocamento em relação ao solo pode ser expresso de três maneiras simples:

$$Z_R = Z_T + Z_W \quad (34)$$

$$Z_R = Z_T + Z_S + Z_B \quad (35)$$

$$Z_R = Z_T + Z_S + Z_C + Z_P \quad (36)$$

### 2.4.2 Pitch (Inclinação ou Arfagem)

Pitch é o ângulo de rotação do corpo do veículo em torno de um eixo transversal (ou seja, é a movimentação da frente do veículo para cima e para baixo), e está associada à frenagem (Figura 87) e as acelerações transientes em resposta às irregularidades da pista de rodagem. Em relação à posição estática, o ângulo de inclinação de pitch do corpo é “ $\theta_B$ ”, normalmente considerado positivo com a frente apontando para cima. Sendo esta uma rotação positiva pela regra da mão direita sobre um eixo transversal fixo ao veículo apontando para a direita, como convencionou a SAE (Society of Automotive Engineers) em seu sistema de eixos. No entanto, no sistema ISO, o eixo transversal (Y) aponta para a esquerda, então o ângulo de inclinação é positivo com a frente apontando para baixo. Não é essencial seguir a regra da mão direita para as rotações, embora na análise dinâmica seja mais seguro fazê-lo. Entretanto, os sinais podem ser facilmente ajustados.

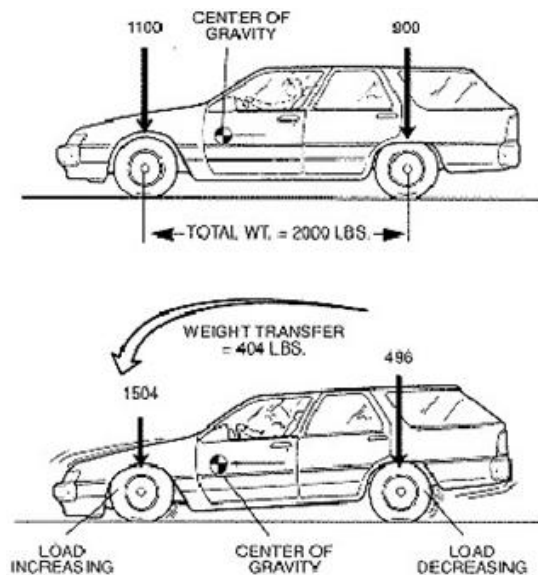


Figura 87: Condição de um Veículo em Pitch de Frenagem (Moura, 2003)

Em combinação com as elevações dos eixos na estrada, o ângulo de inclinação do corpo requer a atuação dos mecanismos de deformação do veículo, representados principalmente pela suspensão, e em parte pelos pneus.

Como resultado do momento de pitch, em subidas, freando ou acelerando, ou em curvas de estado estacionário com um ângulo de atitude, há uma transferência de carga longitudinal, isto é, transferência longitudinal da força vertical do pneu. A variação da força vertical na suspensão resultada em alterações na altura de rodagem do veículo nas suspensões dianteiras e traseiras. As deflexões da suspensão têm efeitos geométricos nas rodas, como alterações no câmbor e no ângulo de direção, e também afetam significativamente os ângulos de cáster.

Como no caso de transferência de carga lateral, a transferência de carga longitudinal pode ser dissipada em parte através das molas e em parte através das ligações da suspensão. A transferência de parte da carga através das ligações da suspensão ao invés das molas é chamado de efeito “anti-mergulho (anti-dive)” na frente e “anti-elevação (anti-rise)” atrás no caso de frenagem, e “anti-levantamento (anti-lift)” na dianteira e “anti-afundamento (anti-squat)” na traseira no caso de aceleração. Ter um centro de rolamento acima do solo poderia ser correspondentemente descrito como “anti-rolagem (anti-roll)”. Todos os efeitos “anti” dependem da geometria da suspensão.

O momento de transferência longitudinal total de carga “ $M_{TXT}$ ” que reage com os pneus com uma aceleração longitudinal “ $A_x$ ”, para uma massa total do veículo “ $m$ ” e altura do centro de massa “ $H$ ”, é:

$$M_{TXT} = mHA_x \quad (37)$$

Efeitos similares adicionais ocorrem em uma estrada com declive longitudinal. O momento de transferência de carga básico na suspensão é devido à massa suspensa:

$$M_{TXS} = m_s H_s A_x \quad (38)$$

Entretanto, a massa não suspensa contribui para a transferência de carga longitudinal, e parte desta age através da massa suspensa, tendo algum efeito sobre o ângulo de inclinação, novamente dependendo de detalhes da geometria da suspensão. Portanto, a equação (38) acima não é estritamente correta. Além disso, é claro, o ângulo de inclinação resultante da deformação do pneu depende da transferência de carga total.

A rigidez de pitch (como Nm/rad) dos pneus ao longo da distância entre eixos, com o momento de pitch do veículo sobre o seu centro de massa, é:

$$K_{TP} = 2a^2K_{tf} + 2b^2K_{tr} \quad (39)$$

onde “ $K_t$ ” é a rigidez vertical do pneu (uma roda) e “ $a$ ” e “ $b$ ” são as distâncias entre eixos parciais, e duas rodas por eixo são assumidas. Isto dá um ângulo de inclinação da massa não suspensa (ou seja, o ângulo de inclinação através da linha de centro das rodas, visto lateralmente), de:

$$\theta_U = m_S H_S A_x / K_{TP} \quad (40)$$

A rigidez de pitch da suspensão (Nm/rad) é:

$$K_{SP} = 2a^2K_{Sf} + 2b^2K_{Sr} \quad (41)$$

onde “ $K_S$ ” é a rigidez vertical efetiva da suspensão em uma roda, dando um ângulo de pitch da suspensão, sem efeitos anti-mergulho ou anti-elevação, de:

$$\theta_S = m_S H_S A_x / K_{SP} \quad (42)$$

O ângulo completo de pitch do corpo do veículo “ $\theta_B$ ”, para a aceleração constante, é o ângulo de inclinação total dos pneus e da suspensão:

$$\theta_B = \theta_U + \theta_S \quad (43)$$

com um gradiente de ângulo de pitch associado  $d\theta/dA_x$  em torno de 4 graus/g (longitudinalmente) (DIXON, 2009).

### 2.4.3 Roll (Rolagem)

A rolagem do corpo do veículo é a rotação sobre o eixo longitudinal do mesmo, decorrente da atividade em curvas e a aspereza da pista de rodagem. Em ambos os sistemas SAE e ISO, o eixo longitudinal aponta para frente, então o ângulo de rolagem é positivo para as rotações no sentido horário visto a partir da traseira, ou seja, lado direito afundando e esquerdo subindo, enquanto em curva à esquerda. A rolagem da suspensão é formalmente definida (SAE) como uma rotação da massa suspensa do veículo sobre um eixo passante com relação a uma linha transversal unindo um par de entre centros de rodas. Claro, desde que o terreno seja plano e que os entre centros dianteiro e traseiro sejam linhas paralelas transversais (por exemplo, que sejam as rodas e os pneus do mesmo tamanho de lado a lado). Caso o terreno não seja plano, então um plano médio deve ser adotado. O ângulo e a velocidade de rolagem são, na prática, conceitos bastante claros.

O ângulo de rolagem “ $\Phi_B$ ” é somado ao ângulo de rolagem da suspensão “ $\Phi_S$ ”, além do ângulo de rolagem dos eixos devido à deflexão do pneu “ $\Phi_A$ ”, como mostra a Figura 88. No plano da estrada (ou seja, ângulo de inclinação da estrada igual a zero), tem-se:

$$\Phi_B = \Phi_S + \Phi_A \quad (44)$$

Para um veículo de passeio, a rolagem do eixo é geralmente bastante pequena quando comparada com a rolagem da suspensão, mas isto certamente não é verdadeiro para os carros de corrida com suspensões extremamente rígidas, onde a inclusão de ângulos de rolagem do eixo é essencial.

Para um veículo com carroceria torsionalmente rígida, em relação aos momentos de torção aplicados, o ângulo de torção do corpo “ $\Phi_{BT}$ ” é desprezível. Isto é aplicável para a maioria dos carros de passageiros, caso em que:

$$\Phi_{BT} = 0 \quad (45)$$

$$\Phi_{Bf} = \Phi_{Br} \quad (46)$$

$$\Phi_{Bf} = \Phi_{Sf} + \Phi_{Af} \quad (47)$$

$$\Phi_{Br} = \Phi_{Sr} + \Phi_{Ar} \quad (48)$$

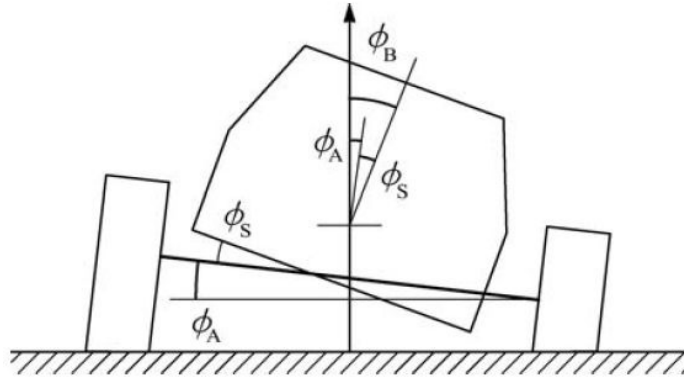


Figura 88: Rolagem do Corpo do Veículo, vista traseira (Dixon, 2009)

No caso da maioria dos caminhões e alguns carros de corrida, o ângulo de torção “ $\Phi_{BT}$ ” deve ser considerado, caso em que:

$$\Phi_{Bf} = \Phi_{Sf} + \Phi_{Af} \quad (49)$$

$$\Phi_{Br} = \Phi_{Sr} + \Phi_{Ar} \quad (50)$$

$$\Phi_{BT} = \Phi_{Bf} - \Phi_{Br} \quad (51)$$

O gradiente de rolagem “ $k_\phi$ ” é a taxa de variação do ângulo de rolagem “ $\Phi$ ” com a aceleração lateral “ $A$ ”:

$$k_\phi = d\Phi/dA \quad (52)$$

O gradiente de rolagem do corpo do veículo “ $k_{B\phi}$ ” é a soma dos gradientes de rolagem da suspensão e do eixo:

$$k_{B\phi} = k_{S\phi} + k_{A\phi} \quad (53)$$

Na posição de rolagem, a geometria da suspensão sofre alterações na orientação dos ângulos de direção das rodas em relação ao corpo. A posição do corpo em rolagem também resulta em alterações de câmbio das rodas em relação ao corpo, e mais importante ainda em alterações do ângulo de câmbio da roda em relação à estrada, introduzindo forças de câmbio. A velocidade de rolagem geralmente induz velocidade lateral dos pneus relativa ao solo, causando alterações temporárias nos ângulos de deriva “ $\delta$ ” e, conseqüentemente, nas forças de deformação dos pneus em curvas.

Se a estrada não é plana e nivelada, então uma análise adicional é necessária. O primeiro caso é uma estrada plana, mas não nivelada, como por exemplo, uma estrada de alta velocidade inclinada lateralmente. Em uma estrada com ângulo de inclinação “ $\Phi_R$ ”, como na Figura 89, a rolagem do corpo de veículo em relação ao plano de referência é:

$$\Phi_B = \Phi_R + \Phi_A + \Phi_S \quad (54)$$

Se o caminho não é plano, então os ângulos de inclinação da estrada são diferentes em cada eixo. Incluindo a possibilidade de torção do corpo do veículo, então:

$$\Phi_{Bf} = \Phi_{Rf} + \Phi_{Af} + \Phi_{Sf} \quad (55)$$

$$\Phi_{Br} = \Phi_{Rr} + \Phi_{Ar} + \Phi_{Sr} \quad (56)$$

A torção da estrada e os ângulos de torção do corpo do veículo são (DIXON, 2009):

$$\Phi_{RT} = \Phi_{Rf} - \Phi_{Rr} \quad (57)$$

$$\Phi_{BT} = \Phi_{Bf} - \Phi_{Br} \quad (58)$$

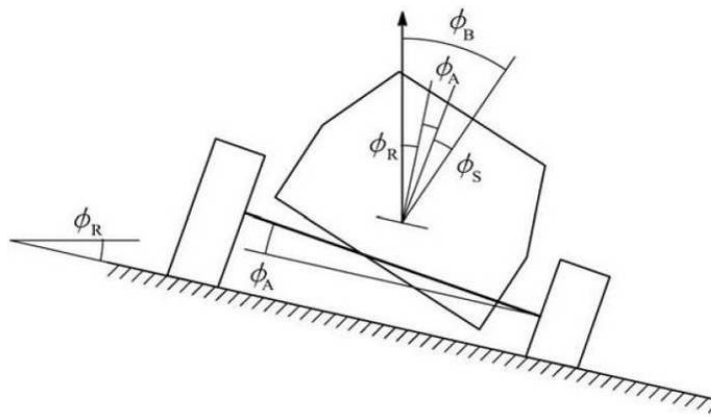


Figura 89: Rolagem do Corpo do Veículo em Pista Inclinada, vista traseira (Dixon, 2009)

#### 2.4.4 Compromisso Conforto x Dirigibilidade

A qualidade do conforto e dirigibilidade de um veículo é certamente influenciada por vários fatores, incluindo as molas e os amortecedores. No caso do conforto, uma rigidez muito suave dará uma frequência natural muito baixa o que levará os passageiros ao enjôo, ao passo que demasiada rigidez com uma alta frequência elevará a transmissibilidade<sup>32</sup> das frequências mais altas aos ocupantes do veículo. No caso da dirigibilidade, uma baixa rigidez das molas permite ângulos excessivos de pitch e de rolagem em aceleração, enquanto uma mola muito rígida não permite que a roda se mova de forma adequada em relação ao corpo e em conformidade com o perfil da estrada, assim a aderência dos pneus torna-se ruim.

Considerando-se uma espécie de classificação de qualidade “ $Q_R$ ” para o conforto e “ $Q_H$ ” para a dirigibilidade, plotando estes parâmetros contra a rigidez da mola, rigidez específica, ou a frequência natural, temos o gráfico da Figura 90. A rigidez ideal para o conforto é menor do que aquela para a dirigibilidade ideal. Portanto, existe, evidentemente, um compromisso a ser encontrado, o conhecido compromisso conforto versus dirigibilidade.

<sup>32</sup> Transmissibilidade é a razão entre a força transmitida e a força aplicada.



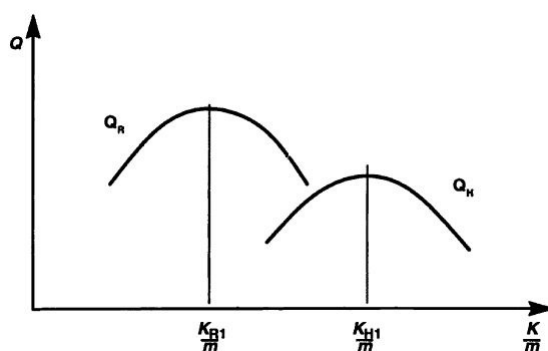


Figura 90: Influência da Rigidez da Suspensão na Qualidade de Rodagem (Dixon, 2007)

Valores práticos de rigidez irão situar-se entre “ $K_{R1}$ ”, melhor para o conforto, e “ $K_{H1}$ ”, melhor para dirigibilidade, dependendo do tipo de veículo. Já, plotando “ $Q_R$ ” contra “ $Q_H$ ” dará uma curva polar ao longo das linhas da Figura 91. Aqui fica claro que em torno do melhor conforto, com rigidez “ $K_{R1}$ ”, um aumento da rigidez vai provocar um aumento substancial (de primeira ordem) da dirigibilidade com pouca perda de qualidade de conforto (de segunda ordem). Próximo à dirigibilidade ideal, com rigidez “ $K_{H1}$ ”, uma redução da rigidez proporciona uma melhoria substancial do conforto com pouca deterioração da dirigibilidade. Assim, para os veículos de passageiros, a faixa prática de escolha está dentro de um intervalo um pouco menor do que “ $K_{R1}$ ” à “ $K_{H1}$ ”.

Valores reais de frequências naturais variam de cerca de 1 Hz para automóveis de passageiros de grande porte ( $k_{SS} = 40 \text{ Nm}^{-1}/\text{kg}$ ) até por volta de 1,5 Hz para automóveis de passageiros pequenos ( $k_{SS} = 90 \text{ Nm}^{-1}/\text{kg}$ ), e ainda mais para carros esportivos, 2 Hz ou até mesmo 2,5 Hz ( $k_{SS} = 160 \text{ a } 250 \text{ Nm}^{-1}/\text{kg}$ ).

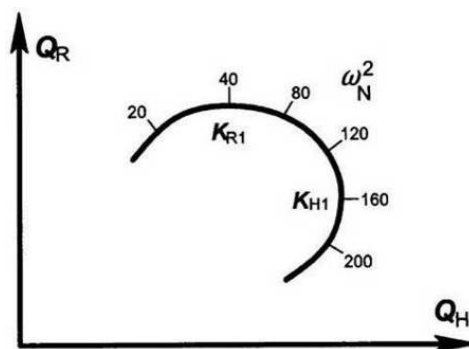


Figura 91: Interação Conforto-Dirigibilidade com Variação da Rigidez (Dixon, 2007)

Valores exigidos de coeficiente de amortecimento variam de forma um pouco semelhante à rigidez. Valores ideais dependem muito de condições particulares e, especialmente, de preferências pessoais, no entanto o conforto de um automóvel de passageiros em geral será melhor para um coeficiente de amortecimento em torno de 0,2 e a melhor dirigibilidade pode exigir uma taxa média de amortecimento em torno de 0,8. Assim, valores escolhidos na prática, deverão estar na faixa de 0,25 a 0,75, como visto na Figura 92.

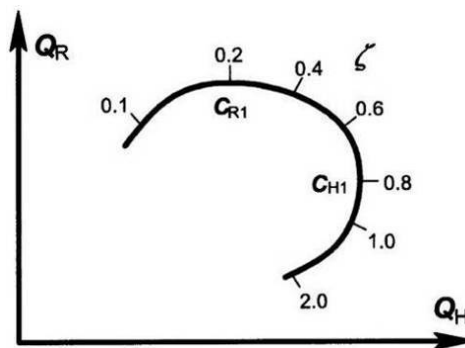


Figura 92: Interação Conforto-Dirigibilidade com Variação do Amortecimento (Dixon, 2007)

Do ponto de vista prático, é comum não utilizar a classificação “Q” como medida de qualidade, mas sim “D<sub>p</sub>”, uma medida de desconforto que representa a aceleração sofrida pelos passageiros em r.m.s. e equivale aproximadamente ao inverso de “Q”, sendo um parâmetro adimensional como  $A_{rms}/g$ .

Os efeitos de mola e amortecimento podem ser combinados em um gráfico polar como na Figura 93: a interação do desconforto passageiro/pneu. Este mostra o desconforto dos passageiros no eixo y, “D<sub>p</sub>”, contra o desconforto dos pneus no eixo x, “D<sub>t</sub>”, sendo ambos os parâmetros adimensionais. Já o parâmetro “f<sub>SRH</sub>”, conhecido como parâmetro conforto-dirigibilidade da suspensão, expressa a relação da mola com o amortecedor em uma única escala a qual, para veículos normais, deve variar na faixa de 1 a 2 s<sup>-1</sup>. Valores superiores ocorrem para carros de corrida, especialmente para os portadores de efeito solo.

A Tabela 1 apresenta valores práticos para o parâmetro conforto-dirigibilidade da suspensão.

Tabela 1: Valores para o Parâmetro Conforto-Dirigibilidade da Suspensão (Dixon, 2007)

Veículo	$f_{SRH}$
Conforto Ótimo	1,0
Veículo de Passageiros	1,2
Veículos Esportivos	1,5
Carros de Corrida	2,0
Carros de Corrida com Efeito Solo	3,0

Os valores de desconforto do passageiro e dos pneus podem ser investigados experimentalmente, com custo significativo, ou por simulação computacional, permitindo alguma variação sincronizada da rigidez com o amortecimento, a partir da qual o gráfico acima pode ser construído. Uma simulação básica de ride considerando o desconforto dos pneus não é uma representação completa do efeito da suspensão sobre a dirigibilidade, é claro, porque não incluem o efeito de molas mais rígidas e da suspensão na redução do pitch e da rolagem do corpo do veículo, mas é um guia útil para checar tendências. Este aspecto pode ser melhorado através da incorporação das variações de aceleração longitudinal para estimular os movimentos bruscos de pitch para que a capacidade da suspensão de controlar estes seja testada. Para um modelo mais complexo, as variações de aceleração lateral também podem ser incluídas (DIXON, 2007).

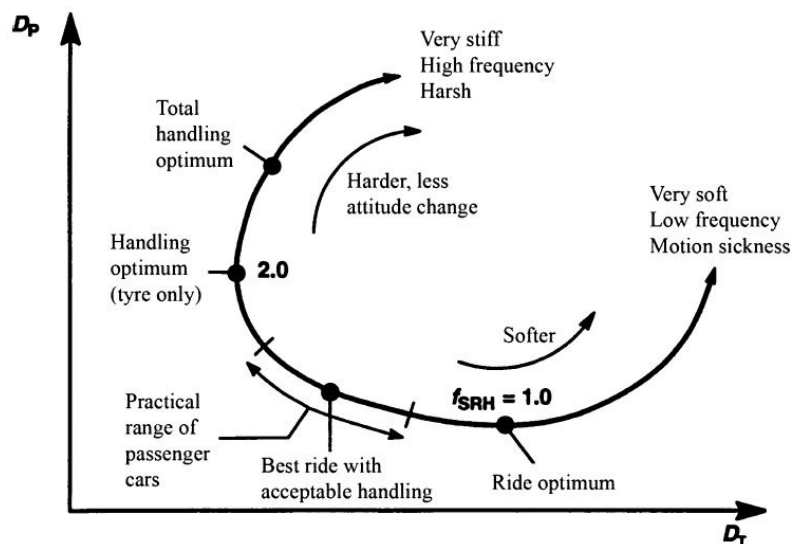


Figura 93: Interação do Desconforto Passageiro-Pneu (Dixon, 2007)

## 2.4.5 Percepção do Conforto

A opinião dos passageiros sobre o que constitui uma boa qualidade do conforto de rodagem é obviamente subjetiva. O que uma pessoa considera como conforto ótimo pode ser completamente inaceitável para outra. Pessoas que preferem carros esportivos poderão sentir-se desapontadas com a dirigibilidade dos veículos grandes de luxo, enquanto que os proprietários de veículos de luxo ficarão muito insatisfeitos como o conforto de um carro esportivo.

Outros fatores entram em cena quando as pessoas avaliam a qualidade do conforto de um veículo. Certamente, a qualidade acústica é um fator, e embora não seja um resultado direto da suspensão, as pessoas rejeitam ruídos, barulhos e chiados em seus veículos. A percepção dos assentos também é outra consideração importante que impacta sobre o nível de vibração transmitida aos ocupantes. O sistema de controle do clima ambiente, embora não tenha qualquer relação com o projeto da suspensão, também influencia a percepção do conforto. Se uma pessoa é afetada negativamente pela temperatura interna, sua percepção subjetiva do conforto será prejudicada. Assim, um dos maiores desafios dos engenheiros de suspensão consiste em captar a maioria das avaliações subjetivas e transformá-las em padrões numéricos.

Algum debate existe sobre quais características de movimentação as pessoas consideram inaceitáveis. O deslocamento por si só não é um problema, ao passo que o esforço requerido para alcançá-lo possa ser. Da mesma forma, velocidade e aceleração constantes normalmente não induzem grande desconforto.

Entretanto, a taxa de variação da aceleração, ou do inglês “jerk”<sup>33</sup>, que de fato é a derivada da aceleração, pode produzir desconforto, apesar deste não ser o único elemento a produzi-lo. A frequência da aceleração e a sua direção também influenciam o conforto. Um veículo quando encontra um obstáculo e movimenta-se drasticamente em torno do seu ângulo de pitch é tido como menos confortável do que outro que se movimenta mais suavemente em bounce, embora ambos os movimentos perdurem pelo mesmo espaço de tempo.

---

<sup>33</sup> Jerk é o termo usado para denotar a taxa de variação da aceleração no tempo.

Uma quantidade significativa de publicações dedica-se a quantificar a qualidade do conforto e a percepção humana ao conforto. Estudos e levantamentos de dados têm sido realizados por vários institutos como a Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE) e a Organização de Normas Internacional (ISO), tanto quanto pesquisadores individuais. GILLESPIE (1992) faz uma revisão sucinta da literatura. Embora sejam várias as fontes, Gillespie conclui que não há normas ou padrões aceitáveis para o julgamento da qualidade do conforto devido às variáveis como a posição do assento, simples versus múltiplas frequências de entrada, entradas multi-direcionais, tempo de exposição e parâmetros visuais ou audíveis.

O aspecto fundamental é que o ponto de partida dos engenheiros de suspensão são as pesquisas e as curvas de conforto. Porém não existe um substituto para a avaliação subjetiva proporcionada pelos testes de rodagem. O que poderia se concluir é que os engenheiros de suspensão deveriam procurar eliminar todas as vibrações dos veículos, mas esse é um problema impossível de ser solucionado em veículos motorizados. Certamente, quando um tipo de vibração é eliminado, os passageiros se sentirão incomodados por outro novo tipo de vibração mais sutil. Ademais, a eliminação de todas as vibrações também é indesejável, já que estas são o produto das características da pista de rodagem consideradas essenciais para a percepção dos condutores sobre os veículos a motor. (STONE e BALL, 2004 e GILLESPIE, 1992).

#### **2.4.6 Efeitos da Vibração no Corpo Humano**

A capacidade do corpo humano em suportar a vibração e o desconforto relacionado tem sido objeto de inúmeros estudos e diversas normas sobre o assunto indicado. A norma ISO 2631 (Figura 94), faz a distinção entre as vibrações com uma frequência na faixa entre 0,5 Hz a 80 Hz, que pode causar uma redução de conforto, fadiga e problemas de saúde, e as vibrações com uma frequência na faixa entre 0,1 Hz a 0,5 Hz, que pode causar enjôo.

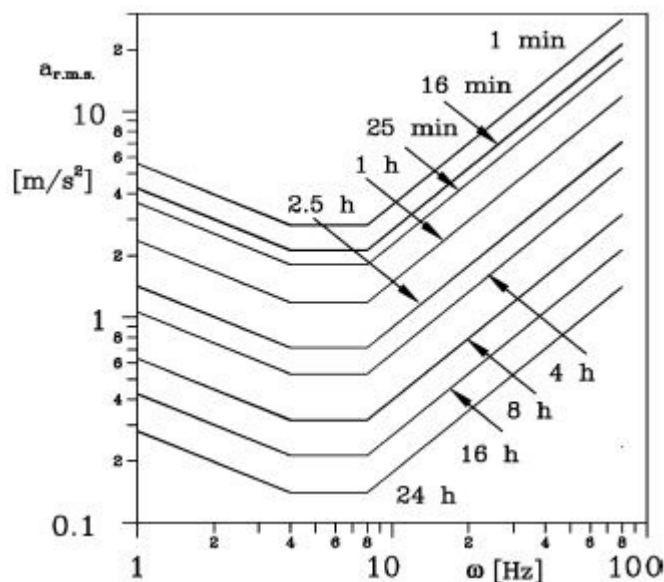


Figura 94: Aceleração Vertical rms em Função da Frequência (Genta e Morello, 2009)

As normas referem-se à aceleração devido à vibração e sugerem funções de ponderação da frequência para computar os valores médios da raiz quadrada da aceleração (rms - root mean square). Tais funções dependem tanto do ponto do corpo onde é aplicada a aceleração quanto da direção ao longo do qual ela age.

A Figura 94 mostra o valor da aceleração r.m.s contra a frequência “ $\omega$ ” fazendo com que, num dado tempo, haja uma redução da eficiência física. Os limites de exposição podem ser obtidos multiplicando-se os valores relatados na Figura 94 por 2, enquanto que o “limite de conforto reduzido” é obtido dividindo-se os mesmos valores por 3,15 (ou seja, diminuindo o valor rms em 10 dB). A partir do gráfico, é evidente que a gama de frequências em que os seres humanos são mais afetados pelas vibrações situa-se entre 4 e 8 Hz.

Como já foi dito, as frequências inferiores entre 0,5 e 1 Hz produzem sensações que podem estar associadas com o enjôo de movimento. Este depende de muitos parâmetros que não apenas a aceleração e variam de um indivíduo para outro. Entre 1 e 4 Hz, a capacidade humana em tolerar a aceleração diminui com a frequência, atingindo o mínimo entre 4 e 8 Hz. Entre 8 e 80 Hz, a tolerância aumenta novamente em uma lei praticamente linear com a frequência. Na prática, o que cria desconforto nessa faixa não é tanto a aceleração, mas sim a razão entre a aceleração e a frequência.

Acima de 80 Hz o efeito da vibração depende, sobretudo, da parte do corpo envolvida, como as vibrações locais tornam-se o fator preponderante, torna-se impossível criar regras gerais. Há também campos de ressonância em que algumas partes do corpo vibram com amplitudes particularmente grandes. Como exemplo, o sistema tórax-abdômen tem uma frequência de ressonância de cerca de 3 a 6 Hz, embora todos valores de frequências ressonantes dependem fortemente de características individuais. O sistema cabeça-ombro-pescoço tem uma frequência de ressonância de cerca de 20 a 30 Hz, e muitos outros órgãos têm ressonâncias mais ou menos acentuadas em outras frequências (por exemplo, o globo ocular entre 60 e 90 Hz, o sistema crânio-maxilar inferior entre 100 e 220 Hz, etc.).

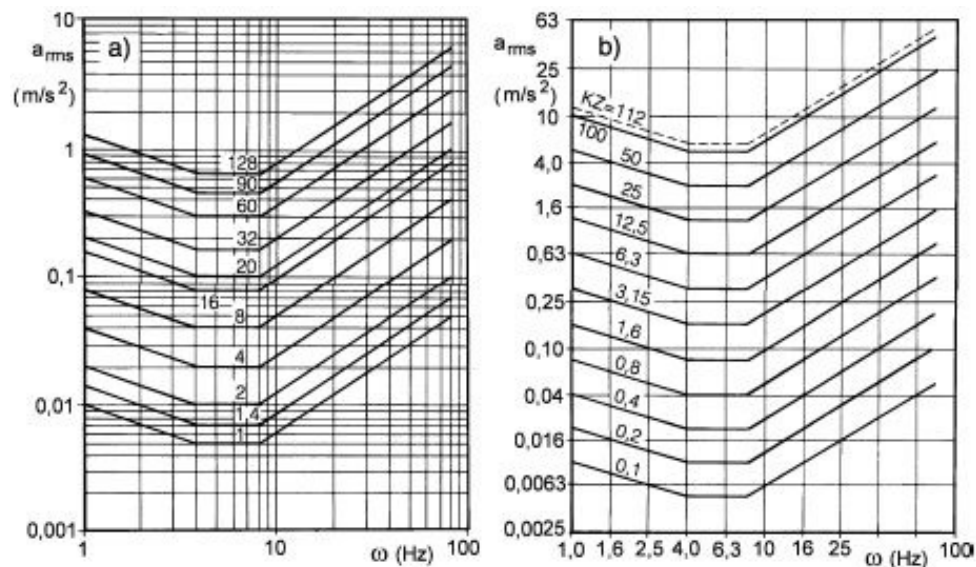


Figura 95: Curvas de Desconforto Constante, BSI 6472 (a) e VDI 2057 (b) (Genta e Morello, 2009)

Resultados semelhantes são plotados na Figura 95. As parcelas estão relacionadas à linhas de desconforto similares, segundo as normas britânica BSI 6472 (a) e alemã VDI 2057 (b).

Outras curvas relacionadas com a vibração vertical e horizontal de várias fontes são relatadas por M.W. Sayers, S.M. Karamihas, *The Little Book of Profiling*, Universidade de Michigan, 1998, e estão representados na Figura 96.

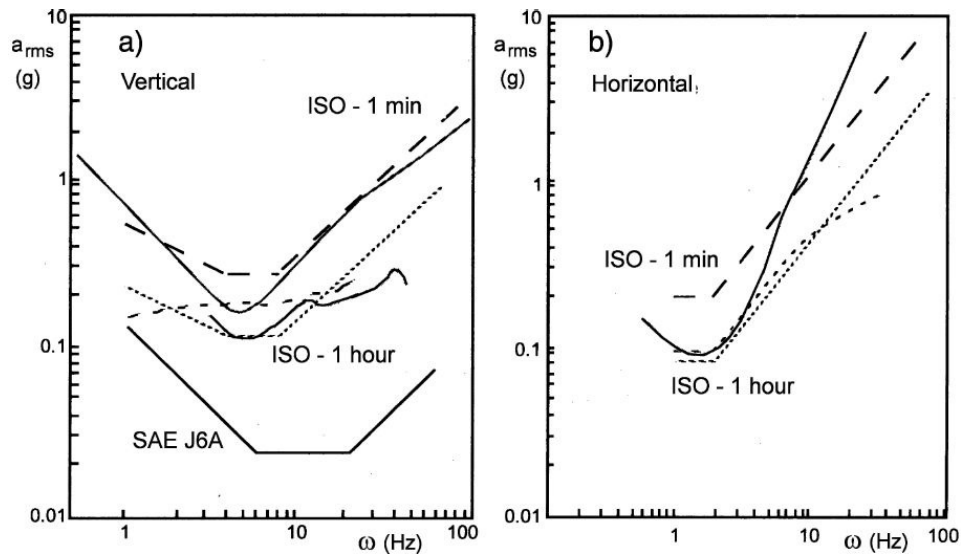


Figura 96: Comparação entre Limites de Desconforto, várias fontes (Genta e Morello, 2009)

Conhecidos estes aspectos, as frequências naturais mais baixas, aquelas relacionadas com o movimento da massa suspensa, devem ser altas o suficiente para evitar o enjôo dos ocupantes, porém baixas o suficiente para estarem abaixo de 4 Hz. Uma escolha comum é localizá-las no intervalo entre 1,2 e 1,6 Hz. Frequências mais elevadas, aquelas devidas ao movimento das massas não suspensas, devem estar bem acima de 8 a 10 Hz. Uma boa escolha pode ser localizá-las em torno de 15 a 20 Hz (GENTA E MORELLO, 2009).

## 2.5 Teoria das Vibrações

As massas diversas, as molas e os amortecedores do veículo completo, se combinam e formam um sistema de vibração complexo, excitado pela aspereza da estrada e entradas de controle. Uma cobertura completa da teoria do comportamento de rodagem de um veículo exigiria um livro completo; aspectos gerais podem ser encontrados, por exemplo, em GILLESPIE (1992). A plena compreensão do papel do amortecedor na dinâmica do veículo realmente exige um profundo conhecimento de ambos os comportamentos de ride e handling. No entanto, uma avaliação básica requer apenas uma compreensão simples da teoria das vibrações para os sistemas de um e dois graus de liberdade.



Os movimentos de pitch e bounce do corpo de um veículo constituem um sistema de 2 gdl<sup>34</sup> (dois graus de liberdade), ou seja, a posição do corpo requer dois parâmetros para a sua especificação. Uma combinação é a altura “z” de passeio no centro de massa, mais o ângulo de inclinação “ $\theta$ ”. Outra combinação possível são as alturas de passeio das partes dianteira e traseira. Em geral, esse sistema deve ser analisado como um sistema completo de 2 gdl (DIXON, 2007).

### 2.5.1 Sistema Não-Amortecido com 2 gdl para Bounce e Pitch

Considere uma análise de bounce e pitch para um modelo de veículo real com assimetria longitudinal, ou seja,  $a \neq b$  ;  $K_f \neq K_r$  e/ou  $C_f \neq C_r$ , como na Figura 97. Para uma análise não-amortecida<sup>35</sup> de 2 gdl de bounce e pitch, considere o corpo do veículo com a posição de bounce “z” (no centro de massa), positivo pra cima, e ângulo de pitch “ $\theta$ ”, positivo com a frente apontado para cima, Figura 98. As posições de passeio do corpo dianteira e traseira são:

$$z_f = z + a\theta \quad (59)$$

$$z_r = z - b\theta \quad (60)$$

As forças da suspensão dianteira e traseira no corpo, positivas para cima, são:

$$F_f = -2K_f z_f = -2K_f(z + a\theta) \quad (61)$$

$$F_r = -2K_r z_r = -2K_r(z - b\theta) \quad (62)$$

---

<sup>34</sup> O número de Graus de Liberdade em um sistema vibratório é a somatória de todos os modos os quais as massas do sistema podem deslocar-se de forma independente da sua posição de equilíbrio.

<sup>35</sup> Sistemas Não-Amortecidos são aqueles nos quais não existem forças opostas ao movimento vibratório para dissipar energia.

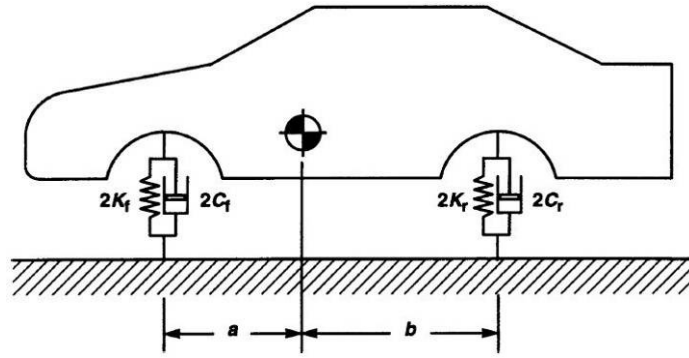


Figura 97: Veículo com Assimetria Longitudinal (Amortecimento Zero) (Dixon, 2007)

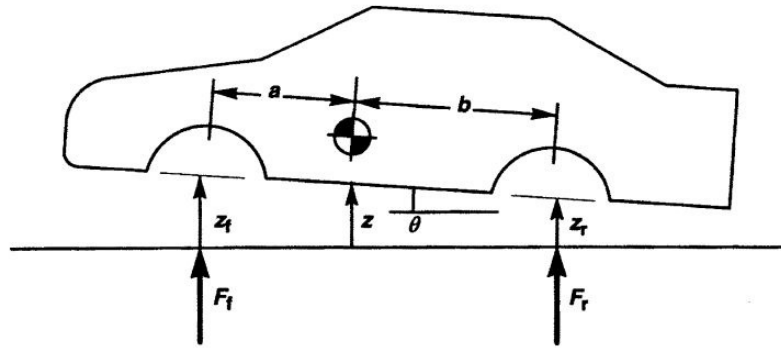


Figura 98: Posição do Corpo do Veículo com Deflexão em Pitch e Bounce (Dixon, 2007)

As equações do movimento são:

$$m\ddot{z} = F_f + F_r \quad (63)$$

$$m\ddot{z} = -2K_f(z + a\theta) - 2K_r(z - b\theta) \quad (64)$$

$$m\ddot{z} = -(2K_f + 2K_r)z - (2aK_f - 2bK_r)\theta \quad (65)$$

$$I\ddot{\theta} = aF_f - bF_r \quad (66)$$

$$I\ddot{\theta} = -2aK_f(z + a\theta) - 2bK_r(z - b\theta) \quad (67)$$

$$I\ddot{\theta} = -(2aK_f - 2bK_r)z - (2a^2K_f - 2b^2K_r)\theta \quad (68)$$

Utilizando o operador “D” para d/dt, e substituindo estes termos, tem-se:

$$[mD^2 + (2K_f + 2K_r)]z + [(2aK_f - 2bK_r)]\theta = 0 \quad (69)$$

$$[(2aK_f - 2bK_r)]z + [ID^2 + (2a^2K_f + 2b^2K_r)]\theta = 0 \quad (70)$$

Estas são as equações diferenciais simultâneas do movimento para bounce e pitch não-amortecido.

Estas equações podem ser expressas de forma mais simplificada, considerando os termos constantes a seguir para os coeficientes de rigidez do veículo:

$$C_{K0} = 2K_f + 2K_r \quad [N/m] \quad (71)$$

$$C_{K1} = 2aK_f - 2bK_r \quad [N/rad] \quad (72)$$

$$C_{K2} = 2a^2K_f + 2b^2K_r \quad [Nm/rad] \quad (73)$$

A primeira delas é de fato a rigidez total em bounce para 1gdl, a última é a rigidez do movimento de pitch para 1 gdl. A segunda, “C<sub>K1</sub>”, é um coeficiente de acoplamento entre bounce e pitch nas coordenadas utilizadas para a análise, ou seja, “z” e “θ” do centro de massa. Substituindo estes coeficientes dá a forma padrão:

$$(mD^2 + C_{K0})z + (C_{K1})\theta = 0 \quad (74)$$

$$(C_{K1})z + (ID^2 + C_{K2})\theta = 0 \quad (75)$$

A equação característica para 2 gdl dos movimentos de pitch e bounce é obtida através da eliminação de uma das variáveis “z” ou “θ”, e dividindo-se então pela variável restante. O resultado é:

$$(mD^2 + C_{K0})(ID^2 + C_{K2})z - C_{K1}^2 = 0 \quad (76)$$

dando a equação característica:

$$(mI)D^4 + (mC_{K2} + IC_{K0})D^2 + (C_{K0}C_{K2} - C_{K1}^2) = 0 \quad (77)$$

As soluções necessárias para “D” são os valores imaginários associados à frequência de vibração natural não-amortecida, isto é:

$$D = +i\omega_N \quad (78)$$

$$D^2 = -\omega_N^2 \quad (79)$$

$$D^4 = +\omega_N^4 \quad (80)$$

então os modos não-amortecidos das frequências naturais em radianos são as soluções para:

$$(mI)\omega_N^4 - (mC_{K2} + IC_{K0})\omega_N^2 + (C_{K0}C_{K2} - C_{K1}^2) = 0 \quad (81)$$

Esta equação característica é uma quártica, e pode ser considerada uma quadrática em  $E = \omega_N^2$ . Além disso, para simplificar as equações, escreve-se os coeficientes de rigidez do veículo:

$$C_{K3} = \frac{C_{K2}}{I} + \frac{C_{K0}}{m} \quad [s^{-2}] \quad (82)$$

$$C_{K4} = \frac{C_{K0}C_{K2} - C_{K1}^2}{mI} \quad [s^{-4}] \quad (83)$$

Isto dá a equação característica na forma reduzida,

$$\omega_N^4 - C_{K3}\omega_N^2 + C_{K4} = 0 \quad (84)$$

com a solução padrão:

$$\omega_N^2 = \frac{1}{2}C_{K3} \pm \sqrt{\frac{1}{4}C_{K3}^2 - C_{K4}} \quad (85)$$

Os dois modos de vibrar das frequências naturais são dessa maneira, tendo o modo mais baixo em primeiro,

$$\omega_{M1} = \sqrt{\frac{1}{2}C_{K3} - \sqrt{\frac{1}{4}C_{K3}^2 - C_{K4}}} \quad (86)$$

$$\omega_{M2} = \sqrt{\frac{1}{2}C_{K3} + \sqrt{\frac{1}{4}C_{K3}^2 - C_{K4}}} \quad (87)$$

que são facilmente calculados. Estas frequências dependem das propriedades físicas do sistema, das inércias e rigidezes, e não das condições iniciais de vibração em particular. Estes valores de frequência são cerca de 9 rad/s (1,4 Hz) para um automóvel de passageiros.

Em cada um dos dois modos de vibração, considerados separadamente, a proporção de bounce e pitch são definidas pelo fator de forma do modo, que é o quociente do bounce sobre o pitch no modo. Para encontrá-lo, considere a solução, que para um sistema não amortecido linear será sinusoidal no tempo, sendo:

$$z = Z \text{ sen } \omega_t \quad (88)$$

$$\theta = \Theta \text{ sen } \omega_t \quad (89)$$

onde “Z” e “Θ” devem ser determinados. Derivando-se duas vezes temos:

$$\ddot{z} = -\omega^2 Z \text{ sen } \omega_t \quad (90)$$

$$\ddot{\theta} = -\omega^2 \Theta \text{ sen } \omega_t \quad (91)$$

Substituindo-se estes na forma padrão das equações diferenciais,

$$-m\omega^2 Z \text{ sen } \omega_t + C_{K0} Z \text{ sen } \omega_t + C_{K1} \Theta \text{ sen } \omega_t = 0 \quad (92)$$

$$C_{K1} Z \text{ sen } \omega_t - I\omega^2 \Theta \text{ sen } \omega_t + C_{K2} \Theta \text{ sen } \omega_t = 0 \quad (93)$$

da primeira destas equações

$$Z(C_{K0} - m\omega^2) + C_{K1}\Theta = 0 \quad (94)$$

e o fator de forma do modo “S” é, por definição,

$$S = \frac{Z}{\Theta} = \frac{C_{K1}}{(m\omega^2 - C_{K0})} \quad (95)$$

para a segunda equação,

$$C_{K1}Z + (C_{K2} - I\omega^2)\Theta = 0 \quad (96)$$

$$S = \frac{Z}{\Theta} = \frac{(I\omega^2 - C_{K2})}{C_{K1}} \quad (97)$$

Estas duas equações de “S” devem dar o mesmo valor de forma do modo, é claro, então qualquer um pode ser usado. Eles devem ser avaliados nos modos das frequências naturais “ $\omega_{M1}$ ” e “ $\omega_{M2}$ ” encontrados anteriormente, para dar os dois valores de forma do modo. Eles só coincidem em valor nas frequências dos modos. Esta necessária coincidência é uma forma alternativa de se obter as frequências.

Os dois fatores de forma dos modos, em notação completa, são:

$$S_1 = \left( \frac{Z}{\Theta} \right)_1 = \frac{C_{K1}}{(m_s\omega_{M1}^2 - C_{K0})} \quad (98)$$

$$S_2 = \left( \frac{Z}{\Theta} \right)_2 = \frac{C_{K1}}{(m_s\omega_{M2}^2 - C_{K0})} \quad (99)$$

A unidade de cada um desses fatores de forma dos modos de vibração é o metro (m). Sendo o quociente do movimento de bounce sobre o de pitch, e representa a distância em relação ao centro de massa em que o ponto efetivo de pivotamento do movimento será encontrado, como

visto na Figura 99. Uma das formas do modo é negativa, indicando um ponto de pivotamento (nó) à frente do centro de massa para aquele modo de vibrar.

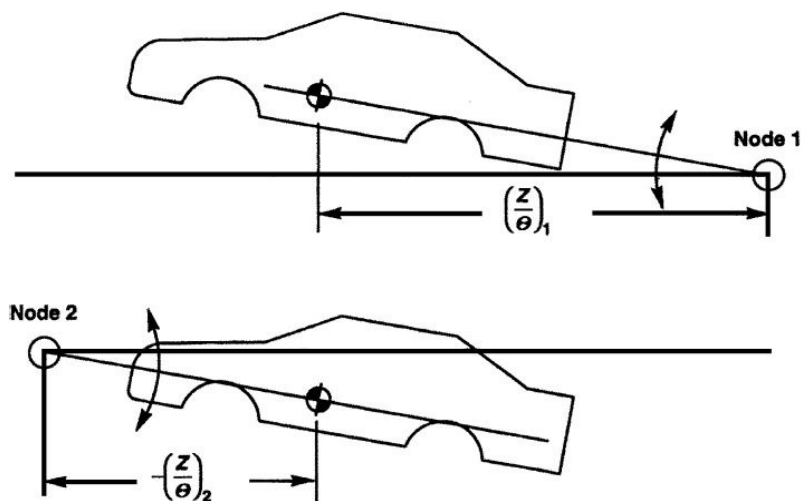


Figura 99: Pontos de Pivotamento e Deslocamentos Modais (Dixon, 2007)

Tal como acontece com a vibração de 1 gdl, a amplitude é arbitrária, dependendo sobretudo das condições iniciais. Em geral, é claro, a deflexão inicial seria uma mistura das duas formas de vibração, e os dois modos poderiam então ocorrer em superposição, cada um com sua própria frequência.

Uma das formas de vibração tem maior magnitude do que a outra, este modo predominante é o de bounce, sendo o outro o modo essencialmente de pitch.

Para valores práticos de frequências finais, 20 a 30% maiores na parte traseira, o nó do modo de bounce é aproximadamente de uma distância entre eixos para trás do centro de massa. O nó de pitch é de cerca de um quarto da distância entre eixos à frente do centro de massa, localizado na distância média entre o centro de massa e o eixo dianteiro. Assim, o modo de pitch provoca uma movimentação muito maior na suspensão traseira do que na dianteira. A atenuação do movimento de pitch é, portanto, dependente em grande parte dos amortecedores traseiros.

A importância destes modos é que eles são independentes, o veículo pode vibrar em um modo sem qualquer implicação no outro modo. Nas equações acima, foi observado que havia um termo de acoplamento “ $C_{K1}$ ”. Nas coordenadas originais  $(z, \theta)$  no centro de massa, existe

acoplamento, o veículo não pode vibrar simplesmente em bounce ou pitch sobre o centro de massa. Mudando para coordenadas de movimento angulares nos dois modos ( $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ), o desacoplamento é alcançado.

A relação entre as posições de bounce e pitch e as posições dos modos pode ser encontrada como segue. Para uma posição do corpo do veículo especificada pela posição de bounce “z” e ângulo de pitch “ $\theta$ ”, com as correspondentes posições de modo “ $\theta_1$ ” e “ $\theta_2$ ”, girando sobre o nó correspondente, para ângulo positivo de pitch com a frente apontando para cima:

$$z = S_1\theta_1 + S_2\theta_2 \quad (100)$$

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 \quad (101)$$

A solução simultânea para estes vem:

$$\theta_1 = \frac{z - S_2\theta}{S_1 - S_2} \quad (102)$$

$$\theta_2 = \frac{S_1\theta - z}{S_1 - S_2} \quad (103)$$

Equações correspondentes se aplicam para a velocidade e a aceleração.

Se a posição inicial do veículo é expressa por “ $z_F$ ” e “ $z_R$ ”, para encontrar as posições de modo correspondentes “ $\theta_1$ ” e “ $\theta_2$ ”:

$$z_f = (S_1 + a)\theta_1 + (S_2 + a)\theta_2 \quad (104)$$

$$z_r = (S_1 - b)\theta_1 + (S_2 - b)\theta_2 \quad (105)$$

A solução para estas equações simultâneas é:

$$d = (S_1 + a)(S_2 - b) - (S_2 + a)(S_1 - b) \quad (106)$$



$$\theta_1 = \frac{z_f(S_2 - b) - z_r(S_2 + a)}{d} \quad (107)$$

$$\theta_2 = \frac{-z_f(S_1 - b) + z_r(S_1 + a)}{d} \quad (108)$$

Qualquer posição inicial do corpo pode ser representada pela soma de duas posições de modo. Se o corpo é então liberado em vibração livre<sup>36</sup>, os modos acontecem de forma independente um do outro, cada um em sua própria frequência. A posição do corpo no instante “t” em termos de “z” e “θ” pode ser encontrada pela superposição das posições de modo (DIXON, 2007).

## 2.5.2 Sistema Amortecido com 2 gdl para Bounce e Pitch

Esta etapa considera separadamente um movimento amortecido<sup>37</sup> de 1 gdl para cada um dos modos de vibração encontrados pela análise não-amortecida de 2 gdl.

O fator de forma dos modos, dando as posições nodais para cada um dos dois modos de vibrar, são encontradas na análise não-amortecida, como mostrado anteriormente:

$$\omega_{M1} = \sqrt{\frac{1}{2}C_{K3} - \sqrt{\frac{1}{4}C_{K3}^2 - C_{K4}}} \quad (86)$$

$$\omega_{M2} = \sqrt{\frac{1}{2}C_{K3} + \sqrt{\frac{1}{4}C_{K3}^2 - C_{K4}}} \quad (87)$$

$$S_1 = \left( \frac{Z}{\Theta} \right)_1 = \frac{C_{K1}}{(m_s \omega_{M1}^2 - C_{K0})} \quad (98)$$

<sup>36</sup> Vibração livre de um sistema é a vibração durante a qual nenhuma força variável é externamente aplicada ao sistema.

<sup>37</sup> Sistemas Amortecidos são aqueles nos quais a energia é dissipada pelas forças de oposição ao movimento vibratório.

$$S_2 = \left( \frac{Z}{\Theta} \right)_2 = \frac{C_{K1}}{(m_s \omega_{M2}^2 - C_{K0})} \quad (99)$$

Considerando agora uma vibração de 1 gdl sobre o nó para o modo 1. Imagine o veículo parado no ponto nodal, de modo que, a despeito de qualquer efeito de amortecimento, o movimento continua sendo de pitch sobre esse ponto nodal. Este não é exatamente o movimento real, o qual depende da distribuição do amortecimento em comparação com a distribuição da rigidez, mas geralmente é uma aproximação adequada. Pelo Teorema dos Eixos Paralelos, as inércias modais são:

$$I_{M1} = I_P + m S_1^2 \quad (109)$$

$$I_{M2} = I_P + m S_2^2 \quad (110)$$

Ao considerar o momento de restauração a partir de uma deformação modal “ $\theta$ ”, a rigidez modal é:

$$K_{M1} = 2K_f(S_1 + a)^2 + 2K_r(S_1 - b)^2 \quad (111)$$

$$K_{M2} = 2K_f(S_2 + a)^2 + 2K_r(S_2 - b)^2 \quad (112)$$

Ao considerar uma velocidade (angular) modal, os coeficientes de amortecimento modais “ $C_{M1}$ ” e “ $C_{M2}$ ” são:

$$C_{M1} = 2C_f(S_1 + a)^2 + 2C_r(S_1 - b)^2 \quad (113)$$

$$C_{M2} = 2C_f(S_2 + a)^2 + 2C_r(S_2 - b)^2 \quad (114)$$

Considerando o movimento modal para 1 gdl, a equação de movimento fica simplesmente:

$$I_M \ddot{\theta}_M + C_M \dot{\theta}_M + K_M \theta_M = 0 \quad (115)$$

A frequência natural em radianos é, como de costume, a raiz quadrada da rigidez sobre a inércia:

$$\omega_{M1} = \sqrt{\frac{K_{M1}}{I_{M1}}} \quad (116)$$

$$\omega_{M2} = \sqrt{\frac{K_{M2}}{I_{M2}}} \quad (117)$$

Naturalmente, essas frequências já são conhecidas, tendo sido encontrados durante a avaliação das posições modais dos nós, mas estas novas expressões de frequência devem dar os mesmos resultados anteriores, e fornecem uma verificação útil. Os fatores de amortecimento modais (a parte real das raízes complexas), negativos para casos práticos, são:

$$\alpha_{M1} = -\frac{C_{M1}}{2I_{M1}} \quad (118)$$

$$\alpha_{M2} = -\frac{C_{M2}}{2I_{M2}} \quad (119)$$

As razões de amortecimento modais são então:

$$\xi_{M1} = -\frac{\alpha_{M1}}{\omega_{M1}} \quad (120)$$

$$\xi_{M2} = -\frac{\alpha_{M2}}{\omega_{M2}} \quad (121)$$

As frequências naturais amortecidas “ $\omega_{D1}$ ” e “ $\omega_{D2}$ ” em rad/s podem ser calculadas na forma usual:

$$\omega_{D1} = \omega_{M1} \sqrt{1 - \xi_{M1}^2} \quad (122)$$

$$\omega_{D2} = \omega_{M2} \sqrt{1 - \xi_{M2}^2} \quad (123)$$

De fato a presença de amortecimento, em geral, invalida a hipótese de movimento independente dos dois modos de vibrar pela introdução de algum acoplamento modal, mas a aproximação é geralmente razoavelmente boa. Portanto, o cálculo acima fornece uma maneira muito simples de se obter uma estimativa do valor da razão de amortecimento para cada um dos dois modos. Um aspecto importante da análise acima é que a idéia de um nó modal fixo é mantida, permitindo fácil interpretação dos modos de vibração e de movimento, e os cálculos são facilmente realizados com a mão (DIXON, 2007).

### 2.5.3 Sistema Amortecido com 2 gdl para Bounce e Pitch, Análise Completa

Com as facilidades computacionais, uma análise completa do sistema de 2 gdl com amortecimento pode ser executada. A solução de uma equação quártica é necessária, o que demandaria bastante tempo para a solução manual. Os resultados normalmente são próximos aos encontrados pelo método simplificado acima.

Considerando o veículo da Figura 97, com a posição em 2 gdl definida por um valor de bounce “z” no centro de massa, além de um ângulo de pitch “θ” (em radianos). As posições do corpo “z<sub>f</sub>” e “z<sub>r</sub>” e as velocidades verticais correspondentes são:

$$z_f = z + a\theta \quad (124)$$

$$z_r = z - b\theta \quad (125)$$

$$\dot{z}_f = \dot{z} + a\dot{\theta} \quad (126)$$

$$\dot{z}_r = \dot{z} - b\dot{\theta} \quad (127)$$

As forças totais da suspensão no corpo “F<sub>f</sub>” e “F<sub>r</sub>”, são:

$$F_f = -2K_f(z + a\theta) - 2C_f(\dot{z} + a\dot{\theta}) \quad (128)$$

$$F_r = -2K_r(z - b\theta) - 2C_r(\dot{z} - b\dot{\theta}) \quad (129)$$

As equações de movimento são:

$$m\ddot{z} = -2K_f(z + a\theta) - 2C_f(\dot{z} + a\dot{\theta}) - 2K_r(z - b\theta) - 2C_r(\dot{z} - b\dot{\theta}) \quad (130)$$

$$I\ddot{\theta} = -2aK_f(z + a\theta) - 2aC_f(\dot{z} + a\dot{\theta}) + 2bK_r(z - b\theta) + 2bC_r(\dot{z} - b\dot{\theta}) \quad (131)$$

Usando os coeficientes de rigidez do veículo “ $C_{K0}$ ”, “ $C_{K1}$ ” e “ $C_{K2}$ ” e os coeficientes de amortecimento do veículo “ $C_{D0}$ ”, “ $C_{D1}$ ” e “ $C_{D2}$ ”, os quais são:

$$C_{K0} = 2K_f + 2K_r \quad (71)$$

$$C_{K1} = 2aK_f - 2bK_r \quad (72)$$

$$C_{K2} = 2a^2K_f + 2b^2K_r \quad (73)$$

$$C_{D0} = 2C_f + 2C_r \quad (132)$$

$$C_{D1} = 2aC_f - 2bC_r \quad (133)$$

$$C_{D2} = 2a^2C_f + 2b^2C_r \quad (134)$$

coletando os termos e utilizando o operador “ $D$ ” para  $d/dt$ , o resultado simplificado fica:

$$\{mD^2 + C_{D0}D + C_{K0}\}z + \{C_{D1}D + C_{K1}\}\theta = 0 \quad (135)$$

$$\{C_{D1}D + C_{K1}\}z + \{ID^2 + C_{D2}D + C_{K2}\}\theta = 0 \quad (136)$$

Estas são as equações diferenciais simultâneas de movimento com 2 gdl para bounce e pitch, incluindo o amortecimento. As equações acima podem ser expressas mais brevemente como:

$$\{A\}z + \{B\}\theta = 0 \quad (137)$$

$$\{B\}z + \{C\}\theta = 0 \quad (138)$$

Onde:

$$A = mD^2 + C_{D0}D + C_{K0} \quad (139)$$

$$B = C_{D1}D + C_{K1} \quad (140)$$

$$C = ID^2 + C_{D2}D + C_{K2} \quad (141)$$

O termo “B” é o termo de acoplamento para análise nas coordenadas (z,  $\theta$ ) no centro de massa; se o acoplamento é zero, então bounce e pitch sobre “G” são independentes, o que não é normalmente o caso. Isso exigiria que “ $C_{D1}$ ” fosse zero (zero acoplamento de amortecedor), além de zero acoplamento de rigidez “ $C_{K1}$ ”. No modelo não amortecido, o desacoplamento foi alcançado pela mudança das coordenadas modais, representando a posição por ângulos modais ( $\theta_1, \theta_2$ ) girando sobre os pontos nodais. Em geral, isso não é possível no caso amortecido porque os amortecedores não concordam com as molas sobre onde os nós deveriam estar. Isso ocorreria apenas se “ $C_f/C_r = K_f/K_r$ ”. Portanto, em geral a forma do modo de vibrar já não é um número real.

A equação característica é obtida a partir das duas equações simultâneas de movimento da forma habitual, eliminando qualquer uma das variáveis “z” ou “ $\theta$ ”, e em seguida dividindo-se pela outra, dando:

$$AC - B^2 = 0 \quad (142)$$

O resultado é:

$$\{mD^2 + C_{D0}D + C_{K0}\}\{ID^2 + C_{D2}D + C_{K2}\} - \{C_{D1}D + C_{K1}\}^2 = 0 \quad (143)$$

Expandindo e coletando os termos, resulta numa equação quártica:

$$\begin{aligned}
& D^4\{mI\} \\
& + D^3\{mC_{D2} + IC_{D0}\} \\
& + D^2\{mC_{K2} + C_{D0}C_{D2} + IC_{K0} - C_{D1}^2\} \\
& + D^1\{C_{D0}C_{K2} + C_{D2}C_{K0} - 2C_{D1}C_{K1}\} \\
& + D^0\{C_{K0}C_{K2} - C_{K1}^2\} = 0
\end{aligned} \tag{144}$$

Esta é a equação característica de pitch e bounce. Definindo os termos de amortecimento como zero eliminam-se os termos de potência ímpares, dando uma quadrática em “D<sup>2</sup>”, como mostrado anteriormente para o movimento não amortecido.

A equação acima é uma quártica com todos os termos presentes, de modo geral, uma solução analítica é impraticável. Para um projeto particular, os resultados numéricos podem ser obtidos por cálculo manual; isto é complicado e propenso a erros, mas possível. Os coeficientes na equação acima são calculados, para dar:

$$aD^4 + bD^3 + cD^2 + dD + e = 0 \tag{145}$$

e métodos padrão de solução para equações quárticas são empregados. Isto é ideal para solução numérica computacional, obtendo as razões de amortecimento modais e as formas do modo complexas.

A equação quártica tem quatro raízes (soluções). Em geral, estas são complexas e não apenas valores reais, embora os coeficientes quárticos acima sejam todos reais. Um veículo de passeio na prática terá movimentos de bounce e pitch os quais são oscilatórios e amortecidos, então as raízes serão complexas, por exemplo, “z<sub>1</sub> a z<sub>4</sub>” em pares conjugados. Os quárticos, portanto, em fatores:

$$(D - z_1)(D - z_2)(D - z_3)(D - z_4) = 0 \tag{146}$$

Existem três maneiras de combinar esses fatores em um par de fatores quadráticos para a quártica. Quando pareados corretamente, uma quadrática corresponde ao modo essencialmente de

bounce, a outra ao modo essencialmente de pitch. Como os coeficientes da quártica são reais, as raízes complexas são em pares conjugados (a mesma parte real, partes imaginárias com igual magnitude de sinais opostos), cada par sendo uma quadrática. Consequentemente, a correta fatoração da quártica produz duas equações quadráticas com coeficientes que são todos reais. As equações de fator quadrático dão as frequências modais e as razões de amortecimento da forma habitual, uma quadrática representando cada modo. O fato de os fatores quárticos estarem implícitos nas quadráticas com coeficientes reais não significa que os modos estão desacoplados (DIXON, 2007).

#### 2.5.4 Vibração em Rolagem Não-Amortecida

O modo de vibração em rolagem (roll) do veículo é bastante independente dos modos de pitch e bounce, e pode ser avaliado aproximadamente como sendo um movimento independente de 1 gdl. A rigidez de rolagem “ $K_{RS}$ ”, para suspensão independente com molas apenas, sem as barras estabilizadoras, com bitolas iguais (dianteira e traseira) e mesma rigidez, onde “ $K$ ” é a rigidez da mola em cada roda, é:

$$K_{RS} = KT^2 \quad (147)$$

A inércia de rolagem da massa suspensa, sobre o eixo de rolagem, é:

$$I_R = m_S k_R^2 = 1/4(m_S T^2 i_R^2) \quad (148)$$

onde “ $k_R$ ” é o raio de rolagem e “ $I_R$ ” o índice dinâmico de rolagem, definido como:

$$I_R = \frac{k_R}{\frac{1}{2}T} \quad (149)$$

A equação do movimento de rolagem livre é:



$$I_R \ddot{\phi} + k_R \phi = 0 \quad (150)$$

A frequência natural de rolagem “ $\omega_{NR}$ ”:

$$\omega_{NR} = \sqrt{\frac{K_R}{I_R}} = \sqrt{\frac{4K}{m_s i_R^2}} \quad (151)$$

Como o índice dinâmico de rolagem tende a ser inferior a 1, em torno de 0,85, a frequência natural de rolagem tende a ser um pouco superior à de bounce ou pitch. Além disso, a rigidez de rolagem é freqüentemente aumentada pelas barras estabilizadoras, para melhorar a dirigibilidade.

Comparando “ $\omega_{NR}$ ” com a frequência natural de bounce,

$$\frac{\omega_{NR}}{\omega_{NH}} = \frac{1}{i_R} \quad (152)$$

sem barras estabilizadoras. Com um fator de rigidez de barra anti-rolagem definido por:

$$f_{ARB} = \frac{k_{\phi ARB}}{K_{RS}} \quad (153)$$

a rigidez de rolagem é multiplicada pelo fator  $(1 + f_{ARB})$  podendo em alguns casos, ter um valor igual a 2:

$$K_R = K_{RS}(1 + f_{ARB}) \quad (154)$$

e a relação de frequência torna-se:

$$\frac{\omega_{NR}}{\omega_{NH}} = \frac{1}{i_R} \sqrt{1 + f_{ARB}} \quad (155)$$

No caso de uma suspensão de eixo rígido, a rigidez de rolagem decorrente das molas depende da sua área efetiva ao quadrado, a qual provoca uma considerável redução da rigidez à rolagem. Isso pode ser compensado de forma limitada pela rigidez de rolagem inerente ao feixe de molas (DIXON, 2007).

### 2.5.5 Vibração em Rolagem Amortecida

Para uma suspensão independente, considerando a rigidez e o amortecimento iguais nas rodas, a inércia, a rigidez e o amortecimento de rolagem são:

$$I_R = m_s k_R^2 = m_s^2 T^2 i_R^2 \quad (156)$$

$$K_R = K_T^2 (1 + f_{ARB}) \quad (157)$$

$$C_R = C T^2 \quad (158)$$

A equação do movimento de rolagem livre é:

$$I_R \ddot{\phi} + C_R \dot{\phi} + K_R \phi = 0 \quad (159)$$

A frequência natural não amortecida é:

$$\omega_{NR} = \sqrt{\frac{K_R}{I_R}} = \sqrt{\frac{4K(1+f_{ARB})}{m_s i_R^2}} \quad (160)$$

O fator de amortecimento é:

$$\alpha_R = -\frac{C_R}{2I_R} = -\frac{2C}{m_s i_R^2} \quad (161)$$

A razão de amortecimento é:

$$\xi_R = -\frac{\alpha_R}{\omega_{NR}} = \frac{C}{i_R \sqrt{m_S K(1 + f_{ARB})}} \quad (162)$$

A relação entre a razão de amortecimento de rolagem e a razão de amortecimento de bounce é:

$$\frac{\xi_R}{\xi_H} = \frac{1}{i_R \sqrt{1 + f_{ARB}}} \quad (163)$$

Portanto, a razão de amortecimento de rolagem é basicamente similar àquela para 1 gdl em bounce, mas depende, sobretudo, do índice dinâmico de rolagem, o qual situa-se normalmente entre 0,80 e 0,85, aumentando o amortecimento de rolagem. Por outro lado, o uso de barras estabilizadoras irá reduzir a taxa de amortecimento de rolagem (DIXON, 2007).

## 2.6 Suspensões Ativas, Semi-Ativas e Passivas

Com o objetivo de aprimorar o desempenho geral dos veículos nos últimos anos, suspensões que incorporam componentes ativos têm sido desenvolvidas. As suas variações cobrem um espectro bem amplo de desempenho e capacidades, porém os componentes ativos alteram somente as reações verticais da suspensão, não os cinemáticos. Componentes ativos que alteram o comportamento cinemático estão associados ao sistema de direção.

Os vários níveis de sistemas “ativos” de suspensão e sua prestação podem ser divididos em diversas categorias como será mostrado a seguir, listados em ordem crescente de capacidade (GILLESPIE, 1992).

### **2.6.1 Suspensão Passiva**

Consistem de componentes convencionais como molas e amortecedores cujas propriedades são invariantes no tempo. Elementos passivos podem apenas armazenar energia de parte de um ciclo<sup>38</sup> da suspensão (molas) ou dissipar essa energia (amortecedores). Nenhum tipo de energia externa é diretamente fornecido para este tipo de suspensão (GILLESPIE, 1992).

Os amortecedores e as molas, que irão compor o conjunto de suspensão passiva para um determinado veículo, são calculados no projeto visando a atender, de forma otimizada, o compromisso existente entre os dois requisitos básicos: conforto e segurança. Estes componentes são determinados pelo tipo de uso planejado no projeto do veículo. Por exemplo, um carro esportivo que exige melhores requisitos de estabilidade e dirigibilidade, terá, em consequência, uma suspensão “mais dura”. Já, uma mini-van familiar, onde conforto é muito mais importante, uma suspensão “mais macia” tem prioridade sobre os quesitos anteriores (CÔRTE-REAL, 2002).

### **2.6.2 Suspensão Auto-Niveladora**

São uma variação do sistema de suspensão passivo em que o componente elevador principal (usualmente molas pneumáticas) pode se ajustar de acordo com as mudanças de carga. Suspensões a ar, as quais são auto-niveladoras, são utilizadas em muitos veículos comerciais pesados e em alguns carros luxuosos de passeio. Uma válvula de controle de altura monitora a deflexão da suspensão e, quando a sua altura varia da posição normal de trabalho por um período determinado (tipicamente mais do que 5 segundos), a pressão de ar na mola é ajustada de maneira a restaurar a deflexão dentro da faixa requerida. A característica mais notável de uma suspensão a ar é que, como a pressão varia com a carga, a rigidez da mola muda proporcionalmente fazendo com que a frequência natural da suspensão permaneça constante (GILLESPIE, 1992).

---

<sup>38</sup> Ciclo de oscilação é a sequência completa de variação em deslocamento que ocorre durante um período.

## **2.6.3 Suspensão Semi-Ativa**

Possui molas e amortecedores os quais podem sofrer alterações em suas propriedades através de um controle externo. Um sinal ou força externa é o fornecido para este tipo de sistema com propósito de alteração das suas propriedades. Existem diversas subcategorias de sistemas de suspensão semi-ativos, quais sejam (GILLESPIE, 1992):

### **2.6.3.1 Slow-Active**

Neste tipo de sistema o amortecimento da suspensão e/ou a rigidez das molas podem ser alterados entre vários níveis discretos em resposta às mudanças nas condições de rodagem. Normalmente utilizam-se alguns parâmetros do veículo como alimentação para a lógica do sistema que definirá a melhor condição de amortecimento para uma dada condição de rodagem, tais parâmetros podem ser: pressão de frenagem, ângulo de esterçamento, velocidade do veículo, aceleração, posição do câmbio e etc. Entretanto, como o sistema não se ajusta continuamente durante um ciclo de oscilação da suspensão do veículo, tal sistema também é comumente classificado de “Suspensão Adaptativa”.

As alterações no amortecimento ocorrem numa fração de segundo, dando ao sistema a capacidade de controlar os movimentos de pitch, bounce e roll da massa suspensa sob condições de maior severidade de rodagem ou de entradas de controle do condutor. Ou seja, não estamos falando aqui de um sistema de suspensão Semi-Ativo com variação contínua do amortecimento da suspensão. A vantagem desse sistema está no custo mais acessível e a desvantagem no tempo de resposta que possui certo atraso. Ressaltando que o desenvolvimento de um sistema como esse é o objetivo dessa dissertação (adaptado de GILLEPIE, 1992).

As primeiras suspensões adaptativas comercialmente bem sucedidas foram às suspensões hidropneumáticas com regulagem automática de altura, introduzidas em automóveis a partir de 1953. No início da década de 1980 começaram a ser produzidas industrialmente as primeiras suspensões eletronicamente controladas, baseadas em sua maioria em amortecedores ajustáveis,

sendo que os pioneiros foram os fabricantes japoneses Toyota, Mazda e Mitsubishi, logo seguidos por americanos e europeus (MELLER & FRÜHALF, 1988 em CÔRTE-REAL, 2002).

Os sistemas de suspensão adaptativos comprovaram um grande avanço tecnológico na área automobilística comparando com o desempenho dos sistemas tradicionais. Seu funcionamento se baseia em elementos passivos (ajustáveis) que se limita a reagir às velocidades e deslocamentos entre seus terminais. Entretanto, seu uso melhora a resposta transiente da massa suspensa em curvas, frenagens e passagem sobre obstáculos. Contudo, os sistemas adaptativos são limitados, isto é, não possibilitam a implementação de outras leis de atuação mais dinâmicas especificamente concebidas para o controle das rodas e da massa suspensa (CÔRTE-REAL, 2002).

#### **2.6.3.2 Baixa Largura de Banda (Reposta Lenta)**

Neste caso a rigidez das molas e/ou o amortecimento são alterados continuamente em resposta às movimentações de baixa frequência da massa suspensa (1 a 3 Hz) (GILLESPIE, 1992).

#### **2.6.3.3 Alta Largura de Banda (Reposta Rápida)**

Neste sistema a rigidez das molas e/ou o amortecimento são modulados continuamente em resposta a ambas as faixas de frequência: baixas, referentes à massa suspensa (entre 1 e 3 Hz) e altas, referentes à massa não suspensa (entre 10 a 15 Hz).

Este é o tipo de sistema semi-ativo com resposta em tempo real mais empregado atualmente, o qual permite soluções muito adequadas com viabilidade técnica e econômica, apesar do custo elevado. Possuem gerenciamento lógico automático, com uso de processamento digital (GILLESPIE, 1992).

Um sistema de suspensão semi-ativo utiliza um amortecedor variável, ou outro componente variável de dissipação na suspensão do veículo. Um exemplo de um dissipador variável é um

amortecedor viscoso de tubo duplo (bitubular) em que o coeficiente de amortecimento pode ser variado pela mudança do diâmetro do orifício de um pistão (RAJAMANI, 2006).

#### 2.6.3.3.1 Sistema Semi-Ativo com Amortecedor Bitubular de Orifício Variável

A Figura 100 mostra o esquema de um amortecedor bitubular com orifício variável em que o diâmetro do orifício pode ser variado com controle eletrônico. À medida que o pistão se move dentro do cilindro, o fluxo de óleo flui através do orifício. Um orifício maior oferece menos resistência dissipativa, enquanto um orifício menor oferece maior resistência dissipativa.

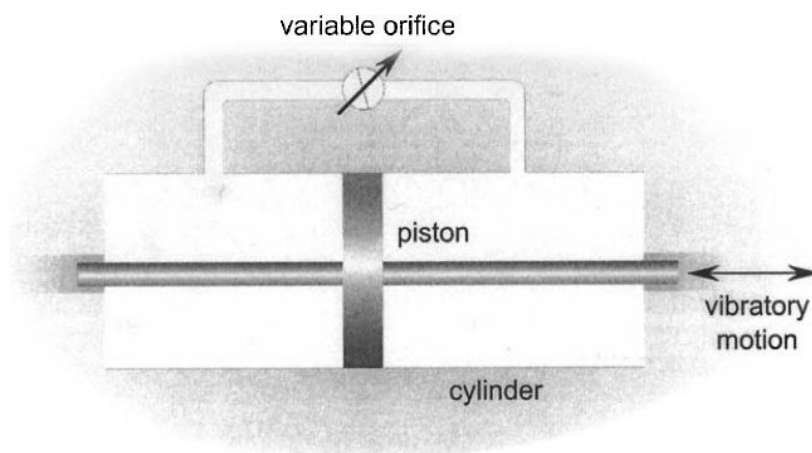


Figura 100: Esquema de um Amortecedor com Orifício Variável (Rajamani, 2006)

Para utilizar o amortecedor de orifício variável como um atuador semi-ativo, a abertura do orifício é determinada em tempo real por leis de controle em circuito de malha fechada. Assim, o amortecimento proporcionado pelo sistema é variado em tempo real pelo circuito de controle em malha fechada (RAJAMANI, 2006).

### 2.6.3.3.2 Sistema Semi-Ativo com Amortecedor Monotubular Magneto-Reológico

Outro exemplo de dissipador semi-ativo são os amortecedores monotubulares magneto-reológicos (MR) que utilizam fluido MR. Um amortecedor monotubular MR é mostrado na Figura 101. Fluidos magneto-reológicos (MR) são materiais que respondem a um campo magnético aplicado, com uma mudança no comportamento reológico. Normalmente, esta mudança se manifesta pelo desenvolvimento de uma tensão de escoamento que aumenta monoatomicamente com o campo magnético aplicado. A força dissipativa fornecida pelo amortecedor pode ser controlada através da variação do campo eletromagnético. A Figura 102 apresenta uma amostra de fluido MR sob o efeito de um campo magnético.

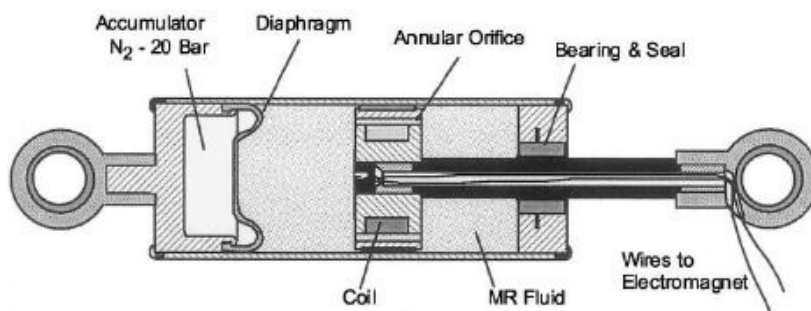


Figura 101: Amortecedor Magneto-Reológico (Rajamani, 2006)

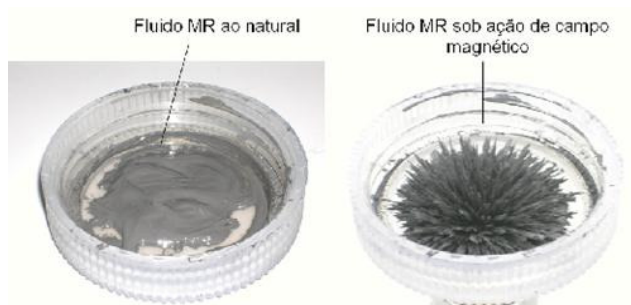


Figura 102: Amostra de Fluido Magneto-Reológico (Crivellaro, 2008)

A Figura 103 mostra a força de amortecimento em função da velocidade de acionamento do pistão do amortecedor MR para diferentes valores de corrente aplicados à bobina



eletromagnética. Assim, com diferentes níveis de corrente, os diferentes níveis de força de amortecimento podem ser obtidos (RAJAMANI, 2006).

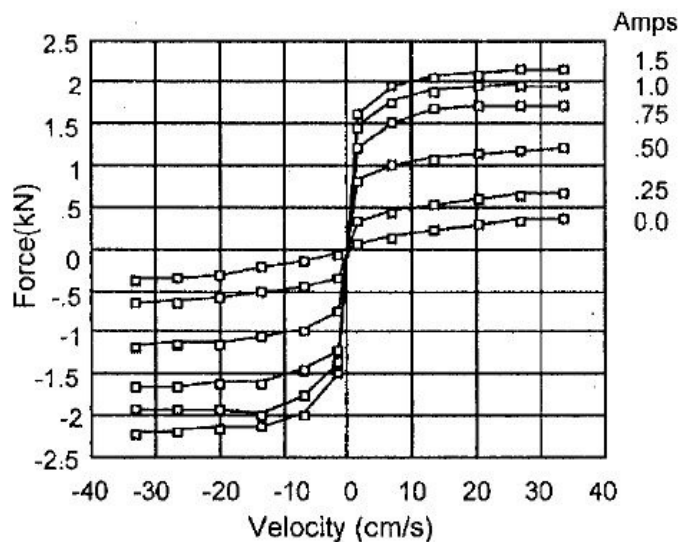


Figura 103: Curvas de Desempenho para Amortecedor Magneto-Reológico (Rajamani, 2006)

#### 2.6.3.3.3 Sistema Semi-Ativo com Amortecedor Tritubular e Válvula Solenóide Eletromagnética

Um terceiro tipo de suspensão semi-ativa, e talvez aquela com a melhor relação custo benefício atualmente em comercialização, é o sistema de suspensão semi-ativo com amortecedor tritubular e válvula solenóide eletromagnética.

O sistema é adequado para controlar a dinâmica vertical do veículo e a movimentação da carroceria, causados pelas irregularidades da superfície de rodagem e pela ação do condutor (esterçamento, aceleração, frenagem, mudanças de marcha, etc.) através de amortecedores ajustáveis (Figura 104).



Figura 104: Amortecedor Eletrônico Tritubular (Magneti Marelli Cofap, 2010)

O sistema é composto dos seguintes subsistemas:

- Amortecedores controláveis eletronicamente;
- Um jogo específico de sensores (por exemplo, 5 acelerômetros dos quais 2 nos cubos de roda dianteiros);
- Central Eletrônica de Controle (ECU).

A Figura 105 ilustra a arquitetura física completa do sistema semi-ativo aqui descrito, baseado na tecnologia mecatrônica da Magneti Marelli para o seu sistema semi-ativo de amortecimento contínuo SDC (Synaptic Damping Control).

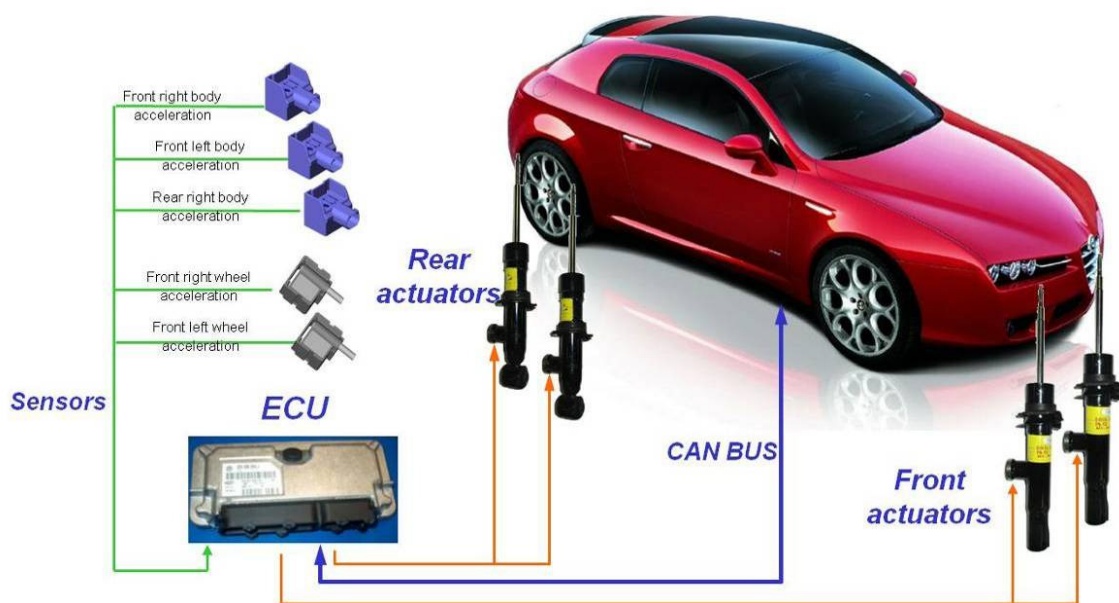


Figura 105: Arquitetura SDC (Synaptic Damping Control) (Magneti Marelli Cofap, 2010)

Os amortecedores são eletronicamente ajustáveis por intermédio de uma válvula solenóide eletromagnética, como visto na Figura 106. Pela ação da válvula, comandada por um sinal de corrente, os amortecedores são capazes de mudar as características de amortecimento de um valor mínimo até um máximo (Figura 107).

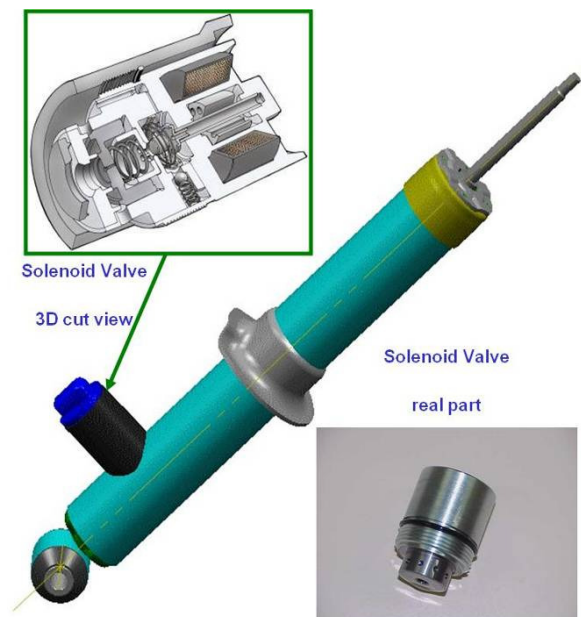


Figura 106: Válvula Solenóide Eletromagnética (Magneti Marelli Cofap, 2010)

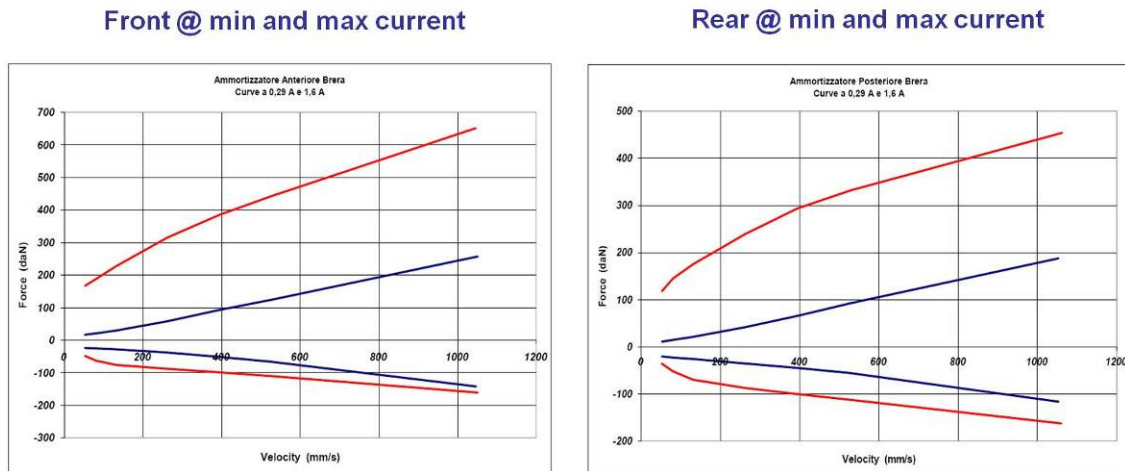


Figura 107: Exemplo de Forças de Amortecimento Máximo e Mínimo, Sistema SDC (Magneti Marelli Cofap, 2010)

A estratégia de controle é baseada em 5 módulos básicos (Figura 108):

- **Body Modes and Relative Velocities Calculation:** interligado com o controle de skyhook;
- **Modal Skyhook Control:** aumenta o amortecimento mínimo sobre superfícies irregulares para reduzir a movimentação das rodas;
- **Hole Passing Control:** ativado quando as rodas movimentam-se em alta aceleração sob superfícies irregulares;
- **Lateral Dynamics:** reduz o amortecimento sobre superfícies irregulares para melhorar o contato do pneu com o solo;
- **Longitudinal Dynamics:** reduz o amortecimento sobre superfícies irregulares para melhorar o contato do pneu com o solo.

Baseado nas informações recebidas dos 5 módulos independentes acima descritos, um sexto módulo entra em cena para priorizar a informação relevante que deverá ser enviada aos amortecedores eletrônicos, em forma de corrente. Este módulo é chamado de módulo gerenciador

de prioridades (módulo Harbiter) e gerencia a corrente de comando aos amortecedores baseado em três aspectos:

- Aspectos Relevantes de Segurança;
- Perfil da Pista;
- Atitude do Condutor.

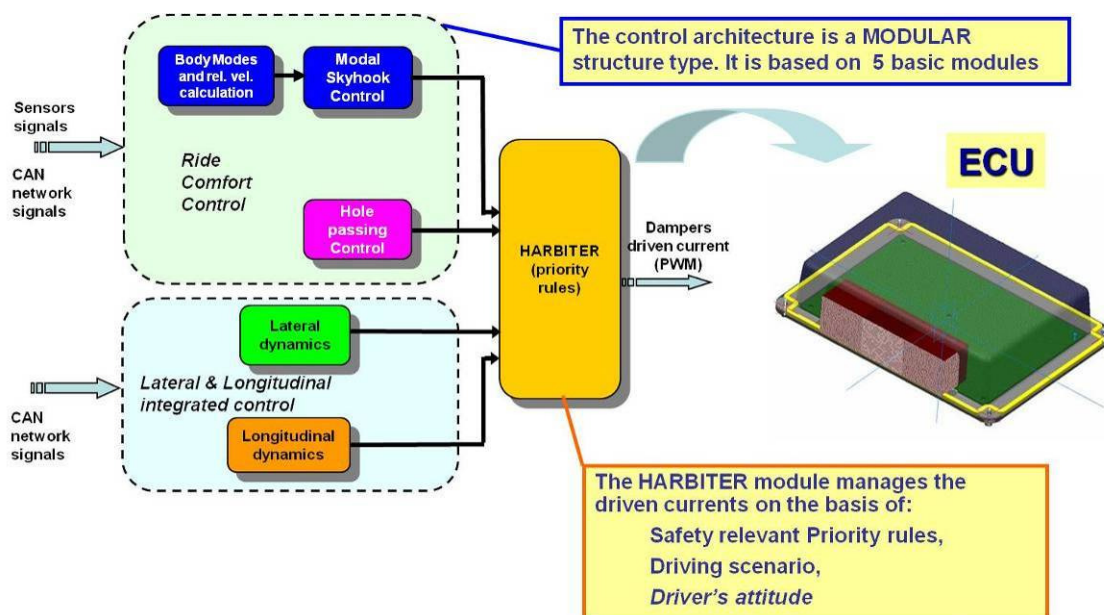


Figura 108: Estratégia de Controle Sistema Semi-Ativo SDC (Magneti Marelli Cofap, 2010)

Com a implantação do sistema de suspensão semi-ativo tritubular com válvula solenóide eletromagnética SDC (Synaptic Damping Control) é possível verificar uma melhora significativa na confiança do condutor em eventos inesperados de condução, enquanto que o desempenho em conforto permanecerá notável também em estradas irregulares. Em particular:

- **Manobras de Conforto:** mais de 15% de redução da aceleração vertical;
- **Dinâmica Lateral:** forte redução da velocidade de rolagem da carroceria;
- **Dinâmica Longitudinal:** sensível redução da velocidade de pitch do corpo, tanto em frenagem como nas trocas de marcha;

- **Frenagem:** redução de 5% na distância de frenagem;
- **Manobras de Emergência:** reação em tempo real e recuperação das condições de segurança.

Particularmente o desempenho em frenagem também é melhorado em diversos aspectos com a aplicação desse sistema. Em testes práticos realizados é possível verificar o aumento no desempenho de algumas dessas características, conforme apresentado pela Figura 109 (Magnet Marelli Cofap, 2010):

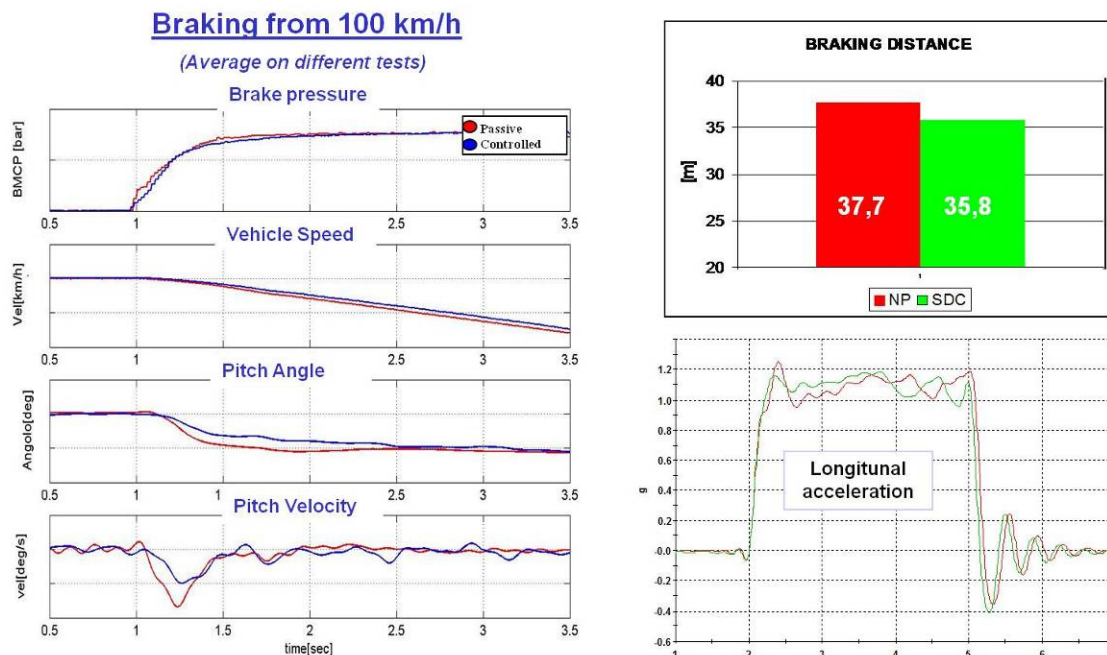


Figura 109: Desempenho em Frenagem Sistema Semi-Ativo SDC (Magnet Marelli Cofap, 2010)

## 2.6.4 Suspensão Ativa

Suspensões totalmente ativas incorporam atuadores para gerar as forças desejadas na suspensão. Os atuadores são normalmente cilindros hidráulicos. As suspensões ativas podem ser classificadas como de baixa largura de banda e de alta largura de banda, como na sessão anterior.

O benefício desse tipo de suspensão está em manter praticamente constante o nível do corpo do veículo e também melhorar bastante a aderência dos pneus em superfícies irregulares, já que a força normal sobre o pneu pode ser mantida muito mais constante. No entanto, este tipo de sistema possui grandes desvantagens quando comparado ao sistema semi-ativo, por exemplo, a suspensão ativa é cara e pesada, tem grandes fluxos de energia e a necessidade de bombas potentes. Assim, tais sistemas, embora muito eficazes, oneram bastante o custo inicial, e têm implicações relevantes no consumo de combustível por causa das exigências de energia (adaptado de GILLESPIE, 1992 e DIXON, 2007).

Crivellaro (2008) na sua tese de doutorado elenca as principais dificuldades da aplicação comercial de um sistema ativo com atuador hidráulico:

- Os custos de um compressor hidráulico e de todos os componentes de um circuito hidráulico (mangueiras, conexões, válvulas, etc.) para pressões de trabalho de 200 bar são bastante elevados;
- Altos custos de produção de um sistema deste porte;
- O peso que este sistema adicionaria ao veículo também seria elevado, resultando em maior consumo de combustível;
- A complexidade do sistema impõe custo de manutenção também elevado e a necessidade de revisões preventivas mais frequentes, em função da grande quantidade de componentes e de peças móveis sujeitas ao desgaste, e do maior risco devido às pressões elevadas;
- O sistema apresenta menor confiabilidade, pois depende do funcionamento constante do motor para poder atuar, além da sua alta vulnerabilidade em função da complexidade do sistema (muitos cabos, muitas mangueiras e muitas conexões que podem acidentalmente se romper).

Em função desta última desvantagem, alguns projetos consideram manter em paralelo com o atuador ativo, elementos passivos como molas e amortecedores, o que além de deteriorar a capacidade do controle ativo, aumentam o custo total do sistema.

Como resultado, as atenções se voltaram para os sistemas de qualidade inferior em busca de uma maior eficácia de custo. Como por exemplo, os sistemas semi-ativos em tempo real e o tipo “slow-active”, sendo o desenvolvimento do segundo o objetivo dessa dissertação. (adaptado de GILLESPIE, 1992 e DIXON, 2007).

Um tipo diferente de suspensão ativa foi desenvolvido pela montadora Citroen, onde um sistema hidropneumático substitui o sistema de suspensão convencional e realiza o controle ativo da movimentação do veículo. Tal sistema é conhecido pelo nome Hydractive.

A Figura 110 apresenta detalhes da suspensão dianteira e traseira deste tipo de sistema. A suspensão dianteira compreende suportes do tipo McPherson com a esfera hidropneumática montado no topo. Cada esfera contém uma quantidade de gás nitrogênio sob alta pressão, separada do óleo por uma espécie de diafragma. O gás é o elemento elástico da suspensão e atua como uma mola, o óleo é um fluido mineral incompressível e transmite os movimentos das rodas para a mola. Um corretor de altura é fixado à barra estabilizadora. Pelo controle do bombeamento do fluido, o volume de óleo é constantemente ajustado e a altura de passeio do veículo é mantida praticamente constante. A suspensão traseira é do tipo independente com braços arrastados e as esferas hidropneumáticas são montadas na horizontal, economizando espaço interno no veículo.



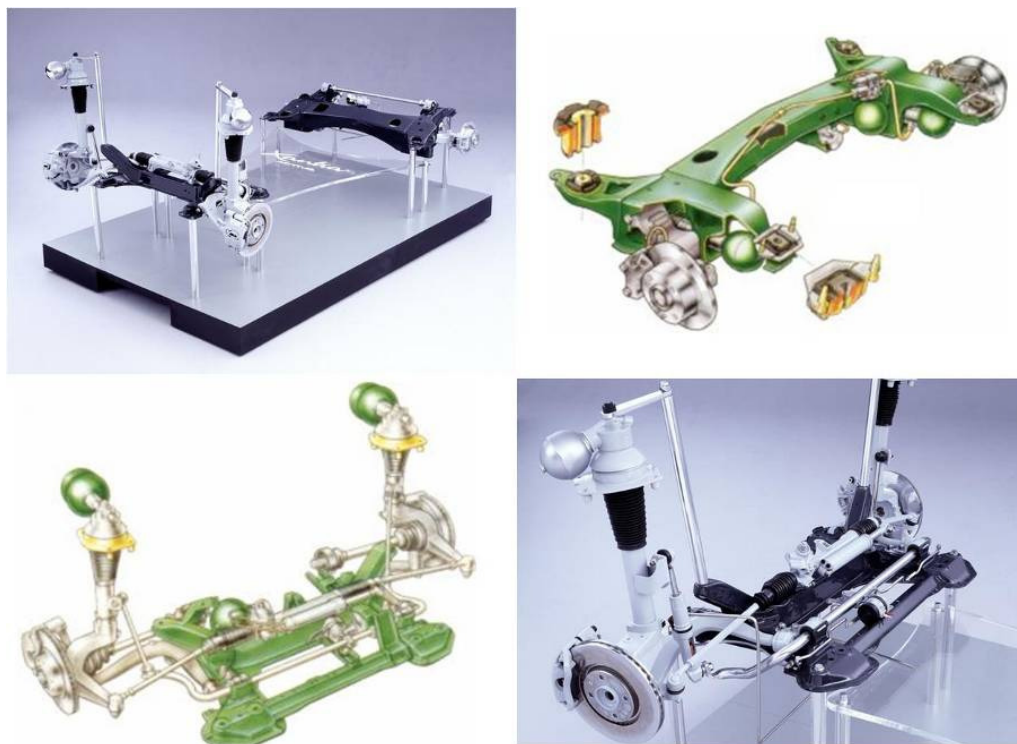


Figura 110: Suspensão Ativa Citroen Hydractive (Citroenet.org.uk, ac. Mai, 2010)

O sistema adapta-se automaticamente, instantaneamente e continuamente de acordo com o estilo de condução do motorista e o estado da estrada. Para tanto, recebe os dados do sensor de altura, do sensor de esterçamento do volante e também da rede CAN (Controller Area Network), que fornece informações sobre a pressão de frenagem e da velocidade do motor. Através da gestão em tempo real destas configurações, o sistema é capaz de controlar roll, pitch, bounce e yaw (Citroenet.org.uk, ac. Mai, 2010).

Diferentemente de todos os sistemas ativos atualmente em desenvolvimento e comercializados, os quais invariavelmente baseiam-se em atuadores hidráulicos, a empresa Bose desenvolveu um sistema de suspensão que trabalha com moto-atuadores lineares eletromagnéticos.

O sistema de suspensão Bose inclui um motor linear eletromagnético e um amplificador de potência em cada roda, e um conjunto de algoritmos de controle (Figura 111).



Figura 111: Suspensão Ativa Eletromagnética Bose (Bose.com, ac. Mai, 2010)

Dentro do motor linear eletromagnético existem ímãs e bobinas de arame. Quando a energia elétrica é aplicada às bobinas, o motor se retrai e estende-se, criando movimento entre a roda e o corpo do veículo. Uma das principais vantagens de uma abordagem eletromagnética é a velocidade, já que a inércia inerente aos sistemas hidráulicos deixa de existir.

O amplificador de potência fornece energia elétrica para o motor em resposta a sinais vindos de algoritmos de controle. Os amplificadores são baseados em tecnologias de comutação de amplificação e permitem o fluxo bidirecional de energia entre estes e o motor eletromagnético linear. Por exemplo, quando a suspensão encontra um buraco, energia é usada para estender o motor e assim isolar os ocupantes do veículo da perturbação. Na medida em que o veículo se afasta do buraco, o motor funciona como um gerador e devolve a energia ao amplificador. Segundo informação do fabricante, esta funcionalidade faz com que o sistema de suspensão eletromagnético consuma menos de um terço da potência de um sistema típico de ar condicionado do veículo.

O sistema de suspensão é controlado por um conjunto de algoritmos matemáticos. Esses algoritmos de controle operam observando as medições tomadas dos sensores ao redor do veículo e enviam comandos para os amplificadores de potência instalados em cada canto do mesmo (Bose.com, ac. Mai, 2010).

### 2.6.5 Funções dos Sistemas de Suspensão Ativa e Semi-Ativa

O interesse por parte dos engenheiros no desenvolvimento de sistemas de suspensão ativos ou semi-ativos surge do potencial existente de melhorar o desempenho global em conforto do veículo sem que isso comprometa (e talvez até aumentando) o desempenho em dirigibilidade. Os modos de desempenho que podem ser incrementados pelos controles ativos são:

- **Controle de Conforto (Ride):** O sistema pode perceber e controlar os movimentos de pitch e bounce do corpo do veículo diretamente. Indiretamente o desempenho em conforto também aumenta quando o sistema atua nas demais variáveis listadas a seguir. Como o compromisso conforto e estabilidade deixam de existir, a suspensão é automaticamente ajustada para o desempenho ótimo de conforto durante caminhos uniformes e viagens em linha reta melhorando o isolamento das vibrações;
- **Controle de Altura (Height):** O controle automático da altura de passeio fornece muitas vantagens no desempenho. A altura pode ser mantida constante a despeito das alterações de carga transportada ou forças aerodinâmicas proporcionando o máximo curso disponível para superar obstáculos. Em alta velocidade a altura pode ser diminuída para reduzir o arraste aerodinâmico economizando combustível;
- **Controle de Rolagem (Roll):** O controle de rolagem em curvas é aprimorado pelo aumento do amortecimento ou pelo exercício de forças anti-rolagem na suspensão. A velocidade do veículo, o ângulo e a taxa de esterçamento ou a aceleração lateral podem ser identificados para determinar quando o controle de rolagem é apropriado. Pelo uso de componentes geradores de força é possível eliminar a rolagem em curvas por completo, e assim eliminar qualquer efeito sub ou sobresterçante da suspensão;
- **Controle de Mergulho (Dive):** O Controle de mergulho (pitch dianteiro) durante a frenagem pode ser melhorado pelo aumento do amortecimento ou pelo exercício de forças anti-pitch na suspensão. O controle pode ser ativado pelo sinal da luz de freio, pressão de frenagem ou aceleração longitudinal. A funcionalidade do controle de mergulho em

suspensões ativas eliminam a necessidade do projeto de geometrias anti-mergulho nos links da suspensão;

- **Controle de Afundamento (Squat):** O controle de afundamento (pitch traseiro) durante a aceleração pode ser aperfeiçoado pelo aumento do amortecimento ou pelo exercício de forças anti-pitch na suspensão. O controle pode ser ativado pela posição do pedal do acelerador, pela marcha selecionada ou pela aceleração longitudinal. A funcionalidade do controle de afundamento nas suspensões ativas eliminam a necessidade do projeto de geometrias anti-afundamento nos links da suspensão de rodas motrizes, e pode superar a ação de afundamento ou elevação nas rodas não motrizes;
- **Contato Pneu / Solo (Road Holding):** Além do controle da movimentação da carroceria como descrito acima, as suspensões eletromecânicas têm o potencial de aumentar a manutenção do contato do pneu com o solo pela diminuição das variações dinâmicas das cargas nas rodas causadas pelas irregularidades da superfície de rodagem. Geralmente, o desempenho em curvas é melhorado quando as variações de cargas dinâmicas são minimizadas. O dano causado à pista de rodagem também é minimizado pela redução das cargas dinâmicas nas rodas, principalmente para veículos pesados (GILLESPIE, 1992).

## 2.6.6 Desempenho dos Sistemas de Suspensão Ativa, Semi-Ativa e Passiva

Em geral, os sistemas ativos e semi-ativos possuem a grande capacidade de alcançar o melhor desempenho nas condições acima descritas, mas com um pênalti em peso, custo, complexidade e confiabilidade. Então o desafio dos engenheiros automobilísticos é conseguir os benefícios dos controles eletrônicos com o mínimo de aparatos possíveis. A Tabela 2 caracteriza o desempenho relativo possível de se obter com os vários níveis de sofisticação empregados no projeto das suspensões.

Tabela 2: Potencial de Desempenho dos Sistemas de Suspensão (Gillespie, 1992)

Tipo de Suspensão	Característica de Desempenho					
	Conforto	Altura	Rolagem	Mergulho	Afundamento	Contato Pneu/Solo
<b>Passiva</b>	<i>O desempenho é um compromisso entre todas as características</i>					
<b>Auto-Niveladora</b>	ALTA	ALTA	NA	NA	NA	NA
<b>Semi-Ativa</b>	MÉDIA	NA	BAIXA	BAIXA	BAIXA	MÉDIA
<b>Ativa</b>	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA	ALTA

Com o sistema semi-ativo, inclusive para o tipo “slow-active”, a variação no amortecimento permite a melhoria nos desempenhos de rolagem, mergulho e afundamento juntamente com o conforto e o contato pneu / solo. Um sistema de rigidez variável pode provocar igual benefício, embora com custo elevado devido à necessidade do uso de molas a ar ou molas mecanicamente ajustáveis.

O desempenho da suspensão ativa contrasta com o desempenho do sistema passivo pelo melhor controle da aceleração vertical e movimentação de pitch e roll da massa suspensa em suas frequências de ressonância. A Figura 112 compara a resposta desses dois sistemas nas três condições aqui descritas. Enquanto o sistema passivo mostra uma ressonância da massa suspensa em 1 Hz nas direções vertical, de pitch e de roll, uma resposta muito mais reduzida ocorre para o sistema ativo.

Para o caso da frequência de ressonância da massa não suspensa, a qual está na faixa de 10 Hz, não é possível notar uma melhora significativa do sistema ativo sobre o passivo. Isso se deve ao fato de que, para reduzir a movimentação da massa não suspensa, o aumento de forças requerido reage contra a massa não suspensa, aumentando assim a vibração do corpo do veículo. Dessa forma, para aumentar a resposta em dirigibilidade o sistema de controle deve aumentar o amortecimento para reduzir a oscilação das rodas, sendo assim algum pênalti no conforto deve ser esperado (GILLESPIE, 1992).

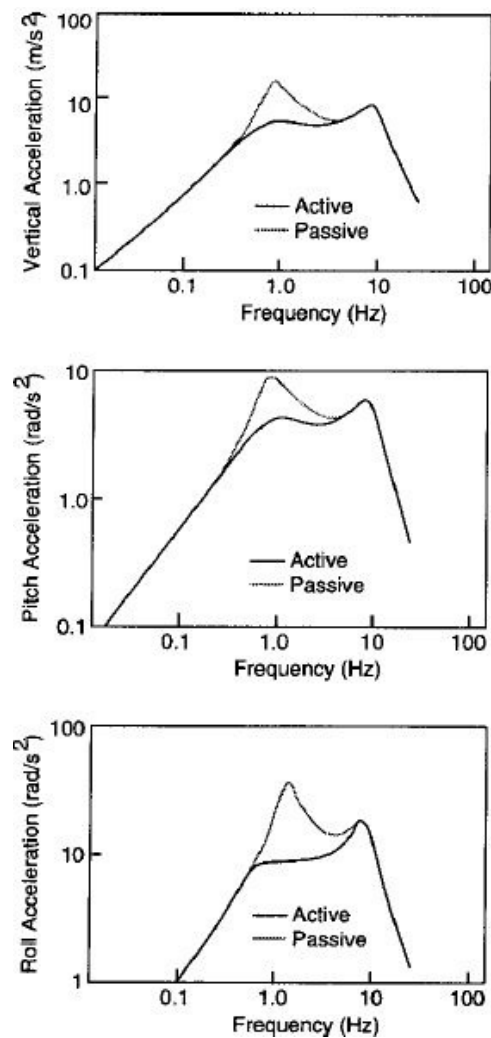


Figura 112: Desempenho Comparativo Suspensão Ativa e Passiva (Gillespie, 1992)

## 2.7 Trabalhos Anteriores

Os diversos aspectos da dinâmica veicular têm sido objetivo de vários estudos que buscam o seu entendimento e, através da utilização de diferentes sistemas de controle, vários autores e empresas buscam a melhor maneira de gerenciar de modo eficaz todos os parâmetros que envolvem o comportamento dinâmico do veículo e sua resposta no que tange as características de conforto e estabilidade. O estágio atual de desenvolvimento do mercado automobilístico brasileiro tem se caracterizado pela utilização crescente de projetos que integram diversos subsistemas do veículo. Assim, é crescente a necessidade, e de certa forma natural, a

implementação de modelos que sejam capazes de integrar esses subsistemas e que se utilizem das diversas informações disponíveis nos subsistemas e nas redes de informação do veículo de modo a incrementar o pacote tecnológico dos veículos.

Barbieri (1993) utilizou-se da teoria do controle estocástico linear ótimo para o estudo de otimização de diversos sistemas de suspensão para diferentes tipos de carga, condições de via e velocidade do veículo. Estuda-se primeiramente um sistema de suspensão passiva com constantes de peso favorecendo a segurança, em seguida otimizam-se vários sistemas de suspensão com elementos passivos em paralelo com elementos ativos e com realimentação de estado e de saída. Porém, como para os sistemas passivos analisados a otimização foi para a segurança, notou-se um grande possibilidade de melhoria nos níveis de conforto e apenas uma leve melhoria na segurança. O espaço de trabalho das suspensões aparentemente não apresentou melhorias, ao contrário da suspensão ativa que, pelo fato de permitir o auto-nivelamento e assim eliminar a deflexão estática, este fato passa a não ser problema.

Picado (1998) estudou diversos métodos de controle de sistemas de suspensões veiculares e suas respostas aplicadas a modelos de 2 gdl. Controles passivos, semi-ativos e ativos foram estudados. E um método alternativo baseado na utilização de redes neurais artificiais foi apresentado com as vantagens de simplificar o modelo matemático e de diminuir a quantidade de sensores necessários para o controle, porém com elevado custo de processamento. Para cada tipo de controle, após o equacionamento, a avaliação do índice de desempenho e de treinamento das redes, simulou-se os modelos e compararam-se os resultados obtidos, no domínio do tempo e da frequência. Observou-se que o desempenho da suspensão ativa é superior no controle das vibrações e constatou-se, ainda, que o emprego do controle semi-ativo não enfrentou nenhum problema com relação ao tempo de processamento e das informações pertinentes do algoritmo, pois se obteve um tempo menor do que 10 milissegundos que é tempo suficiente para se efetuar o controle, como sugerido à época pela Cofap.

Teixeira et al. (2004) estuda o comportamento dinâmico de um amortecedor ativo. Ensaios experimentais e computacionais são realizados no domínio do tempo, quando o amortecedor é submetido a excitações harmônicas. Para comparar os resultados são traçadas curvas que relacionam o fator de amortecimento em relação à área de passagem do pistão. Uma análise no

domínio da frequência é feita para obtenção de modelos dinâmicos simplificados de segunda ordem para o projeto de controle. Com esses modelos simplificados o amortecedor é submetido uma força impulsiva tanto para área de passagem de óleo constante (sistema passivo) como para a variável (sistema ativo). Nas simulações com o sistema ativo utilizou-se um controlador fuzzy para estimar a área de passagem necessária para amortecer o sistema mais rapidamente que no caso passivo. Os resultados mostraram uma boa aproximação do modelo computacional para com o experimental. O estudo mostra que o amortecimento em relação à área de passagem é exponencial o que torna o sistema bem sensível, isto é, para uma pequena mudança na área há uma mudança significativa do fator de amortecimento.

Pinheiro (2004) propõe uma estratégia de controle para um sistema de suspensão ativa utilizando lógica nebulosa e mostra como gerar as regras necessárias. O trabalho apresenta algoritmos de controle para sistemas de suspensão ativa ou semi-ativa, tais como estratégias on/off, continuamente variável, controle ótimo, etc. As ações resultantes das leis de controle são comparadas entre si através de simulações numéricas e de testes experimentais. Analisando as informações dos gráficos e das tabelas verifica-se que a suspensão passiva é a que apresenta a maior aceleração, deslocamento e velocidade da carroceria. O valor máximo absoluto ou o valor eficaz da força de atuação do amortecedor semi-ativo é menor para a estratégia que usa técnica de controle ótimo, mas os respectivos tempos de acomodação são em geral maiores para boa parte das outras grandezas físicas. Das estratégias de controle, a do tipo on-off é a de mais fácil implementação, mas pode apresentar problemas de solavancos e ruídos audíveis indesejáveis. Neste sentido a estratégia do tipo continuamente variável é mais vantajosa que a on/off e é relativamente simples de ser implementada. A estratégia proposta de controle fuzzy foi a que apresentou as melhores características dinâmicas em geral. Apesar das regras da estratégia difusa serem obtidas a partir dos conceitos da política continuamente variável, o melhor desempenho da estratégia nebulosa é explicado devido a sistemas fuzzy serem interpoladores universais de funções. E a escolha adequada das funções de pertinência permite minimizar eventuais descontinuidades na força do amortecedor ativo, reduzindo assim problemas de ruídos.

Crivellaro (2008) trata do projeto e construção de amortecedores magneto-reológicos e do seu modelamento dinâmico voltado para projetos de controle, além do estudo de sistemas controladores voltados para suspensões semi-ativas aplicados especialmente em veículos



utilitários leves (caminhonetes). Como resultados do estudo são propostos o uso da lei de controle LQG/LTR (Linear Quadratic Gaussian / Loop Transfer Recovery) em sistemas não estritamente próprios – um modelo de veículo utilitário completo com 7 gdl capaz de representar as situações mais importantes do comportamento dinâmico deste tipo de veículo – o desenvolvimento de uma estratégia de controle robusto baseado na técnica LQG/LTR, adequada para trabalhar com amortecedores semi-ativos. Os resultados e as análises de conforto e segurança nas diversas situações de utilização foram verificados experimentalmente e através de simulações em computador.

Côrte-Real (2002) baseia o seu trabalho no método PRABI (Parameter Robust Analysis by Bayesian Identification) que, por sua vez, originou-se da Síntese de Controle Robusto PRCBI (Parameter Robust Control by Bayesian Identification), as quais são fundamentadas na estreita relação entre uma boa robustez à variação de parâmetros e uma má qualidade de identificação dos mesmos. O trabalho apresenta, na sua parte teórica, um histórico da pesquisa realizada nos últimos dez anos e as características gerais de modelos de suspensão automotivas comumente encontrados na literatura. Em seguida é apresentado um estudo resumido sobre as técnicas de controle abordadas nesta dissertação, juntamente com uma análise de robustez em estabilidade. O enfoque principal do trabalho é mostrar um método (PRABI) que permite aumentar o domínio de estabilidade dentro do espaço de parâmetros de uma planta controlada, sem comprometer o desempenho do sistema, atuando na direção de mínima sensibilidade do espaço de parâmetros do controlador. O algoritmo de dessensibilização, desenvolvido originariamente no CERT-Toulouse, foi ligeiramente modificado, gerando melhores resultados. Na parte referente às aplicações, são apresentados os resultados do método de dessensibilização da estrutura de controle a partir da sua aplicação nos modelos de um sistema flexível de oitava ordem para várias classes de controladores e num sistema de suspensão ativa de veículo, verificando-se, a partir de gráficos e tabelas comparativas, as vantagens do método.

Moura (2003) compara através de simulações computacionais em SIMULINK o desempenho de suspensões passiva, semi-ativa MR e ativa. A modelagem de cada sistema é realizada de acordo com três modelos matemáticos lineares: o primeiro com 1 gdl – o segundo de  $\frac{1}{2}$  veículo com 2gdl, composto pelo movimento da carroceria e o terceiro de 4 gdl, sendo considerados os eixos dianteiro e traseiro conectados à carroceria do veículo. Comparando-se os

resultados das simulações em relação ao conforto dos passageiros, à segurança, à estabilidade e à viabilidade econômica, conclui-se que o sistema com suspensão ativa é mais eficiente comparado ao sistema semi-ativo. Por outro lado, pelos resultados obtidos, observa-se que o sistema semi-ativo MR traz características de desempenho e custo que o torna atrativo em relação ao sistema ativo.

Motta (2005) analisa e compara sistemas semi-ativos de controle de suspensões veiculares com um sistema passivo não-linear. O modelo matemático do sistema de suspensão tem 7 gdl, 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.

de Sá (2006) apresenta o desenvolvimento de um sistema de controle para um modelo de suspensão hidropneumática concebido para carretas agrícolas. A partir de um modelo não linear de 1/4 de veículo com 2 gdl foram implementados dois sistemas de controle, um ativo e outro semi-ativo, ambos baseados na estratégia de controle skyhook. Considerando-se duas excitações, uma do tipo degrau com amplitude de 40 mm e outra do tipo variável com amplitudes contidas numa faixa de variação de  $\pm 30$  mm, foram realizadas simulações para três situações diferentes: com a massa suspensa na condição de carga mínima; na condição de carga média e na condição de carga máxima. Com desempenho próximo ao obtido para o sistema ativo, no quesito isolamento de vibrações, quando comparado com o caso passivo, o sistema semi-ativo não apresentou deteriorações significativas no movimento da massa não suspensa. Foi mostrado que para a aplicação considerada o sistema semi-ativo mostrou ser a melhor opção, uma vez que é mais confiável e apresenta um custo de implementação mais baixo do que um sistema ativo.

## **Capítulo 3**

### **Desenvolvimento Experimental**

#### **3.1 Características do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Remotamente Controlado**

Atualmente está em desenvolvimento pela empresa um sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado, o qual está registrado no INPI (Instituto Nacional da Propriedade Industrial) sob a patente N.º PI 0705277-4 e no WIPO (World Intellectual Property Organization) sob a patente N.º WO 2009/066155, cuja proposta é propiciar ao usuário a interação com a suspensão do veículo por meio da seleção de diferentes comportamentos de ride e handling, pela atuação direta nas curvas de amortecimento dos amortecedores.

Sua aplicabilidade não se restringe apenas aos veículos de passeio, o sistema é desejado também pelos fabricantes de veículos off-road devido à possibilidade de uso em estradas pavimentadas, ou não pelo mesmo veículo, assim como preenche as necessidades dos fabricantes de veículos comerciais para o transporte de cargas ou passageiros devido às diferentes condições de carga e conforto.

Tal sistema foi concebido para ser controlado remotamente, através de dispositivo alocado no painel do veículo, e é formado pelos seguintes componentes:

- Amortecedor telescópico hidráulico tritubular
- Válvula Reguladora de Fluxo (VRF)
- Atuador Linear (Motor de Passo)
- Unidade Central Eletrônica (ECU)

Na Figura 113, um desenho em Catia 3D de um amortecedor dianteiro McPherson de forças variáveis e seus componentes.

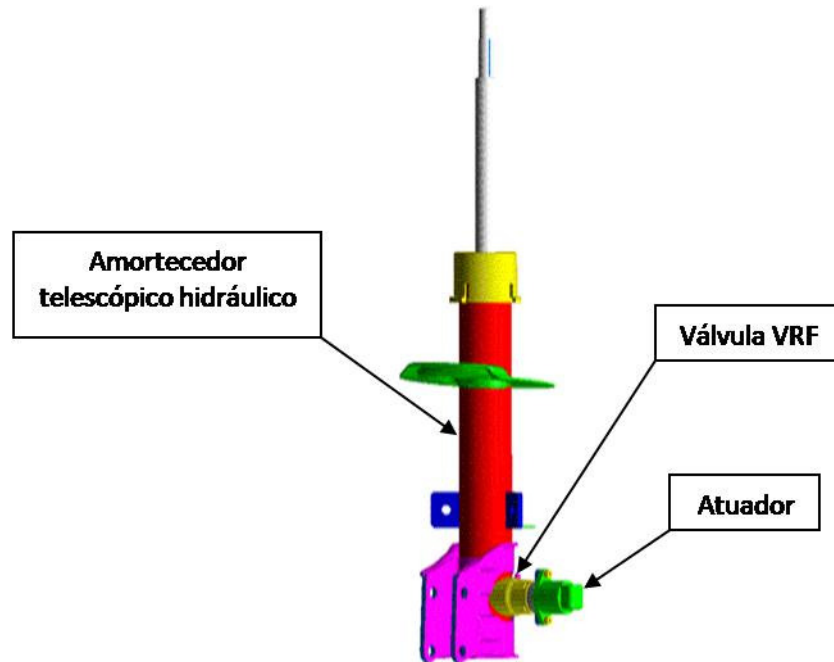


Figura 113: Amortecedor de Forças Variáveis (Magneti Marelli Cofap, 2008)

O sistema aqui descrito constitui-se de um amortecedor telescópico hidráulico tritubular de forças variáveis, o qual é uma evolução de um amortecedor convencional bitubular passivo (Figura 114) formado por dois tubos concêntricos – pressão (3) e reservatório (5), e duas válvulas – uma de compressão (4) e outra de tração (pistão) (2) sendo este solidário a uma haste telescópica (1). Todo o trabalho de amortecimento é realizado pelas válvulas que estão alojadas no tubo de pressão. Ao tubo reservatório cabe a função de compensar a variação do volume de óleo provocada pelo deslocamento axial da haste do pistão.

A Figura 114 apresenta uma vista de um amortecedor convencional bitubular passivo para suspensões veiculares, em corte longitudinal, com os componentes principais do atual estado da técnica.

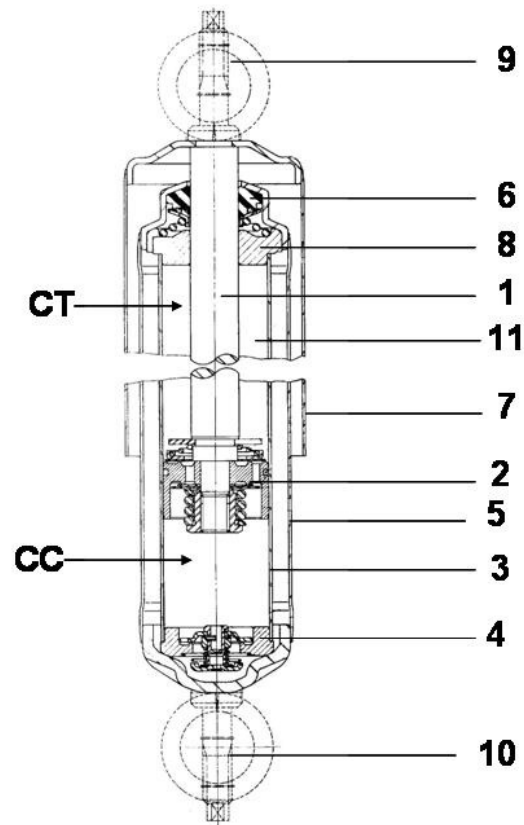


Figura 114: Amortecedor Convencional Bitubular Passivo (Magneti Marelli Cofap, 2008)

Para a realização dos objetivos acima citados ao sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado, o amortecedor convencional bitubular passa a ter um terceiro tubo (12) entre o tubo de pressão e o tubo reservatório (Figura 115), envolvendo o tubo de pressão, com passagens entre o tubo de pressão e o terceiro tubo, de modo a permitir e conduzir a passagem de pelo menos parte do fluido contido no tubo de pressão para o volume reservatório por meio de uma válvula com passagem de fluido, variável remotamente controlada por um meio mecânico, elétrico ou eletromecânico (16).

Essa passagem de pelo menos parte do fluido pela válvula com passagem de fluido variável permite o controle da característica de amortecimento efetuada nas suspensões dos veículos provendo a obtenção dos objetivos do sistema passivo variável remoto aqui descrito.

A Figura 115 apresenta uma vista de um amortecedor tritubular de forças variáveis, em corte longitudinal, com os seus componentes principais.

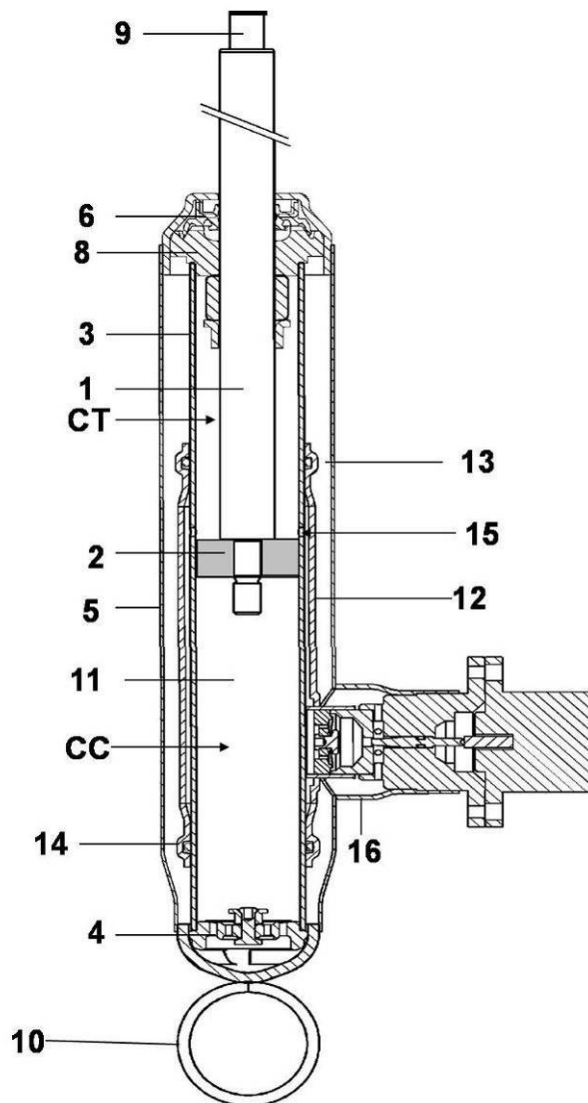


Figura 115: Amortecedor Tritubular de Forças Variáveis (Magneti Marelli Cofap, 2008)

Conforme já anteriormente mencionado, a invenção diz respeito a amortecedores hidráulicos de duplo efeito, particularmente a um amortecedor hidráulico aplicável a sistemas de suspensões para veículos tais como automóveis para transporte de passageiros, veículos para transporte coletivo, caminhonetes e caminhões para transporte de cargas.

Os amortecedores para suspensões de veículos aqui considerados são os que compreendem uma haste (1), deslocável telescopicamente dentro de um tubo de pressão (3) solidária a um pistão (2) com válvulas, que controlam a passagem de um fluido viscoso (11), entre as câmaras de tração “CT” e de compressão “CC”. Esses amortecedores possuem também uma válvula de compressão (4), na extremidade do tubo de pressão (3) permitindo a passagem do fluido viscoso (11) para o espaço entre o tubo de pressão (3) e o tubo reservatório (5).

Os amortecedores para suspensões de veículos aqui considerados possuem também um conjunto de vedação (6) que mantém o amortecedor vedado para o ambiente exterior no movimento telescópico e recíprocante da haste (1), e uma guia de haste (8) para a mesma. Pode conter também um tubo de proteção (7) e elemento de fixação superior (9), na carroceria do veículo e elemento de fixação inferior (10) para a suspensão do veículo.

Os amortecedores para suspensões de veículos aqui considerados, durante o movimento telescópico da haste em tração, promovem uma força de resistência e amortecimento pela passagem forçada do fluido viscoso pelas válvulas do pistão, mantendo uma pressão positiva na câmara de tração “CT”, que é função da velocidade de acionamento em tração, e o volume aumentado na câmara de compressão “CC”, pelo deslocamento em tração da haste, é preenchido na câmara de compressão “CC” pela aspiração de fluido viscoso contido no espaço entre o tubo de pressão e o tubo reservatório.

Durante o movimento telescópico da haste em compressão os amortecedores promovem uma força de resistência e amortecimento pela passagem forçada do fluido viscoso pela válvula de compressão para o espaço entre o tubo de pressão e o tubo reservatório. O volume de fluido viscoso que passa pela válvula de compressão é igual ao volume deslocado pela haste durante o movimento telescópico de compressão da mesma. Neste movimento de compressão, também as válvulas do pistão permitem a passagem do fluido viscoso da câmara de compressão “CC” para a câmara de tração “CT” mantendo a pressão na câmara de tração “CT” positiva.

Desta maneira, os amortecedores promovem uma pressão positiva na câmara de tração “CT” tanto na condição de movimento de tração como de compressão da haste, gerando uma força resistente de amortecimento pré definida por construção em função da velocidade de acionamento pelas válvulas do pistão, no movimento de tração e pela válvula de compressão, no

movimento de compressão da haste. Essas forças de resistência e amortecimento ao movimento telescópico da haste são pré definidas na construção do amortecedor.

A seguir as Figuras 116 e 117 ilustram, em corte longitudinal, o detalhamento da Válvula Reguladora de Fluxo VRF e da Válvula de Controle para o entendimento do texto que segue.

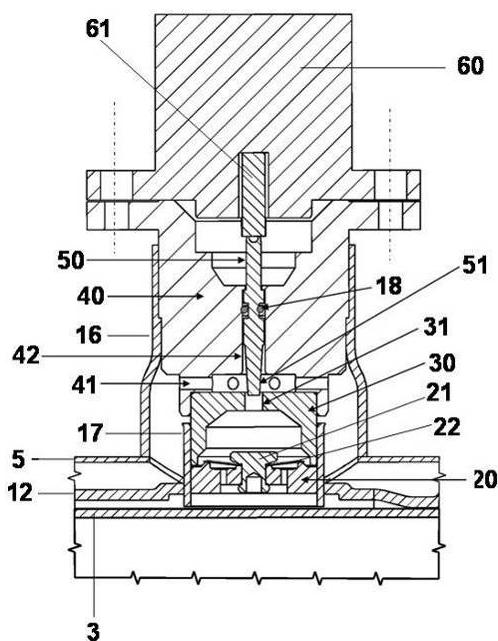


Figura 116: Detalhe da Válvula Reguladora de Fluxo (Magneti Marelli Cofap, 2008)

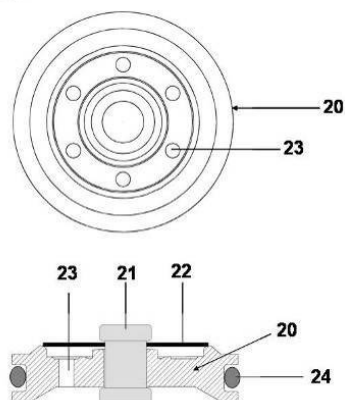


Figura 117: Detalhe da Válvula de Controle (Magneti Marelli Cofap, 2008)



Como delineado anteriormente, a presente invenção compreende um terceiro tubo (12), envolvendo o tubo de pressão (3), com uma vedação superior (13) e uma vedação inferior (14), compreendendo também uma única ou uma multiplicidade de passagens (15) entre o tubo de pressão e o espaço compreendido entre o tubo de pressão e o terceiro tubo. Desta maneira, o fluido viscoso pode passar da câmara de tração “CT” para uma válvula de controle (20), pelo espaço entre o tubo de pressão e o terceiro tubo, pela conexão lateral (17).

A válvula de controle (20) possui uma única ou uma multiplicidade de passagens (23), uma vedação lateral (24) construída em material elastomérico e um único ou uma multiplicidade de discos flexíveis (22), posicionados pelo fixador (21), e que são fletidos pela pressão exercida na câmara de tração “CT” pelo fluido viscoso. Pela pressão exercida, o fluido viscoso força a passagem pela deflexão dos discos flexíveis e é conduzido para dentro do corpo regulador (30). O corpo regulador possui uma passagem (31) que é parcialmente variada pelo pino de válvula (50) que possui uma extremidade com conicidade (51). O pino de válvula pode ser movido e posicionado em qualquer posição na passagem (31) pelo pino de comando (61) de um controlador (60), ocasionando uma queda de pressão controlada pela posição da conicidade (51) do pino de válvula na passagem do regulador.

Após o fluido viscoso passar entre a passagem (31) e a conicidade (51), o mesmo apresenta queda de pressão pelo espaço restrito entre a passagem (31) e a conicidade (51) e escoar por uma única ou uma multiplicidade de passagens de retorno (41), situadas no corpo de válvula (40), retornando ao espaço reservatório entre o tubo de pressão e o tubo reservatório pelo espaço interno do alojamento lateral (16) que contém o corpo de válvula e o controlador. Essa queda de pressão pela restrição controladamente variável entre a passagem (31) e a conicidade (51) realiza o efeito desejado, qual seja, a variação das forças de amortecimento remotamente controlada.

O pino de válvula (50) possui uma vedação retentora (18) construída em material elastomérico, vedando a passagem de fluido viscoso para o exterior. O pino de comando (61) realiza o posicionamento do pino de válvula (50) por meio de um atuador (60) que consiste em um atuador de movimento telescópico gerado por posicionador mecânico ou por um motor elétrico de corrente elétrica contínua ou alternada ou por motor digital de comando passo a passo. O acionamento do atuador é feito por controle remoto, não mostrado nas Figuras anteriores, por

meio mecânico ou por sinal elétrico em corrente elétrica contínua, alternada ou por pulsos elétricos de comando para o motor elétrico de passo.

A Figura 118 mostra um comparativo esquemático entre um amortecedor convencional bitubular passivo e outro tritubular de forças variáveis.

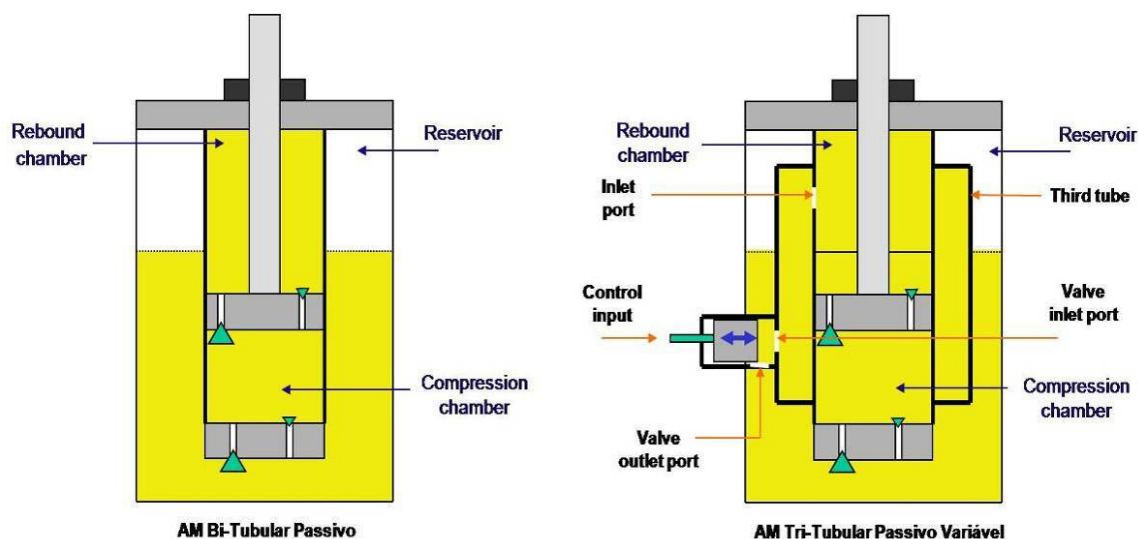


Figura 118: Comparativo AM Passivo vs Passivo Variável (Magneti Marelli Cofap, 2008)

O controle remoto do atuador pode ser realizado por meio de um sinal mecânico ou elétrico, de acionamento manual ou por meio de unidade central eletrônica (ECU) com programa para o posicionamento do pino da válvula baseado em informações obtidas por sensores colocados no veículo para determinação da melhor condição de amortecimento em cada instante de uso do mesmo.

Esta é a configuração pretendida no presente estudo onde, baseado num sistema remoto variável já configurado, podemos associar uma Unidade Central Eletrônica com lógica programável de controle, transformando o sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado num sistema de amortecimento semi-ativo com custo competitivo.

A arquitetura do sistema proposto está consolidada e há protótipos disponíveis para avaliação e testes, sendo assim é possível, através de testes em laboratório, determinar a resposta

característica do sistema passivo variável remoto. Para tanto, faz-se necessário levantar algumas informações, tais como:

- Velocidade em vazio do atuador
- Velocidade máxima de teste do amortecedor

De posse destes dados podemos montar e ensaiar em dinamômetro eletrônico um amortecedor com todos os seus componentes e obter a curva característica do sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado.

A Figura 119 apresenta o diagrama de comando para o sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado.

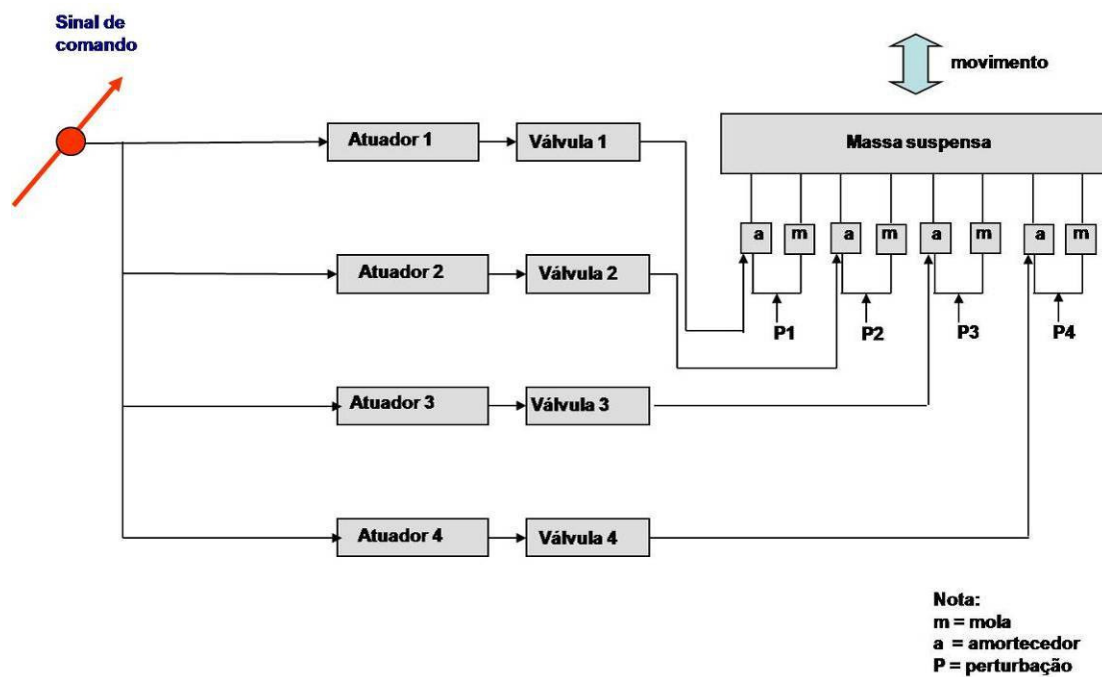


Figura 119: Diagrama de Comando para 4 AM's Sincronizados

### **3.1.1 Determinação da Velocidade em Vazio do Atuador**

A determinação da velocidade em vazio do atuador é medida antes que o mesmo esteja acoplado ao amortecedor para que seja observada a sua movimentação, daí a sua denominação, e é função do seu curso e tempo ciclo totais.

O cálculo da velocidade em vazio do atuador, juntamente com as características dimensionais do amortecedor protótipo determinam a velocidade máxima que se pode testar o componente sem que se corra o risco de, ao finalizar o seu acionamento, o conjunto atuador mais a válvula VRF não tenham terminado o seu ciclo de atuação, ocasionando assim erro ou defeitos na determinação da curva característica do sistema.

Para a determinação do tempo ciclo do atuador utilizamos uma fonte de tensão constante de 12 V alimentando a ECU e uma chave seletora de posições para comandar o atuador. A frequência de trabalho do atuador foi de 60 Hz.

Acionamos o atuador a partir da sua posição totalmente recuada, que corresponde à posição totalmente aberta da válvula VRF e, conseguintemente, a curva de amortecimento mínima do sistema, até a sua posição totalmente avançada, a qual corresponde à posição totalmente fechada da válvula VRF e à curva de amortecimento mais forte do sistema.

Repetimos o procedimento por dez vezes e obtivemos os seguintes valores correspondentes, conforme indica a Tabela 3:

Tabela 3: Medição do Tempo Ciclo do Atuador Linear

# MEDIÇÃO	TEMPO [s]
#1	3,331
#2	3,147
#3	3,349
#4	3,150
#5	3,275
#6	3,427
#7	3,231
#8	3,270
#9	3,305
#10	3,250
MÉDIA	3,274
Desvio Padrão	0,082
Valor Máximo	3,427
Valor Mínimo	3,147
Média + (3x) Desvio Padrão	3,519
Média - (3x) Desvio Padrão	3,028
Dispersão (%)	4,259

Com o tempo ciclo obtido acima e sabendo que o curso total do atuador linear é de 8.0 mm, calculamos a velocidade média de trabalho do atuador:

$$\text{velocidade} = \frac{\text{curso}}{\text{tempo}} \quad (164)$$

$$\text{velocidade} = \frac{8.0}{3.274} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$\boxed{\text{velocidade} = 2.444 \left[ \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]}$$

Portanto, esta é a velocidade em vazio do atuador linear que servirá de base para determinação da velocidade máxima com a qual o dinamômetro poderá acionar o amortecedor para que se obtenha a curva característica do sistema.

### 3.1.2 Determinação da Velocidade Máxima de Teste do Amortecedor

O cálculo da velocidade máxima de teste do amortecedor leva em consideração o tempo do ciclo de trabalho do atuador de 3.274 s, conforme a Tabela 3, e o curso de trabalho disponível no protótipo testado, neste caso este valor é de 235.0 mm.

Com estes dados, calculamos:

$$\text{velocidade} = \frac{\text{curso do AM}}{\text{tempo ciclo atuador}} \quad (165)$$

$$\text{velocidade} = \frac{235.0}{3.274} \left[ \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]$$

$$\boxed{\text{velocidade} = 71,8 \left[ \frac{\text{mm}}{\text{s}} \right]}$$

Sendo assim, obtemos a velocidade máxima teórica com a qual podemos testar o amortecedor garantindo que, ao final do seu acionamento, o atuador tenha finalizado o seu ciclo de trabalho e a curva característica do sistema de amortecimento passivo variável remoto seja adquirida sem erros ou distorções.

### **3.1.3 Determinação da Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Remoto**

Antes de iniciarmos a sequência que levará às curvas características do sistema de amortecimento passivo variável remoto, vamos conhecer um pouco sobre os procedimentos utilizados no levantamento das curvas de amortecimento para amortecedores convencionais passivos:

Comumente, a realização de testes em dinamômetro para a determinação das curvas de amortecimento dos amortecedores utiliza como padrão de acionamento o deslocamento no tempo deste componente num padrão de onda senoidal, onde, derivando-se este sinal em função do tempo, obtém-se o valor da velocidade. Paralelamente aos dados de deslocamento e velocidade no tempo, pela presença de uma célula de carga montada na fixação superior da haste no pórtico do dinamômetro, é possível aquistar o valor da força no tempo e plotar estes dados em um gráfico.

A Figura 120 apresenta o gráfico padrão senoidal de curvas gerado pelo software de aquisição de dados do dinamômetro, sendo estas curvas: a força, o deslocamento e a velocidade em função do tempo.

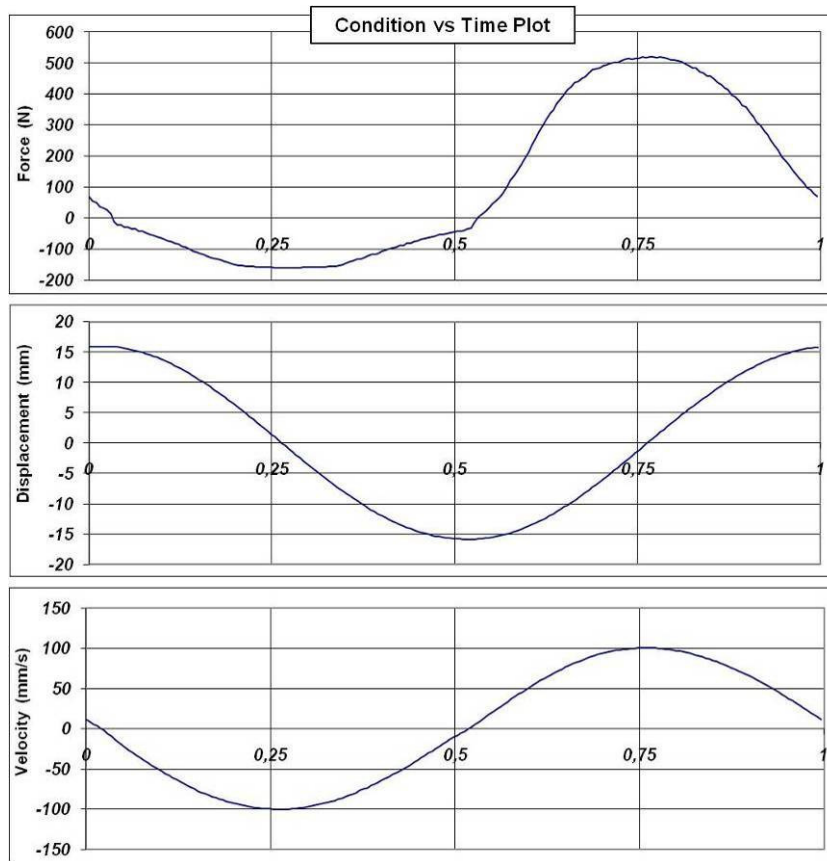


Figura 120: Gráfico de Curvas Padrão Senoidal (Magneti Marelli Cofap, 2009)

Através da leitura destes gráficos podemos chegar a algumas conclusões: o curso total de teste neste caso está em 32,0 mm, o amortecedor começa a ser acionado a partir da sua posição totalmente aberta (+16,0 mm) e o deslocamento vai diminuindo, portanto o primeiro ciclo de acionamento é o de compressão. Saindo do repouso ( $v=0$  ; deslocamento = +16,0 mm) o amortecedor começa a ser fechado e acelerado atingindo a velocidade máxima de -100 mm/s quando está a meio curso, ou seja, deslocamento = 0,0 mm, neste ponto está a velocidade de interesse para levantamento da força de compressão nesta condição específica, sendo o seu valor de -160 N. Após a passagem pelo meio curso (deslocamento = 0,0 mm) o amortecedor continua sendo fechado, porém vai desacelerando até atingir o seu deslocamento máximo de compressão em -16,0 mm, neste ponto a velocidade novamente é igual a 0 mm/s e se dá a reversão do movimento. Agora o amortecedor irá cumprir o seu ciclo de tração e quando passar pelo meio curso novamente (deslocamento = 0,0 mm/s) desta vez serão aquiritados os valores de interesse para a velocidade e a força de tração que são respectivamente de +100 mm/s e +520 N. Após, o



amortecedor continua a ser aberto, porém vai desacelerando até atingir o seu deslocamento máximo em + 16,0 mm dando início a um novo ciclo completo de teste. Este procedimento é repetido para tantas quantas forem as velocidades de interesse para montar a curva Força x Velocidade do amortecedor em estudo.

Os gráficos acima facilitam o entendimento sobre a metodologia utilizada para a execução de testes em amortecedores, porém para a visualização da curva de amortecimento de determinado amortecedor o gráfico mais utilizado é o de Força x Velocidade. Este gráfico confirma a não linearidade do amortecedor e representa a conhecida expressão:

$$F = c \cdot \dot{x} \quad (166)$$

Onde:

F = força de amortecimento

c = coeficiente de amortecimento

$\dot{x}$  = velocidade do amortecedor

Na Figura 121 temos uma curva padrão de amortecimento Força x Velocidade para um amortecedor convencional passivo.

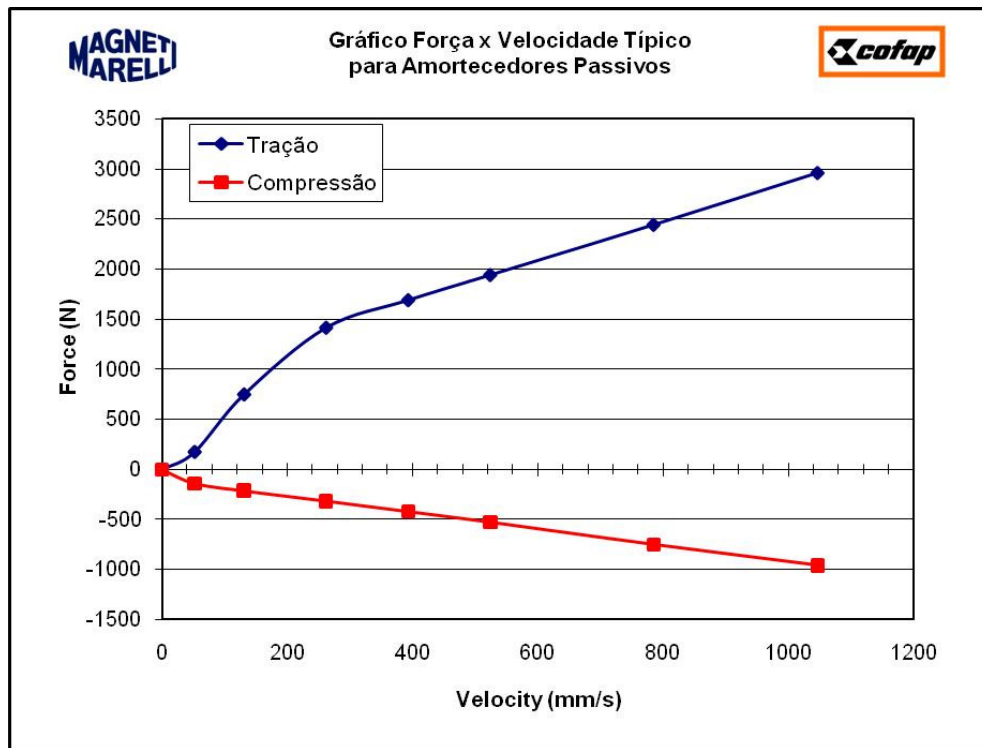


Figura 121: Gráfico Força x Velocidade Típico AM Passivo (Magneti Marelli Cofap, 2009)

Para determinação da curva característica do sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado utilizaremos, além da velocidade calculada no item 3.1.2, os seguintes equipamentos:

- Dinamômetro MTS modelo 849 Shock Absorber Test System
- Software de aquisição de dados do próprio equipamento
- Fonte de alimentação DC Minipa
- Amortecedor telescópico hidráulico tritubular de forças variáveis MMCofap
- Unidade Central Eletrônica (ECU) Magneti Marelli

Nas Figuras 122 e 123 é possível verificar uma visão geral de todos os equipamentos acima descritos para a determinação da curva característica do sistema.

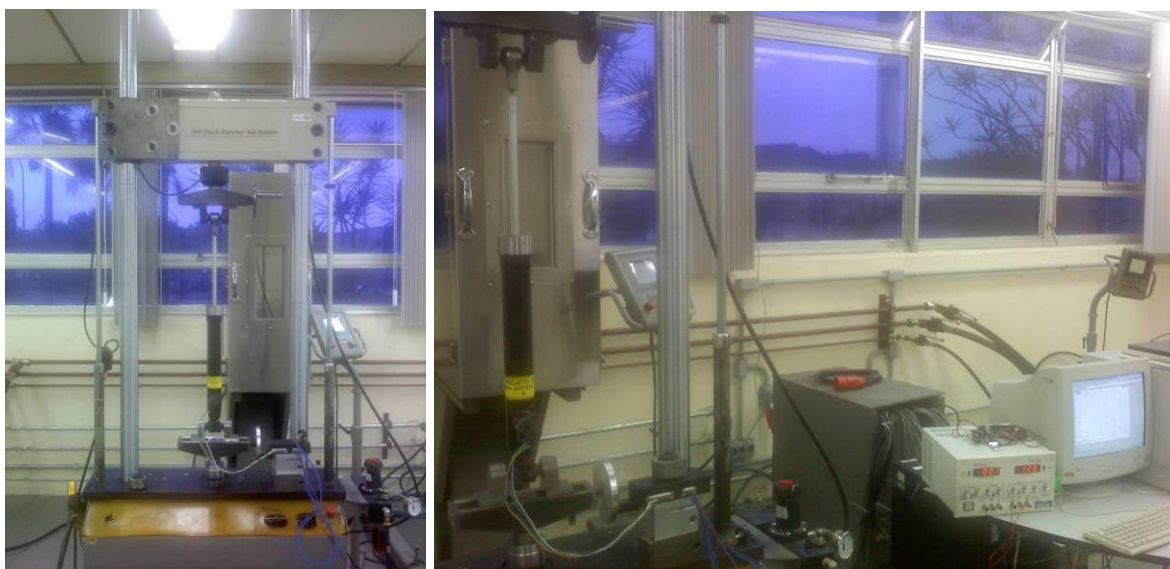


Figura 122: Dinamômetro e Equipamentos de Teste (Magneti Marelli Cofap, 2009)

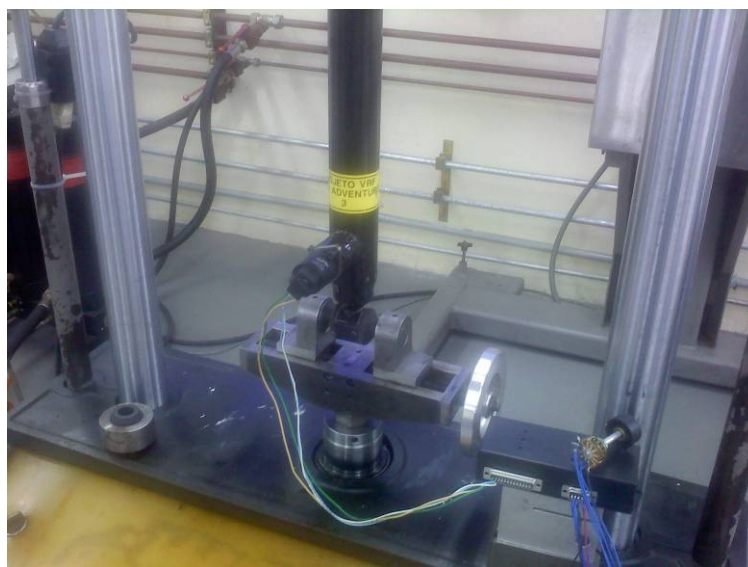


Figura 123: AM de Forças Variáveis, ECU e Chave Seletora (Magneti Marelli Cofap, 2009)

De posse dos equipamentos acima e com a velocidade máxima de teste calculada anteriormente no valor de 71,8 mm/s, procedemos com o acionamento quase simultâneo do amortecedor e da Válvula VRF. A indicação de acionamento quase simultâneo explica-se porque a válvula reguladora de fluxo deve ser acionada um instante após o início do movimento do amortecedor para termos a certeza de que a curva resultante deste procedimento reflete todo o curso de acionamento da referida válvula.

Verificamos no início deste capítulo que a realização de testes para a caracterização das forças de amortecimento em amortecedores convencionais passivos utiliza um padrão de acionamento senoidal onde existe a variação da aceleração e da velocidade do componente em teste, este padrão de acionamento não é adequado ao propósito de levantamento da curva característica do sistema passivo variável remoto, pois a alteração da força de amortecimento causada pela atuação da válvula VRF pode ser confundida pela variação da aceleração e velocidade de acionamento do amortecedor.

Sendo assim o tipo de acionamento que necessitamos para a realização do trabalho deve possuir velocidade constante. Este tipo de acionamento onde a velocidade de abertura e fechamento do amortecedor é constante durante todo o seu curso é chamado de acionamento em rampa.

Definido o acionamento em rampa, podemos prever qual será o comportamento do amortecedor durante o teste. Como partiremos com uma velocidade constante desde o início do procedimento e a válvula VRF estará na sua posição totalmente aberta, o que representa o menor nível de força para o amortecedor, é esperado que o gráfico inicie com uma força constante no seu menor nível. Após o comando na chave seletora indicando que a válvula deverá fechar totalmente, é esperado um aumento gradativo não linear da força de amortecimento até que a válvula cumpra todo o seu ciclo de trabalho voltando a um patamar de força constante, desta vez no seu maior nível pela condição da válvula VRF totalmente fechada, o que representa a maior força de amortecimento disponível.

A Figura 124 ilustra o padrão esperado no levantamento da curva característica de amortecimento para o sistema passivo variável seletivo.

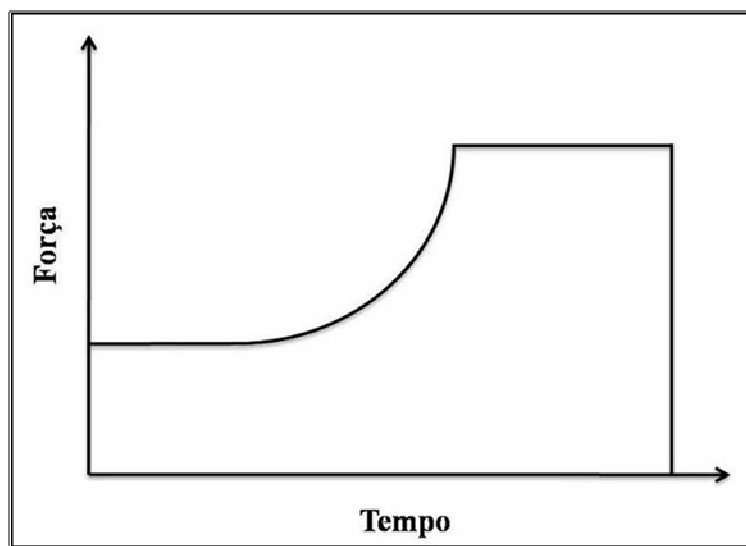


Figura 124: Curva Característica Teórica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável

Sendo assim, realizaremos o acionamento em rampa para o levantamento das curvas de interesse tanto para o movimento de tração, quanto para o movimento de compressão do amortecedor. Levantaremos os gráficos em várias condições de velocidade, elevando gradativamente o seu valor, até um patamar um pouco superior ao cálculo teórico da velocidade máxima de acionamento de 71,8 mm/s para confirmar o seu cálculo. Seleccionaremos os gráficos de tração e de compressão com a maior velocidade possível de ser testada para análise da equação que representa as curvas características geradas.

A seguir ilustraremos as curvas reais obtidas no ensaio em dinamômetro para o levantamento das curvas características do sistema passivo variável seletivo. Confirmaremos também o cálculo da velocidade máxima de teste de 71,8 mm/s obtida no item 3.1.2. Buscaremos ainda uma equação que represente as curvas características geradas.

Inicialmente, os gráficos que se sucedem são referentes ao movimento de tração do amortecedor, posteriormente faremos as mesmas análises para o movimento de compressão.

A Figura 125 apresenta a curva característica real do sistema passivo variável remoto obtida em dinamômetro, para a velocidade constante de acionamento do amortecedor de 32 mm/s em seu movimento de tração. Como era esperado, após o início da movimentação do amortecedor o gráfico apresenta um patamar constante de força no seu menor nível, devido ao fato de a

válvula VRF estar na sua posição totalmente aberta. Após aplicarmos o comando na chave seletora indicando que a válvula VRF deverá avançar para sua posição totalmente fechada, verificamos um aumento gradativo e não linear da força de amortecimento até que, finalmente, ela volta a um patamar constante de força, desta vez em seu maior nível, pela sua condição totalmente fechada anteriormente citada.

Dessa maneira, verificamos que o gráfico da Figura 125 é bastante similar ao gráfico teórico ilustrado pela Figura 124, confirmando o resultado esperado para o presente estudo.

Normalmente, o primeiro ponto de velocidade utilizado para o controle da força de amortecimento dos amortecedores é o de 52 mm/s, o qual, notadamente, corresponde a uma velocidade relativamente muito baixa. Como no gráfico da Figura 125 acima a velocidade de acionamento do amortecedor foi de 32 mm/s, conseqüentemente os níveis de força encontrados serão também relativamente bastante baixos. Desta forma, o atrito do sistema que normalmente situa-se na faixa entre 50 e 100 N passa a ter uma importância percentualmente relevante, se comparado ao baixo nível da força de amortecimento hidráulico. Esta relação entre o nível da força de atrito e a baixa força hidráulica do sistema, explica o ruído apresentado no gráfico.

### Gráfico AM Passivo Variável - Movimento de Tração

Velocidade de Teste: 32 mm/s

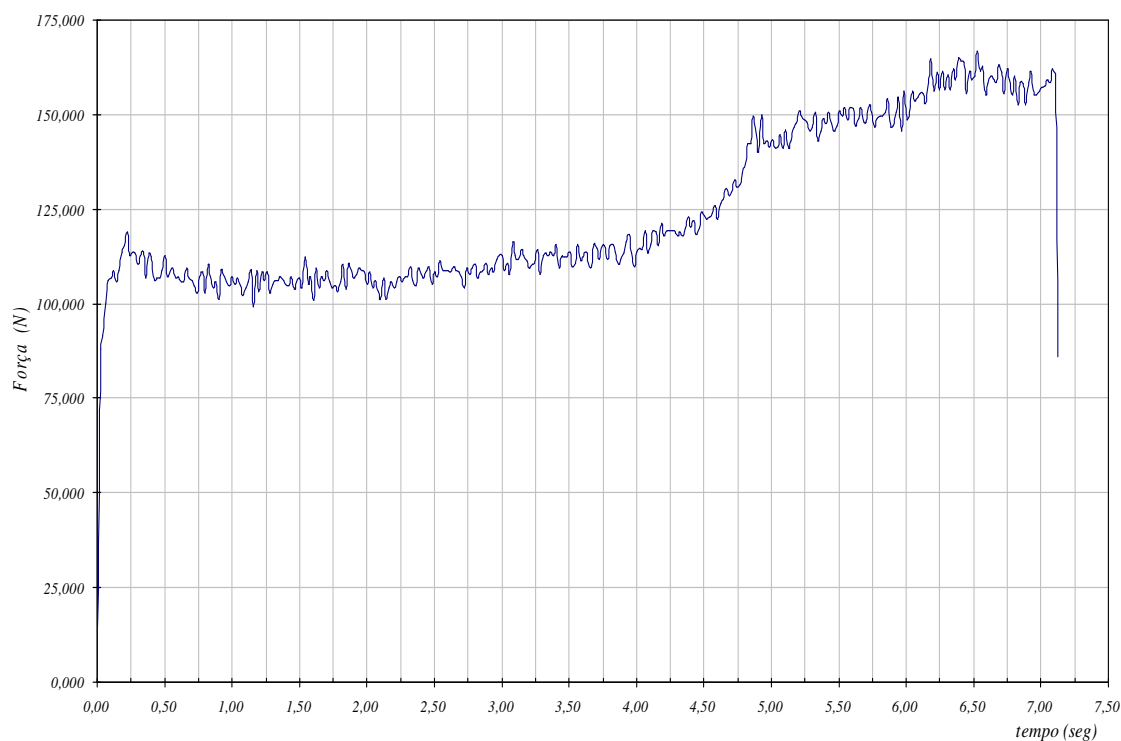


Figura 125: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 32 mm/s - Movimento de Tração

Com o aumento da velocidade de acionamento, os gráficos gerados a seguir apresentarão uma diminuição do ruído pela atenuação da influência do atrito.

A Figura 126 confirma o perfil esperado para a curva característica do sistema passivo variável remoto obtida em dinamômetro, para a velocidade constante de acionamento do amortecedor de 42 mm/s em seu movimento de tração. É possível verificar também a atenuação do ruído pela menor influência do atrito do sistema.

### Gráfico AM Passivo Variável - Movimento de Tração

Velocidade de Teste: 42 mm/s

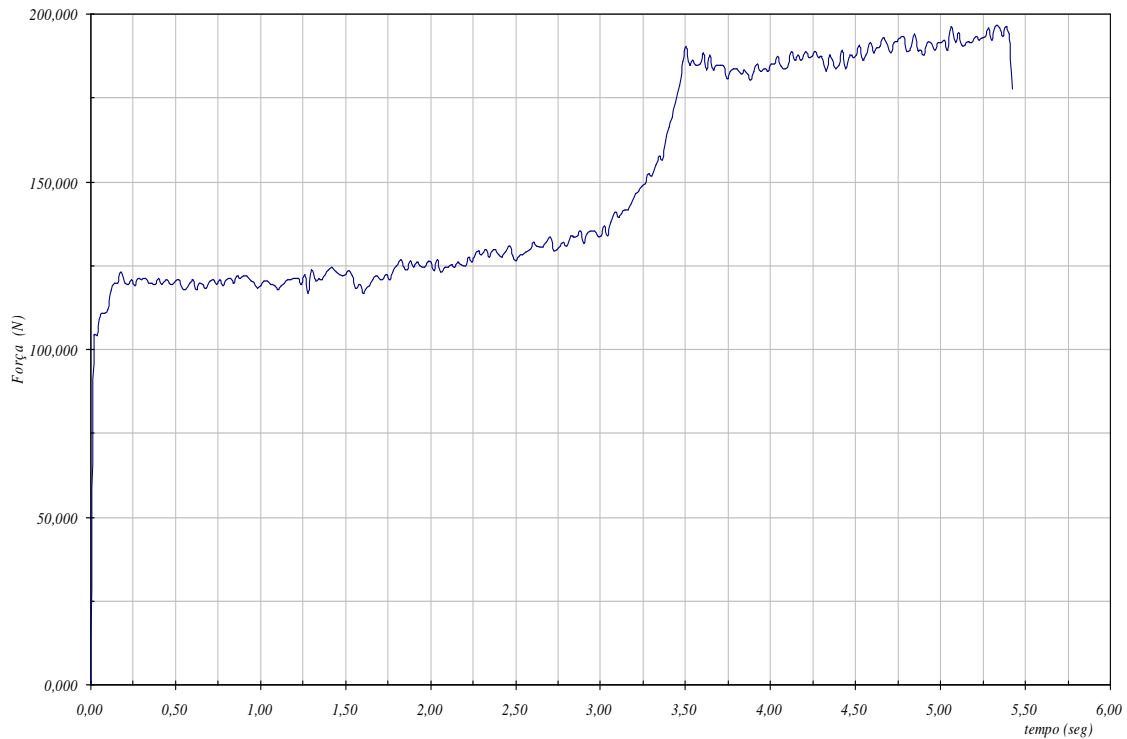


Figura 126: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 42 mm/s - Movimento de Tração

A Figura 127 atesta a gradativa diminuição do ruído causado pela influência do atrito à medida que o valor da força hidráulica sobe com o aumento da velocidade de acionamento. O perfil da curva característica gerada também reflete o resultado esperado conforme indicado pela Figura 124.



### Gráfico AM Passivo Variável - Movimento de Tração

Velocidade de Teste: 52 mm/s

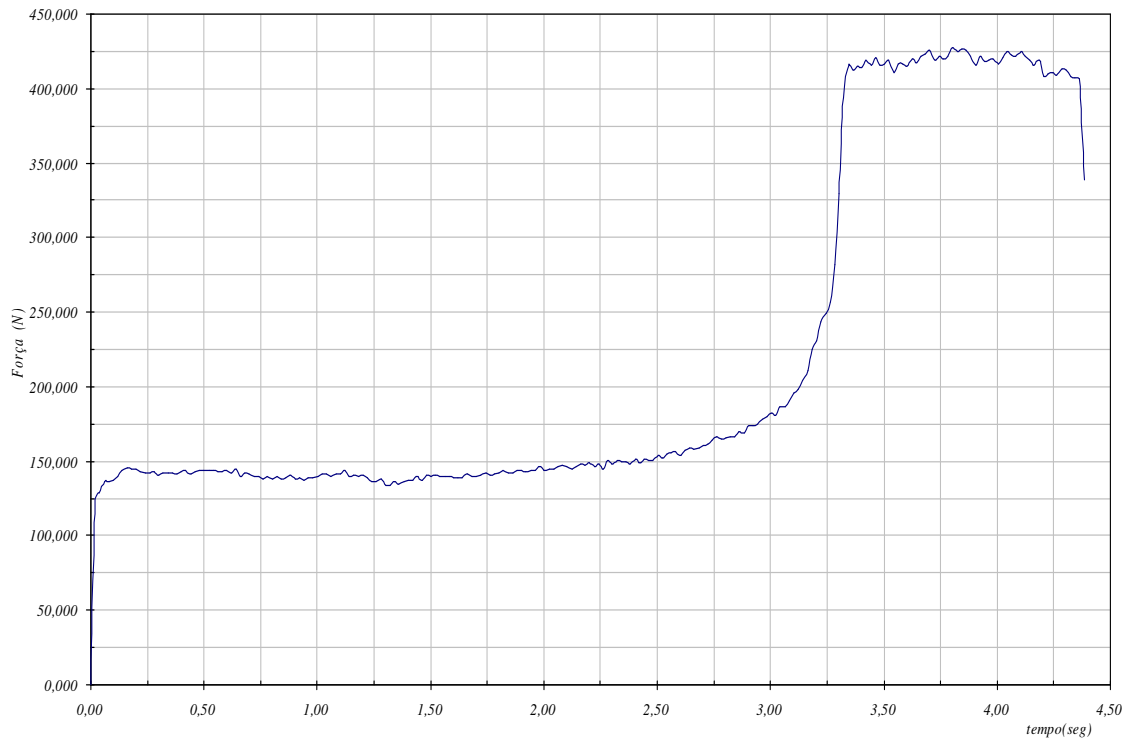


Figura 127: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 52 mm/s - Movimento de Tração

A Figura 128 representa a curva característica para o sistema passivo variável remoto com velocidade de acionamento do dinamômetro de 62 mm/s. Novamente é possível verificar as três situações que ilustram o comportamento do sistema conforme previsto pelo gráfico teórico da Figura 124, ou seja, verificamos dois patamares constantes de força no tempo que representam a válvula na sua condição de abertura máxima, quando o nível de força é mínimo, e de fechamento total, quando o nível de força é máximo. Entre estas duas posições, quando a válvula parte para cumprir o seu ciclo de atuação, podemos notar o comportamento não linear da curva de amortecimento pela variação da vazão na passagem do óleo através do orifício variável interno à válvula VRF.

Com relação ao ruído provocado pelo atrito do sistema, notamos a diminuição da sua influência proporcionalmente ao aumento da velocidade de teste e consequentemente dos níveis da força de amortecimento hidráulico.

### Gráfico AM Passivo Variável - Movimento de Tração

Velocidade de Teste: 62 mm/s

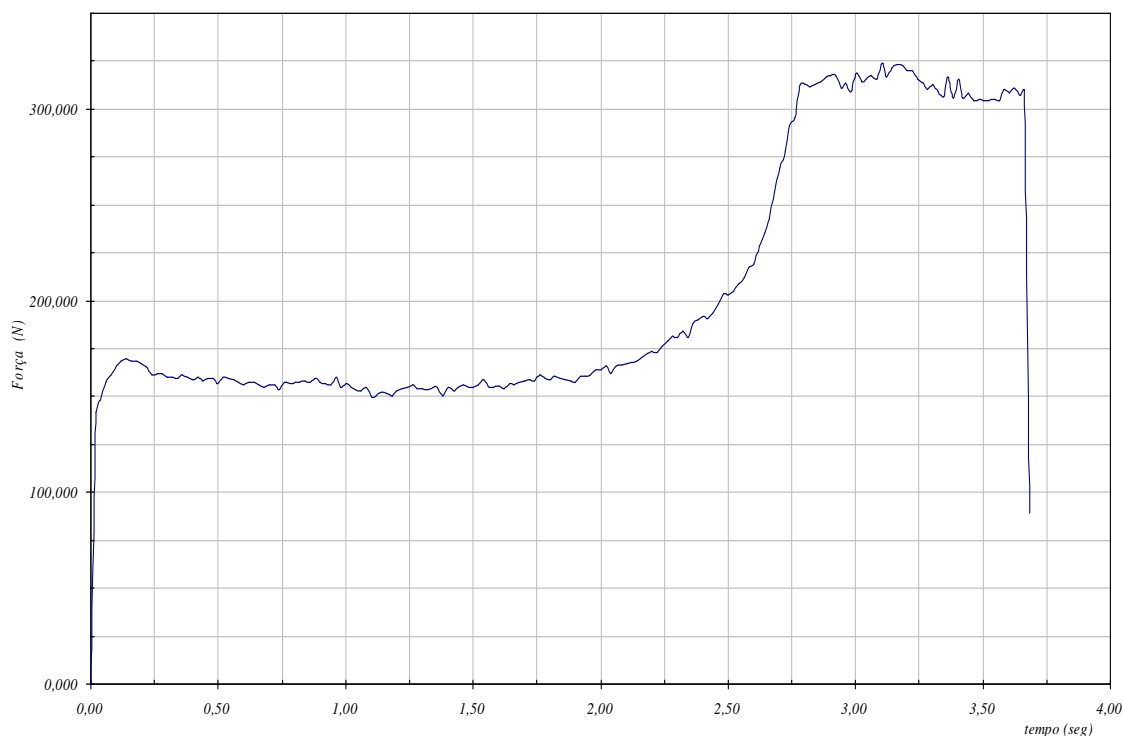


Figura 128: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Tração

O gráfico apresentado na Figura 129 mostra claramente um erro no levantamento da curva característica do amortecedor passivo variável, pois antes mesmo de a válvula VRF cumprir o seu ciclo de acionamento o amortecedor já havia percorrido todo o seu curso, por conta da velocidade escolhida de 72 mm/s. Sendo assim, confirmamos na prática o cálculo teórico realizado no item 3.1.2, onde verificamos que a velocidade máxima com a qual poderíamos testar o amortecedor era de 71,8 mm/s. Apenas velocidades inferiores a esta podem garantir que ao final do acionamento do amortecedor a válvula VRF tenha finalizado o seu ciclo de trabalho e a curva

característica do sistema de amortecimento passivo variável remoto seja adquirida sem erros ou distorções.

### Gráfico AM Passivo Variável - Movimento de Tração

Velocidade de Teste: 72 mm/s

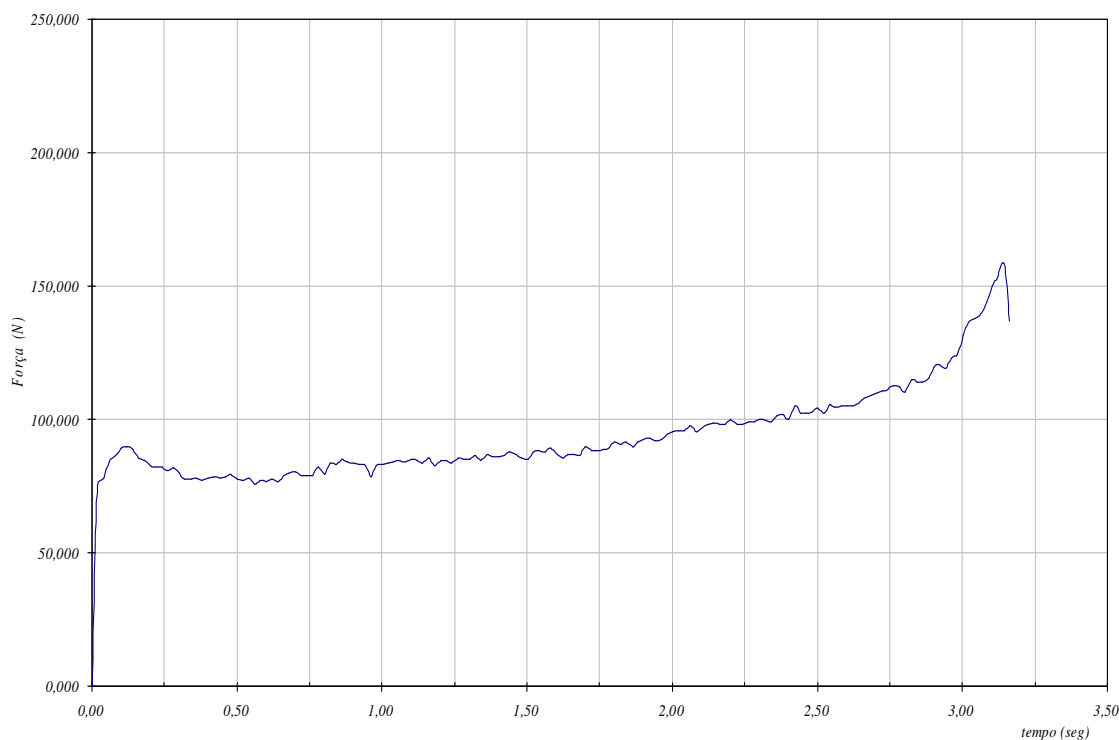


Figura 129: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 72 mm/s - Movimento de Tração

Após os levantamentos realizados anteriormente com as diversas velocidades de acionamento do amortecedor, selecionaremos o gráfico gerado a partir da velocidade de 62,0 mm/s para realização dos próximos estudos, que compreenderão: a filtragem dos níveis de força constante do gráfico para que tenhamos apenas o resultado das forças durante a movimentação da válvula VRF – a busca de uma equação que defina a curva característica gerada e consequentemente a movimentação da válvula VRF.

Atuando nos dados que deram origem ao gráfico da Figura 130, os quais são uma tabela formada por 190 linhas de acordo com a taxa de aquisição de 50 Hz do equipamento de teste,

realizamos um filtro das forças de valores constantes resultantes das condições da válvula VRF aberta e fechada, chegando a uma nova tabela com 64 valores de força (Tabela 4).

Tabela 4: Dados de Força no Tempo para Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Tração

Dados para o Gráfico da Figura 130							
Time	Load	Time	Load	Time	Load	Time	Load
Sec	N	s	N	s	N	s	N
0,661	111,286	1,802	118,839	2,583	134,449	3,263	220,557
0,681	112,796	1,842	118,839	2,603	138,981	3,283	235,160
0,721	111,789	1,922	119,343	2,623	140,996	3,303	238,685
0,741	112,796	1,982	119,846	2,723	142,003	3,323	251,778
0,801	112,796	2,002	119,846	2,783	145,024		
0,821	112,796	2,022	120,350	2,803	150,563		
0,921	113,300	2,062	122,868	2,843	153,081		
1,021	113,300	2,082	123,875	2,863	155,095		
1,041	113,300	2,202	124,882	2,963	162,648		
1,221	114,307	2,242	126,896	3,003	163,152		
1,281	114,307	2,262	127,400	3,023	164,663		
1,301	114,307	2,302	128,407	3,043	170,705		
1,421	114,307	2,322	128,407	3,083	174,230		
1,481	114,811	2,342	128,910	3,103	179,769		
1,542	114,811	2,402	128,910	3,143	190,344		
1,582	116,321	2,422	129,917	3,163	192,862		
1,622	117,328	2,462	129,917	3,183	196,890		
1,662	117,832	2,482	130,924	3,203	201,422		
1,722	117,832	2,502	131,932	3,223	210,990		
1,762	118,839	2,563	132,939	3,243	217,536		

Após o trabalho de eliminação dos dados que geraram os valores constantes de força da válvula, geramos o gráfico que representa a curva característica do sistema de amortecimento passivo variável remoto enquanto a válvula VRF está em movimento, partindo da sua posição totalmente aberta e com a força de amortecimento mínima, até a sua posição totalmente fechada com a sua força de amortecimento máxima.

A Figura 130 mostra o gráfico do amortecedor passivo variável contemplando apenas a movimentação da válvula VRF.

### Gráfico AM Passivo Variável Filtrado - Movimento de Tração

Velocidade de Teste: 62 mm/s

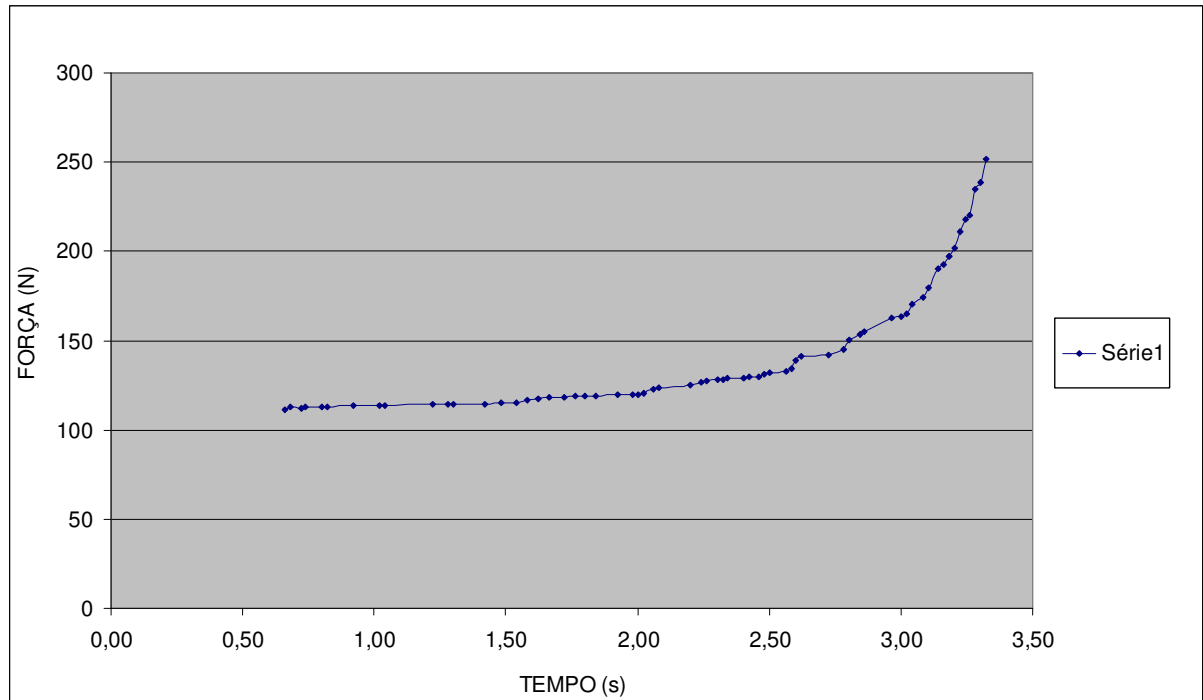


Figura 130: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Filtrada, Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Tração

Trabalhando o gráfico da Figura 130 no Excel, utilizaremos a ferramenta “adicionar linha de tendência” com o objetivo de buscar uma curva e a respectiva equação que represente o comportamento do sistema de amortecimento passivo variável seletivo.

A Figura 131 mostra exatamente a linha de tendência pesquisada e a equação correspondente.

**Gráfico Linha de Tendência e Equação Característica do AM Passivo Variável**  
**Movimento de Tração - Velocidade de Teste: 62 mm/s**

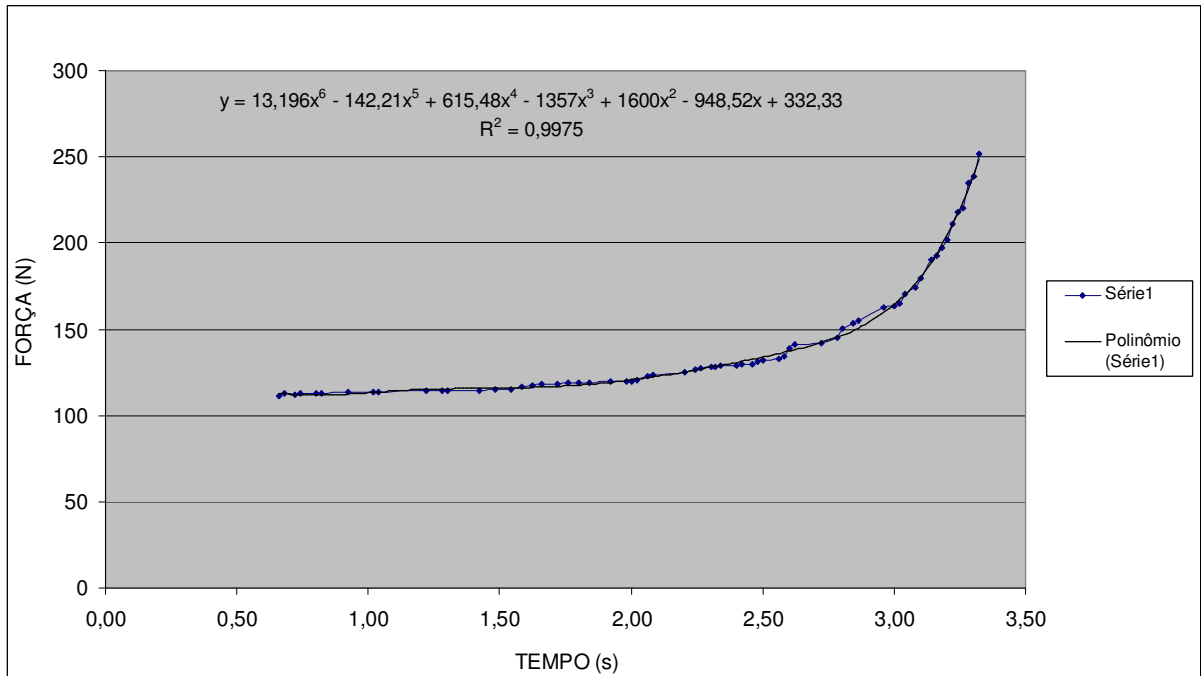


Figura 131: Linha de Tendência e Equação Característica do Sistema Passivo Variável  
 Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Tração

Dentre as opções de tipos de regressão disponíveis para utilização, a que mais se adéqua ao proposto é a polinomial de sexto grau. Inclusive, o valor de  $R^2 = 0,9975$  confirma a precisão da linha de tendência definida, visto que, quanto mais o seu valor se aproxima de 1, maior é o grau de correspondência entre os valores estimados para a linha de tendência e os dados reais.

Sendo assim, com o auxílio do Excel, definimos a equação que representa a curva característica do sistema de amortecimento passivo variável remoto para as condições em análise:

$$y = 13,196x^6 - 142,21x^5 + 615,48x^4 - 1357x^3 + 1600x^2 - 948,52x + 332,33 \quad (167)$$

$$\text{com } R^2 = 0,9975$$

Na sequência faremos para o movimento de compressão do amortecedor a mesma análise realizada anteriormente na caracterização do sistema de amortecimento passivo variável seletivo para o movimento de tração.

Como pudemos verificar anteriormente, o levantamento das curvas características para velocidades de acionamento de 32 e 42 mm/s são muito influenciadas pelo atrito do sistema por conta da baixa força de amortecimento relativa. Para o movimento de compressão este fenômeno deve ser acentuado porque, comparativamente ao nível de forças hidráulicas para a fase de tração, as forças de compressão dos amortecedores são geralmente menores (cerca de 1/3 menores).

Dessa maneira, as Figuras a seguir correspondem às velocidades de acionamento do amortecedor nos valores de 52, 62 e 72 mm/s.

A Figura 132 apresenta a curva característica real do sistema passivo variável seletivo obtida em dinamômetro para a velocidade constante de acionamento do amortecedor de 52 mm/s em seu movimento de compressão. Nota-se que o comportamento da curva para o acionamento em compressão do amortecedor reflete a curva teórica esperada conforme ilustrado pela Figura 124, ou seja, temos dois patamares constantes de força, um em seu menor nível e outro no maior, representando as posições fixas da válvula VRF respectivamente nas condições totalmente aberta e totalmente fechada e, entre estas duas situações, temos uma curva não linear progressiva indicando o movimento de fechamento da válvula.

Além de confirmar o comportamento esperado conforme o gráfico teórico da Figura 124 é possível verificar que o perfil da curva característica para o movimento de compressão muito se assemelha ao que fora obtido para o movimento de tração do amortecedor. Tal fato também é esperado, já que a válvula VRF trabalha em paralelo com o pistão e a válvula de compressão do amortecedor com fluxo unidirecional de óleo.

### Gráfico AM Passivo Variável - Movimento de Compressão

Velocidade de Teste: 52 mm/s

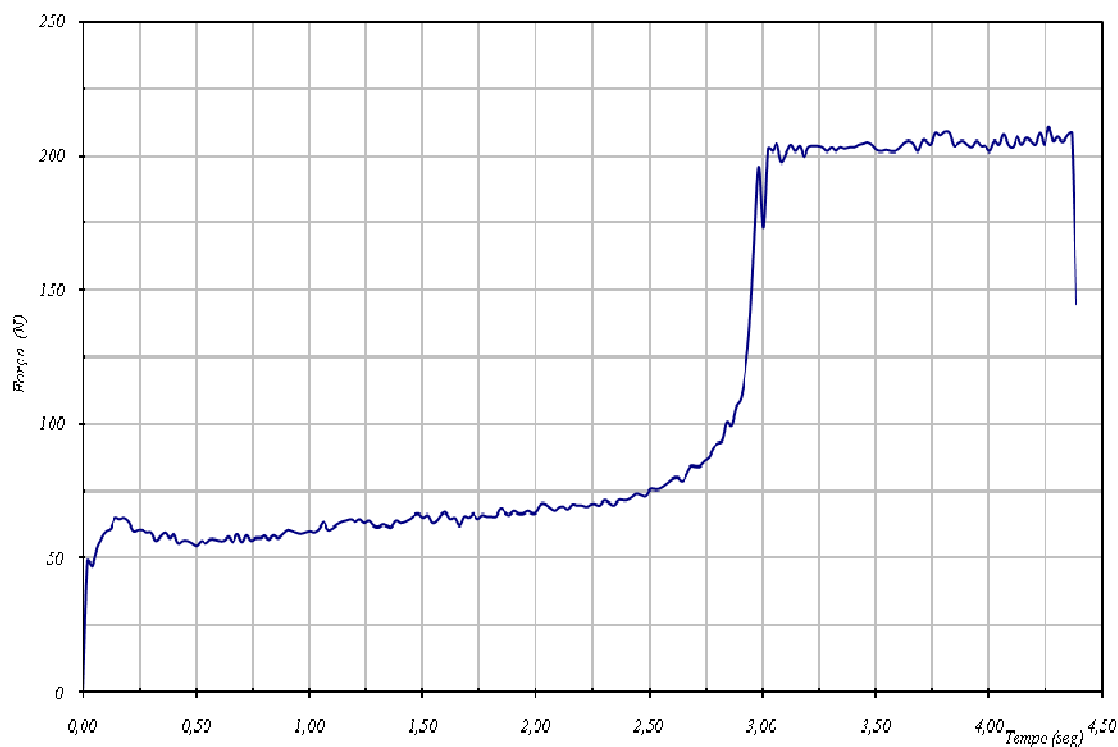


Figura 132: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 52 mm/s - Movimento de Compressão

A Figura 133 representa a curva característica do movimento de compressão, porém para a velocidade de 62 mm/s.

Assim como verificado para o movimento de tração, o ruído causado pelo atrito do sistema também diminui com o incremento da velocidade de teste.



### Gráfico AM Passivo Variável - Movimento de Compressão

Velocidade de Teste: 62 mm/s

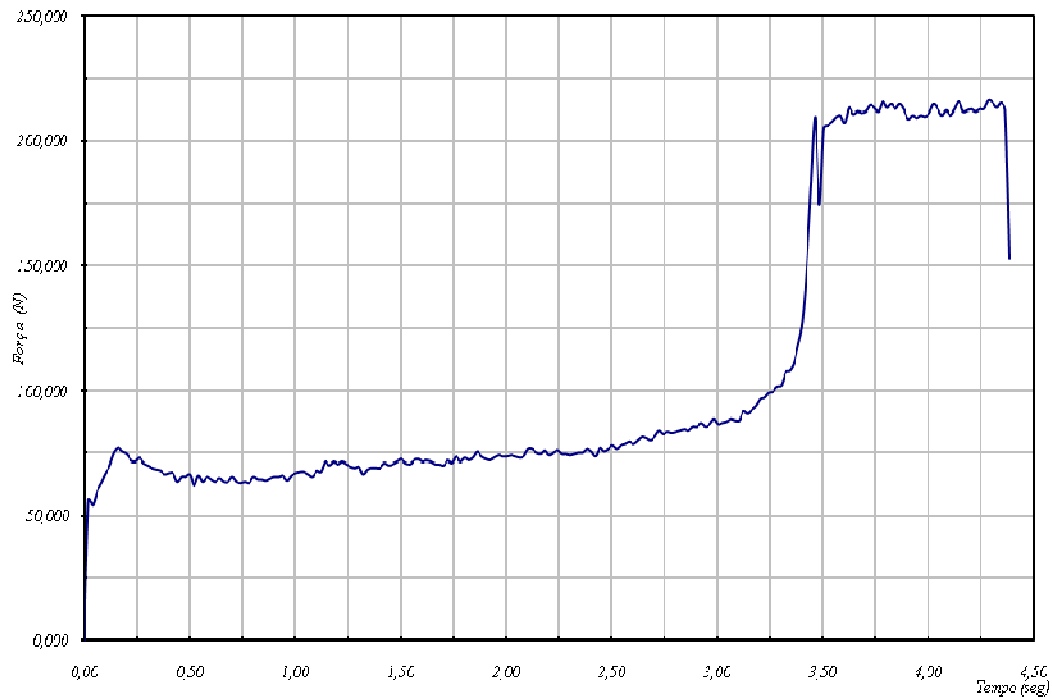


Figura 133: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Compressão

Na Figura 134 é possível confirmar novamente o cálculo teórico realizado para a velocidade de acionamento máxima do amortecedor de 71,8 mm/s, pois a curva característica não pôde ser traçada por completo devido ao fato de a velocidade de acionamento de 72 mm/s superar o tempo de movimentação da válvula VRF, chegando ao final do acionamento do amortecedor antes mesmo de a válvula cumprir o seu ciclo total.

### Gráfico AM Passivo Variável - Movimento de Compressão

Velocidade de Teste: 72 mm/s

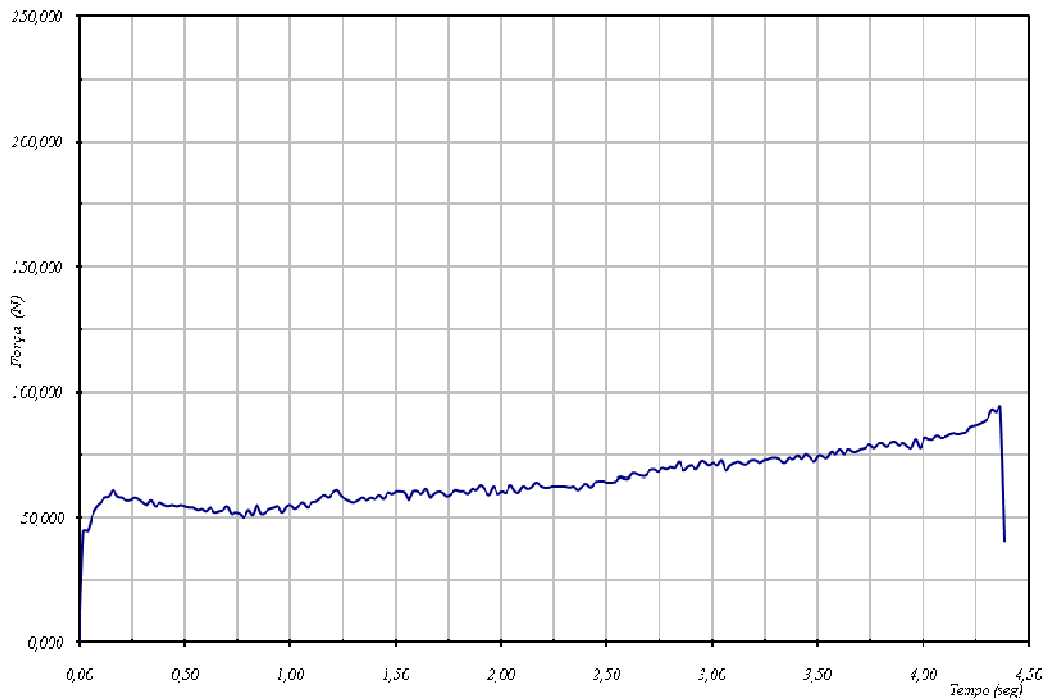


Figura 134: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável - Velocidade de Teste de 72 mm/s - Movimento de Compressão

Da mesma forma que fizemos para o movimento de tração do amortecedor, selecionaremos para o movimento de compressão o gráfico gerado a partir da velocidade de 62,0 mm/s para realização dos próximos estudos, que compreenderão: a filtragem dos níveis de força constantes do gráfico para que tenhamos apenas o resultado das forças durante a movimentação da válvula VRF – a busca de uma equação que defina a curva característica gerada e consequentemente a movimentação da válvula VRF para o acionamento em compressão.

Trabalhando nos dados que geraram o gráfico da Figura 135, os quais são uma tabela com 220 linhas de acordo com a taxa de aquisição do equipamento de teste de 50 Hz, filtrando os valores constantes das forças resultantes das condições da válvula VRF aberta e fechada, chegamos a uma nova tabela com 35 valores de força (Tabela 5) que representa os dados do gráfico da Figura 135 para a velocidade de teste de 62 mm/s no movimento de compressão do amortecedor.

Tabela 5: Dados de Força no Tempo para Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Compressão

Dados para o Gráfico da Figura 135							
Time	Load	Time	Load	Time	Load	Time	Load
Sec	N	s	N	s	N	s	N
0,500	54,384	2,342	69,491	2,723	84,094	2,943	136,464
0,661	55,895	2,402	71,505	2,743	86,108	2,963	166,677
0,821	56,902	2,422	72,512	2,763	87,619	2,983	195,883
1,021	59,420	2,482	73,016	2,783	91,144	3,023	202,429
1,101	60,930	2,502	75,533	2,803	92,654	3,063	204,443
1,301	61,434	2,542	75,533	2,823	93,661		
1,542	62,944	2,563	76,540	2,843	100,711		
1,742	64,455	2,583	78,051	2,883	106,250		
1,942	66,469	2,603	79,562	2,903	109,272		
2,142	67,980	2,623	80,065	2,923	119,343		

Com os dados da Tabela 5, geramos o gráfico que representa a curva característica do sistema de amortecimento passivo variável seletivo, enquanto a válvula VRF está em movimento, partindo da sua posição totalmente aberta e com a força de amortecimento mínima, até a sua posição totalmente fechada com a sua força de amortecimento máxima.

A Figura 135 mostra o gráfico do amortecedor passivo variável contemplando a movimentação da válvula VRF no sentido da compressão do amortecedor.

### Gráfico AM Passivo Variável Filtrado - Movimento de Compressão

Velocidade de Teste: 62 mm/s

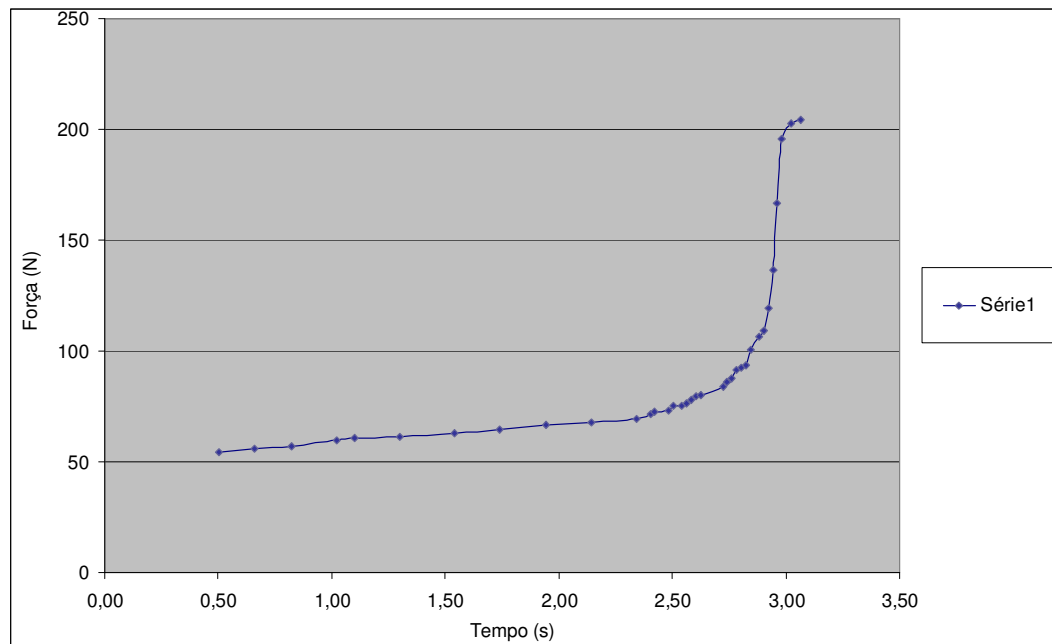


Figura 135: Curva Característica do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Filtrada

Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Compressão

Com o auxílio do Excel trabalharemos o gráfico da Figura 135 utilizando a ferramenta “adicionar linha de tendência” com o objetivo de buscar uma curva e a respectiva equação que represente o comportamento do sistema de amortecimento passivo variável seletivo no movimento de compressão.

Na Figura 136 observa-se a linha de tendência pesquisada e a equação correspondente.

**Gráfico Linha de Tendência e Equação Característica do AM Passivo Variável**  
**Movimento de Tração - Velocidade de Teste: 62 mm/s**

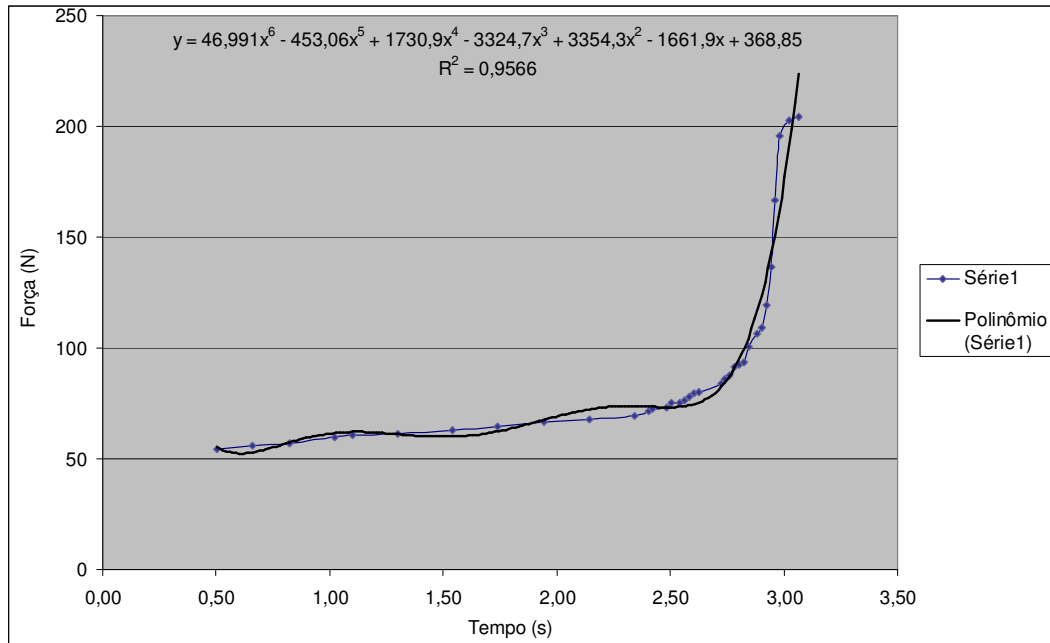


Figura 136: Linha de Tendência e Equação Característica do Sistema Passivo Variável  
 Velocidade de Teste de 62 mm/s - Movimento de Compressão

Analizando todas as opções de tipos de regressão disponíveis para utilização a que mais se adéqua ao proposto é a polinomial de sexto grau. Desta vez o valor de  $R^2$  ficou em 0,9566, que é um pouco inferior ao valor alcançado para o acionamento do amortecedor no sentido da tração, porém considerado ainda razoável já que está bem próximo de 1, o que assegura um bom grau de correspondência entre os valores estimados para a linha de tendência e os dados reais.

Sendo assim, com o auxílio do Excel, definimos a equação que representa a curva característica do sistema de amortecimento passivo variável seletivo remotamente controlado para as condições em análise:

$$y = 46,991x^6 - 453,06x^5 + 1730,9x^4 - 3324,7x^3 + 3354,3x^2 - 1661,9x + 368,85 \quad (168)$$

com  $R^2 = 0,9566$

### 3.1.4 Configuração do Sistema de Amortecimento Passivo Variável Remotamente Controlado

Como estabelecido anteriormente, o desenvolvimento do sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo “slow-active” tem como base um sistema de amortecimento passivo com forças de amortecimento variáveis, controlado remotamente através de dispositivo alocado no painel do veículo, atualmente em desenvolvimento pela empresa.

A arquitetura concebida para o sistema remoto prevê: Atuador Linear da Válvula Reguladora de Fluxo (VRF) através de Motor de Passo (Figura 137), com potencial de ajuste de até 200 curvas de amortecimento, pois o mesmo possui 200 passos úteis; Central Eletrônica de Processamento (ECU) (Figura 138) concebida para interface e coleta de informações da rede CAN<sup>39</sup> do veículo e prevendo entradas analógicas e digitais para o processamento de informações geradas pela eventual adição de sensores e/ou acelerômetros no veículo; amortecedor tritubular com forças de amortecimento variáveis (Figura 139) - como estas configurações já estão previstas no sistema remoto, de fato, com o estabelecimento de uma lógica de controle, a qual é o objetivo principal dessa dissertação, é possível transformar o sistema remoto variável em um sistema de amortecimento Semi-Ativo do tipo “Slow-Active”.



Figura 137: Atuador Linear (Motor de Passo) (Magnet Marelli Cofap, 2010)

---

<sup>39</sup> Rede CAN (Controller Area Network) é um padrão internacional de comunicação digital serial, desenvolvido na década de 80 por Robert Bosch GmbH para interconexão entre dispositivos de controle em automóveis. É regulamentado pelas normas ISO 11898 e ISO 11519.

Como verificado na seção 2.6.3.1, a classificação “Slow-Active” se deve ao fato de o amortecimento da suspensão poder ser variado, ou controlado, em vários passos discretos em resposta às mudanças nas condições de rodagem. Normalmente utilizam-se alguns parâmetros do veículo como alimentação para a lógica do sistema, que definirá a melhor condição de amortecimento para uma dada condição de rodagem, tais parâmetros podem ser: pressão de frenagem, ângulo de esterçamento, velocidade do veículo, aceleração, posição do câmbio e etc. Entretanto, como o sistema não se ajusta continuamente durante um ciclo de oscilação do veículo, tal sistema também é comumente classificado de “Suspensão Adaptativa”. Ou seja, não estamos falando de um sistema de suspensão Semi-Ativo com variação contínua do amortecimento da suspensão, como é o caso do sistema “SDC”, contemplado na seção 2.6.3.3.3. A vantagem desse sistema está no custo mais acessível e a desvantagem no tempo de resposta que possui certo delay.

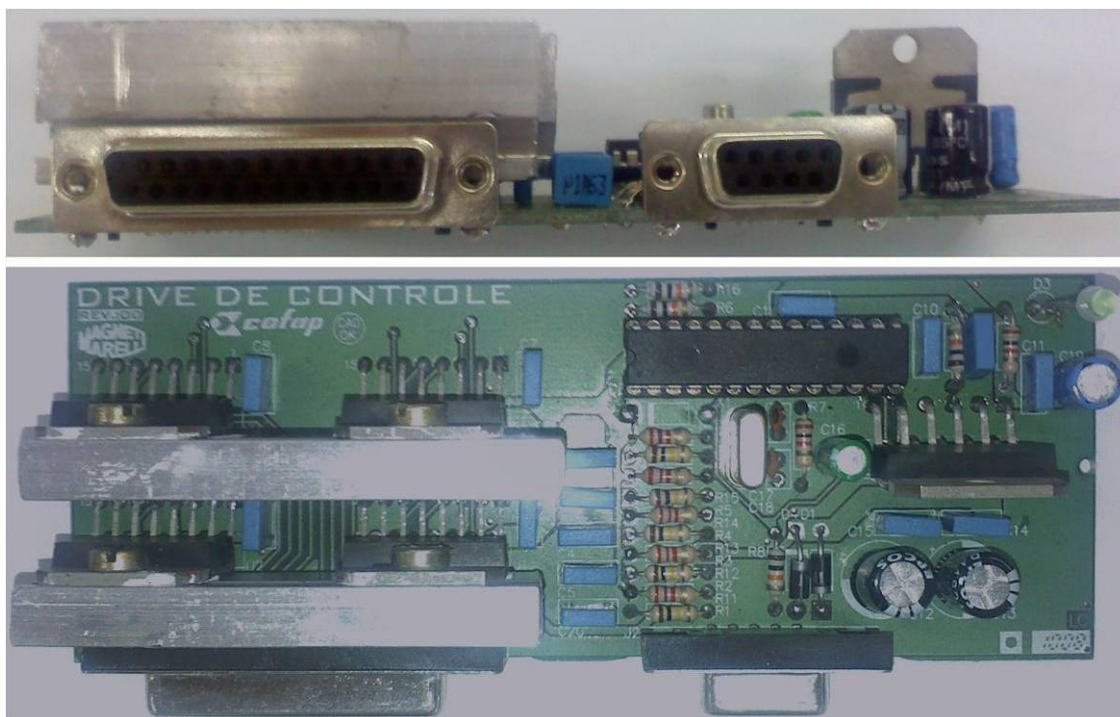


Figura 138: ECU – Central Eletrônica de Processamento, protótipo (Magneti Marelli Cofap, 2010)

A Figura 139 apresenta fotos dos amortecedores tritubulares de forças variáveis utilizados no desenvolvimento do sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado.

Estes amortecedores são os mesmos que formarão o sistema semi-ativo “slow-active”, já que a diferença fundamental entre os sistemas será basicamente a programação e o processamento lógico digital da ECU.



Figura 139: Amortecedores Tritubulares de Forças Variáveis, Dianteiro e Traseiro (Marelli Cofap, 2010)

Na Figura 140 temos uma imagem representando o diagrama de blocos de funcionamento do sistema amortecedor de forças variáveis.

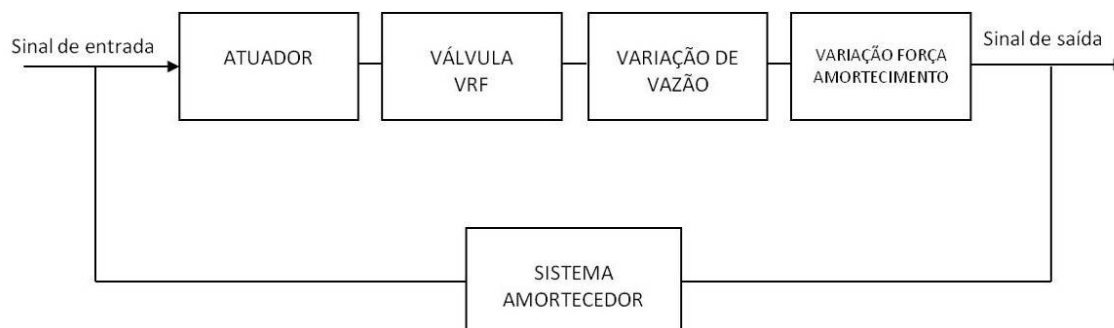


Figura 140: Diagrama de Blocos AM Forças Variáveis



### **3.1.4.1 Conceito**

O conceito do sistema de amortecimento variável remotamente controlado compreende um amortecedor com controle variável de forças, aplicado às suspensões de veículos automotores controlado remotamente de modo manual, de maneira a permitir a variação das características de amortecimento da suspensão proporcionando maior conforto e segurança dos passageiros em veículos de uso pessoal ou coletivo e melhor comportamento da movimentação do veículo tanto em estradas boas como em estradas com muitos defeitos na superfície de rodagem.

A proposta aplica-se também a veículos de transporte de carga, provendo maior estabilidade no uso desses veículos, tanto em condição de carga com pouco peso, como em transporte de cargas muito pesadas, assegurando maior estabilidade na movimentação do veículo com maior segurança para carga transportada, tudo isso com custo competitivo e que venha a ocupar a lacuna existente entre o projeto de suspensão passivo, amplamente empregado na indústria automobilística, e os sistemas de suspensão ativos e semi-ativos extremamente caros.

### **3.1.4.2 Lógica de Comando**

O sistema de variação de forças é possível devido à instalação de um motor de passo localizado externa e lateralmente ao amortecedor (item 3.1.4, Figuras 137 e 139), o qual comanda uma válvula de agulha que regula o fluxo de óleo dentro do mesmo (item 3.1, Figura 116). O motor de passo, por sua vez, é comandado por uma central eletrônica de processamento (ECU - item 3.1.4, Figura 138) que deverá estar alojada no compartimento do motor, a princípio, sendo que a interação do usuário do veículo com o sistema será realizada por intermédio de um botão alocado no painel de instrumentos. O botão poderá possuir duas ou mais posições de comando conforme determinação do fabricante do veículo, tais posições correspondem a certa quantidade de passos pré-programadas na ECU e determinados durante a fase de desenvolvimento da dinâmica da suspensão do veículo (Ride Test).

A Figura 141 apresenta um diagrama com a arquitetura para a lógica de comando do sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado.

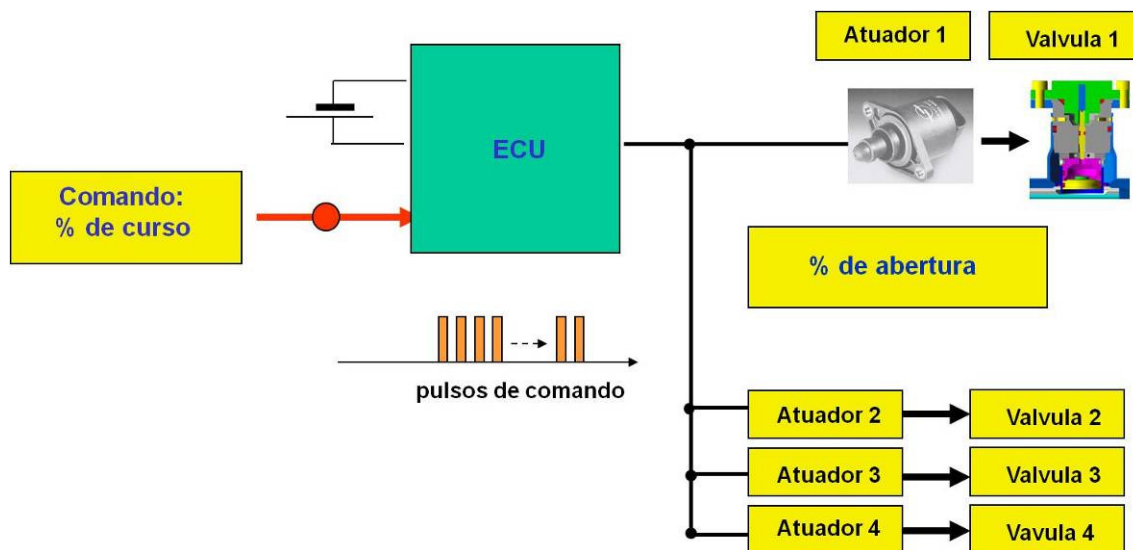


Figura 141: Lógica de Comando Sistema Passivo Variável Remoto (Magneti Marelli Cofap, 2010)

### 3.1.4.3 Curvas de Amortecimento Amortecedor de Forças Variáveis

Os protótipos anteriormente identificados na seção 3.1.4, Figura 139, foram testados para levantamento das curvas de resposta “força x velocidade”, como apresentado nos gráficos das Figuras 142 e 143.

Como explicado anteriormente, devido ao motor de passo possuir 200 passos de ajuste em seu curso útil, que é de 8,0 mm, o mesmo pode proporcionar uma gama de 200 curvas diferentes de amortecimento, pelo posicionamento da agulha que regula a vazão de óleo dentro da válvula VRF (item 3.1, Figura 116, posição 51). Se considerarmos que é possível através de programação trabalhar com avanços de frações de passo no atuador linear como, por exemplo,  $\frac{1}{2}$  passo, esta possibilidade de até 200 curvas de amortecimento poderia ser multiplicada por duas vezes ou mais.

Entretanto, apesar de parecer uma grande vantagem, tal fato pode não significar um aumento de desempenho, dependendo do sistema que o amortecedor será inserido. Por exemplo, para o sistema remotamente controlado, comumente deverá ser disponibilizado ao usuário

não mais do que 3 ajustes de comportamento da suspensão: Conforto, Normal e Esporte; claro que tal escolha ficará a cargo do fabricante do veículo, mas normalmente, para o usuário comum, uma possibilidade de ajuste maior do que 3 estágios pode gerar confusão, ou até mesmo uma subutilização do sistema. Já para o sistema semi-ativo “slow-active” pretendemos trabalhar com 5 curvas de amortecimento, que podem variar de acordo com a preferência da montadora e com as características do veículo a ser equipado com o novo sistema.

Dependendo das características do veículo pode-se querer privilegiar o conforto da suspensão para a melhor satisfação dos passageiros, sendo este princípio o que buscam os engenheiros, na grande maioria das vezes, no trabalho de definição do ride do veículo. Dessa forma, podemos trabalhar com 5 curvas de amortecimento de maneira a adicionar mais 2 níveis de seleção entre as curvas de Conforto, que passaria a se chamar Conforto A, e a curva Normal. As 2 curvas adicionadas poderiam se chamar, por exemplo, Conforto B e Conforto C, definindo assim 3 níveis de conforto para o mesmo veículo, onde a terceira curva (Conforto C) teria uma rigidez de amortecimento maior do que a segunda (Conforto B) e esta uma rigidez maior do que a primeira (Conforto A).

Sendo assim, os gráficos levantados na sequência para o amortecedor de forças variáveis apresentam 5 curvas distintas para cada sentido de movimento do AM: tanto para o sentido da tração quanto para o da compressão.

Os equipamentos utilizados para o levantamento das curvas de amortecimento (item 3.1.3, Figuras 120 e 121) foram:

- Dinamômetro MTS modelo 849 Shock Absorber Test System
- Software de aquisição de dados do próprio equipamento
- Fonte de alimentação DC Minipa
- Amortecedor telescópico hidráulico tritubular de forças variáveis MMCofap
- Unidade Central Eletrônica (ECU) Magneti Marelli
- Chave Seletora de 5 posições

O teste realizado em dinamômetro servo hidráulico faz a tomada dos valores de força de amortecimento em 8 pontos de velocidade de acionamento do corpo do amortecedor, num padrão

senoidal, sendo aquisitado o valor de força no pico de velocidade de acionamento, conforme normas internas de levantamento de forças para amortecedores. Tais velocidades são: 52, 131, 262, 393, 525, 900, 1200 e 1500 [mm/s].

Amortecedores passivos convencionais possuem apenas uma curva de amortecimento, portanto, após o procedimento de teste acima descrito, o resultado será um gráfico com apenas uma curva de amortecimento de tração e uma curva de compressão, conforme apresentado no item 3.1.3, Figura 123.

A seguir, a Figura 142 apresenta o gráfico “força x velocidade” real para o amortecedor tritubular de forças variáveis dianteiro. Como o sistema foi ajustado para 5 curvas de amortecimento, o procedimento de levantamento de forças acima descrito é repetido cinco vezes, uma para cada posição de seleção da chave seletora, partindo-se da curva mais fraca correspondente a maior área de vazão dentro da válvula VRF e consequentemente à posição da agulha totalmente aberta, até a curva mais forte correspondente ao fechamento total da válvula.

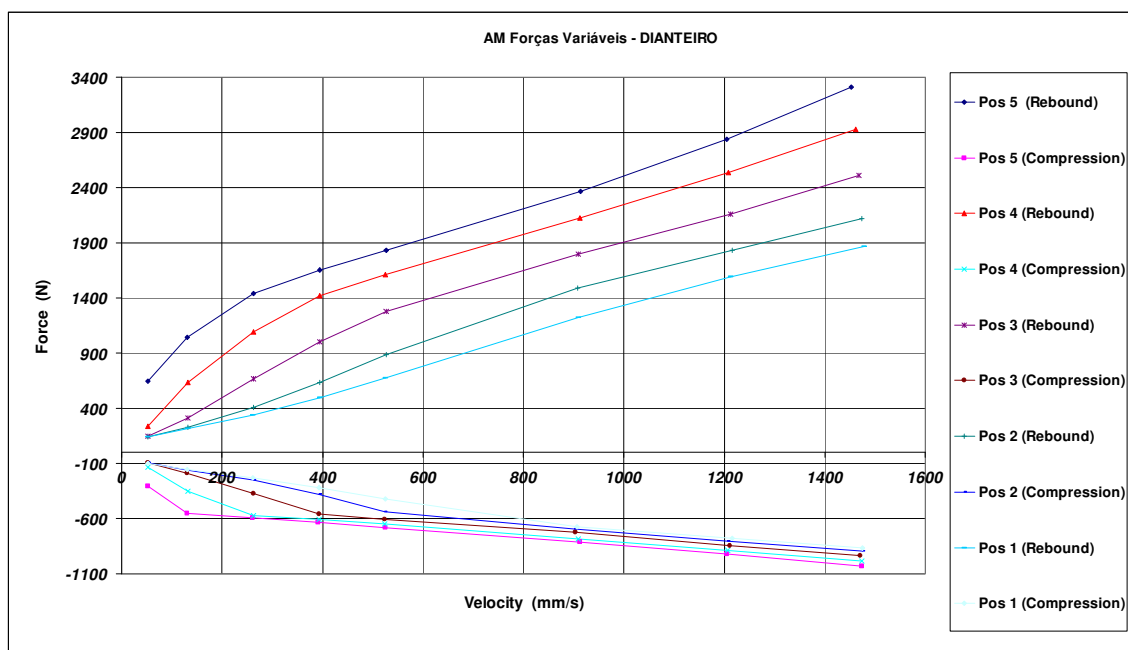


Figura 142: Gráfico Força x Velocidade AM Forças Variáveis Dianteiro (Magneti Marelli Cofap, 2010)

No gráfico da Figura 142 podemos notar um maior controle, ou uma maior variação de forças, no lado da tração em relação às forças de compressão a partir do 5.º ponto de velocidade, isso se deve ao fato de o volume de óleo deslocado para a válvula VRF ser maior no sentido da tração do que na compressão. Na tração esse volume corresponde à parte do volume de óleo da coroa formada pela seção transversal do tubo de pressão menos a seção transversal da haste, já na compressão o volume corresponde à parte do óleo deslocado pelo volume de entrada da haste dentro do amortecedor.

Na sequência, a Figura 143 apresenta o gráfico “força x velocidade” real para o amortecedor tritubular de forças variáveis traseiro.

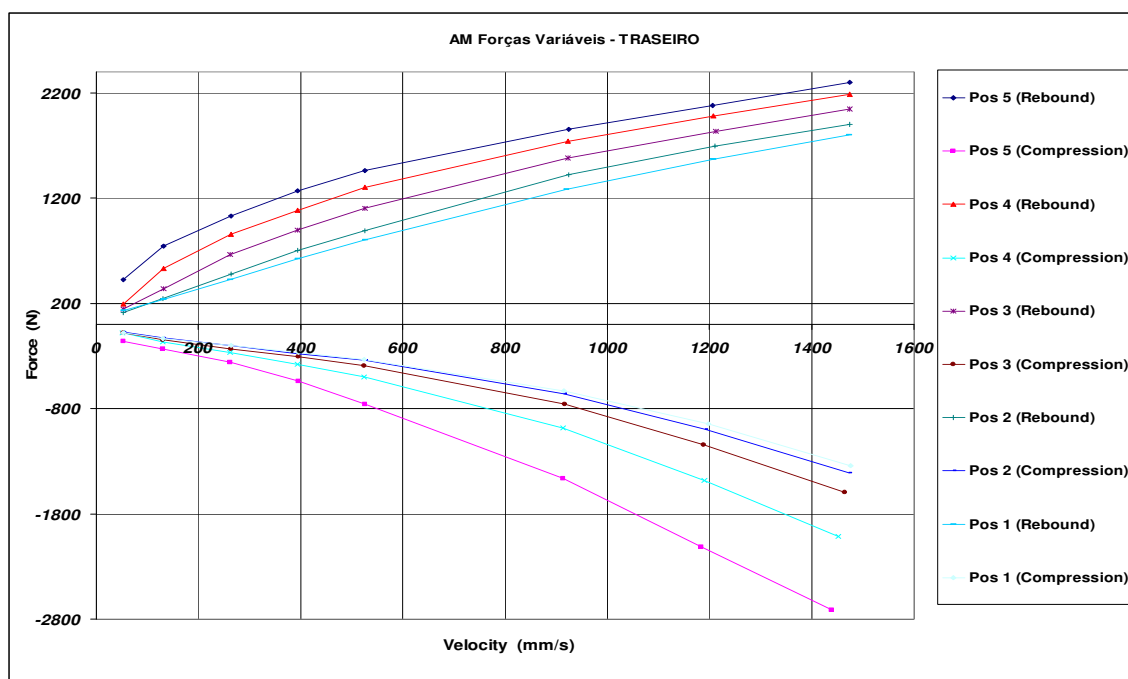


Figura 143: Gráfico Força x Velocidade AM Forças Variáveis Traseiro (Magneti Marelli Cofap, 2010)

No gráfico da Figura 143 podemos verificar o mesmo padrão de controle, assim como verificado para o amortecedor dianteiro, exceto para as forças de compressão a partir do 5.º ponto de velocidade que apresentam uma variabilidade maior entre as curvas. Esse aspecto se deve ao fato de que o código de válvulas para as forças de compressão, neste caso específico, possui a

característica de entrar na região de controle de blow-off numa velocidade um pouco inferior àquela para o amortecedor dianteiro.

### **3.2 Definição do Sistema de Amortecimento Semi-Ativo “Slow-Active”**

A grande motivação deste trabalho está no desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecedores com controle variável de forças aplicado às suspensões de veículos automotores, controlado automaticamente, que permita a variação das características de amortecimento da suspensão, proporcionando maior conforto e segurança dos passageiros em veículos de uso pessoal ou coletivo e melhor comportamento na movimentação do veículo, tanto em estradas boas como em estradas ruins, com muitos defeitos na superfície de rodagem.

O novo sistema busca ainda, para veículos de transporte de carga, prover maior estabilidade no uso destes veículos, tanto em condição de carga com pouco peso como em transporte de cargas muito pesadas, assegurando maior estabilidade na sua movimentação, com maior segurança para a carga transportada e com melhor desempenho dos demais sistemas dos caminhões, como por exemplo, economia no desgaste dos pneus pelo fato da otimização do amortecimento nas diversas condições de uso.

Tudo isso com custo competitivo e que venha a ocupar a lacuna existente entre o projeto de suspensão com amortecimento passivo, amplamente empregado na indústria automobilística (compondo 100% dos veículos produzidos no Brasil), e os sistemas de suspensão ativos e semi-ativos, extremamente caros e presentes apenas em veículos de nicho.

Sendo assim, a presente proposta refere-se ao desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo tipo “slow-active” onde, através da definição de uma lógica de controle, por meio de simulação em software de dinâmica veicular, será automatizado um sistema de suspensão com amortecimento passivo variável remotamente controlado, transformando-o em um sistema de suspensão semi-ativo com custo competitivo.

### 3.2.1 Conceito

Nos sistemas semi-ativos adaptativos em geral, como é o caso do “slow-active”, e como bem descrito em Côrte-Real (2002), a estratégia de controle empregada é baseada no monitoramento de algumas variáveis, com objetivo de antecipar o ajuste da suspensão a eventos críticos como: curvas fechadas, freadas bruscas e irregularidades na via, ou regular a suspensão para determinadas condições de operação como altas velocidades ou veículo carregado.

Alguns exemplos das variáveis monitoradas são:

- Velocidade de esterçamento;
- Aceleração lateral;
- Aceleração longitudinal;
- Pressão de frenagem;
- Posição do acelerador;
- Deflexão da suspensão;
- Aceleração vertical do chassi;
- Velocidade do veículo.

Pode-se projetar um sistema adaptativo hipotético para atuar ajustando os parâmetros da seguinte maneira:

- 1) Utilizar baixa rigidez e amortecimento, se o veículo estiver andando em linha reta e em velocidade moderada, para proporcionar uma melhor isolamento das vibrações (conforto).
- 2) Enrijecer a suspensão e aumentar o amortecimento, se o veículo entrar em curva fechada, para diminuir a rolagem e a variação da força normal nos pneus, proporcionando maior segurança.
- 3) Aumentar o amortecimento, durante frenagens ou acelerações violentas, para reduzir os movimentos de mergulho ou inclinação.

- 4) Aumentar o coeficiente de amortecimento por um tempo suficiente (tipicamente 0.5 segundos) (WILLIAMS, 1994 em CÔRTE-REAL, 2002), ao passar sobre um obstáculo, para atenuar as oscilações do chassi mais rapidamente.
- 5) Usar maior rigidez de amortecimento, em velocidades elevadas, para que se possa contar com o máximo de aderência e dirigibilidade.
- 6) Utilizar uma rigidez apropriada à carga do veículo, de modo que mantenha o veículo nivelado mesmo que os eixos sejam carregados de forma desigual e alterações de peso não provoquem mudanças significativas nas características da suspensão.
- 7) Diminuir a altura em relação ao solo, em alta velocidade, para obter um melhor desempenho aerodinâmico e uma posição mais baixa do chassi.

Obviamente, a seleção dos itens acima que serão utilizados na estratégia de controle da suspensão dependerá da escolha dos sensores e atuadores empregados. Optando pelo amortecedor com válvula de orifício variável como elemento controlável, implica na impossibilidade de implementação dos itens relativos à variação da rigidez da suspensão e à variação da altura do veículo (itens 6 e 7), que é o caso do sistema previsto nessa dissertação.

O sistema adaptativo será formado pelos seguintes componentes:

- Amortecedor telescópico hidráulico tritubular de forças variáveis
- Válvula Reguladora de Fluxo (VRF)
- Atuador Linear (Motor de Passo)
- Unidade Central Eletrônica (ECU)

Como já observado anteriormente, o Atuador Linear da Válvula Reguladora de Fluxo é um Motor de Passo (item 3.1.4, Figura 137) com potencial de ajuste de até 200 curvas de amortecimento sendo que, para o sistema semi-ativo proposto, ele será pilotado a uma frequência de 100 Hz. A Central Eletrônica de Processamento (ECU) (item 3.1.4, Figura 138) foi concebida para interface e coleta de informações da rede CAN do veículo e prevendo entradas analógicas e digitais para o processamento de informações geradas pela eventual adição de sensores e/ou



acelerômetros no veículo. O amortecedor é um tritubular com forças de amortecimento variáveis (item 3.1.4, Figura 139).

Sendo assim, com as configurações previstas e o estabelecimento de uma lógica de controle, formaremos o sistema de amortecimento Semi-Ativo adaptativo do tipo “Slow-Active”, como ilustrado na Figura 144.

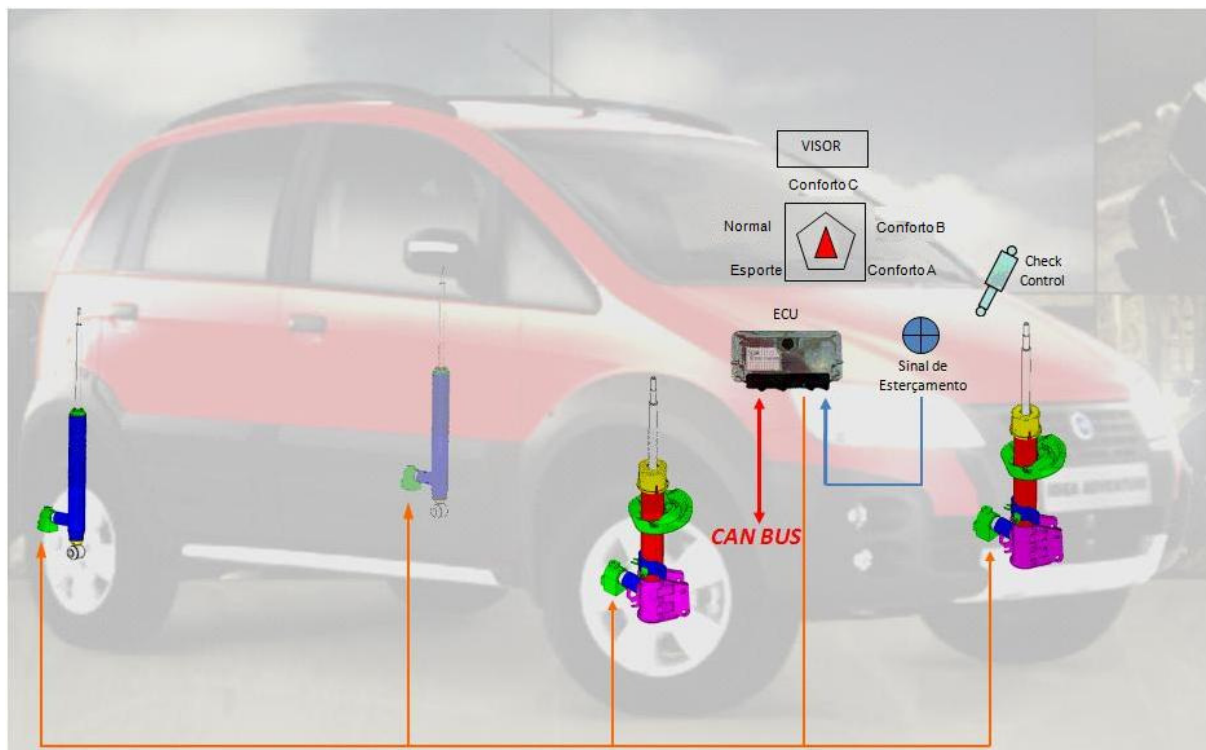


Figura 144: Arquitetura Sistema Semi-Ativo “Slow-Active”

Conforme é possível verificar na Figura 144, o sistema está sendo concebido para trabalhar, a princípio, com 5 curvas de amortecimento, sendo estas:

- Conforto A
- Conforto B
- Conforto C
- Nominal
- Esporte

Entretanto, potencialmente o sistema pode trabalhar com 200 curvas de amortecimento distintas ou mais, conforme a configuração aqui apresentada. Vale ressaltar ainda que, com a incorporação de um atuador rápido o suficiente, e pela adição dos sensores convenientes, o sistema pode ser transformado num sistema semi-ativo com amortecimento continuamente variável, mas esse é outro desafio.

### **3.2.2 Procedimentos para Determinação da Lógica de Controle**

O objetivo deste procedimento é o de investigar e estabelecer parâmetros de controle para o sistema de suspensão semi-ativo “slow-active” dotado de amortecedores eletrônicos tritubulares. Os resultados esperados deste processo são:

- Identificar possíveis sinais de controle em sistemas já existentes no veículo de modo a não onerar o custo do sistema proposto, os quais possam ser empregados como entrada para o módulo de controle, ou seja, identificação e definição dos parâmetros de controle;
- Realizar simulações em software de dinâmica veicular para verificação dos parâmetros de controle definidos para os amortecedores eletrônicos e verificação do comportamento do veículo;
- Estabelecer uma lógica de controle para o sistema, criando uma matriz de decisão com base nesses sinais de entrada, e gerando uma resposta adequada para os atuadores eletrônicos;
- Adequar as curvas geradas nos amortecedores às várias situações dinâmicas possíveis do veículo, de forma a otimizar o compromisso entre conforto e estabilidade. Neste processo se deve sempre buscar formas de, em situações críticas ou emergenciais, favorecer a segurança do veículo.

### 3.2.2.1 Identificação dos Parâmetros de Controle

Como observado anteriormente, o objetivo de estabelecer um sistema de suspensão semi-ativo do tipo “slow-active” com custo competitivo baseia-se na iniciativa de explorar ao máximo as informações dos diversos subsistemas do veículo e as informações existentes que circulam na rede CAN, evitando a adição de sensores extras os quais encareceriam bastante a aplicação do sistema proposto.

Dessa maneira, temos os seguintes sinais disponíveis e possíveis de se utilizar nos veículos atuais:

- Sistema de direção EPS (Electric Power Steering):
  - torque na coluna de direção (esforço no volante)
  - ângulo na coluna (ângulo do volante):
    - 1.<sup>a</sup> derivada no tempo => velocidade do volante
    - 2.<sup>a</sup> derivada no tempo => aceleração do volante
- Velocímetro eletrônico:
  - velocidade longitudinal instantânea do veículo:
    - derivando no tempo => aceleração / desaceleração longitudinal instantânea do veículo
- Sistema ABS (Anti-lock Braking System):
  - velocidade angular de cada roda (rodas fônicas):
    - derivando no tempo => aceleração angular de cada roda
  - processador central:
    - estimativa da velocidade do veículo pela média das velocidades das rodas fônicas
- Sistema de gerenciamento do motor (ECU):
  - RPM do motor
  - posição da borboleta do acelerador

- Acelerador eletrônico (drive by wire):
  - posição do acelerador => sinal de entrada para posição da borboleta
- Interruptor da luz de freio:
  - pedal de freio acionado ou não => informação “on/off”
- Chave de contato, ignição:
  - veículo ligado / desligado
- Transmissão automática ou automatizada:
  - marcha engatada
  - velocidade de saída da caixa de mudanças em RPM
- Transmissão manual:
  - RPM na saída da caixa de mudanças, se esta for a tomada para a leitura do velocímetro eletrônico => da comparação com a rotação do motor é possível estimar a redução total e a marcha empregada (exceto por eventual patinamento da embreagem)
- Sistema EBD (Electronic Brake-force Distribution):
  - moduladores da força de frenagem => pressão nas linhas de freio dianteira e traseira
  - sensores de velocidade => estimativa da desaceleração longitudinal
- Comentários gerais sobre sensores:
  - a taxa mínima de aquisição de dados deve ser de 100 Hz. Uma taxa de 200 Hz proporciona melhor definição dos parâmetros, mas toma mais tempo de processamento;
  - deve-se atentar para taxas de aquisição diferentes em cada subsistema;
  - é necessário estabelecer um “cronômetro” para leitura de tempo nos dados provenientes dos vários sistemas do veículo;

- a princípio não existe nenhum sensor ou sinal pré-existente que possa ser usado para controle da dinâmica vertical (massa suspensa ou não suspensa);
- os vários sensores acima, isolada ou combinadamente, permitem várias estratégias de controle para os amortecedores eletrônicos de forças variáveis.

A Figura 145 apresenta um possível diagrama de blocos do sistema semi-ativo “slow-active” (alternativa com todos os subsistemas).

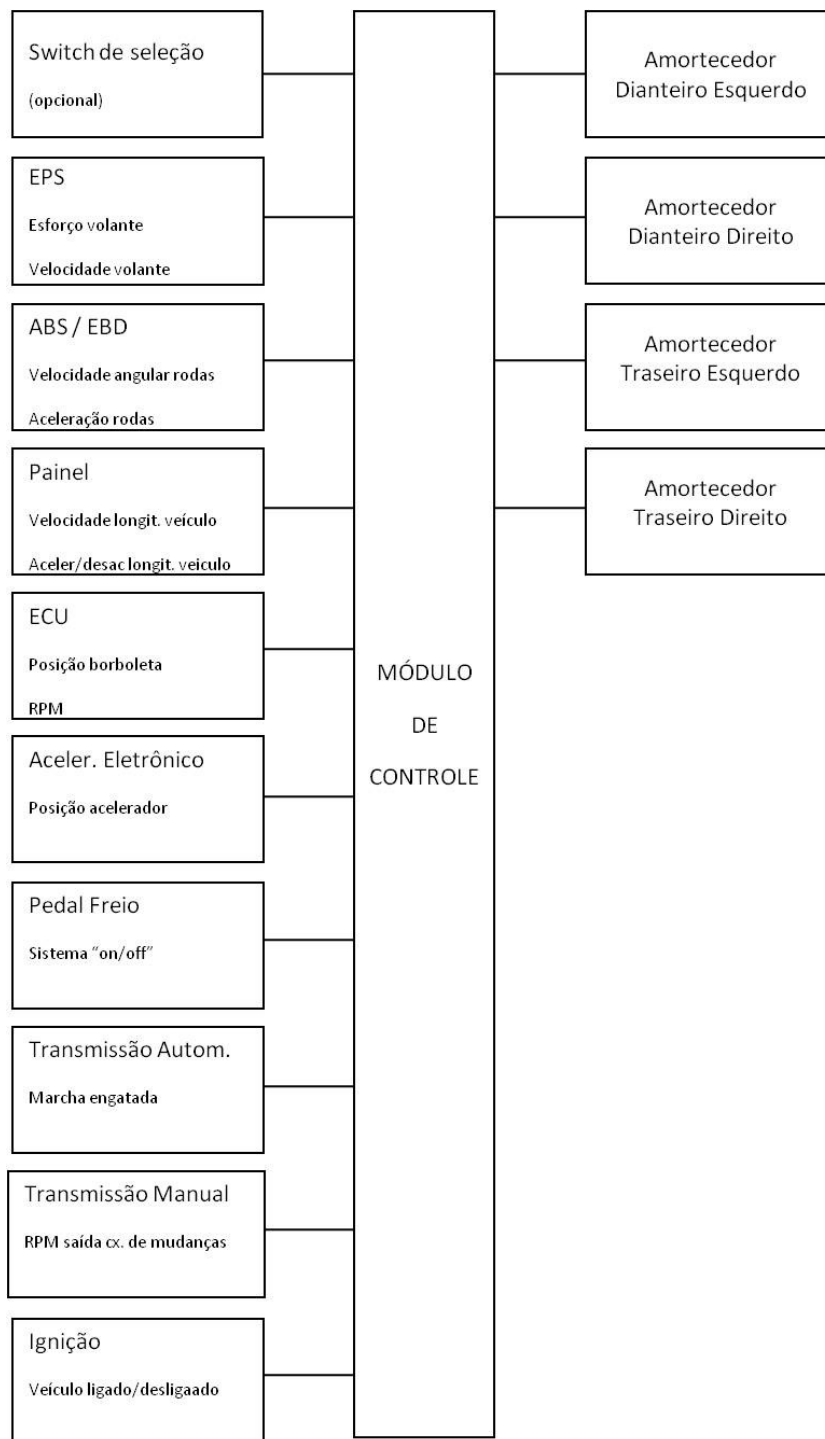


Figura 145: Diagrama de Blocos Sistema Semi-ativo “Slow-active”

### **3.2.2.2 Estratégias de Controle Possíveis para o Sistema Semi-Ativo “Slow-Active”**

Para definição das estratégias de controle aplicadas ao sistema de suspensão semi-ativo “slow-active”, e para realização das simulações de dinâmica veicular, algumas premissas devem ser adotadas, quais sejam: – veículo de tração dianteira – superfície de rodagem com alto coeficiente de atrito, ou seja, asfalto ou concreto liso e seco.

Além das premissas estabelecidas e para facilitar a identificação das características dinâmicas a serem controladas, dividiremos a análise do comportamento do veículo em partes: Dinâmica Longitudinal e Dinâmica Lateral.

Sendo assim, as seguintes estratégias de controle podem ser desenvolvidas conforme as variações analisadas nas tabelas que seguem, relativas ao comportamento dinâmico do veículo a ser ensaiado virtualmente.

Tabela 6: Estratégias de Controle Possíveis - Sistema Semi-ativo “Slow-active” (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

<b>Dinâmica Longitudinal – ACELERAÇÃO</b>	
<b>Controle de Partida</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
- Chave desligada e removida	- mudar calibração para melhorar a saída na utilização posterior do veículo aumentando as cargas dos AM's dianteiros e traseiros.
- 1. <sup>a</sup> Marcha - Imobilidade até 15 km/h - Sensores de rotação rodas dianteiras (ABS) - Posição da borboleta de aceleração	- subir cargas AM's dianteiros para melhorar a tração. - em caso de escorregamento das rodas dianteiras => aumentar adicionalmente a carga dos AM's dianteiros e subir carga dos AM's traseiros também.
<b>Controle de Afundamento (Squat)</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
- Posição da borboleta - Aceleração do veículo - Mudança de marchas	- subir cargas AM's dianteiros e traseiros de forma proporcional à aceleração => maior aceleração, maior amortecimento. - com a diminuição da aceleração, ir diminuindo gradativamente as cargas na dianteira e traseira. - nas passagens de marchas mais baixas, manter as curvas dos AM's com maior controle aumentando mais as cargas dos dianteiros do que dos traseiros.



<b>Dinâmica Longitudinal – DESACELERAÇÃO</b>	
<b>Controle de Mergulho (Dive)</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Posição switch do freio</li> <li>- Desaceleração do veículo</li> <li>- Mudança de marchas</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- subir as cargas dos AM's dianteiros e traseiros de forma proporcional à aceleração.</li> <li>- nas reduções de marcha manter amortecimento com maior controle aumentando mais as cargas dos AM's traseiros do que dos dianteiros.</li> </ul>
<b>Controle de Anti-travamento</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Switch do freio</li> <li>- Desaceleração do veículo</li> <li>- Sensores de rotação das rodas (ABS)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- subir cargas no eixo com tendência ao travamento (dianteiro ou traseiro).</li> <li>- subir cargas igualmente em ambas as rodas do mesmo eixo.</li> </ul>
<b>Controle de Alta Velocidade</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Leitura da velocidade do veículo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- aumentar preventivamente as cargas nos AM's dianteiros e traseiros.</li> <li>- aumentar progressivamente por faixas de velocidade, sempre igual ou superior à carga nominal: <ul style="list-style-type: none"> <li>- acima de 80 km/h</li> <li>- de 80 a 120 km/h</li> <li>- acima de 120 km/h</li> </ul> </li> </ul>

<b>Dinâmica Lateral</b>	
<b>Controle de Manobras Evasivas</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ângulo e velocidade do volante de direção</li> <li>- Leitura da velocidade do veículo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- subir as cargas dos AM's dianteiros e traseiros até o limite superior de forças para melhorar a estabilidade e dirigibilidade.</li> </ul>
<b>Controle de Rolagem (Roll)</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ângulo e velocidade do volante de direção</li> <li>- Leitura da velocidade do veículo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- para solicitações menos severas, subir progressivamente cargas nos AM's dianteiros e traseiros para diminuir o ângulo de roll.</li> </ul>
<b>Controle de Tração em Curva</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ângulo e velocidade do volante de direção</li> <li>- Leitura da velocidade do veículo</li> <li>- Sensores de rotação das rodas (ABS)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- aumentar adicionalmente as cargas dos AM's do eixo trativo, caso a roda interna perca aderência.</li> </ul>
<b>Controle de Frenagem em Curva</b>	<b>Comando aos Amortecedores</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ângulo e velocidade do volante de direção</li> <li>- Leitura da velocidade do veículo</li> <li>- Switch do freio</li> <li>- Sensores de rotação das rodas (ABS)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- aumentar adicionalmente as cargas dos AM's dianteiros e traseiros em de frenagem em curva.</li> </ul>

Obs.: Para o caso da dinâmica vertical não foram identificados sinais previamente disponíveis. O controle dessa característica será feita através de outros parâmetros, como será verificado nas simulações dinâmicas e nas matrizes de tomada de decisão.

### 3.2.2.3 Simulações de Dinâmica Veicular

Neste processo serão realizadas simulações de Dinâmica Longitudinal, Vertical e Lateral em software de dinâmica veicular com o objetivo de determinar os parâmetros de controle dos

amortecedores eletrônicos e verificar o comportamento do veículo. Para tanto, o programa a ser utilizado será o Callas Motorsport v.4.6 R40 da empresa francesa Oktal. Todas as simulações serão realizadas com o veículo descarregado (CW).

### **3.2.2.3.1 Simulações de Performance e Frenagem (Dinâmica Longitudinal)**

- Aceleração 0 a 1.000 m, no plano, asfalto liso e seco;
- Frenagem de emergência, de 120 a 0 km/h, no plano, asfalto liso e seco.

### **3.2.2.3.2 Simulações para Análise de Conforto da Suspensão (Dinâmica Vertical)**

- Pista com Superfície Ondulada, para análise comparativa de “Ride Básico – Bounce e Pitch”;
- Pista do tipo “Lavadeira” (“costela de vaca”), para análise comparativa de “Shake<sup>40</sup>”;
- Passagem por “Lombada”, para análise de fim de curso da suspensão.

### **3.2.2.3.3 Simulações para Análise de Estabilidade e Dirigibilidade do Veículo (Dinâmica Lateral)**

- Manobra de Dupla Mudança de Linha ISO 3888, para avaliação de comportamento em transientes. Podem ser simuladas as especificações 01 (Chicane) e 02 (Manobra do Alce) dessa norma;

---

<sup>40</sup> Shake são as frequências intermediárias (5 a 25 Hz) de vibração da massa suspensa como um corpo flexível.

### 3.2.2.3.4 Pressupostos Iniciais

Para realização das simulações e elaboração das matrizes de tomada de decisão do sistema semi-ativo “slow-active” tomaremos alguns aspectos iniciais, os quais se baseiam na experiência talhada em simulações virtuais e experiência em ride tests, sendo estes:

1) Manobras para calibração da suspensão:

- em termos de dinâmica lateral a manobra de mudança simples de linha (chicane Renault) é um bom parâmetro;
- para caracterizar manobras evasivas podemos utilizar a manobra “step steer”, a qual consiste em avaliar o tempo de resposta em curvas nos aspectos de “yaw” (rotação sobre o eixo vertical no CG do veículo), aceleração lateral e rolagem do corpo do veículo após uma entrada angular repentina na direção. O procedimento consiste em manter o veículo em velocidade constante de 80 km/h e aplicar um ângulo de esterçamento que cause 0,5 g de aceleração lateral no CG do mesmo;
- como verificação final será utilizada a manobra chicane ISO 3888-1 (Figura 176). Tal manobra consiste na realização de mudança dupla de faixa para verificação da capacidade de manterem-se na trajetória os veículos de passageiros e comerciais leves de até 3,5 t.

2) Aceleração longitudinal – Tração:

- abaixo de 0,1 g => condução normal
- entre 0,1 g e 0,3 g => condução esportiva
- acima de 0,3 g => partida esportiva, controle de arrancada

3) Aceleração longitudinal – Frenagem:

- abaixo de 0,3 g => condução normal
- entre 0,3 g e 0,5 g => condução esportiva
- acima de 0,5 g => manobra de emergência ou uso “racing”

4) Aceleração lateral – Curvas:

- abaixo de 0,3 g => condução normal
- entre 0,3 g e 0,5 g => condução esportiva
- acima de 0,5 g => manobra de emergência ou uso “racing”

5) Velocidade de esterçamento do volante – condição dinâmica (manobras):

- abaixo de 100 °/s => condução normal
- entre 100 e 400 °/s => condução esportiva
- acima de 400 °/s => manobra evasiva

- Comentários gerais:

- conceito geral: permitir ao veículo trafegar na condição de maior conforto na maior parte do tempo preservando suas características de segurança em emergências ou solicitações mais severas, especialmente em frenagem e curvas;
- evitar trocas bruscas entre os vários estágios de calibração dos amortecedores (utilizar escalonamento) de modo a não comprometer o conforto e/ou gerar instabilidade direcional;
- apenas em casos de manobras emergenciais se passará direto à condição de curvas mais fortes;
- evitar estratégias que tendam a manter o veículo constantemente nas curvas superiores de amortecimento;
- para situações de solicitação moderada, adotar a curva de amortecimento normal ou pouco superior;
- apenas em condições extrema utilizar a curva de amortecimento máxima;
- para cada posição do switch de seleção do controle remoto manual, as estratégias devem ser definidas em termos de: subir ou descer um degrau na calibração

(opcional), assim na condição “esporte” praticamente não haverá intervenção e nas condições “conforto” ou “normal” as intervenções serão proporcionais;

- como o sistema propõe-se a não aplicar sensoramento adicional no veículo para evitar o incremento do custo, em termos de dinâmica vertical há a possibilidade de ocorrer movimentação excessiva da massa suspensa em passagens por ondulações maiores ou curvas de nível nas situações de veículo carregado e baixas velocidades;

- estas condições extremas de dinâmica vertical podem ser minimizadas com a adoção de um acelerômetro vertical no CG do veículo ou perto dele, entre os bancos do motorista e do passageiro;

- um melhor controle pode ser obtido com a aplicação de um acelerômetro vertical próximo ao eixo dianteiro (parede corta-fogo, por exemplo) e outro próximo ao eixo traseiro (no porta-malas ou assoalho do banco traseiro). Nesta condição seria possível controlar também “pitch”.

#### **3.2.2.4 Elaboração da Matriz de Tomada de Decisão**

Com base nos dados acima a serem levantados e nas simulações mencionadas, será possível estabelecer parâmetros para alimentar o processo de tomada de decisão do módulo de controle do sistema. Basicamente será determinado:

- Nível dos parâmetros recebidos do veículo (acelerações, velocidades, etc.);
- Condições Dinâmicas que se pretende controlar;
- Nível da carga dos amortecedores que se deseja aplicar;
- Níveis de redundância e segurança a utilizar no controle dos amortecedores.

## **Capítulo 4**

### **Resultados**

#### **4.1 Resultados das Simulações Dinâmicas**

As análises de simulação dinâmica foram realizadas considerando: as curvas extremas de amortecimento do sistema, ou seja, a curva Esporte (hard), que é mais rígida e proporciona as maiores forças de amortecimento, a curva Conforto A (soft), a qual responde com as forças mais baixas de amortecimento e a curva Nominal (NP), a qual busca o compromisso ótimo entre conforto e dirigibilidade, sendo esta a que mais se assemelha a curva de amortecimento normal de produção de um sistema de amortecimento convencional passivo. Não identificamos a necessidade de simular as duas curvas de amortecimento intermediárias de conforto (Conforto B e Conforto C), entretanto, ambas farão parte da elaboração das matrizes de tomada de decisão do sistema semi-ativo “slow-active” proposto.

As análises das simulações dinâmicas foram divididas nos seus três aspectos básicos, sendo: Dinâmica Longitudinal, Dinâmica Vertical e Dinâmica Lateral. Através dos resultados destas simulações, em conjunto com a identificação dos parâmetros de controle disponíveis no veículo (item 3.2.2.1), somados a análise prévia das estratégias de controle possíveis (item 3.2.2.2) e levando em consideração os pressupostos iniciais (item 3.2.2.3.4) definiremos os parâmetros lógicos de controle dos amortecedores eletrônicos e as matrizes de tomada de decisão do sistema semi-ativo “slow-active”.

O veículo base utilizado para o ensaio é um modelo Hatch, compacto, de 2 volumes, com peso total de 1.100 kg. Este modelo é baseado em um veículo real, assim como a matemática do pneu que também são dados reais de um fabricante nacional. Sendo assim, o modelo ensaiado é

bem representativo a um veículo real e os dados da simulação passam a ser bastante confiáveis. Os dados completos do veículo estão na Tabela 7.

Tabela 7: Configuração do Veículo Ensaiado (Improvement, 2010)

CONFIGURAÇÃO DO VEÍCULO	INFORMAÇÕES PRINCIPAIS
<b>Veículo Completo</b>	Modelo Hatch - 2 Volumes, 3 Portas Comprimento 4.200 mm Largura 1.700 mm Altura 1.300 mm Distância Entre-Eixos 2.500 mm Bitolas Dianteira e Traseira 1.400 mm Peso Total 1.100 kg, sendo 650 na Dianteira e 450 na Traseira. Veículo simétrico LE/LD Altura do CG 570 mm
<b>Motor</b>	Transversal Dianteiro, 4 cilindros em linha, Gasolina 105 hp (77 kW) a 6.000 rpm 13.1 kgf.m (130 Nm) a 5.000 rpm
<b>Transmissão</b>	Câmbio Manual de 5 velocidades + Ré, Tração Dianteira
<b>Pneus</b>	175/65 R14 (Modelo Delft 5.1 - Pacejka)
<b>Rodas</b>	14 x 6 J, Alumínio
<b>Suspensão Dianteira</b>	Independente, do tipo McPherson Molas de "rate" constante, 220 N/mm Amortecedores hidráulicos tributulares de forças variáveis Barra estabilizadora com constante 400 Nm/° Curso 160 mm Peso da Massa Não-Suspensa 39.0 kg
<b>Suspensão Traseira</b>	Independente, do tipo Eixo de Torção com Braços Arrastados Molas de "rate" constante, 220 N/mm Amortecedores hidráulicos tributulares de forças variáveis Barra estabilizadora com constante 200 Nm/° Curso 200 mm Peso da Massa Não-Suspensa 34.0 kg
<b>Direção</b>	Cremalheira com assistência hidráulica, 3.6 voltas de batente a batente
<b>Freios</b>	Discos ventilados na Dianteira e Tambor na Traseira, com Servo Freio a vácuo



O sistema de coordenadas adotado nas simulações segue o padrão da norma SAE J670, o qual está representado na Figura 146.

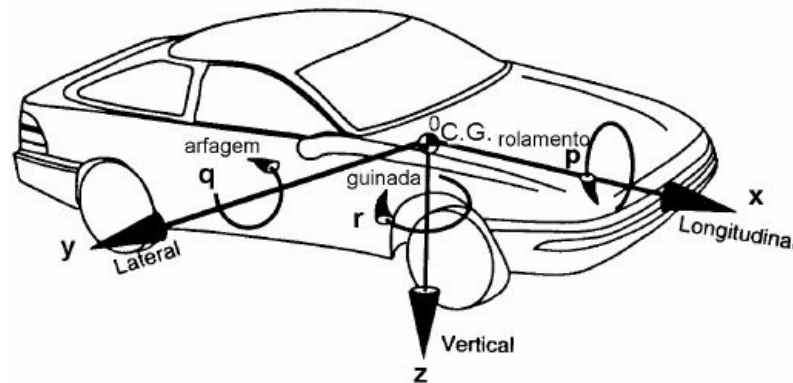


Figura 146: Sistema de coordenadas SAE J670 (Gillespie, 1992)

Por convenção, o padrão para análise de todos os parâmetros envolvidos na simulação refere-se sempre ao eixo dianteiro e a roda do lado esquerdo, ou seja, a posição mais próxima ao condutor do veículo.

### 4.1.1 Dinâmica Longitudinal

A dinâmica longitudinal está relacionada com o comportamento do veículo em aceleração (tração) e frenagem (desaceleração). As acelerações medidas ao longo do eixo longitudinal “x” (item 4.1, Figura 146) caracterizam a dinâmica do veículo, que também influenciam a velocidade angular de arfagem (pitch), que é a rotação em torno do eixo “y”.

#### 4.1.1.1 Aceleração de 0 a 1.000 m, no plano, asfalto liso e seco

- Procedimento: Acelerador 100%, trocas de marcha em 6000 rpm.

Os gráficos da Figura 147 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à rotação do motor e caixa de câmbio. Como

não existe escorregamento (patinamento) da embreagem, ambos os gráficos (gearbox e engine) para cada nível de amortecimento estão praticamente sobrepostos. Não é possível verificar grande diferença entre os três níveis de amortecimento em aceleração para estas características, exceto para o desacoplamento do câmbio na passagem da 4.<sup>a</sup> para a 5.<sup>a</sup> marcha (entre 20 e 25 segundos) onde uma movimentação excessiva de pitch para as forças de amortecimento mais baixas pode ser notada no vídeo da simulação.

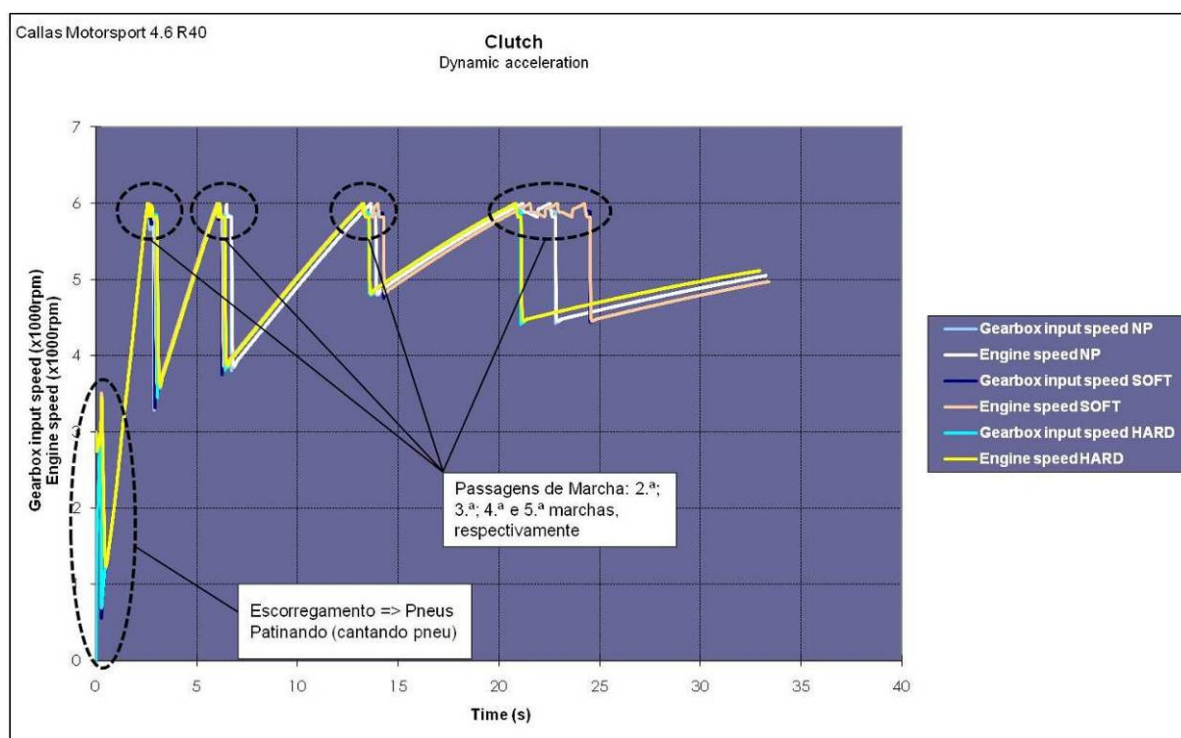


Figura 147: Gráfico Comparativo para RPM do Motor e Câmbio em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Os gráficos da Figura 148 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação referente à velocidade do veículo. É possível verificar uma diferença na velocidade final para cada um dos níveis de amortecimento, para a curva conforto (soft) a velocidade máxima atingida ao final dos 1000 m foi de 152,0 km/h, ao passo que para a curva nominal (NP) foi de 154,5 km/h e para a curva esporte (hard) a velocidade final foi de 156,5 km/h. A explicação para esta diferença é a transferência de carga entre os eixos devido à movimentação crescente de pitch que prejudica o desempenho do veículo na medida em que o

amortecimento diminui nas passagens da curva esporte para a nominal e da nominal para a curva conforto.

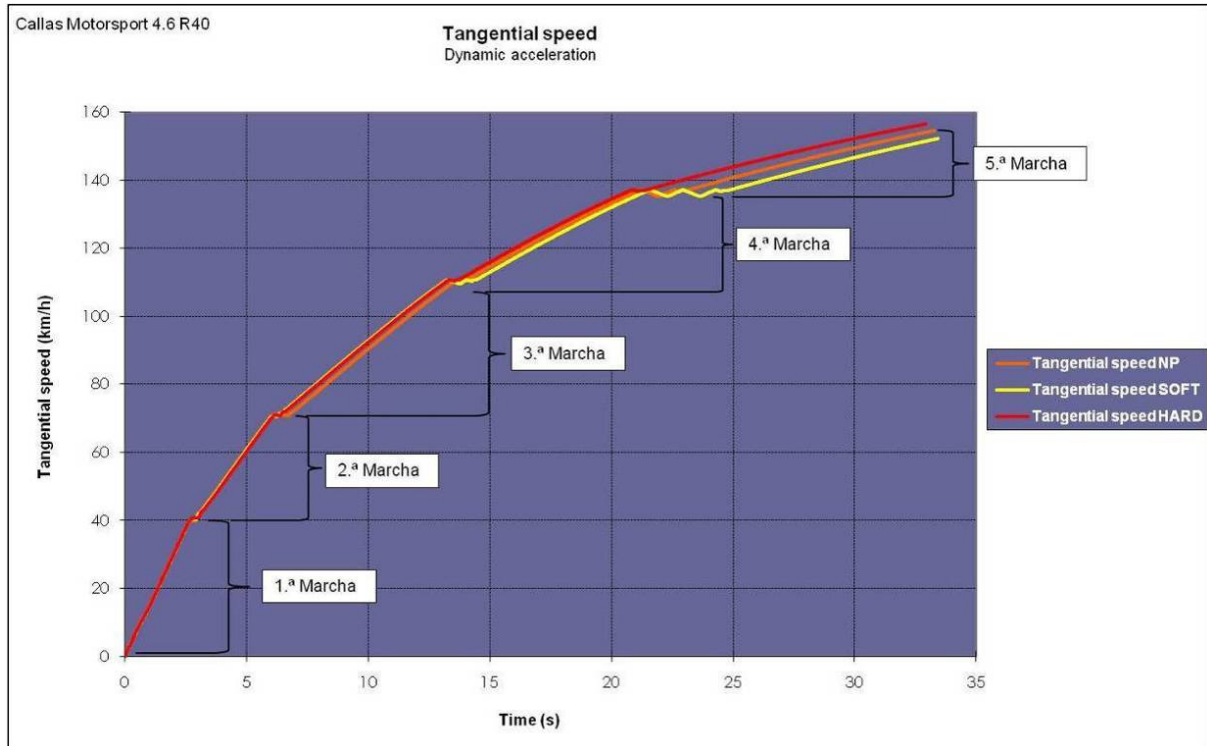


Figura 148: Gráfico Comparativo para Velocidade Tangencial do Veículo em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Os gráficos da Figura 149 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à aceleração tangencial do veículo. Em aceleração, com as marchas engrenadas, não é possível notar diferença entre as três condições de amortecimento. Porém, na passagem das marchas é possível verificar uma oscilação da aceleração, principalmente para as curvas mais fracas de amortecimento e, inclusive, alguns valores negativos indicando desaceleração. A oscilação da aceleração pode estar associada à movimentação de pitch, porém os valores negativos devem ser analisados com mais critério.

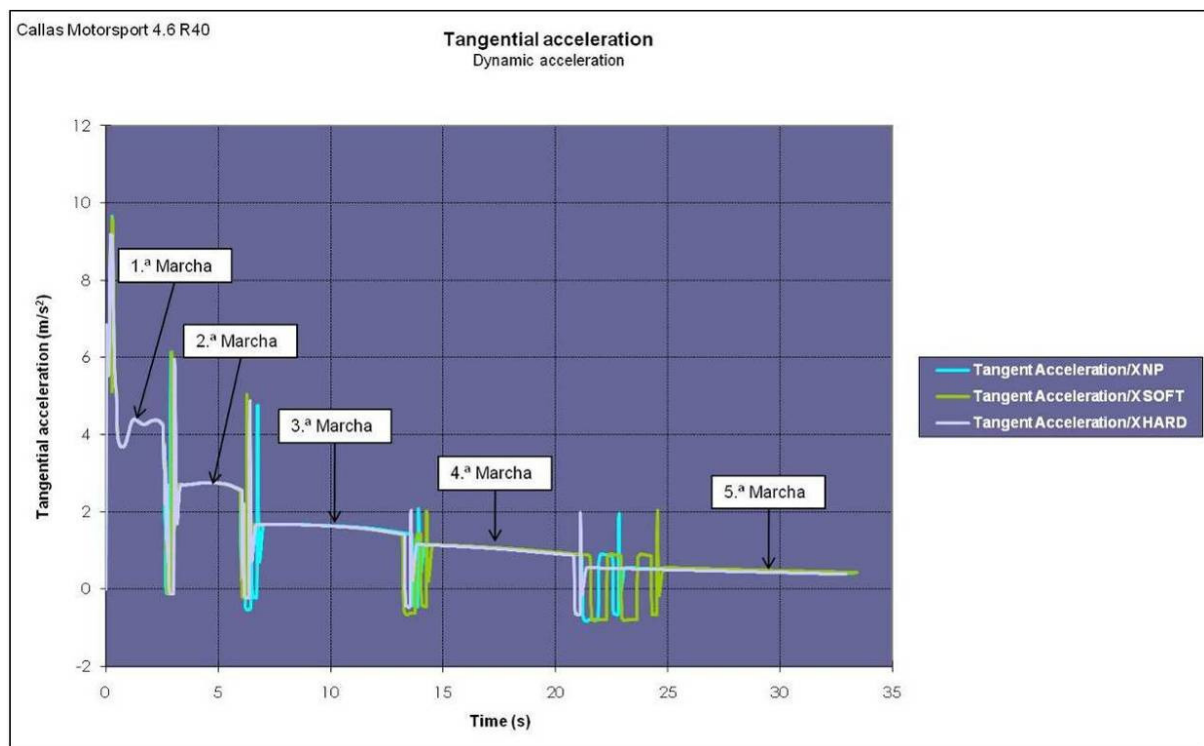


Figura 149: Gráfico Comparativo para Aceleração Tangencial do Veículo em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Na sequência, analisaremos o escorregamento longitudinal das rodas ou LSR (Longitudinal Slip Ratio = Taxa de Escorregamento Longitudinal ou Patinamento).

Os gráficos da Figura 150 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa ao escorregamento longitudinal da roda dianteira em relação à velocidade de deslocamento longitudinal do veículo e, conseqüentemente, à roda traseira, em aceleração de alto desempenho. O conceito é que, para aceleração, 0% de escorregamento significa que a velocidade angular da roda  $\times$  o raio dinâmico é igual à velocidade longitudinal do veículo e conseqüentemente das rodas traseiras, em veículos de tração dianteira. Já para 100% de escorregamento significa que a velocidade angular da roda é o dobro da velocidade de escorregamento nulo, ou seja, a roda está patinando e o veículo avança lentamente.

Como é mostrado no gráfico, após tirar o pé da embreagem no instante inicial, ocorre um forte escorregamento, perto de 100%, e o carro não avança. Então o piloto virtual passa a modular a embreagem, gerando algum patinamento, de forma a reduzir a força nas rodas trativas

e, conseqüentemente, o escorregamento das rodas dianteiras. Quando em aproximadamente 2,9 s, as rodas começam a tracionar, ele tira o pé da embreagem e passa a permitir que toda força do motor chegue às rodas dianteiras.

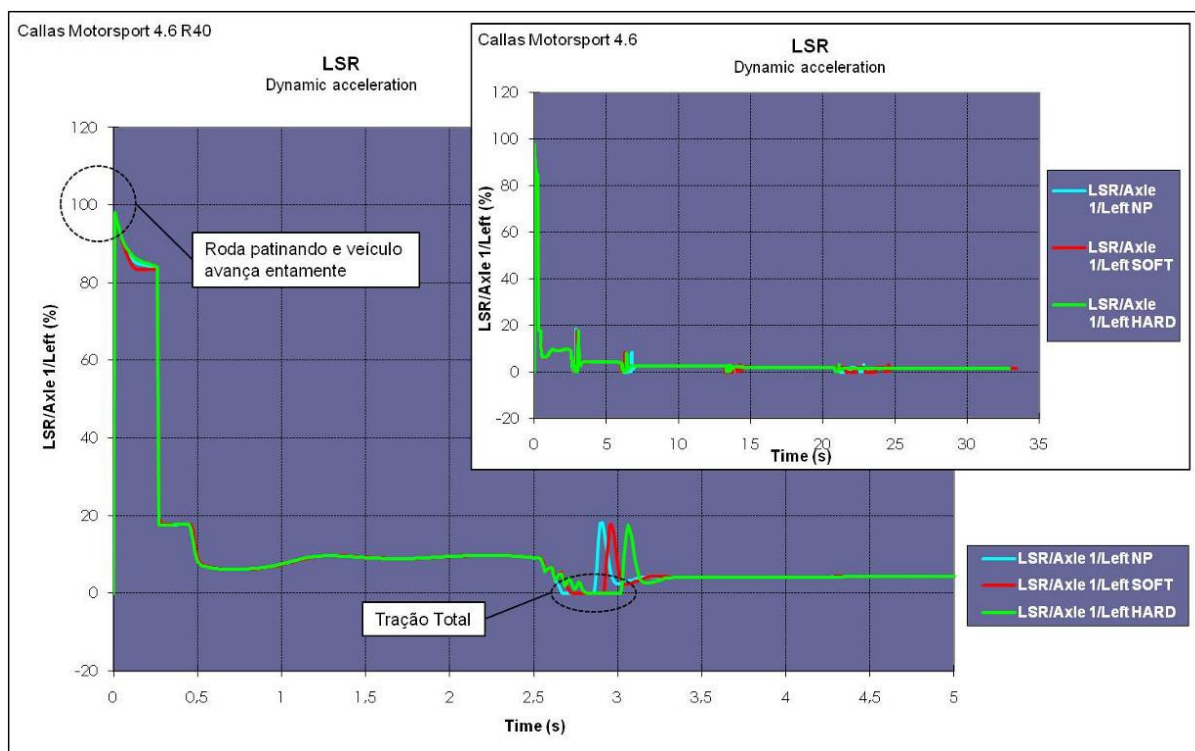


Figura 150: Gráfico Comparativo para Escorregamento Longitudinal da Roda em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

A seguir apresentaremos em sequência três gráficos referentes aos ângulos, velocidades e acelerações de pitch.

Os gráficos das Figuras 151, 152 e 153 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação referente ao comportamento de pitch do veículo em aceleração. Conforme convencionado pelo sistema de coordenadas SAE da Figura 146, valores positivos no eixo “z” apontam para baixo. Como esperado, é possível notar uma variação importante na angulação de pitch e, conseqüentemente, na sua velocidade e aceleração conforme passamos da curva de amortecimento mais rígida (hard) para a menos rígida (soft).

Esta simulação revela o grande potencial do sistema em controlar a característica dinâmica de pitch do veículo, pois, por exemplo, por volta de 0,48 segundos em 1.ª marcha, a diferença do ângulo de pitch entre as curvas de conforto e esporte é de cerca de 0,5° a 0,6°, o que é bastante considerável para um controle de amortecimento apenas. No entanto, ao mesmo tempo revela a importância de se estabelecer parâmetros de controle para tal condição na elaboração das matrizes de tomada de decisão do sistema semi-ativo “slow-active”.

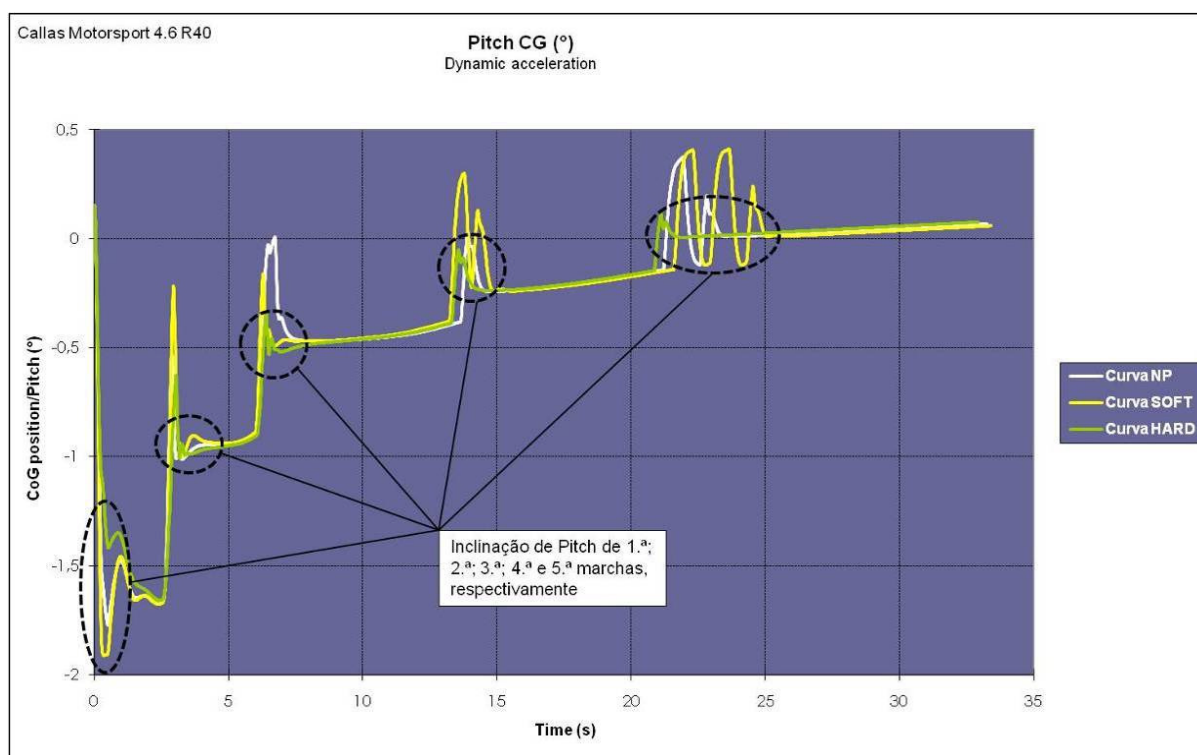


Figura 151: Gráfico Comparativo para Deslocamento de Pitch do CG do Veículo em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)



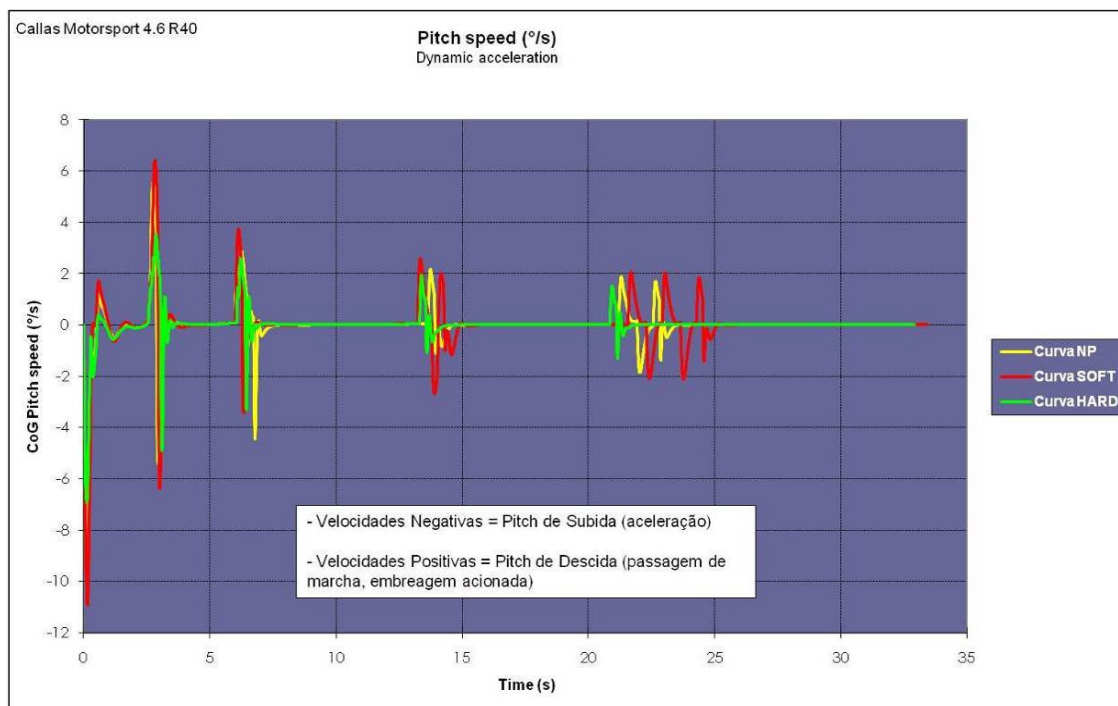


Figura 152: Gráfico Comparativo para Velocidade de Pitch do CG do Veículo em Aceleração  
(Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

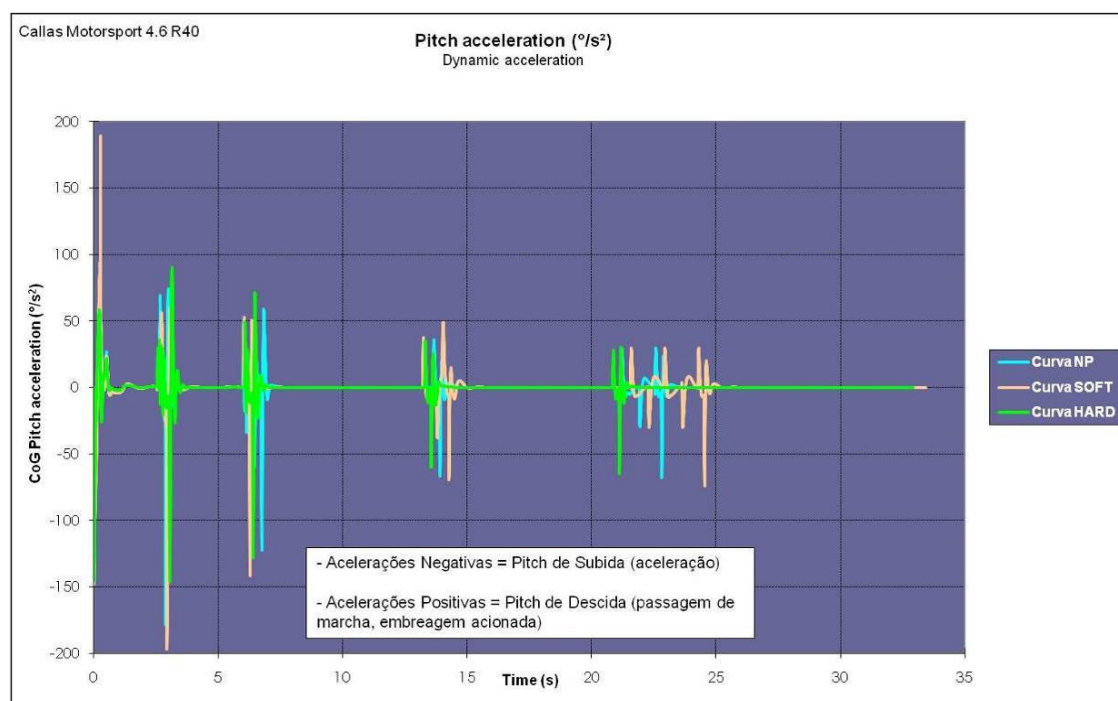


Figura 153: Gráfico Comparativo para Aceleração de Pitch do CG do Veículo em Aceleração  
(Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Os gráficos da Figura 154 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa ao torque sentido pelo motorista no aro do volante de direção em aceleração. O gráfico menor mostra o torque para a aceleração completa do veículo até os 1000 m finais, ao passo que o gráfico maior foca o percurso até os primeiros 5 segundos do movimento, já que a variação entre as curvas é pequena e as maiores diferenças aparecem até o engrenamento da 2.<sup>a</sup> marcha. Como mostram os gráficos, as menores forças de amortecimento exigem maior atuação do motorista para manter a trajetória do veículo quando em aceleração de alto desempenho, como é o caso dessa simulação.

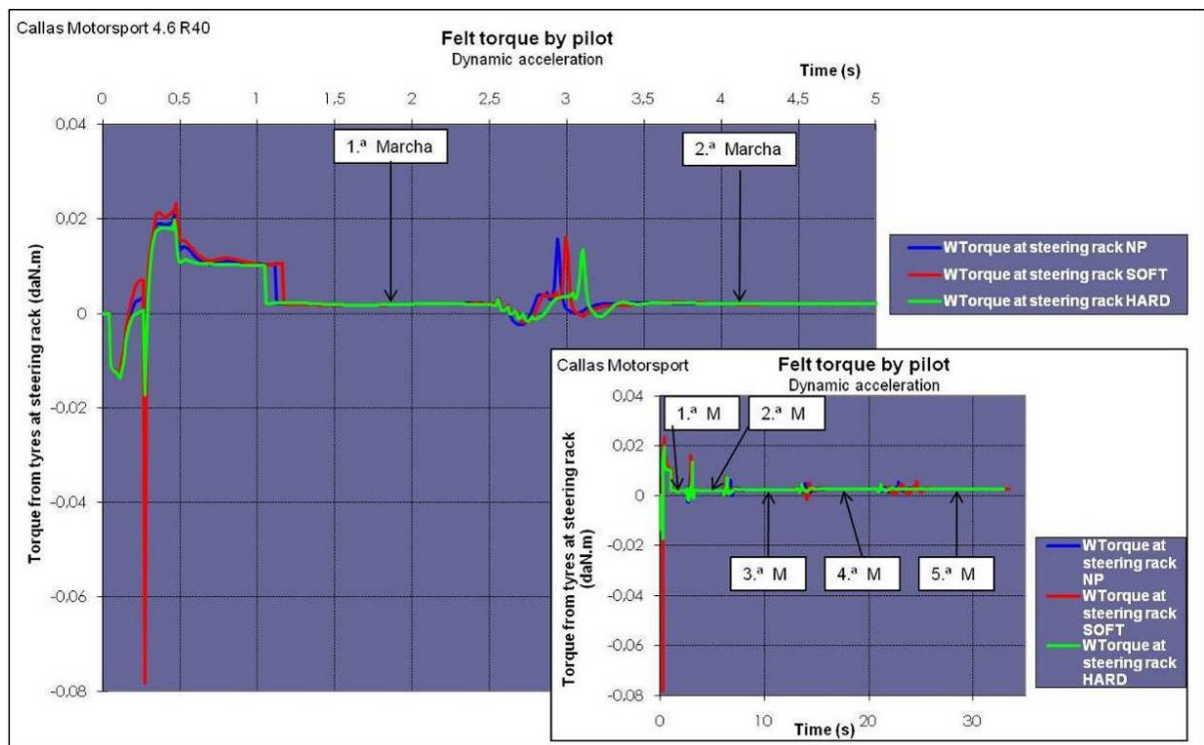


Figura 154: Gráfico Comparativo para o Torque no Volante de Direção em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Na sequência temos dois gráficos relativos ao ângulo e velocidade no volante de direção para aceleração em linha reta.

Os gráficos das Figuras 155 e 156 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação referente à dificuldade ou não de manter o veículo em



linha reta numa aceleração de alto desempenho. Como é possível verificar nos gráficos, estamos falando de pequenos ângulos de direção, menos de 1 ° no caso mais “crítico”, e de pequenas velocidades, já que a simulação é aceleração em linha reta. Da mesma forma que para o comparativo anterior de torque no volante, no caso da suspensão com as menores forças de amortecimento, os gráficos revelam que há uma demanda maior pela atuação do motorista em manter a trajetória do veículo, ao contrário de quando as maiores forças de amortecimento são empregadas.

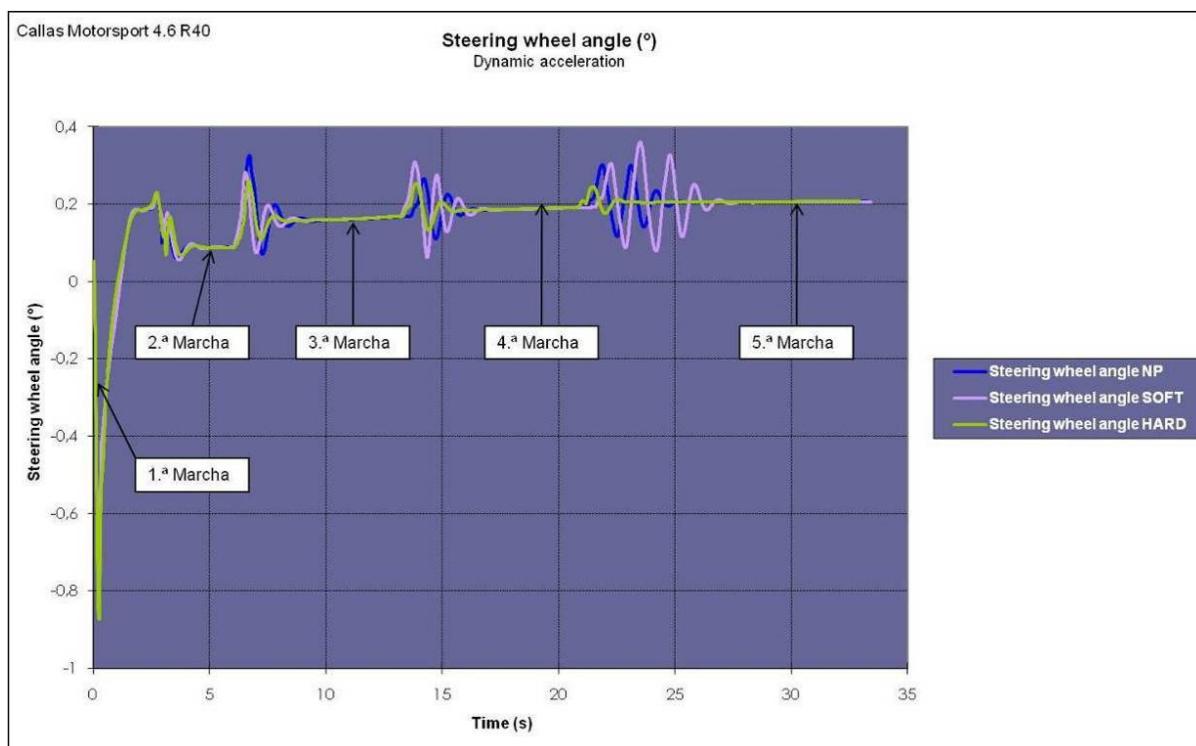


Figura 155: Gráfico Comparativo para o Ângulo do Volante de Direção em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

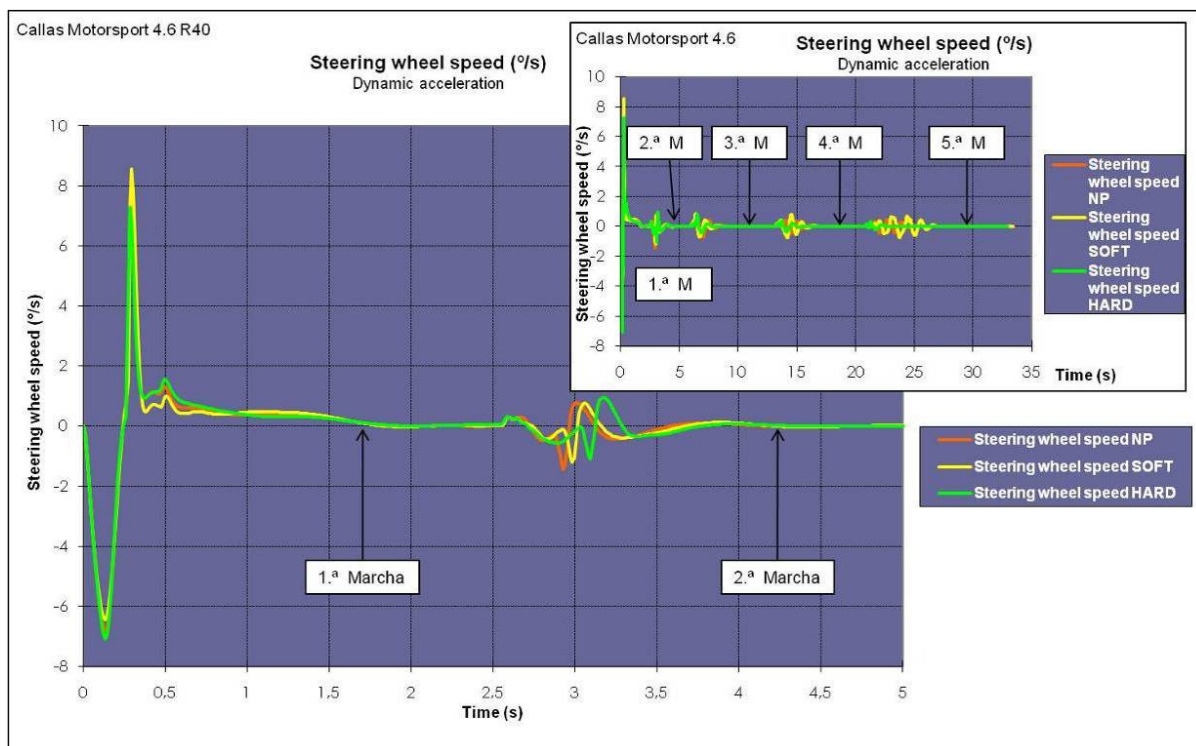


Figura 156: Gráfico Comparativo para a Velocidade do Volante de Direção em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Os gráficos das Figuras 157 e 158 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à força vertical nos pneus em aceleração, onde os termos “Axle 1” e “Axle 2” referem-se aos eixos dianteiro e traseiro respectivamente. As Figuras mostram a variação das forças nos pneus sob o efeito da transferência de carga entre os eixos devido ao movimento de pitch de aceleração. Os gráficos representam a mesma simulação, porém a Figura 157 mostra o evento completo (1000 metros percorridos e a troca de todas as marchas), ao passo que a Figura 158 foca os primeiros 5 segundos do movimento até antes da passagem da 3.ª marcha. Fica evidente a maior carga sobre o eixo traseiro durante a arrancada do veículo e na passagem para a 2.ª marcha devido à transferência de carga pelo movimento de pitch. No entanto, em todas as condições de aceleração e trocas de marcha é possível verificar o menor efeito da transferência de carga para a curva de amortecimento mais forte, mostrando a importância de um sistema de variação de forças de amortecimento para esta característica dinâmica.

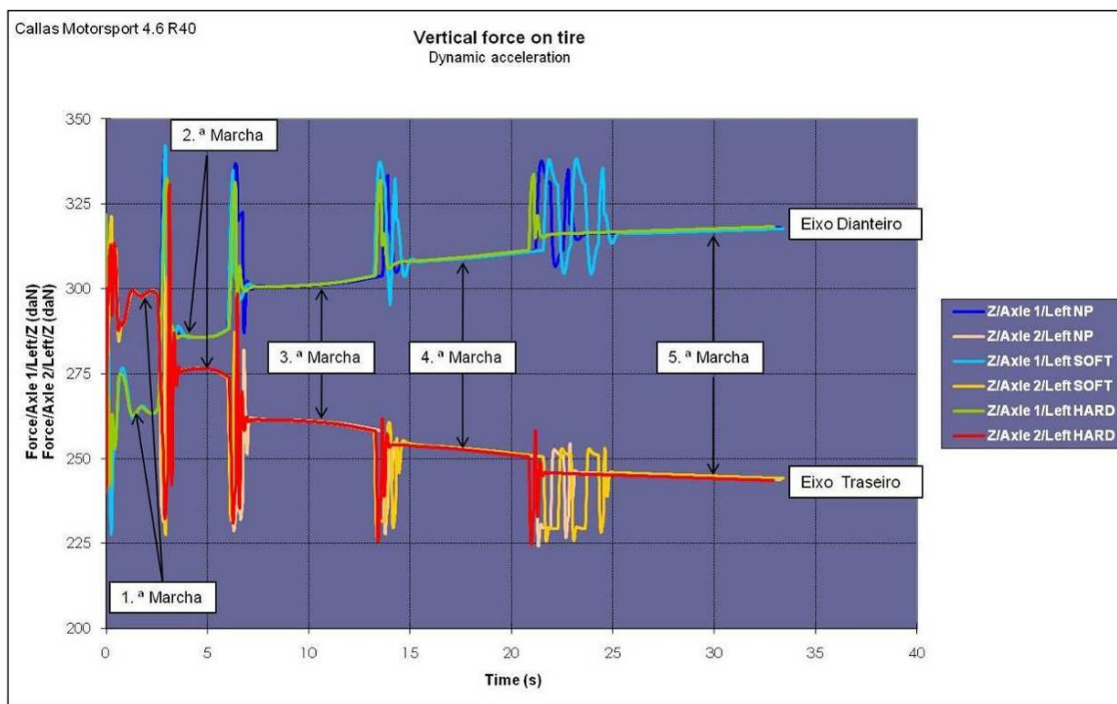


Figura 157: Gráfico Comparativo para Força Vertical nos Pneus I em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

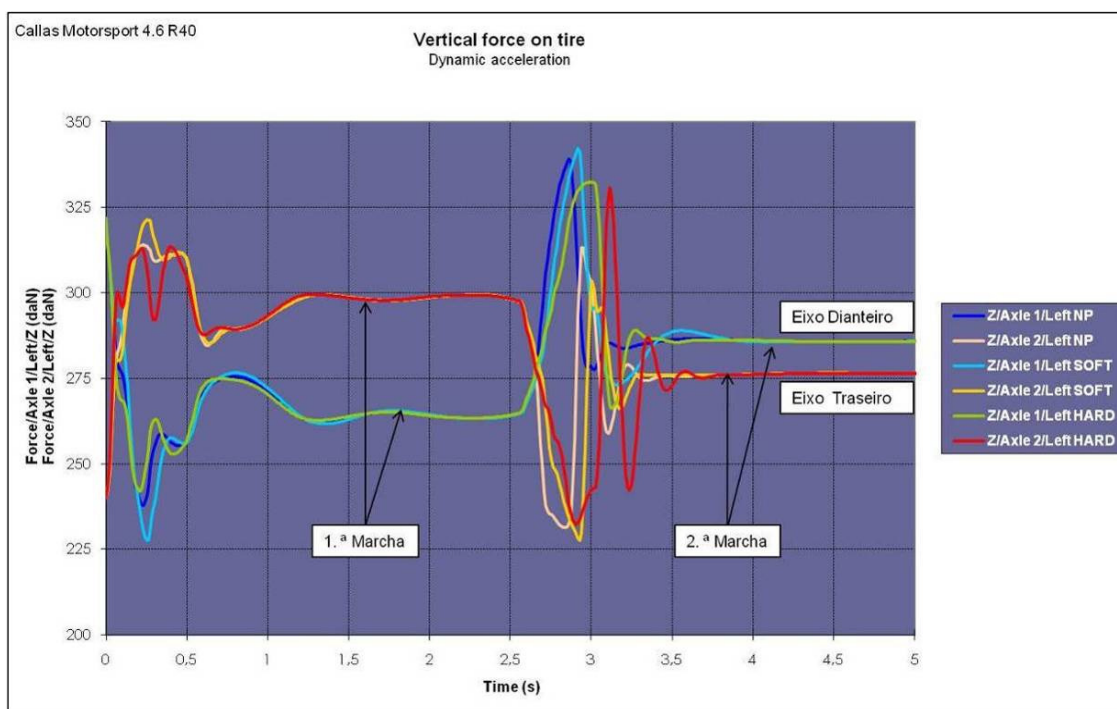


Figura 158: Gráfico Comparativo para Força Vertical nos Pneus II em Aceleração (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

#### 4.1.1.2 Frenagem de 120 a 0 km/h, no plano, asfalto liso e seco

- Procedimento: Frenagem máxima, com modulação de alívio da pressão de frenagem para não travar as rodas. Frenagem em 5.<sup>a</sup> marcha, sem reduções.

Os gráficos da Figura 159 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à distância, velocidade e aceleração tangenciais de frenagem. Muito interessante notar a menor distância de frenagem no caso da simulação com a curva mais rígida de amortecimento (hard), cuja distância final até a imobilidade foi de 79,3 metros, contra 79,8 metros para a curva nominal (NP) e 80,7 metros para a curva conforto (soft), ou seja, em veículos que priorizam o conforto da suspensão existe um ganho potencial de distância final de frenagem de 1,4 metros, que pode significar envolver-se em uma colisão ou não. Tal fato é explicado pela menor transferência de carga entre os eixos devido à menor movimentação de pitch, pelo aumento das forças de amortecimento.

No caso da aceleração tangencial de frenagem é possível verificar uma grande oscilação nos valores de desaceleração a partir da marca dos 22 metros, onde a pressão de frenagem passa a ser máxima (antes disso o motorista está na fase inicial de acionamento do pedal do freio), esta oscilação ocorre devido ao fato de o procedimento de frenagem programado na simulação possuir modulação de alívio da pressão de frenagem que impede o travamento das rodas. Como mostra o gráfico, esta oscilação diminui com o incremento da força de amortecimento.

Sendo assim, para os casos de forças de amortecimento mais suaves onde a transferência de carga entre os eixos é acentuada pela maior movimentação de pitch, o desequilíbrio causado por esta movimentação exige maior atuação do módulo de alívio de pressão para não ocorrer o travamento das rodas e, portanto, maior é a variação (oscilação) da aceleração tangencial de frenagem.

Já os valores positivos de aceleração tangencial mostrados no gráfico ao final da movimentação do veículo são explicados pelo efeito mola do pneu na transição entre o atrito dinâmico e o estático onde, devido ao coeficiente de atrito estático ser maior do que o dinâmico,

o efeito é o de uma grande aceleração que projeta o veículo à frente no momento de sua parada, cuja energia é acumulada pelos pneus e devolvida em seguida, numa fração de segundos, como um pico de aceleração alto e positivo.

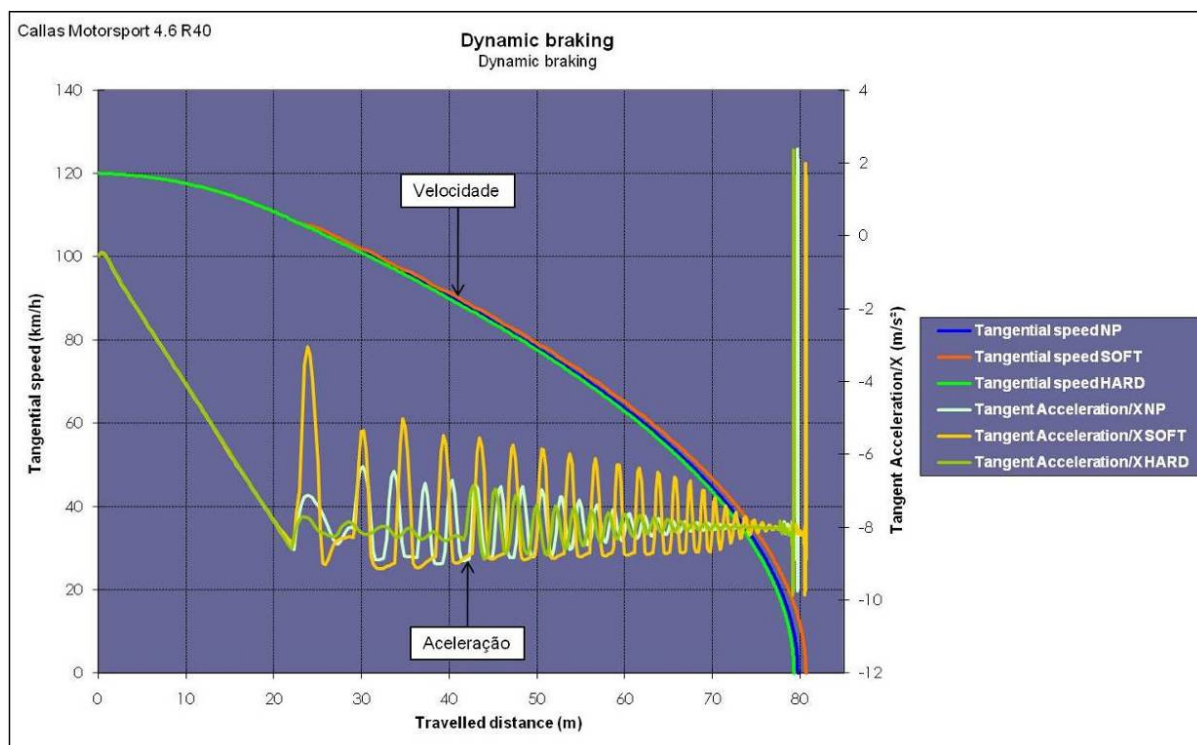


Figura 159: Gráfico Comparativo para Distância, Velocidade e Aceleração Tangenciais em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Na sequência, temos dois gráficos para a força longitudinal de contato entre o pneu e o solo para ambos os eixos.

Os gráficos das Figuras 160 e 161 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à força longitudinal tangencial nos pneus em frenagem. A Figura 160 refere-se ao eixo dianteiro, onde as forças relativas são maiores não só pela distribuição natural da carga entre os eixos, mas também pelo efeito do pitch de frenagem, enquanto que a Figura 161 reporta-se ao eixo traseiro. O comportamento para esta característica é similar aquele para a aceleração em frenagem, conforme a Figura 159. A oscilação da força é por conta da modulação do freio para o não travamento das rodas, as forças de amortecimento mais elevadas exigem menos atuação do motorista provocando oscilações menores, o pico positivo de

força (entre 4 e 5 segundos) está associado à transição do atrito de frenagem dinâmico para o estático, conjuntamente com a energia potencial elástica acumulada pelo pneu durante a parada completa do veículo.

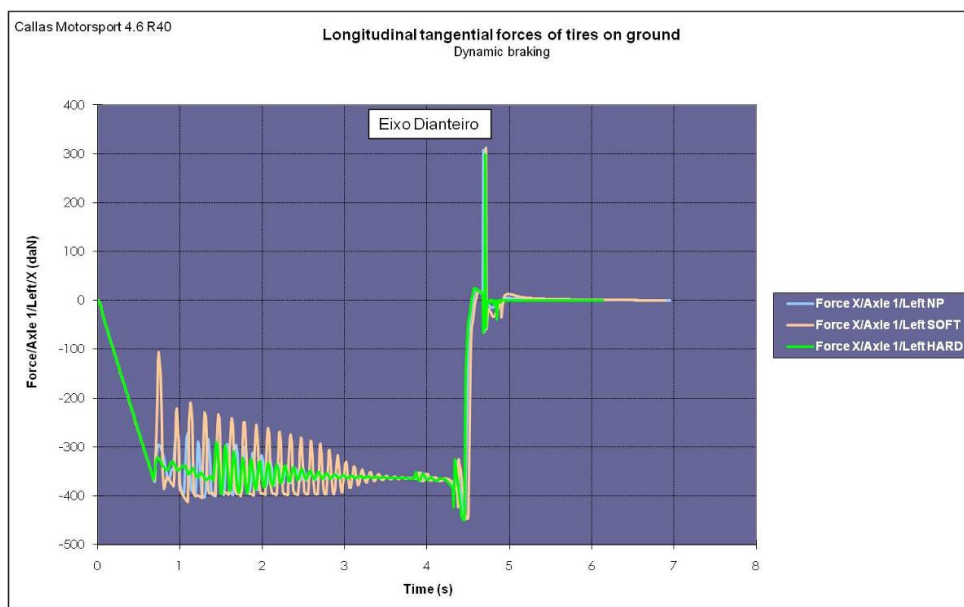


Figura 160: Gráfico Comparativo para Força Longitudinal Tangencial nos Pneus em Frenagem I (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

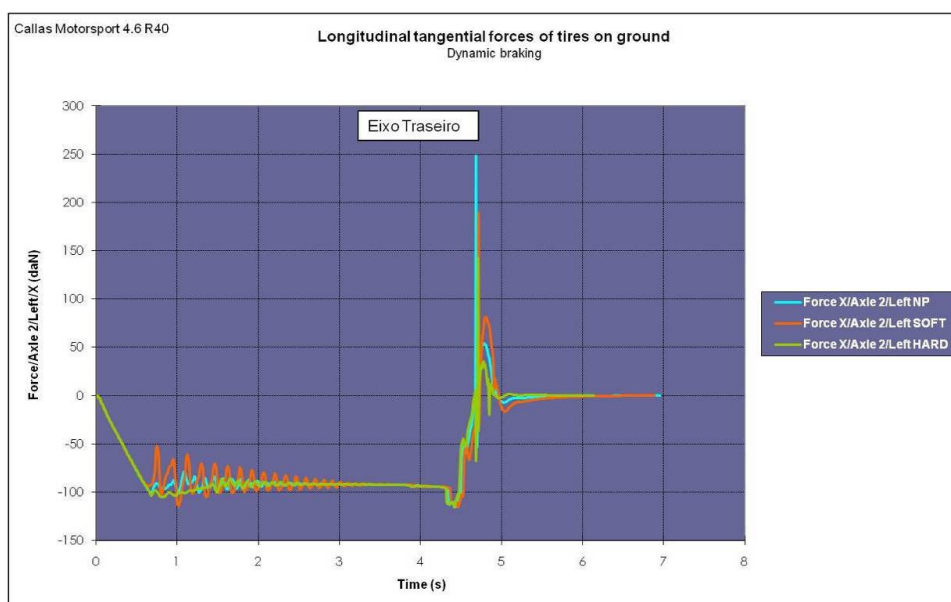


Figura 161: Gráfico Comparativo para Força Longitudinal Tangencial nos Pneus em Frenagem II (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)



Na sequência, os dois gráficos demonstram o comportamento de pitch em frenagem com relação ao ângulo e velocidade de inclinação da carroceria.

Os gráficos das Figuras 162 e 163 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação referente ao comportamento de pitch do veículo em frenagem de alto desempenho. Conforme convencionado pelo sistema de coordenadas SAE da Figura 146, valores positivos no eixo “z” apontam para baixo. Como esperado, é possível notar uma variação importante na angulação e velocidade de pitch, conforme passamos da curva de amortecimento mais rígida (hard) para a menos rígida (soft).

Como no caso da aceleração, a simulação em frenagem também demonstra o grande potencial do sistema de controlar a característica dinâmica de pitch do veículo, pois, por exemplo, por volta de 0,52 segundos, a diferença do ângulo de pitch entre as curvas de conforto e esporte é de cerca de 0,8°, o que é bastante considerável para um controle de amortecimento apenas. Ao mesmo tempo revela a importância de se estabelecer parâmetros de controle para tal condição na elaboração das matrizes de tomada de decisão do sistema semi-ativo “slow-active”.

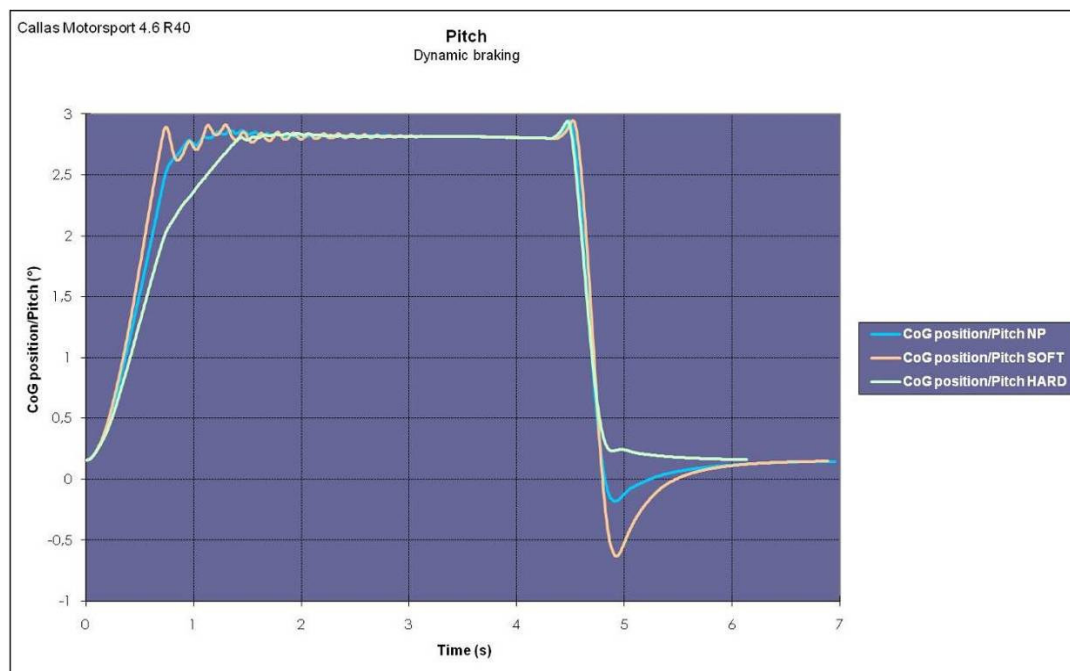


Figura 162: Gráfico Comparativo para Deslocamento de Pitch do CG do Veículo em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

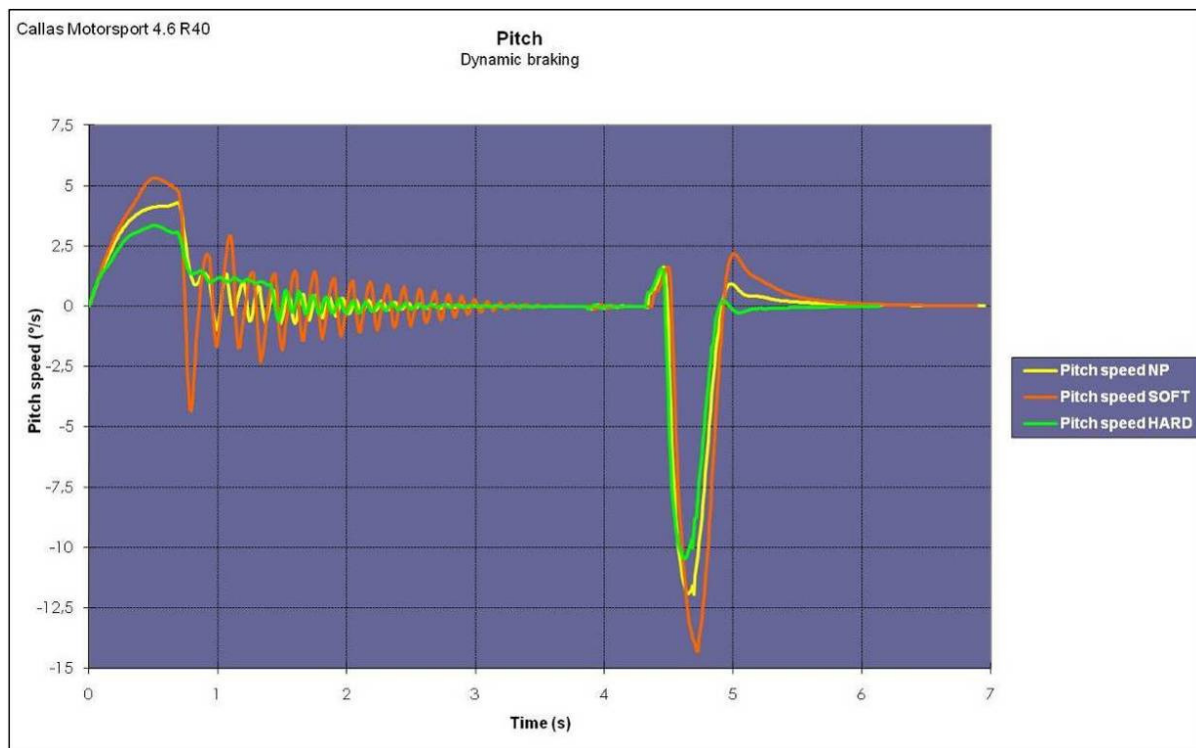


Figura 163: Gráfico Comparativo para Velocidade de Pitch do CG do Veículo em Frenagem  
(Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Os gráficos da Figura 164 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa ao torque sentido pelo motorista no aro do volante de direção durante a frenagem. Como mostram os gráficos, as menores forças de amortecimento exigem maior atuação do motorista para que se mantenha a trajetória do veículo.



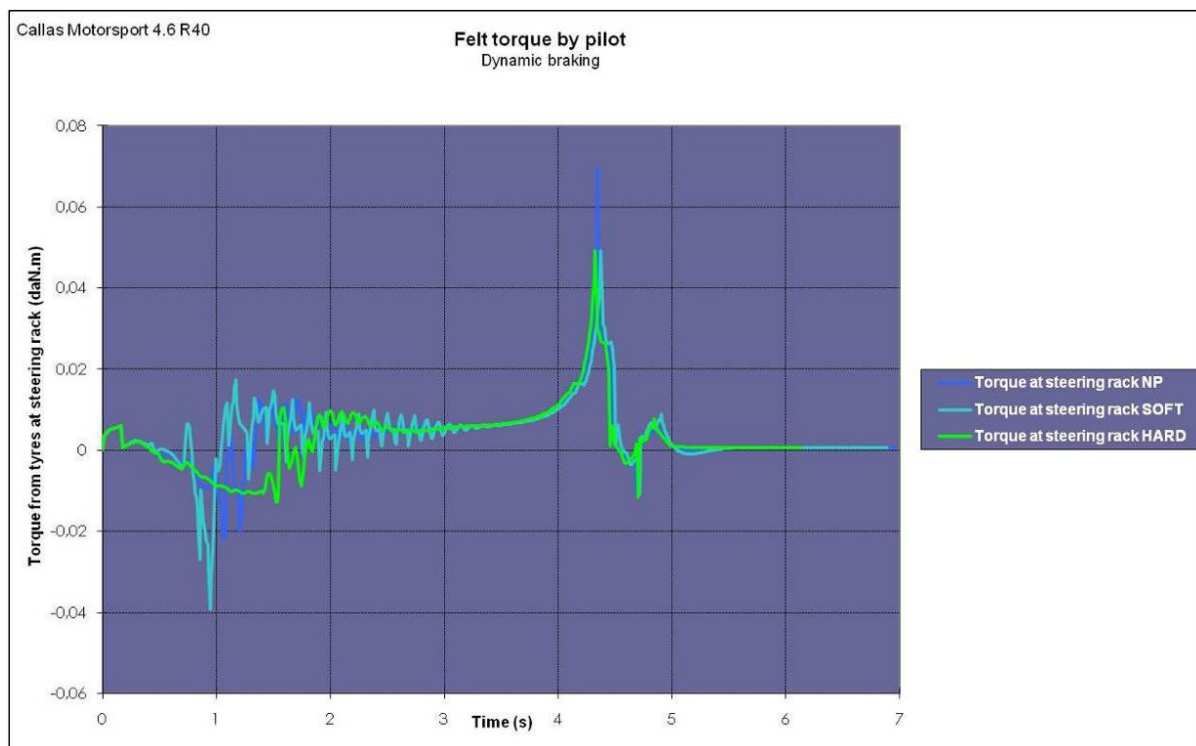


Figura 164: Gráfico Comparativo para o Torque no Volante de Direção em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Na sequência, dois gráficos relativos ao ângulo e velocidade no volante de direção para frenagem em linha reta.

Os gráficos das Figuras 165 e 166 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação referente à dificuldade ou não de manter o veículo em linha reta numa frenagem de emergência. Como é possível verificar, os ângulos de direção são pequenos (menos de 1° no caso mais crítico), assim como as velocidades, já que a simulação é sobre frenagem em linha reta. É possível notar ainda para as menores forças de amortecimento uma demanda maior pela atuação do motorista em manter a trajetória do veículo, ao contrário das forças de amortecimento mais altas onde as amplitudes de variação são menores.

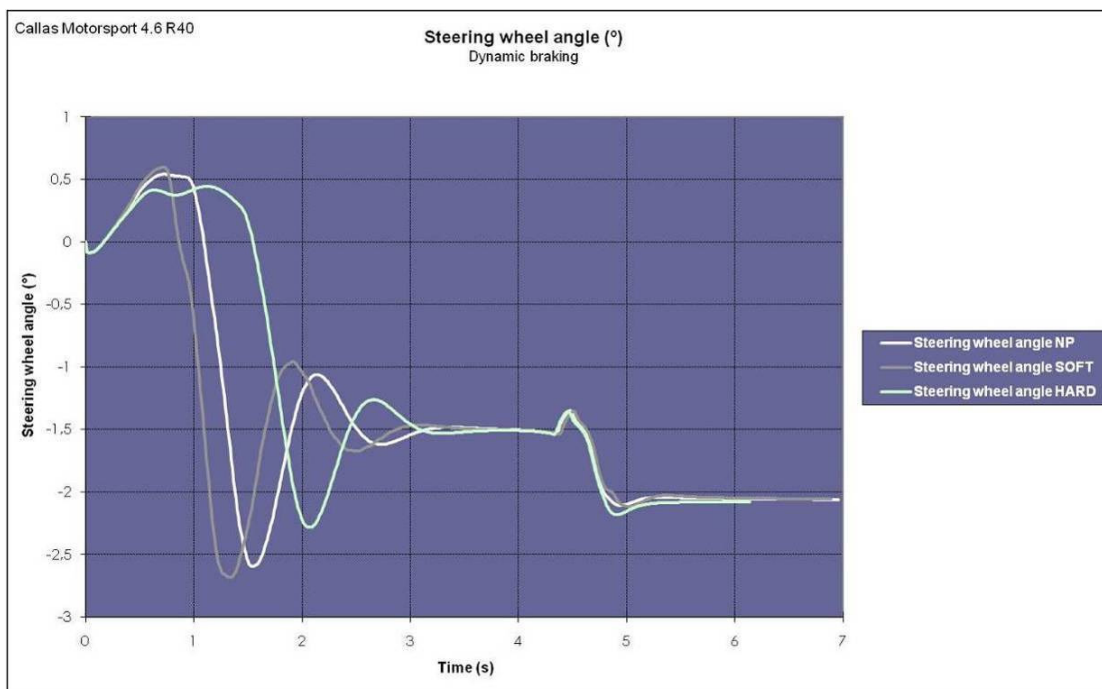


Figura 165: Gráfico Comparativo para o Ângulo do Volante de Direção em Frenagem (Marelli Cofap e Improvement, 2010)

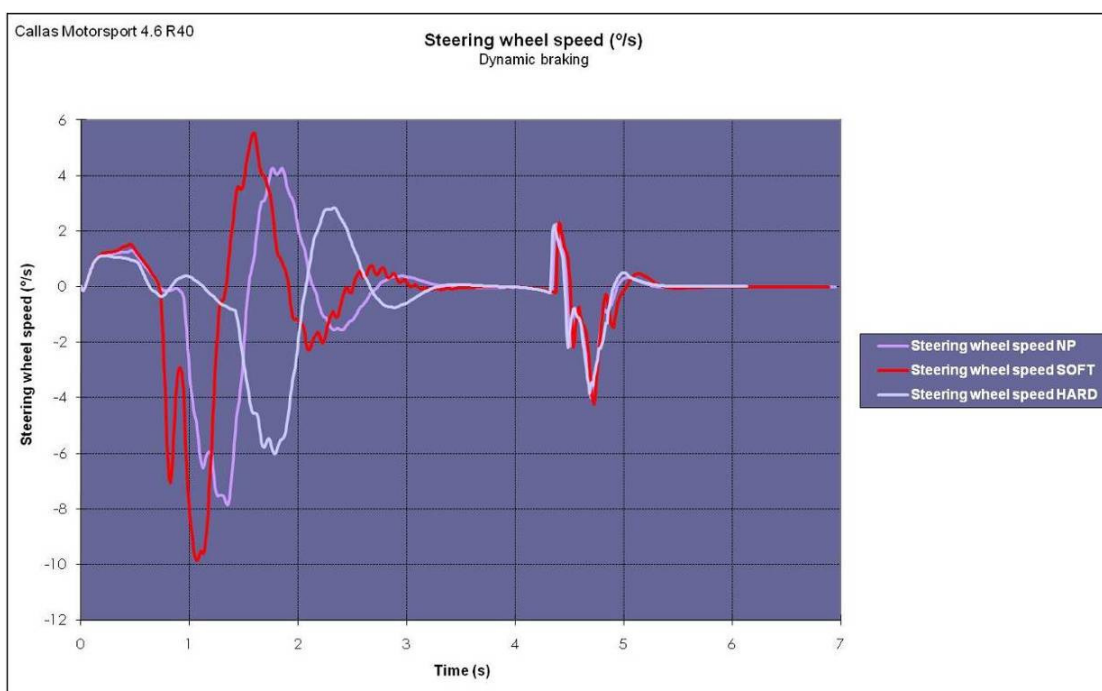


Figura 166: Gráfico Comparativo para a Velocidade do Volante de Direção em Frenagem (Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Os gráficos das Figuras 167 e 168 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à força vertical nos pneus em frenagem. Os termos “Axle 1” e “Axle 2” referem-se aos eixos dianteiro e traseiro respectivamente. As Figuras mostram a variação das forças nos pneus sob o efeito da transferência de carga entre os eixos devido ao movimento de pitch de frenagem. Ambos os gráficos representam a mesma simulação, porém a Figura 167 mostra a parada completa do veículo, ao passo que a Figura 168 foca os primeiros 4 segundos do movimento. Fica evidente a maior carga sobre o eixo dianteiro durante todo o processo de frenagem devido à transferência de carga pelo movimento de pitch, salvo uma inversão nessa condição após o veículo parado para as curvas soft (Figura 167, por volta de 4,8 segundos). No entanto, em todo o processo de frenagem é possível verificar o menor efeito da transferência de carga para a curva de amortecimento mais forte, mostrando a importância de um sistema de variação de forças de amortecimento para esta característica dinâmica.

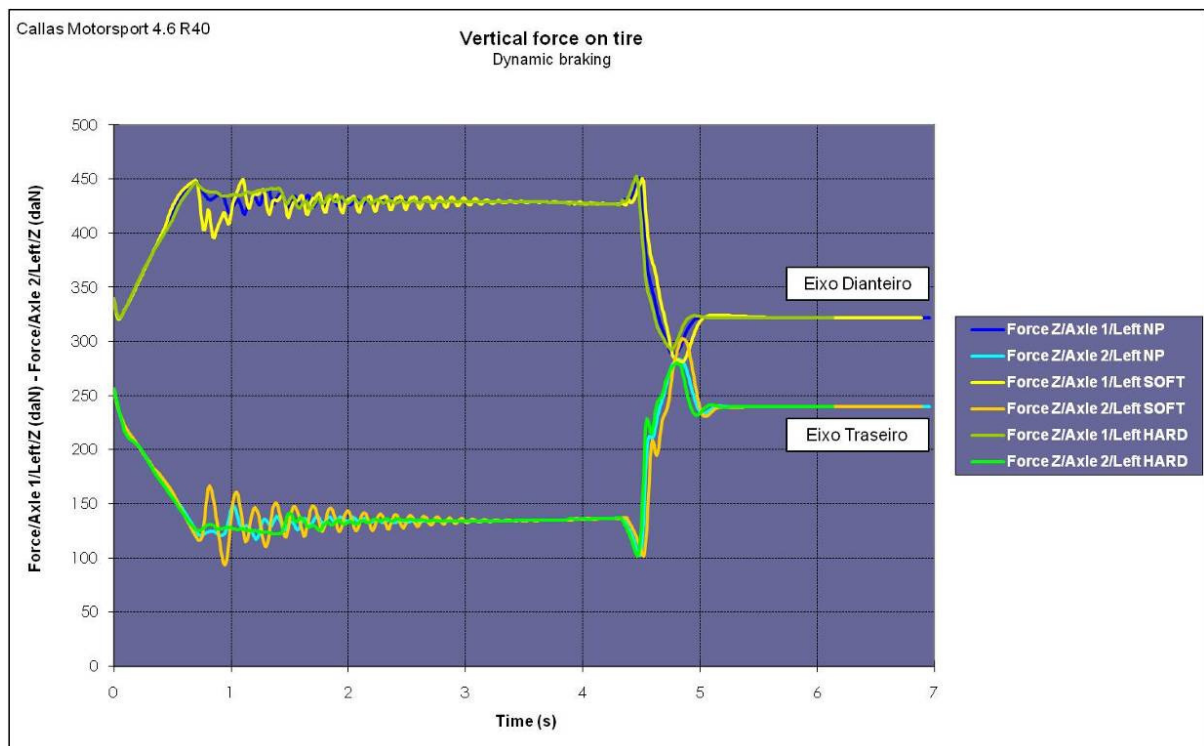


Figura 167: Gráfico Comparativo para Força Vertical nos Pneus I em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

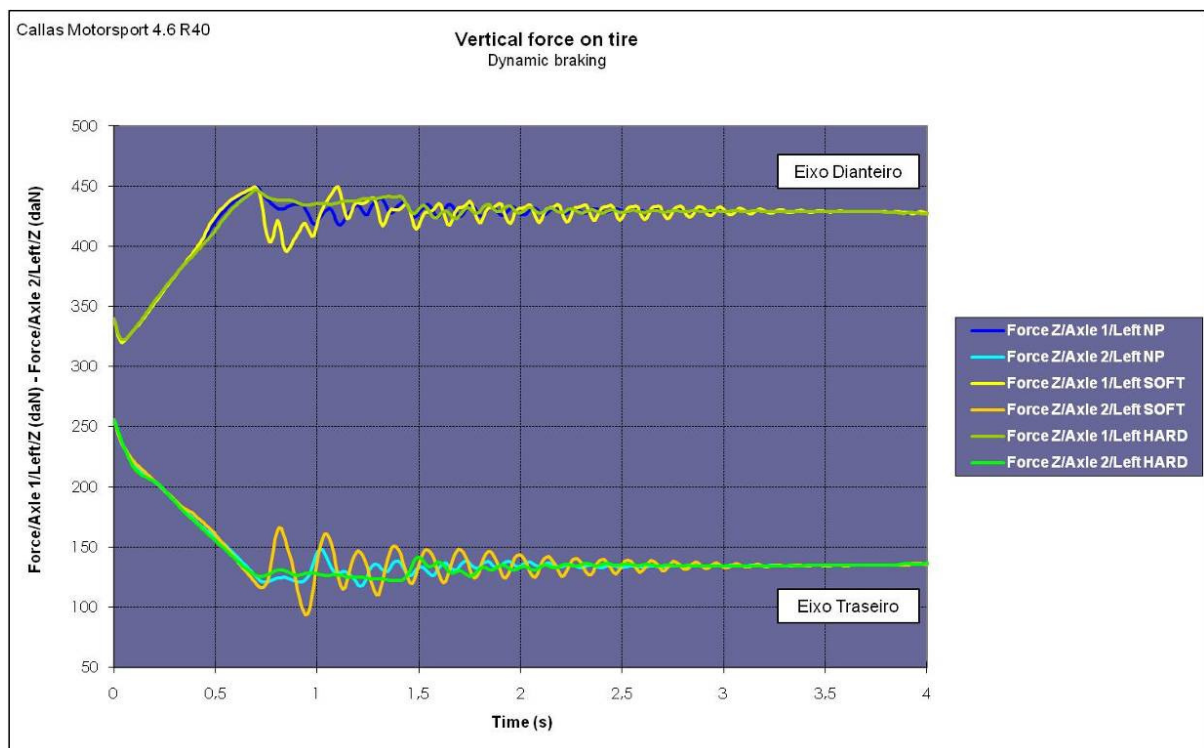


Figura 168: Gráfico Comparativo para Força Vertical nos Pneus II em Frenagem (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

## 4.1.2 Dinâmica Vertical

A dinâmica vertical está diretamente relacionada ao sistema de suspensão, o qual consiste em um conjunto de elementos que servem de união entre as rodas e a estrutura do automóvel (carroceria e chassi). Ela é caracterizada pela aceleração vertical “ $a_z$ ” e pelas velocidades angulares de rolagem ( $\omega_x$ ) e arfagem ou pitch ( $\omega_y$ ).

### 4.1.2.1 Ondulação a 80 km/h

- Procedimento: Pista com superfície ondulada, posição do câmbio em 3.<sup>a</sup> marcha, para análise comparativa de “Ride Básico: Bounce e Pitch”. Dados da pista conforme a Tabela 8.

Tabela 8: Parâmetros para Pistas Especiais: Ondulação (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

<b>Tipo de Pista</b>	<b>Dados para Modelagem</b>	<b>Velocidade (km/h)</b>
Ondulação em Estrada	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Senóide positiva e negativa</li> <li>- Comprimento: 25 m</li> <li>- Amplitude LE/LD: 50 mm</li> <li>- Sem defasagem LE/LD</li> <li>- Número de sinais: 2, separados por 100 m</li> <li>- Distância total: 450 m</li> <li>- Distância inicial: 20 m</li> <li>- Frequência de aquisição: 100 Hz</li> </ul>	80

A seguir, três gráficos relativos ao ângulo, velocidade e aceleração de pitch no CG do veículo.

Os gráficos das Figuras 169, 170 e 171 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação referente ao comportamento de pitch do veículo em pista ondulada. Conforme convencionado pelo sistema de coordenadas SAE da Figura 146, valores positivos no eixo “z” apontam para baixo. Como esperado, é possível notar uma variação importante na angulação, velocidade e aceleração de pitch, conforme passamos da curva de amortecimento mais rígida (hard) para a menos rígida (soft).

Com relação ao deslocamento de pitch mostrado pelos gráficos da Figura 169, temos as seguintes referências para melhor entendimento da manobra:

- 1) Entrada na ondulação (porção positiva da senóide = lombada) – compressão e restauração da mola – carroceria sobe – pitch negativo;
- 2) Descida da ondulação e entrada na depressão (porção negativa da senóide) – grande compressão da mola, acúmulo de energia potencial elástica – carroceria desce – pitch positivo;

- 3) Saída da depressão e entrada na porção plana da pista – restauração da mola, devolução da energia potencial elástica acumulada – carroceria sobe – pitch negativo;
- 4) Porção plana da pista, restabelecimento da condição inicial de equilíbrio – carroceria desce – pitch positivo.

Em cada um dos casos acima é possível verificar o maior controle na movimentação da carroceria pelas curvas de amortecimento mais fortes. A diferença na angulação de pitch entre as curvas de amortecimento extremas (hard e soft) para cada um dos 4 picos nesta simulação foi de:  $0,15^\circ$  ;  $0,55^\circ$  ;  $0,62^\circ$  e  $0,47^\circ$ , respectivamente.

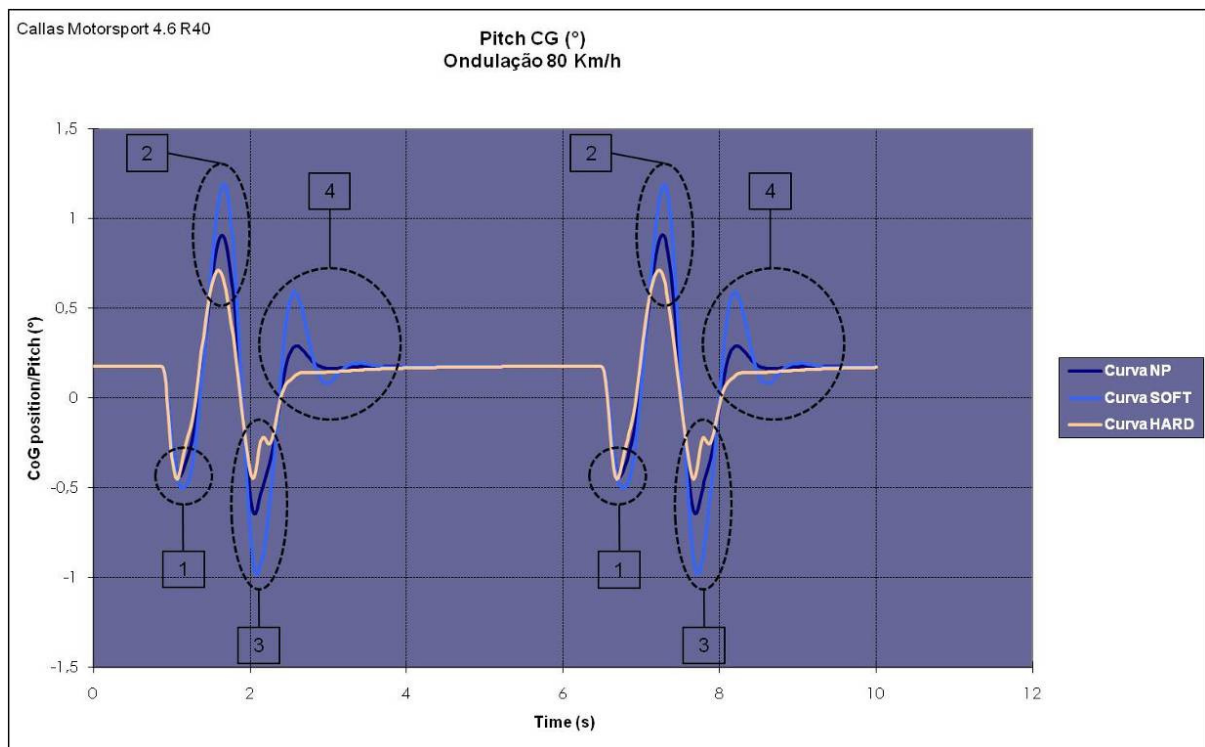


Figura 169: Gráfico Comparativo para Deslocamento de Pitch do CG do Veículo em Ondulação  
(Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

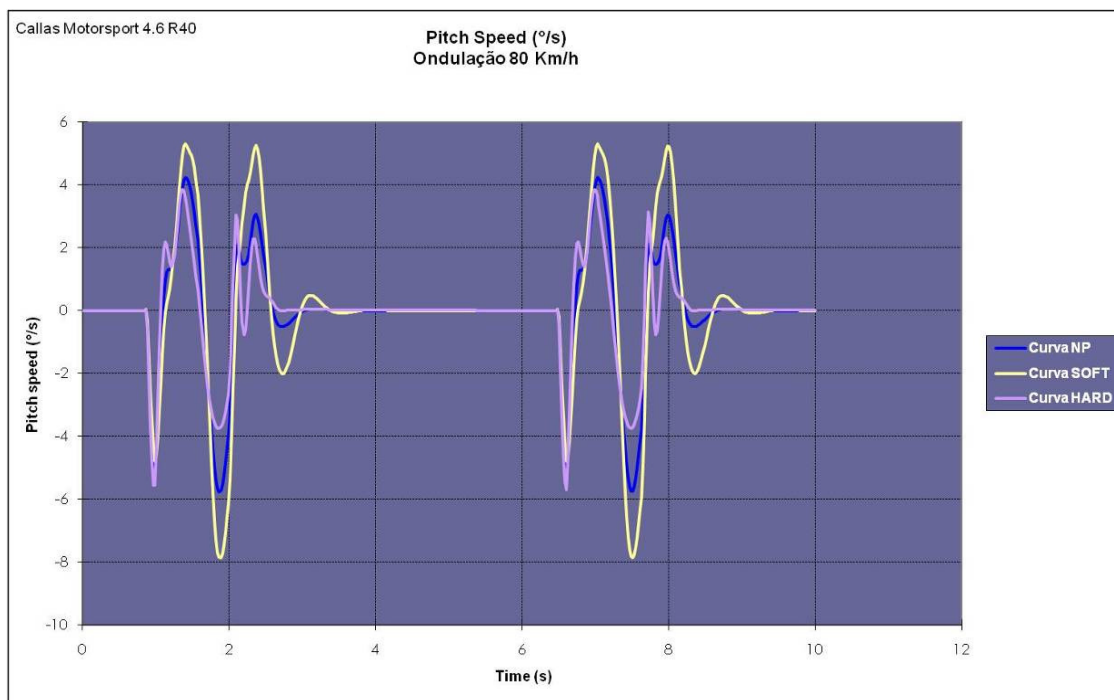


Figura 170: Gráfico Comparativo para Velocidade de Pitch do CG do Veículo em Ondulação  
(Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

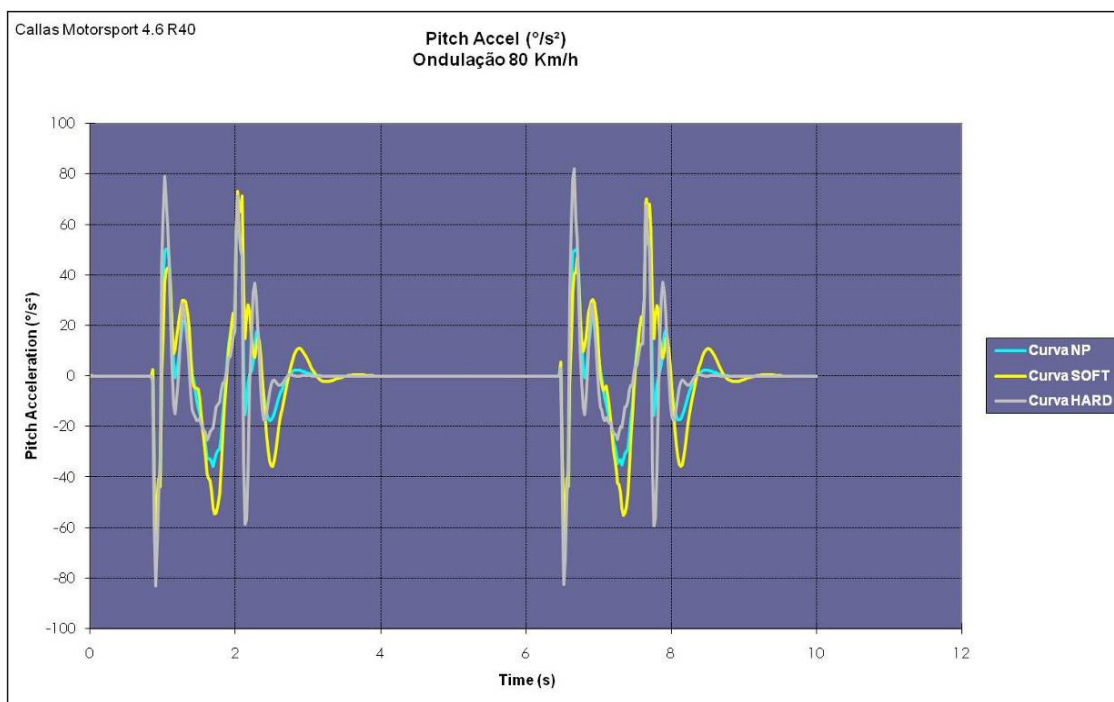


Figura 171: Gráfico Comparativo para Aceleração de Pitch do CG do Veículo em Ondulação  
(Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)



#### 4.1.2.2 Lavadeira (“costela de vaca”) a 60 km/h

- Procedimento: Pista com ondulações em toda a sua extensão (“costela de vaca”), posição do câmbio em 2.<sup>a</sup> marcha, para análise comparativa de “Shake”. Dados da pista conforme a Tabela 9.

Tabela 9: Parâmetros para Pistas Especiais: Lavadeira (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Tipo de Pista	Dados para Modelagem	Velocidade (km/h)
Lavadeira (costela de vaca)	<ul style="list-style-type: none"><li>- Senóide positiva</li><li>- Comprimento: 0,03 m</li><li>- Amplitude LE/LD: 15 mm</li><li>- Defasagem LE/LD: 1,5 m</li><li>- Número de sinais: 200, separados por 0,4 m</li><li>- Distância total: 450 m</li><li>- Distância inicial: 20 m</li><li>- Frequência de aquisição: 100 Hz</li></ul>	60

A seguir, dois gráficos relativos à aceleração da massa suspensa nos eixos “x” e “z”.

Os gráficos das Figuras 172 e 173 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à aceleração da massa suspensa pela passagem em pista ondulada. Os quadros indicam os valores em RMS (root mean square, ou valor quadrático médio) para cada uma das três curvas de amortecimento. A indicação em RMS é particularmente útil quando as variáveis em análise possuem valores positivos e negativos, por exemplo, em sinusóides como é o caso. Em ambos os eixos podemos verificar que os menores valores de aceleração são para as curvas de amortecimento menos rígidas, indicando que estas são ideais para absorção das irregularidades da pista e, sendo assim, transmitem as menores vibrações aos ocupantes do veículo.



No eixo “y” não existe uma grande movimentação já que o mesmo é paralelo às ondulações da pista e o veículo praticamente gira sobre ele.

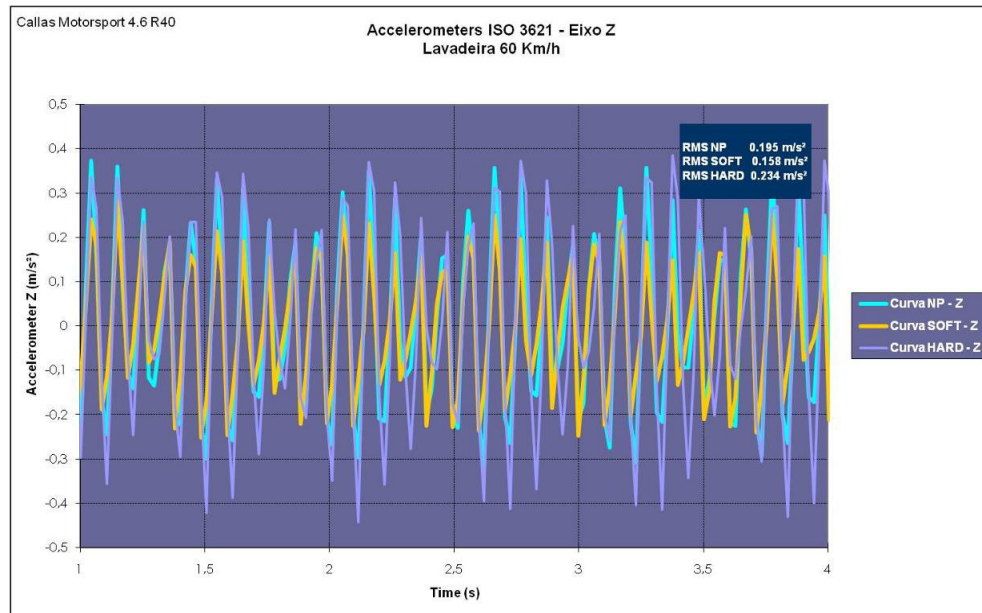


Figura 172: Gráfico Comparativo para Aceleração da Massa Suspensa do Veículo em Lavadeira, Eixo “Z” (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

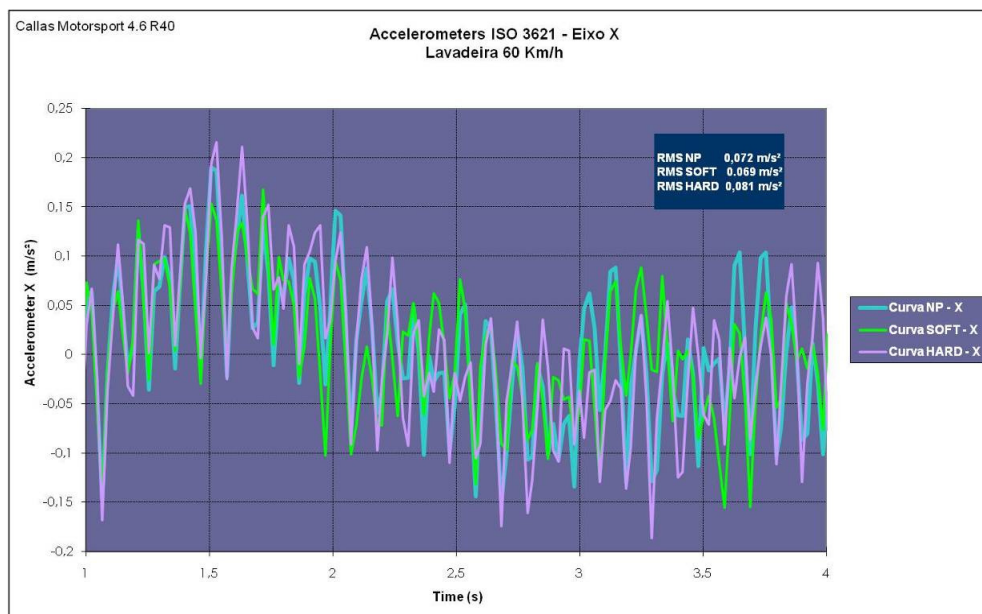


Figura 173: Gráfico Comparativo para Aceleração da Massa Suspensa do Veículo em Lavadeira, Eixo “X” (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

### 4.1.2.3 Lombada a 40 km/h

- Procedimento: Passagem por lombada, em 1.<sup>a</sup> marcha, para análise de fim de curso da suspensão. Dados da pista conforme a Tabela 10.

Tabela 10: Parâmetros para Pistas Especiais: Lombada (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010)

<b>Tipo de Pista</b>	<b>Dados para Modelagem</b>	<b>Velocidade (km/h)</b>
Lombada	<ul style="list-style-type: none"><li>- Senóide positiva ("Speed Bump")</li><li>- Comprimento: 3,6 m</li><li>- Amplitude LE/LD: 120 mm</li><li>- Sem defasagem LE/LD</li><li>- Número de Sinais: 2, separados por 50 m</li><li>- Distância total: 150 m</li><li>- Frequência de aquisição: 100 Hz</li></ul>	40

Na sequência, alguns gráficos sobre esforços nos batentes de suspensão e comportamento em pitch.

Os gráficos das Figuras 174 e 175 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação referente às forças nos batentes de tração e compressão para os eixos dianteiro e traseiro do veículo na passagem por lombada. Já os gráficos da Figura 176 (a), (b) e (c) mostram o comportamento para o deslocamento, velocidade e aceleração de pitch do CG do veículo, similares ao que fora encontrado na simulação para pista com ondulação. Como é possível verificar nos gráficos, as menores forças de amortecimento provocam as maiores amplitudes de deslocamento da suspensão (Figura 176) e, consequentemente, as maiores forças nos batentes de tração e compressão (Figuras 174 e 175).

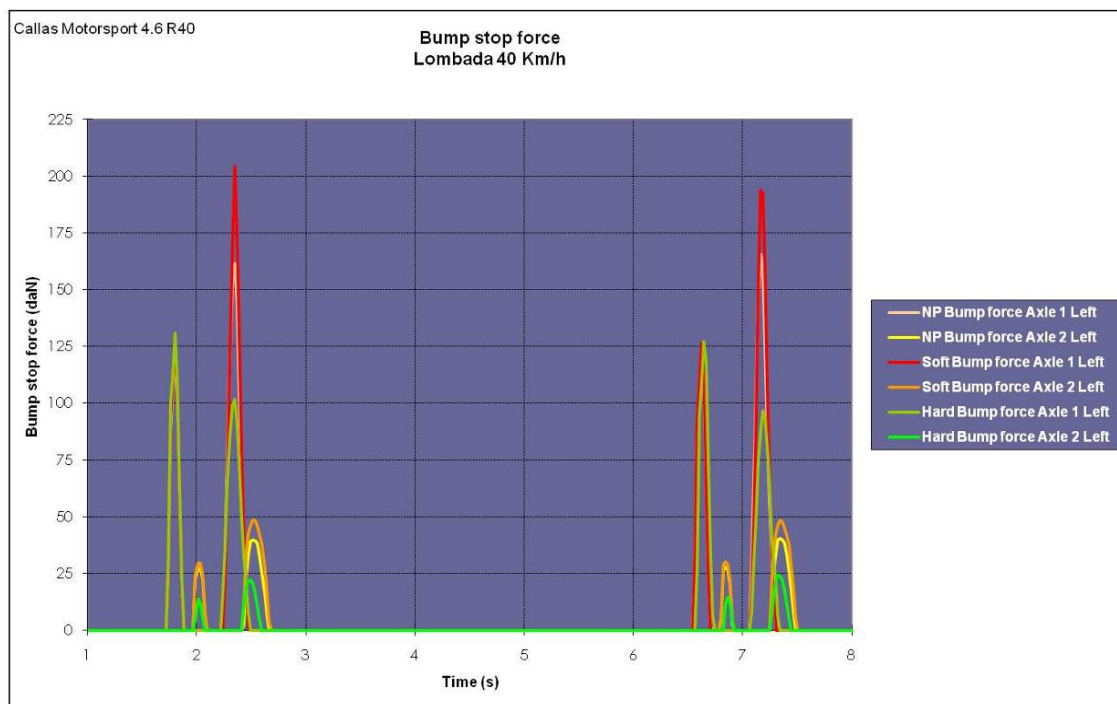


Figura 174: Gráfico Comparativo para Força no Batente de Compressão, Eixos Dianteiro e Traseiro em Lombada (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

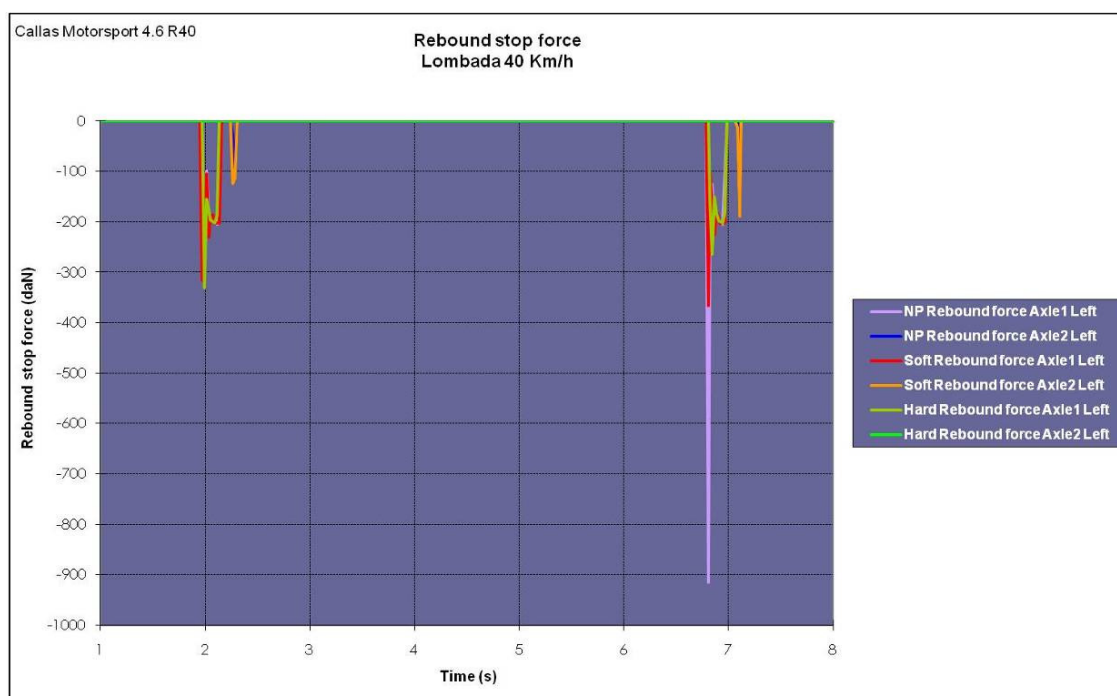


Figura 175: Gráfico Comparativo para Força no Batente de Tração, Eixos Dianteiro e Traseiro em Lombada (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

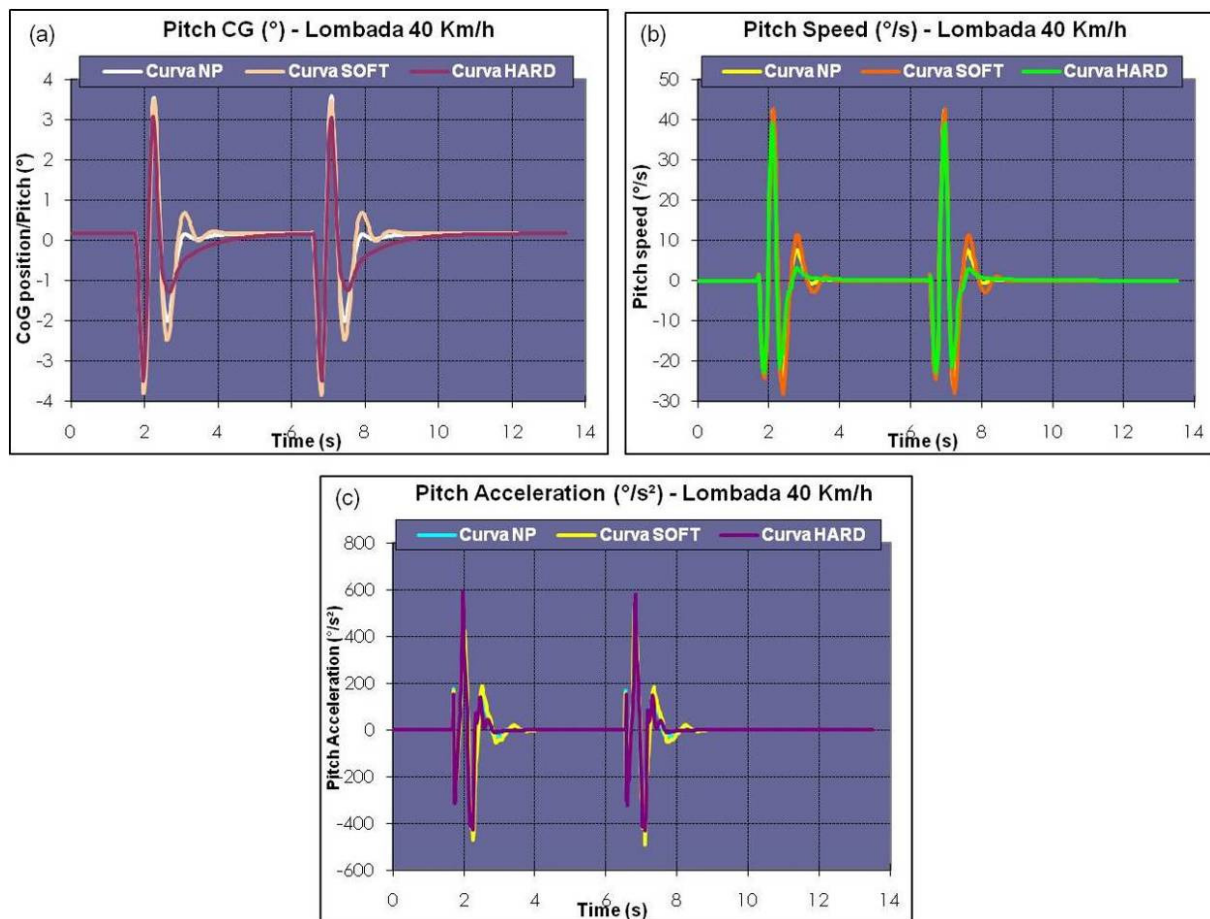


Figura 176: Gráfico Comparativo para Deslocamento, Velocidade e Aceleração de Pitch em Lombada (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

### 4.1.3 Dinâmica Lateral

A aceleração lateral (ao longo do eixo “y”) e a velocidade angular de guinada (yaw – “ $\omega_z$ ” – rotação em torno do eixo “z”) caracterizam a dinâmica lateral. Também há a influência da dinâmica lateral na velocidade angular de rolagem (roll – “ $\omega_x$ ” – rotação em torno do eixo “x”). A dinâmica lateral está relacionada com o comportamento do veículo em curvas.

#### 4.1.3.1 Chicane ISO 3888 a 100 km/h

- Procedimento: Manobra de Dupla Mudança de Linha ISO 3888, em 3.<sup>a</sup> marcha, para avaliação de comportamento em transientes. Configuração da pista conforme a Figura 177.

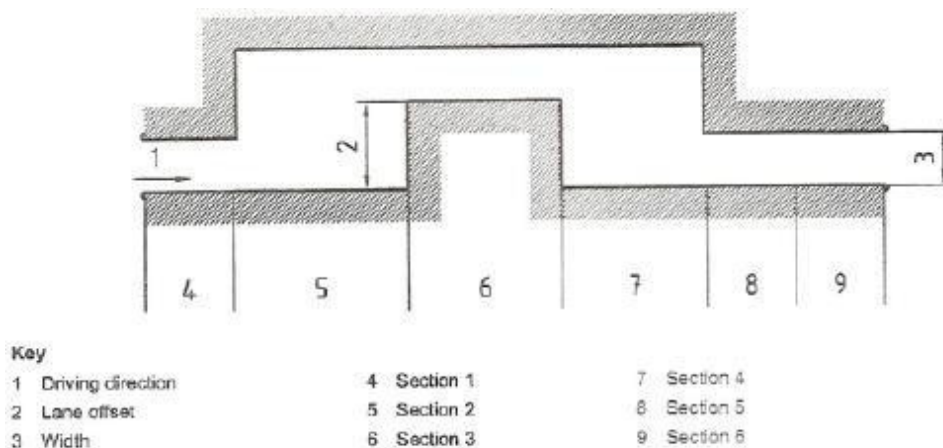


Figure — Double lane-change track and designation of sections

Table — Dimensions of the double lane-change track

Dimensions in metres			
Section	Length	Lane offset	Width
1	15	—	$1,1 \times \text{vehicle width} + 0,25$
2	30	—	—
3	25	3,5	$1,2 \times \text{vehicle width} + 0,25$
4	25	—	—
5	15	—	$1,3 \times \text{vehicle width} + 0,25$
6	15	—	$1,3 \times \text{vehicle width} + 0,25$

Figura 177: Chicane ISO 3888-1 versão 1999 (Prof. João Franco - Instituto Mauá de Tecnologia, 2010)

Os gráficos da Figura 178 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à aceleração lateral do CG do veículo, em manobra de chicane. Não é possível verificar grandes variações para esta característica conforme alternamos as forças de amortecimento, apenas na segunda “perna” da chicane alguma variação pode ser notada, pois o veículo já traz certo desequilíbrio da primeira “perna” da manobra.

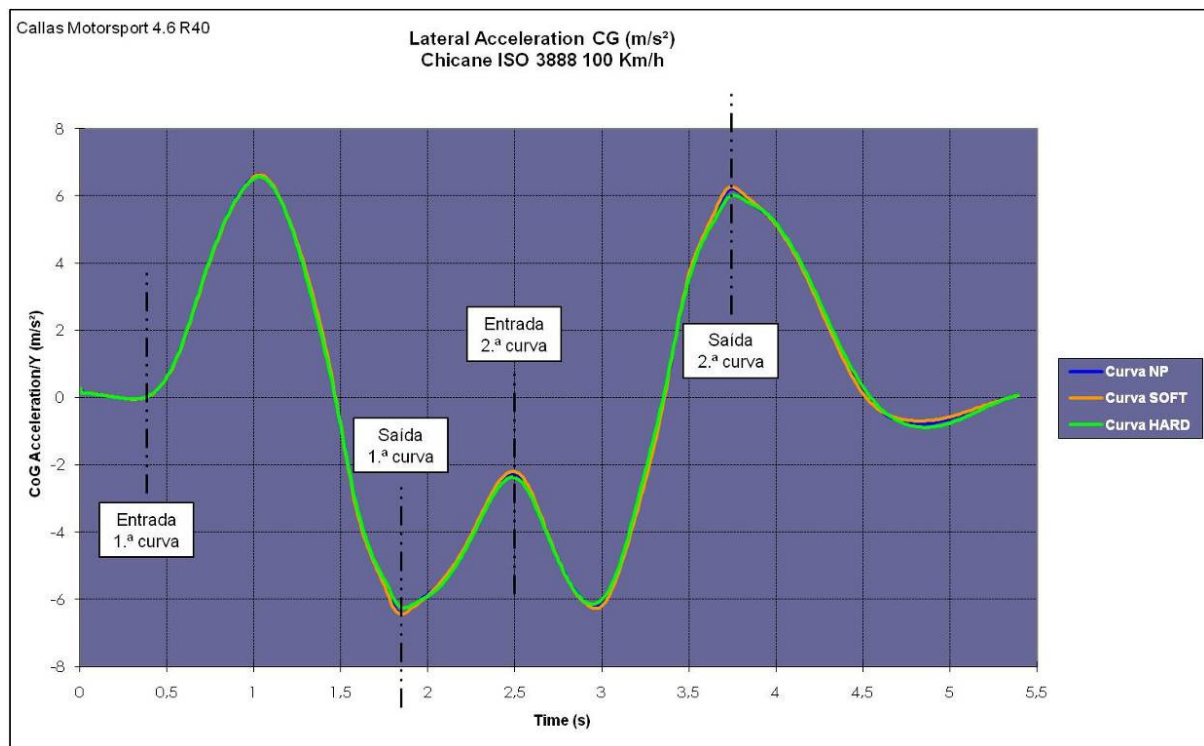


Figura 178: Gráfico Comparativo para Aceleração Lateral em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Os gráficos das Figuras 179 e 180 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa à rolagem lateral do CG do veículo, em manobra de chicane. Aqui é possível verificar a grande influência da rigidez de amortecimento na contenção da rolagem lateral da carroceria do veículo. Para cada um dos cinco pontos identificados no gráfico da Figura 179, considerando a curva menos rígida (soft) em comparação com a mais rígida (hard), temos as seguintes diferenças máximas na inclinação da carroceria (em módulo):

- Ponto 1:  $4,24^\circ - 3,62^\circ = 0,62^\circ$
- Ponto 2:  $4,28^\circ - 3,20^\circ = 1,08^\circ$
- Ponto 3:  $1,30^\circ - 1,95^\circ = 0,65^\circ$
- Ponto 4:  $4,13^\circ - 3,48^\circ = 0,65^\circ$
- Ponto 5:  $4,25^\circ - 3,34^\circ = 0,91^\circ$



Tal comparativo poderia ser realizado com as diferenças em velocidade de rolagem da carroceria conforme a Figura 180. Como é possível verificar, a simulação em chicane demonstra o grande potencial do sistema de controlar a característica dinâmica de rolagem da carroceria do veículo, pelas diferenças consideráveis nas inclinações em grau de acordo com a força de amortecimento e a parte da manobra. Ao mesmo tempo revela a importância de se estabelecer parâmetros de controle para tal condição na elaboração das matrizes de tomada de decisão do sistema semi-ativo “slow-active”.

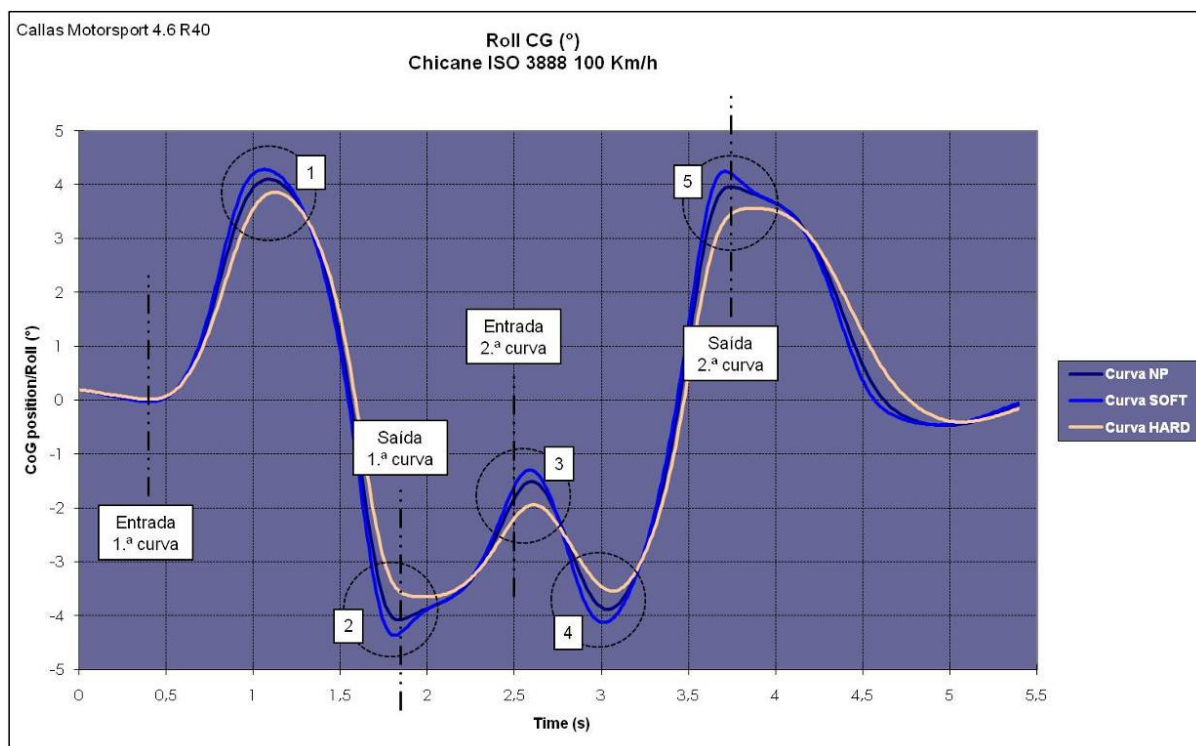


Figura 179: Gráfico Comparativo para o Ângulo de Rolagem em Chicane (Magnetit Marelli Cofap e Improvement, 2010)

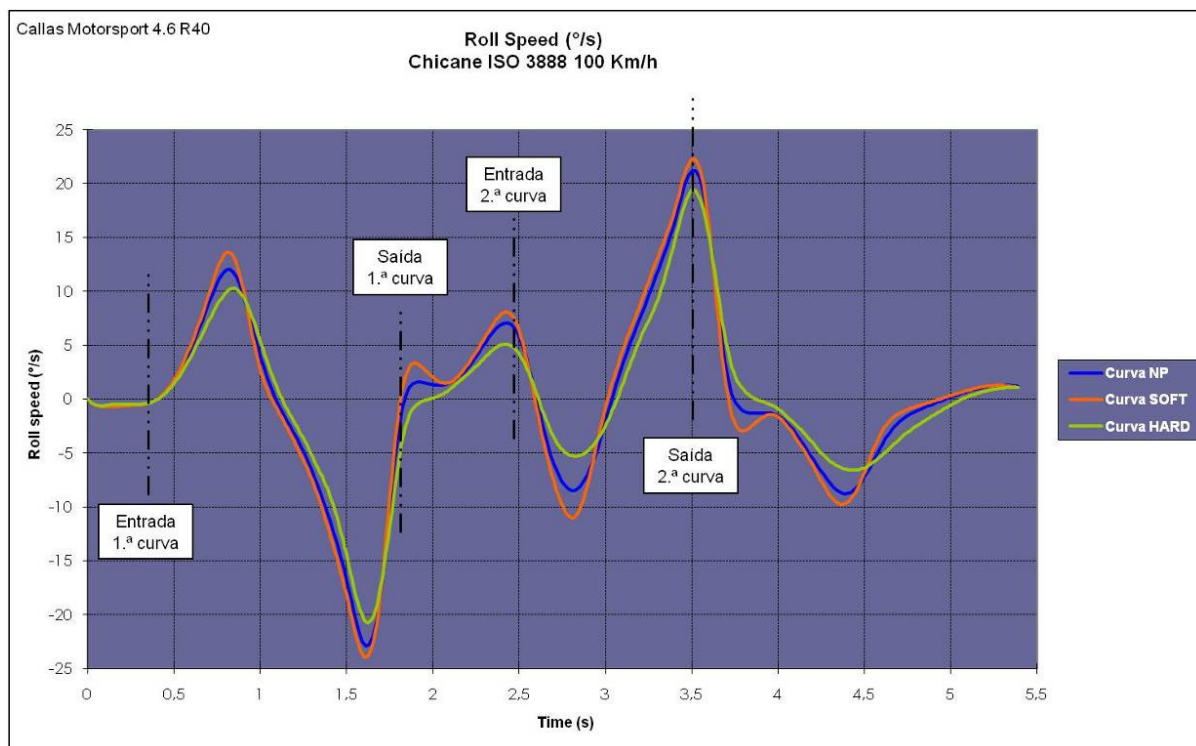


Figura 180: Gráfico Comparativo para a Velocidade de Rolagem em Chicane (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Os gráficos das Figuras 181 e 182 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação referente à dificuldade ou não de manter o veículo na trajetória para cumprimento da manobra, no caso, chicane dupla. Como é possível verificar em ambos os gráficos, os ângulos de esterçamento assim como as velocidades para as menores forças de amortecimento demandam maior atuação do motorista para que se cumpra o trajeto especificado, ao contrário das forças de amortecimento mais altas onde as amplitudes de variação são menores e tornam mais fácil a condução do veículo.



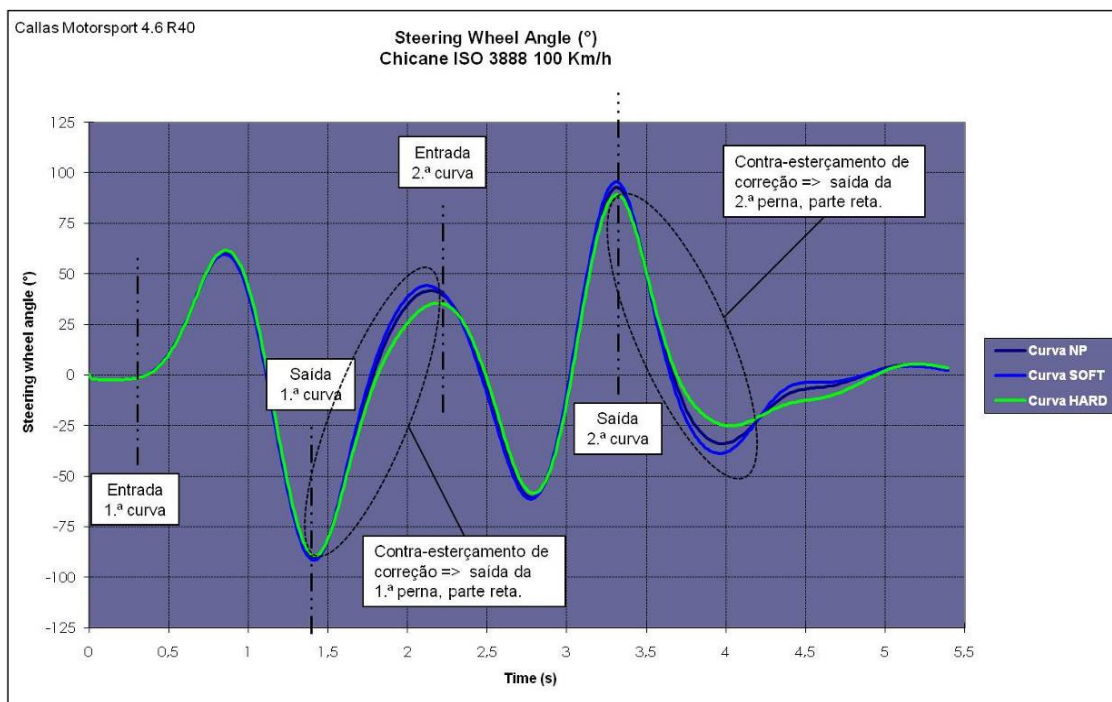


Figura 181: Gráfico Comparativo para Ângulo de Esterçamento do Volante em Chicane (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010)

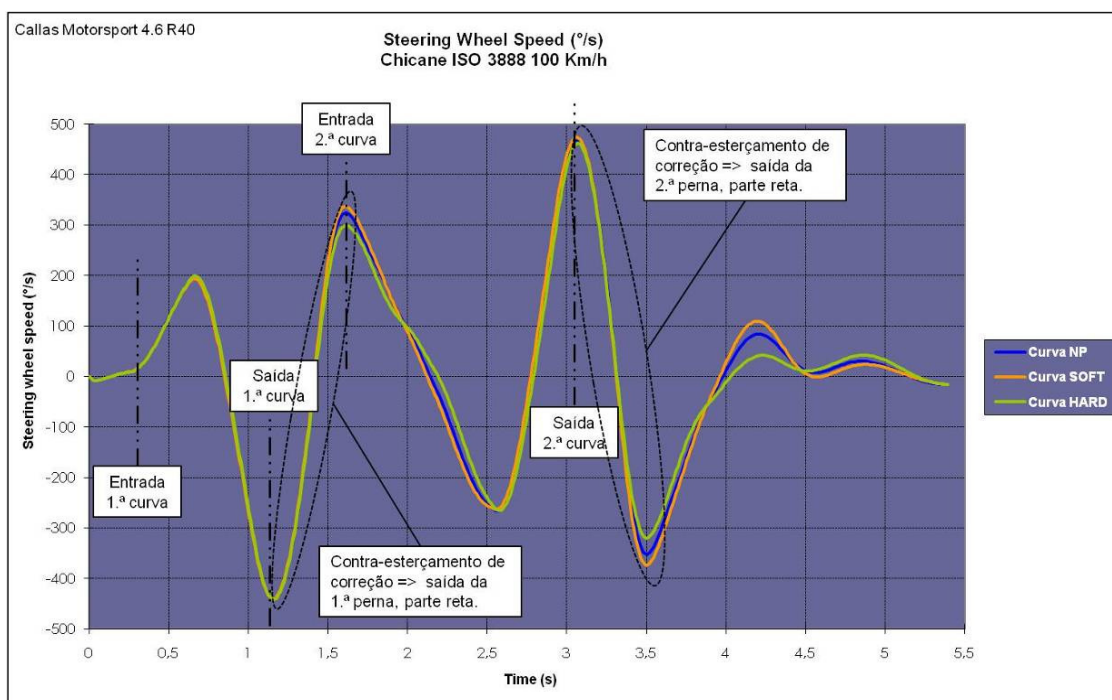


Figura 182: Gráfico Comparativo para Velocidade de Esterçamento do Volante em Chicane (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010)

A seguir, dois gráficos relacionando o ângulo e a velocidade de yaw com a variação da força de amortecimento.

Os gráficos das Figuras 183 e 184 apresentam a comparação dos três níveis de forças de amortecimento definidos para a simulação relativa ao ângulo e velocidade de yaw (rotação em torno do eixo “Z”) em chicane. Não é possível verificar grande diferença entre os três níveis de amortecimento em relação ao ângulo de yaw (Figura 183), onde as curvas de amortecimento mais altas revelam ângulos ligeiramente superiores, porém, com relação à velocidade de yaw (Figura 184) é possível constatar, para as forças de amortecimento mais elevadas, valores de velocidade superiores indicando um maior poder de guinada do veículo nestas condições, confirmando a melhor atitude em dirigibilidade do veículo para as curvas de amortecimento mais esportivas.

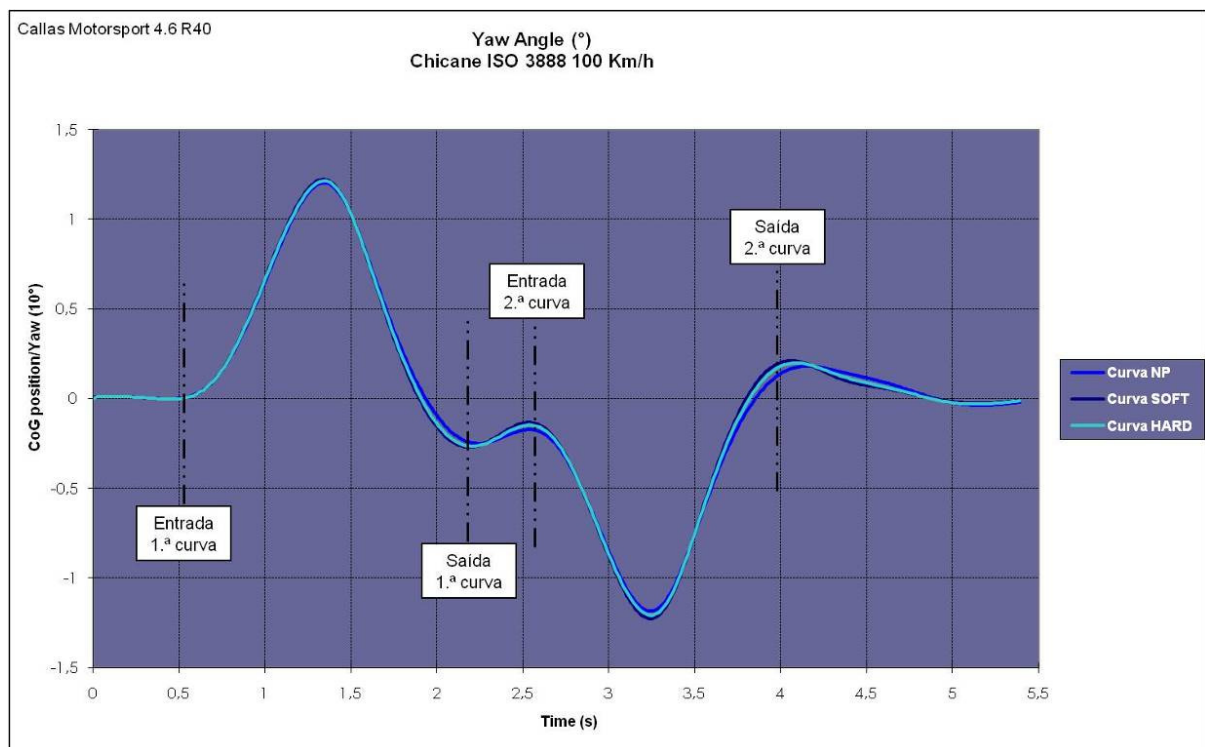


Figura 183: Gráfico Comparativo para Ângulo de Yaw do CG do Veículo em Chicane (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010)

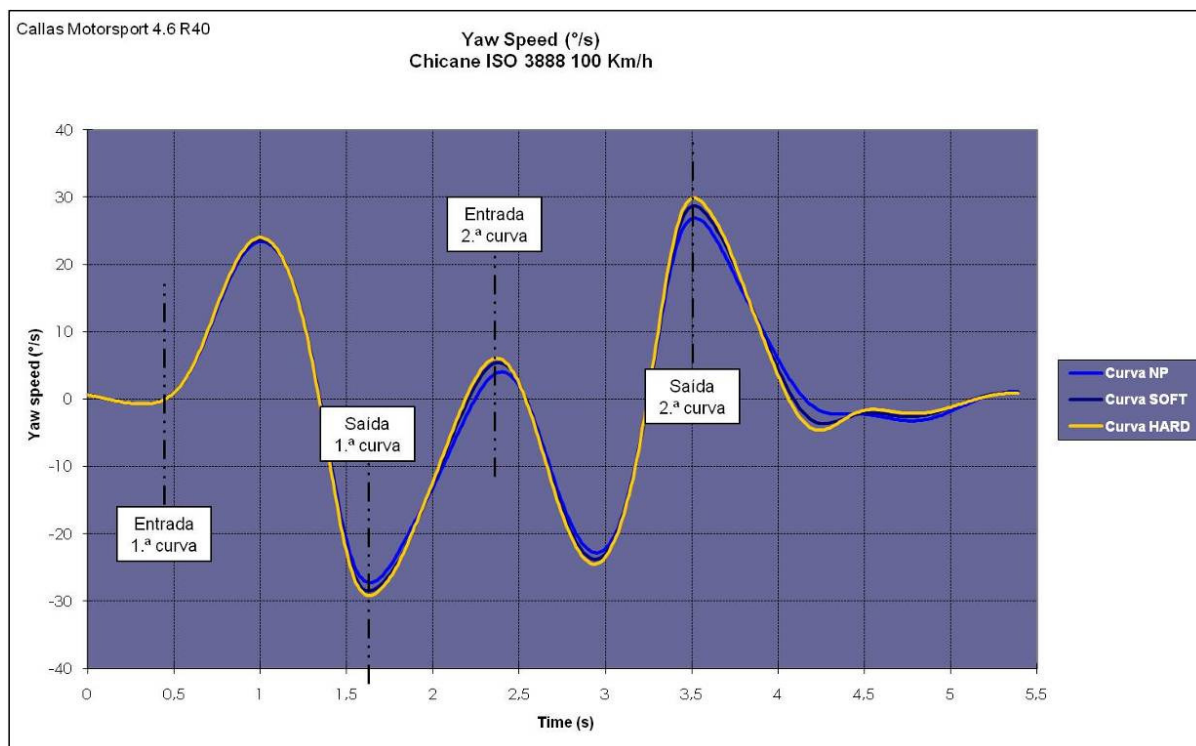


Figura 184: Gráfico Comparativo para Velocidade de Yaw do CG do Veículo em Chicane (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010)

## 4.2 Definição da Matriz Lógica de Tomada de Decisão

Com base nos resultados das simulações anteriormente apresentados (item 4.1), em conjunto com a identificação dos parâmetros de controle disponíveis no veículo (item 3.2.2.1), somados a análise prévia das estratégias de controle possíveis (item 3.2.2.2) e considerando os pressupostos iniciais (item 3.2.2.3.4) é possível, a partir de agora, estabelecer parâmetros para alimentar o processo de tomada de decisão do módulo de controle do sistema, através da definição de matrizes lógicas de tomada de decisão.

O procedimento para definição dessas matrizes levará em consideração os seguintes aspectos já abordados:

- Nível dos parâmetros recebidos do veículo (acelerações, velocidades, etc.);
- Condições dinâmicas que se pretende controlar;

- Nível da carga dos amortecedores que se deseja aplicar;
- Níveis de redundância e segurança a utilizar no controle dos amortecedores.

Este processo define os objetivos dessa dissertação, onde: a caracterização de um sistema de amortecimento passivo variável remotamente controlado – a identificação de sinais disponíveis nos subsistemas dos veículos modernos, sem a necessidade de adição de sensores que onerem o produto – e pela definição de matrizes lógicas de tomada de decisão que identifiquem as melhores curvas de amortecimento a serem empregadas para uma dada condição de utilização do veículo, é possível a implementação de um sistema de suspensão semi-ativo do tipo “slow-active” com custo competitivo.

Assim como segregamos as análises para as simulações dinâmicas, dividiremos a definição das matrizes de tomada de decisão de acordo com os aspectos fundamentais da dinâmica veicular, sendo: Dinâmica Longitudinal, Dinâmica Vertical e Dinâmica Lateral.

A Figura 185 mostra o modelo criado para a matriz de decisão enumerando os seus campos.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
			DINÂMICA -					
			Simulações CALLAS -					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores				
				Pos. Inicial	Pos. Final			

Figura 185: Modelo da Matriz de Decisão (Magnet Marelli Cofap e Improvement, 2010)

Conforme mostra a Figura 185, a matriz de decisão para a calibração do amortecimento da suspensão de acordo com as condições de rodagem e a atitude do motorista é formada por nove campos distintos, cada qual com a seguinte função correspondente:

- Campo 1: identifica a característica dinâmica a qual se deseja controlar, está relacionado com as reações do veículo às entradas do motorista (aceleração, freio, esterçamento, mudança de marchas e etc.);
- Campo 2: identifica os parâmetros monitorados dos subsistemas do veículo, está relacionado com os dados e sinais disponíveis na rede de informações do veículo (rede CAN) e eventualmente à sinais vindos de sensores ou acelerômetros com funções específicas;
- Campo 3: relaciona a ordem de grandeza ou o estado de funcionamento dos parâmetros listados no campo 2;
- Campo 4: indica o nível de severidade da manobra ou o nível de condução aplicado ao veículo de acordo com os parâmetros estabelecidos no campo 3;
- Campo 5: apresenta qual aspecto macro da dinâmica veicular estará sendo coberto pela matriz de decisão em questão: se Longitudinal, Vertical ou Lateral;
- Campo 6: identifica, quando aplicável, qual o tipo de manobra realizada durante as simulações virtuais serviu de referência para análise dos aspectos abordados na referida matriz de decisão;
- Campo 7: refere-se à posição de seleção realizada pelo motorista no painel do veículo da característica de amortecimento da suspensão. Por esta seleção, os quatro amortecedores assumirão a mesma posição correspondente à escolha;
- Campo 8: refere-se aos amortecedores;
- Campo 9: é a resposta da matriz de decisão. Refere-se ao resultado da avaliação de todos os parâmetros constantes da matriz de decisão e o comando aos amortecedores eletrônicos para que uma determinada curva de amortecimento seja estabelecida. O processamento é automático, e existem drivers de controle independentes para os eixos dianteiro e traseiro,

portanto, a suspensão dianteira pode assumir um nível de rigidez de amortecimento diferente da suspensão traseira.

Dessa forma, definem-se as seguintes matrizes lógicas de tomada de decisão para o comando dos amortecedores eletrônicos:

Onde:

D = Amortecedores Dianteiros

T = Amortecedores Traseiros

Tabela 11: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Aceleração no Plano: Controle de Partida (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

<b>DINÂMICA LONGITUDINAL - Aceleração no Plano</b>					
<b>Simulações CALLAS - "Performance Acceleration" 0 a 1.000 m.</b>					
<b>Estratégia de Controle</b>	<b>Sensores</b>	<b>Sinal de Entrada</b>	<b>Identificação do Nível de Severidade</b>	<b>Atuadores</b>	
				<b>Pos. Inicial</b>	<b>Pos. Final</b>
• Controle de Partida 1	• Velocímetro Eletrônico	0 a 15 km/h	• Médio - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Normal T - Mantém
	• Abertura da Borboleta	0 a 50% Aberta			
	• Sensores de Rotação ABS: $\Delta$ Dianteira / Traseira	$\leq 20\%$			
	• Engate 1ª Marcha	Sim		Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle de Partida 2	• Velocímetro Eletrônico	0 a 15 km/h	• Alto - Uso Severo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Esporte T - Mantém
	• Abertura da Borboleta	50 a 75% Aberta			
	• Sensores de Rotação ABS: $\Delta$ Dianteira / Traseira	$\geq 20\%$			
	• Engate 1ª Marcha	Sim		Esporte	D/T - Mantém
• Controle de Partida 3	• Velocímetro Eletrônico	0 a 15 km/h	• Alto - Uso Esportivo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal Esporte	D - Esporte T - Esporte
	• Abertura da Borboleta	75 a 100% Aberta			
	• Sensores de Rotação ABS: $\Delta$ Dianteira / Traseira	$\geq 100\%$			
	• Engate 1ª Marcha	Sim			

Tabela 12: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Aceleração no Plano: Controle de Afundamento (Squat) (Magnetit Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA LONGITUDINAL - Aceleração no Plano					
Simulações CALLAS - "Performance Acceleration" 0 a 1.000 m.					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle de Squat 1	• Velocímetro Eletrônico e/ou Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Aceleração	Qqr - qqr	• Médio - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Normal T - Mantém
	• Abertura da Borboleta	0 a 25% Aberta			
	• Mudança de Marcha	Sim		Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle de Squat 2	• Velocímetro Eletrônico e/ou Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Aceleração	Qqr - qqr	• Alto - Uso Severo	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Normal T - Normal
	• Abertura da Borboleta	25 a 50% Aberta			
	• Mudança de Marcha	Sim		Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle de Squat 3	• Velocímetro Eletrônico e/ou Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Aceleração	Qqr - qqr	• Alto - Uso Esportivo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Esporte T - Esporte
	• Abertura da Borboleta	> 50% Aberta			
	• Mudança de Marcha	Sim		Esporte	D/T - Mantém



Continuação da Tabela 12:

DINÂMICA LONGITUDINAL - Aceleração no Plano					
Simulações CALLAS - "Performance Acceleration" 0 a 1.000 m, Plena Carga (100% Abertura Borboleta)					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle de Squat 4 (continuação)	• Velocímetro Eletrônico e/ou Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Aceleração	Qqr - qqr	• Alto - Uso Performance	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Esporte T - Esporte
	• Abertura da Borboleta	100% Aberta			
	• Mudança de Marcha	Sim		Esporte	D/T - Mantém

Tabela 13: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Desaceleração no Plano: Controle Anti-Travamento (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA LONGITUDINAL - Desaceleração no Plano					
Simulações CALLAS - "Dynamic Braking" 120 km/h a 0					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle Anti-travamento 1	• Pedal de Freio	Acionado (switch on)	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C Normal Esporte	D/T - Mantém
	• Velocímetro Eletrônico	Qqr			
	• Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Desaceleração	Até 0.3g Sem travamento			
	• Sensores de Rotação ABS	Travamento Dianteiro	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Normal T - Mantém
				Normal Esporte	D/T - Mantém
		Travamento Traseiro	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Mantém T - Normal
				Normal Esporte	D/T - Mantém

Continuação da Tabela 13:

DINÂMICA LONGITUDINAL - Desaceleração no Plano					
Simulações CALLAS - "Dynamic Braking" 120 km/h a 0					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle Anti-travamento 2 (continuação)	• Pedal de Freio	Acionado (switch on)	• Médio - Uso Normal	Conforto A	D/T - Normal
				Conforto B	
	• Velocímetro Eletrônico	Qqr		Conforto C	
	• Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Desaceleração	De 0.3 a 0.5g Sem travamento		Normal	D/T - Mantém
				Esporte	
	• Sensores de Rotação ABS	Travamento Dianteiro	• Médio - Uso Normal	Conforto A	D - Esporte T - Mantém
				Conforto B	
		Travamento Traseiro	• Médio - Uso Normal	Conforto C	D - Mantém T - Esporte
				Normal	
				Esporte	D/T - Mantém

Continuação da Tabela 13:

DINÂMICA LONGITUDINAL - Desaceleração no Plano					
Simulações CALLAS - "Dynamic Braking" 120 km/h a 0					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle Anti-travamento 3 (continuação)	• Pedal de Freio	Acionado (switch on)	• Alto - Uso Severo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal Esporte	D/T - Esporte
	• Velocímetro Eletrônico	Qqr			
	• Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Desaceleração	Acima de 0.5g Sem travamento			
	• Sensores de Rotação ABS	Travamento Dianteiro			
		Travamento Traseiro			

Tabela 14: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Desaceleração no Plano: Controle de Mergulho (Dive) (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA LONGITUDINAL - Desaceleração no Plano					
Simulações CALLAS - "Dynamic Braking" 120 km/h a 0					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle de Dive 1	• Pedal de Freio	Acionado (switch on)	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C Normal Esporte	D/T - Mantém
	• Velocímetro Eletrônico	Qqr			
	• Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Desaceleração	Até 0.3g Sem travamento			
	• Sensores de Rotação ABS	Travamento Dianteiro	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Normal T - Mantém
				Normal Esporte	D/T - Mantém
		Travamento Traseiro	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Mantém T - Normal
				Normal Esporte	D/T - Mantém

Continuação Tabela 14:

DINÂMICA LONGITUDINAL - Desaceleração no Plano					
Simulações CALLAS - "Dynamic Braking" 120 km/h a 0					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle de Dive 2 (continuação)	• Pedal de Freio	Acionado (switch on)	• Médio - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Normal
	• Velocímetro Eletrônico	Qqr			
	• Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Desaceleração	De 0.3 a 0.5g Sem travamento	• Médio - Uso Normal	Normal Esporte	D/T - Mantém
	• Sensores de Rotação ABS	Travamento Dianteiro		Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Esporte T - Mantém
				Esporte	D/T - Mantém
		Travamento Traseiro	• Médio - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Mantém T - Esporte
				Esporte	D/T - Mantém

Continuação Tabela 14:

DINÂMICA LONGITUDINAL - Desaceleração no Plano					
Simulações CALLAS - "Dynamic Braking" 120 km/h a 0					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle de Dive 3 (continuação)	• Pedal de Freio	Acionado (switch on)	• Alto - Uso Severo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal Esporte	D/T - Esporte
	• Velocímetro Eletrônico	Qqr			
	• Sensores de Rotação ABS - Estimativa de Desaceleração	Acima de 0.5g Sem travamento			
	• Sensores de Rotação ABS	Travamento Dianteiro			
		Travamento Traseiro			

Tabela 15: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Faixas de Velocidade: Controle de Uso Urbano (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA LONGITUDINAL - Uso Urbano					
Simulações CALLAS - N/A					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle Uso Urbano 1	• Velocímetro Eletrônico	Até 40 km/h	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso Urbano 2	• Velocímetro Eletrônico	De 40 a 60 km/h	• Moderado 1 - Uso Normal	Conforto A	D/T - Conforto B
				Conforto B Conforto C Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso Urbano 3	• Velocímetro Eletrônico	De 60 a 80 km/h	• Moderado 2 - Uso Normal	Conforto A Conforto B	D/T - Conforto C
				Conforto C Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso Urbano 4	• Velocímetro Eletrônico	De 60 a 80 km/h	• Moderado 3 - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Conforto C T - Normal
				Normal Esporte	D/T - Mantém



Tabela 16: Matriz de Decisão: Dinâmica Longitudinal - Faixas de Velocidade: Controle de Uso em Rodovia (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA LONGITUDINAL - Uso em Rodovia					
Simulações CALLAS - N/A					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle Uso em Rodovia 1	• Velocímetro Eletrônico	De 80 a 100 km/h	• Médio - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Normal
				Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso em Rodovia 2	• Velocímetro Eletrônico	De 100 a 120 km/h	• Alto - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Normal T - Esporte
				Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso em Rodovia 3	• Velocímetro Eletrônico	Acima de 120 km/h	• Alto - Uso Severo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D/T - Esporte
				Esporte	D/T - Mantém

Tabela 17: Matriz de Decisão: Dinâmica Vertical - Faixas de Velocidade: Controle de Uso Urbano (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA VERTICAL - Uso Urbano					
Simulações CALLAS - N/A					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle Uso Urbano 1	• Velocímetro Eletrônico	Até 40 km/h	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Conforto A
				Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso Urbano 2	• Velocímetro Eletrônico	De 40 a 60 km/h	• Moderado1 - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Conforto B
				Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso Urbano 3	• Velocímetro Eletrônico	De 60 a 80 km/h	• Moderado2 - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Conforto C
				Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso Urbano 4	• Velocímetro Eletrônico	De 60 a 80 km/h	• Moderado3 - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Conforto C T - Normal
				Normal Esporte	D/T - Mantém

Tabela 18: Matriz de Decisão: Dinâmica Vertical - Faixas de Velocidade: Controle de Uso em Rodovia (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

<b>DINÂMICA VERTICAL - Uso em Rodovia (idem Dinâmica Longitudinal)</b>					
<b>Simulações CALLAS - N/A</b>					
<b>Estratégia de Controle</b>	<b>Sensores</b>	<b>Sinal de Entrada</b>	<b>Identificação do Nível de Severidade</b>	<b>Atuadores</b>	
				<b>Pos. Inicial</b>	<b>Pos. Final</b>
• Controle Uso em Rodovia 1	• Velocímetro Eletrônico	De 80 a 100 km/h	• Médio - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Normal
				Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso em Rodovia 2	• Velocímetro Eletrônico	De 100 a 120 km/h	• Alto - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Normal T - Esporte
				Esporte	D/T - Mantém
• Controle Uso em Rodovia 3	• Velocímetro Eletrônico	Acima de 120 km/h	• Alto - Uso Severo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D/T - Esporte
				Esporte	D/T - Mantém

Tabela 19: Matriz de Decisão: Dinâmica Lateral - Controle em Curva: Manobra Evasiva (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA LATERAL - Controle em Curva					
Simulações CALLAS - Chicane ISO 3888/01					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Manobra Evasiva 1	• Velocímetro Eletrônico	Até 40 km/h	• Moderado - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Conforto C
	• Volante de Direção:				
	→ Ângulo Esterçamento	Qqr			
	→ Velocidade Esterçamento	Acima de 180 %s		Normal Esporte	D/T - Mantém
• Manobra Evasiva 2	• Velocímetro Eletrônico	De 40 a 60 km/h	• Médio - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Normal
	• Volante de Direção:				
	→ Ângulo Esterçamento	Qqr			
	→ Velocidade Esterçamento	Acima de 180 %s		Normal Esporte	D/T - Mantém
• Manobra Evasiva 3	• Velocímetro Eletrônico	De 60 a 80 km/h	• Alto - Uso Severo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Normal T - Esporte
	• Volante de Direção:				
	→ Ângulo Esterçamento	Qqr			
	→ Velocidade Esterçamento	Acima de 180 %s		Esporte	D/T - Mantém
• Manobra Evasiva 4	• Velocímetro Eletrônico	Acima de 80 km/h	• Alto - Uso Severo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D - Esporte T - Esporte
	• Volante de Direção:				
	→ Ângulo Esterçamento	Qqr			
	→ Velocidade Esterçamento	Acima de 180 %s		Esporte	D/T - Mantém

Tabela 20: Matriz de Decisão: Dinâmica Lateral - Controle em Curva: Controle de Roll (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA LATERAL - Controle em Curva					
Simulações CALLAS - Chicane ISO 3888/01					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Controle de Roll 1	• Velocímetro Eletrônico	Abaixo de 60 km/h	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D - Conforto C T - Normal
	• Volante de Direção:				
	→ Ângulo Esterçamento	$\leq 90^\circ$			
	→ Velocidade Esterçamento	$\leq 100\ %/s$		Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle de Roll 2	• Velocímetro Eletrônico	De 60 a 80 km/h	• Médio - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C	D/T - Normal
	• Volante de Direção:				
	→ Ângulo Esterçamento	$\leq 90^\circ$			
	→ Velocidade Esterçamento	$\leq 100\ %/s$		Normal Esporte	D/T - Mantém
• Controle de Roll 3	• Velocímetro Eletrônico	Acima de 80 km/h	• Alto - Uso Esportivo	Conforto A Conforto B Conforto C Normal	D/T - Esporte
	• Volante de Direção:				
	→ Ângulo Esterçamento	$\leq 90^\circ$			
	→ Velocidade Esterçamento	$\leq 100\ %/s$		Esporte	D/T - Mantém

Tabela 21: Matriz de Decisão: Dinâmica Lateral - Controle em Manobra: Estacionamento (Magneti Marelli Cofap e Improvement, 2010)

DINÂMICA LATERAL - Controle em Manobra					
Simulações CALLAS					
Estratégia de Controle	Sensores	Sinal de Entrada	Identificação do Nível de Severidade	Atuadores	
				Pos. Inicial	Pos. Final
• Manobra de Estacionamento 1	• Velocímetro Eletrônico	0 a 15 km/h	• Baixo - Uso Normal	Conforto A Conforto B Conforto C Normal Esporte	D/T - Mantém
	• Volante de Direção:				
	→ Ângulo Esterçamento	Qqr			
	→ Velocidade Esterçamento	Qqr			
	• Engate 1ª Marcha	Sim			
	• Engate Marcha a Ré	Sim			

### 4.3 Considerações Finais

As matrizes lógicas de tomada de decisão acima definidas formam um conjunto bastante abrangente no controle da atitude do motorista ao volante e dos parâmetros de rodagem do veículo. Em complemento a essas definições, alguns aspectos importantes sobre a configuração do sistema semi-ativo proposto devem ser considerados:

- As configurações das matrizes de decisão podem variar para modelos de veículos com características e aplicações específicas, como carros esportivos, veículos comerciais ou utilitários, por exemplo;
- A condição de uso “Esporte” na proposta apresentada é considerada uma preferência de estilo de condução pelo usuário do veículo, não sendo suscetível às mudanças automáticas pelo sistema;
- As matrizes de decisão procuram privilegiar o conforto dos passageiros, porém as condições de segurança sempre se sobrepõem;
- As prioridades de decisão em situações de emergência devem levar em consideração o sinal do sistema ABS, quando não disponível, do freio convencional. Neste caso, uma lógica mais simplista pode enrijecer os amortecedores à curva “Normal” ou “Esporte” sob qualquer condição de frenagem, algo mais elaborado pode ser estudado avaliando também a intensidade da frenagem em conjunto com a leitura da desaceleração do veículo (taxa de decaimento da velocidade), nos moldes das matrizes 13 e 14;
- Para o procedimento de decaimento das curvas de amortecimento, que é o inverso da escalada apresentada nas matrizes de decisão, deverá ser aplicado um atraso no chaveamento após a última alteração (um delay na programação da ECU), ou seja, mudanças nos parâmetros de condução do veículo que justifiquem redução do nível de amortecimento devem ocorrer após um tempo pré-determinado, 5 segundos, por exemplo, de modo a evitar que o sistema permaneça em movimentação constante e não encontre

uma posição de equilíbrio e uma curva de amortecimento adequada prejudicando o comportamento dinâmico do veículo;

- O sistema proposto visa a utilização das informações disponíveis nos diversos subsistemas do veículo evitando a adição de sensores extras que encareçam o produto. No entanto esta não é uma limitação do sistema, pois, havendo a intenção de sofisticá-lo, é possível a adição de sensores, como por exemplo: acelerômetros nos cubos de roda para leitura do perfil da pista e/ou acelerômetros no corpo do veículo (plataformas inerciais, por exemplo) para verificação da movimentação da carroceria, ou ainda sensores de altura para verificação da condição de carga transportada. Nesta situação as matrizes devem ser revisadas prevendo a utilização desses novos recursos.

#### **4.4 Fator Custo**

É inegável o melhor desempenho dos sistemas de suspensão inteligentes do atual estado da técnica, sejam eles ativos ou semi-ativos, na capacidade que possuem de melhorar o compromisso entre conforto e dirigibilidade, comparativamente aos sistemas de suspensão com amortecimento passivo. No entanto, o alto custo envolvido no emprego de tais sistemas não possibilita a sua aplicação na extensa maioria dos veículos, restringindo-se apenas aos automóveis de alto valor agregado.

A Tabela 22 apresenta uma visão global da aplicação de sistemas de suspensão semi-ativos no mundo, confirmando sua pequena participação no mercado mundial.



Tabela 22: Participação de modelos de veículos com suspensão semi-ativa no mundo (Magneti Marelli Cofap, 2008)

GLOBAL REGION	VOLUME OF VEHICLES (MILLIONS)	No OF MODELS	No OF MODELS WITH ELECTRONIC SUSPENSION	%
EUROPE + RUSSIAN	23.6	288	25	8,6
NAFTA	14.6	224	10	4,5
CHINA + INDIA	12.9	210	8	3,8
JAPAN	11.6	256	18	7,0
ASIAN + KOREA + OCEANIAN	7.9	110	4	3,6
MERCOSUR	4.3	184	2	1,0
AFRICA + MEDIUM ORIENT	1.9	40	0	0,0
<b>TOTAL</b>	<b>76.6</b>	<b>1.312</b>	<b>67</b>	<b>4,1</b>

Apesar da crescente aplicação de sistemas de suspensão semi-ativos nos últimos anos é possível verificar no gráfico da Figura 186 que a demanda não correspondeu às expectativas dos fabricantes.

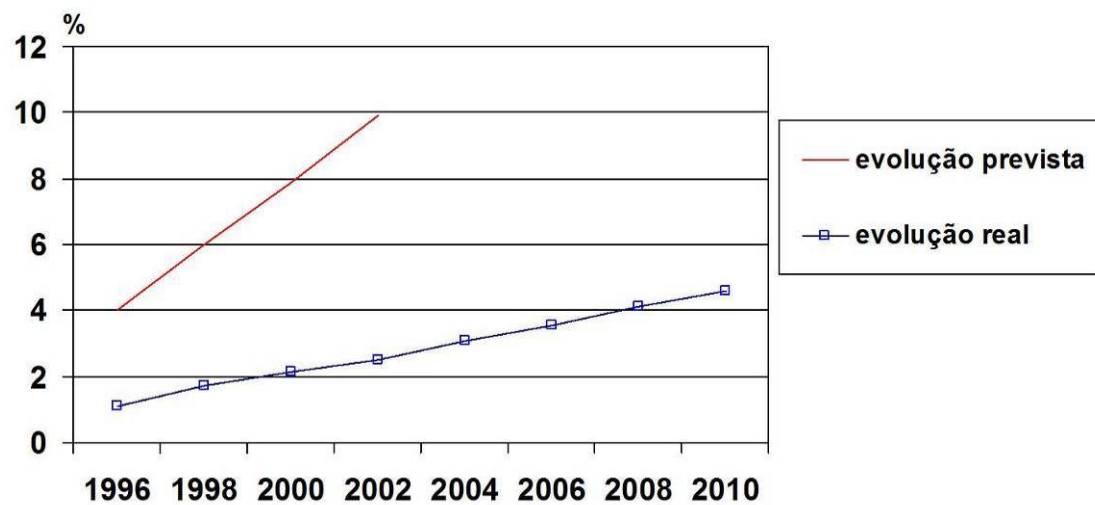


Figura 186: Evolução prevista da aplicação de sistemas de suspensão semi-ativos (Magneti Marelli Cofap, 2010)

Neste contexto, o sistema de suspensão semi-ativo adaptativo proposto tem o potencial de incrementar a participação das suspensões inteligentes no mercado automotivo trazendo uma relação custo-benefício bastante interessante, conforme verificado no comparativo da Tabela 23:

Tabela 23: Comparativo de Custos (Magneti Marelli Cofap, 2010)

<b>Comparativo de Custos dos Sistemas de Suspensão</b>	
<b>Sistema de Suspensão</b>	<b>Custo</b>
Sistema Passivo	x
Sistema Semi-ativo (com válvula eletromagnética)	5x
Sistema Semi-ativo “Slow-active” (proposta da dissertação)	2,5x

## **Capítulo 5**

### **Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros**

#### **5.1 Conclusões**

A aplicação em grande escala de sistemas inteligentes de suspensão nos veículos automotores não está limitada por fatores estritamente tecnológicos ou por soluções de engenharia não consagradas, mas sim pelo fator custo.

Em mercados desenvolvidos como no Japão, Europa e EUA, existe uma demanda crescente dos consumidores por conteúdos tecnológicos mais sofisticados, porém o alto custo dos sistemas inteligentes de suspensão limita a sua aplicação a veículos de nicho. Já em mercados emergentes como o brasileiro, por exemplo, veículos de baixo custo dominam o cenário nacional e a iniciativa de se aplicar pacotes tecnológicos, até mesmo para veículos de médio porte, mostra-se ainda extremamente tímida, já que a demanda projetada dificilmente pagaria os investimentos na capacitação da indústria no tempo requerido.

A proposta de suspensão semi-ativa adaptativa apresentada nesta dissertação mostra-se como uma saída extremamente viável no intuito de melhorar a prestação do sistema de suspensão, fornecendo melhores respostas aos critérios de conforto e estabilidade dos veículos modernos, com custo bastante competitivo e com viabilidade econômica.

O desenvolvimento e a sistemática para definição da forma de controle dos amortecedores eletrônicos dependeu do cumprimento de várias etapas importantes sem as quais não seria possível atingir os objetivos dessa dissertação, cujo principal era a determinação de uma lógica de controle.

Primeiramente, a caracterização de um sistema de amortecimento passivo variável seletivo, onde amortecedores eletrônicos foram testados experimentalmente assim como a interface com a unidade de controle eletrônica (ECU), mostrou-se importantíssima na definição das curvas de amortecimento que serviram como base para as simulações virtuais.

Na sequência, a identificação dos sinais de controle disponíveis nos subsistemas dos veículos atuais, evitando a adição de sensores extras, foi fundamental para cumprir o objetivo de desenvolver um sistema semi-ativo com custo competitivo, já que os sensores e acelerômetros dos sistemas semi-ativos com amortecimento continuamente variável compõem uma parcela significativa do custo do sistema.

As simulações de dinâmica veicular foram realizadas no programa Callas Motorsport v.4.6 R40 para um veículo modelo Hatch, compacto, de 2 volumes, com peso total de 1.100 Kg, o qual representa dados de um veículo real, assim como a matemática do pneu que também são dados reais de um fabricante nacional. A simulação realizada é bastante representativa a um veículo real e geraram os subsídios necessários para a identificação do nível de severidade dos parâmetros recebidos do veículo e a avaliação da influência das diferentes curvas de amortecimento no comportamento dinâmico do modelo.

As matrizes lógicas de tomada de decisão definidas mostram grande potencial no controle da atitude do motorista ao volante e dos parâmetros de rodagem do veículo. As possibilidades de combinação entre os níveis dos parâmetros a serem controlados, em conjunto com a vasta disponibilidade de curvas de amortecimento proporcionada pelos amortecedores eletrônicos, permitem uma grande flexibilidade na aplicação do sistema proposto podendo customizá-lo para cada classe de veículo.

As matrizes formam módulos independentes de controle que podem ser combinados de diversas maneiras, proporcionando a criação de sistemas de controle que podem variar desde o mais simples possível, com a monitoração de poucos parâmetros do veículo, até os mais complexos, pela utilização das diversas informações disponíveis na rede de dados dos automóveis somadas aos sinais recebidos de sensores que eventualmente tenham sido adicionados ao veículo.

Por fim, o automóvel da atualidade integra um enorme universo de possibilidades para o desenvolvimento ou aprimoramento de sistemas já existentes ou que estão por vir. Não é regra, mas, geralmente, os sistemas embarcados são baseados no compartilhamento das informações disponíveis nos diversos módulos eletrônicos do sistema. O atual avanço tecnológico amplifica a criação de sistemas eletrônicos e cada vez mais há informações disponíveis sendo trocadas nestes sistemas, porém, a integração dos diversos subsistemas existentes nos veículos modernos para a melhoria do desempenho do veículo como um todo deixa ainda a desejar. Soluções possíveis existem, são conhecidas e devem ser preocupação constante dos engenheiros automobilísticos.

## **5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros**

Neste trabalho foram realizadas diversas simulações de dinâmica veicular em programa específico para tal, considerando o veículo sem carga (CW) e em condições de asfalto seco. Novas rodadas de simulação poderiam considerar o veículo na condição carregado (GVW) e em asfalto molhado. Condições de frenagem em curva, rampa inclinada e aceleração em espaços mais curtos também podem ser avaliadas.

As simulações foram realizadas em modelo composto por dados reais, inclusive para o modelo matemático do pneu. No entanto, dispondo de Pista de Testes e equipamentos de medição adequados, um veículo poderia ser instrumentado e poderiam ser realizadas algumas manobras padrão para validação do modelo.

Os trabalhos de simulação foram conduzidos tendo como referência inicial as curvas de forças dos amortecedores eletrônicos passivos variáveis. Novas curvas poderiam ser propostas e simuladas para verificar a sua influência no comportamento dinâmico do veículo.

Avaliações subjetivas de “Ride & Handling” em veículos protótipo paralelas e complementares aos trabalhos de simulação poderão também ser realizadas como complemento a este trabalho, visto que a decisão final das montadoras sobre a calibragem de qualquer suspensão ainda obedece a esse critério.

## Capítulo 6

### Referências

- BARBIERI, Nilson.** *Comportamento Dinâmico de um Veículo Automotivo – Simulação, Controle e Otimização. Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 1993, 175 p.*
- CÔRTE-REAL, Edilmar Wanderley.** *Dessensibilização da Estrutura de Controle LQG Aplicada ao Modelo de uma Suspensão Ativa Utilizando a Técnica PRABI . Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2002, 121 p.*
- CRIVELLARO, Cláudio.** *Controle Robusto de Suspensão Semi-Ativo para Caminhonetes utilizando Amortecedores Magneto-Reológicos Vol.2. Dissertação de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP, São Paulo, SP, Brasil, 2008, 267 p.*
- DEDINI, Franco Giuseppe.** *Notas de Aula, MR 618 – Tópicos em Dinâmica das Máquinas. Mestrado Profissional em Engenharia Automobilística, UNICAMP / ITA / SAE Brasil, 2008.*
- DIXON, John C.** *Suspension Geometry and Computational. John Willey & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, PO19 8SQ, United Kingdom, 2009.*

- DIXON, John C.** *The Shock Absorber Handbook*, 2<sup>nd</sup> Ed. SAE R-381, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA and John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, PO19 8SQ, United Kingdom, 2007.
- EULENBACH, Dieter.** *Nivomat - The Automatic Level Control System with Spring Function and Damping Function*. Mannesmann Sachs AG, Eitorf, Germany, Oct., 2000, 18 p.
- FIORETTI, Ricardo. IEZZO, Robson (A).** *Características Dinâmicas de Amortecedores Bitubulares versus Monotubulares*. AEA Brasil, Anais do XV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva, São Paulo, SP, Brasil, Out., 2007, 17 p.
- FERNANDES, Marcelo Arronilas.** *Estudos em Sistemas de Direção Veicular*. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP, São Paulo, SP, Brasil, 2005, 81 p.
- FERREIRA, Hudson Tadeu.** *Determinação das Frequências Naturais e Modos de Vibrar de um Veículo de Dois Eixos através de um Programa Computacional em MatLab-Simulink*. Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia de São Carlos, USP, São Carlos, SP, Brasil, 2003, 86 p.
- GENTA, Giancarlo. MORELLO, Lorenzo.** *The Automotive Chassis Vol.2: System Design*. Mechanical Engineering Series. Springer Science and Business Media B.V., New York, NY, USA, 2009.
- GILLESPIE, Thomas D.** *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE R-114, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1992.
- JAZAR, Reza N.** *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. Springer Science and Business Media, LLC. New York, NY, USA, 2008.

**MAGNETI MARELLI COFAP COMPANHIA FABRICADORA DE PEÇAS.**

**VANNUCCI, Sergio Nelo.** *Hydraulic Variable Shock Absorber with Flow Control Valve.* PCT/IB2008/003140, WIPO Patent # WO 2009/066155 A1. May 28, 2009.

**MAGNETI MARELLI COFAP COMPANHIA FABRICADORA DE PEÇAS.**

**VANNUCCI, Sergio Nelo.** *Válvula de Controle de Fluxo para Amortecedores Hidráulicos de Amortecimento Variável.* INPI, Patente # PI 0705277-4. 19/Nov/2007.

**MILLIKEN, William F. MILLIKEN Douglas L.** *Race Car Vehicle Dynamics.* SAE R-146, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1995.

**MOTTA, Daniel da Silva.** *Modelagem de uma Suspensão Veicular com Elementos Não Lineares e Comparação de seu Desempenho com um Modelo Semi-Aivo.* Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 2005, 115 p.

**MOURA, Exdras Deivys Alves.** *Estudo de Suspensões Passiva, Semi-Ativa MR e Ativa.* Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, MG, Brasil, 2003, 143p.

**PICADO, Ricardo Migueis.** *Controle Semi-Ativo de Suspensões Automotivas.* Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 1998, 100 p.

**PINHEIRO, Carlos.** *Estratégia de Controle Fuzzy para Suspensão Ativa Automobilística.* XV Congresso Brasileiro de Automática, Gramado, RS, Brasil, 2004, 6 p.

**RAJAMANI, Rajesh.** *Vehicle Dynamics and Control. Mechanical Engineering Series.* Springer Science and Business Media B.V., New York, NY, USA, 2006.



- REIMPELL, Jörsen. STOLL, Helmut. BETZLER, Jürgen W.** *The Automotive Chassis: Engineering Principles, 2<sup>nd</sup> Ed.* Butterworth-Heinemann, Woburn, MA, USA, 2001. Translated from the German by AGET Limited.
- de SÁ, Roberto Luis.** *Controle Skyhook Aplicado a um Modelo de Suspensão Hidropneumática para Carretas Agrícolas. Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 2006, 92 p.*
- STONE, Richard. BALL, Jeffrey K.** *Automotive Engineering Fundamentals.* SAE R-199, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 2004.
- de SOUSA, Rafael Vieira. INAMASU, Ricardo Yassushi. NETO, André Torre.** *CAN (Controller Area Network): Um Padrão Internacional de Transdutores Inteligentes para Máquinas Agrícolas, 1.<sup>a</sup> Ed. Circular Técnica 12, Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento e Embrapa Instrumentação Agropecuária, São Carlos, SP, Brasil, Out., 2001, 5p.*
- TEIXEIRA, Rafael Luiz. LÉPORE, Francisco Paulo. RIBEIRO, José Francisco.** *Comportamento Dinâmico de um Amortecedor Ativo. XIV Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil, 2004, 11 p.*
- VANNUCCI, Sergio Nelo.** *Suspensões Adaptativas com Múltiplos Estágios de Amortecimento. AEA Brasil, Anais do VII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva, São Paulo, SP, Brasil, Set., 1993, 07 p.*
- VANNUCCI, Sergio Nelo.** *Variable Damping Suspension with Electronic Control, FISITA. C389/197, XXIV International Federation of Automotive Engineering Societies, London, United Kingdom, Jun., 1992, 05 p.*