Gerson Luiz Brand

INFLUÊNCIA DE CARREGAMENTOS
AERODINÂMICOS NA ESTABILIDADE
DIRECIONAL DE VEÍCULOS
RODOVIÁRIOS

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

São Carlos
2010

“In my opinion, mastering freedom means mastering simplicity. Then, at most, a line, a colour, are enough to make the picture.”

Joan Miró

Agradecimentos

Aos professores Alvaro Costa Neto e Fernando Martini Catalano pela amizade, apoio e orientação na realização deste trabalho.

Aos funcionários da EESC-USP pelo fundamental apoio prestado. Agradecimento especial aos funcionários da Secretaria de Pós-Graduação, à Cristina, Gisele, José Cláudio e Osnan.

Aos meus pais, por todo apoio ao longo da minha vida e por terem me dado as oportunidades que me permitiram chegar até aqui.

À Thaís, pela compreensão, apoio e paciência ao longo destes anos.

Aos amigos André Bisordi, Fernando Gonzalez e Murilo Duarte pelo auxílio na obtenção de bibliografia. E ao amigo Murilo Junqueira pela estadia durante os ensaios experimentais.

À Rosie, pela companhia em diversas madrugadas frias de estudos em Londres.

Aos colegas e ex-colegas da Multicorpos Engenharia, CD-adapco e Lotus Racing pelo apoio e incentivo a este trabalho.

A todos aqueles não citados aqui que de uma maneira ou de outra tiveram uma participação ao longo desta jornada.

Resumo

BRAND, G. L., (2010). *Influência de Carregamentos Aerodinâmicos na Estabilidade Direcional de Veículos Rodoviários*. São Carlos, 2010. Tese de Doutorado – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

A busca por formas mais eficientes quanto ao arrasto aerodinâmico de veículos rodoviários resultou recentemente em uma maior quantidade de pesquisas para compreensão do escoamento sobre o veículo quando este apresenta um ângulo de escorregamento aerodinâmico diferente de zero. O presente trabalho apresenta o desenvolvimento de uma metodologia para análise linear de estabilidade do modelo dinâmico do veículo sob manobras de baixa severidade e considerando carregamentos aerodinâmicos. Um modelo dinâmico não-linear simplificado foi também desenvolvido utilizando dados de um veículo típico visando à comparação entre as metodologias. Ensaio experimentais em túnel de vento e simulações de fluidodinâmica computacional foram realizados utilizando-se uma geometria simplificada de um veículo visando à obtenção de valores dos carregamentos aerodinâmicos de força lateral e momento de guinada e à compreensão dos mecanismos de formação dos carregamentos aerodinâmicos. Os resultados obtidos mostram uma boa correlação entre os modelos linear e não-linear e relevante influência dos carregamentos aerodinâmicos de força lateral e momento de guinada na estabilidade estática do sistema.

Palavras Chave: aerodinâmica veicular, dinâmica veicular, estabilidade estática.

Abstract

BRAND, G. L., (2010). *Influence of Aerodynamic Loads on Road Vehicle Directional Stability*. São Carlos, 2010. Doctoral Thesis – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The research for more efficient shapes regarding road vehicles aerodynamic drag resulted recently in an improved number of researches aiming at the understanding of the flow field over the vehicle when it has an aerodynamic slip angle different of zero. This work presents the development of a methodology for linear stability analysis of a vehicle dynamic model under low severity maneuvers and considering aerodynamic loads. A non-linear dynamic model has also been developed with information from a typical vehicle for comparison between the methodologies. Wind tunnel testing and computational fluid dynamics simulation have been carried out with simplified vehicle geometry in order to measure the aerodynamic side force and yawing moment and provide information for the understanding of the mechanisms generating the aerodynamic loads. The results show a good correlation between the linear and non-linear models and a relevant influence of the aerodynamic side force and yawing moment on the static stability of the system.

Keywords: vehicle aerodynamics, vehicle dynamics, static stability.

Sumário

Agradecimentos	i
Resumo.....	ii
Abstract	iii
Sumário	iv
Lista de Figuras	vii
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Símbolos	xiv
Capítulo 1 Introdução	1
1.1. Caracterização Histórica.....	3
1.2. Objetivos.....	13
1.3. Contribuições.....	15
1.4. Divisão dos Capítulos	15
Capítulo 2 Revisão da Literatura	17
2.1. Introdução.....	17
2.2. Dinâmica Lateral.....	17
2.3. Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD).....	20
2.4. Simulação de Sistemas Multicorpos (MBS)	25
2.5. Estabilidade Direcional acoplada com Aerodinâmica Veicular	28
Capítulo 3 Desenvolvimento Teórico	31
3.1. Introdução.....	31
3.2. Aspectos Fundamentais de Dinâmica Veicular	31
3.3. Aspectos Fundamentais de Aerodinâmica Veicular	38
3.4. Medidas Aerodinâmicas em Túnel de Vento	41
3.5. Estabilidade Estática	46

3.6.	Forças e Momentos Atuantes no Veículo	47
3.7.	Equações de Movimento	60
Capítulo 4 Modelo Multicorpos Não-Linear do Veículo		63
4.1.	Introdução.....	63
4.2.	Representação Topológica.....	63
4.3.	Representação das Forças de Suspensão e Pneus.....	66
4.4.	Representação das Forças e Momentos Aerodinâmicos	67
4.5.	Controle de Velocidade do Veículo	68
4.6.	Correlação do Modelo Multicorpos	69
4.6.1.	Análise Modal a 20m/s.....	70
4.6.2.	Steering Input a 20m/s	71
4.7.	Conclusões.....	74
Capítulo 5 Análise Aerodinâmica de um Veículo Simplificado.....		76
5.1.	Introdução.....	76
5.2.	Parâmetros Geométricos do Veículo Analisado	76
5.3.	Método Experimental para Medidas Aerodinâmicas	78
5.4.	Método Computacional para Medidas Aerodinâmicas.....	85
5.5.	Resultados.....	89
5.6.	Mecanismos de Formação dos Carregamentos Aerodinâmicos	92
5.7.	Conclusões.....	94
Capítulo 6 Análise Linear da Influência de Carregamentos Aerodinâmicos na Dinâmica Veicular		95
6.1.	Introdução.....	95
6.2.	Transformação dos Carregamentos Aerodinâmicos Medidos para o Sistema de Coordenadas Aerodinâmico	95
6.3.	Linearização dos Carregamentos Aerodinâmicos	97
6.4.	Análise de Estabilidade Estática.....	98
6.5.	Conclusões.....	108
Capítulo 7 Análise Não-Linear da Influência de Carregamentos Aerodinâmicos na Dinâmica Veicular		110
7.1.	Introdução.....	110
7.2.	Método de Avaliação da Estabilidade Lateral do Veículo	110
7.3.	Resultados.....	114
7.4.	Conclusões.....	119
Capítulo 8 Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros		121
8.1.	Sugestões para Trabalhos Futuros	122
Referências Bibliográficas		126
APÊNDICE A PARÂMETROS DO SISTEMA DINÂMICO MODELADO		135

APÊNDICE B MODELO AERODINÂMICO EXPERIMENTAL.....	140
APÊNDICE C CALIBRAÇÃO DA BALANÇA AERODINÂMICA.....	148
APÊNDICE D MODELO AERODINÂMICO COMPUTACIONAL	152
APÊNDICE E RESULTADOS DAS MEDIDAS EXPERIMENTAIS E COMPUTACIONAIS DE AERODINÂMICA.....	154
APÊNDICE F MECANISMO DE GERAÇÃO DOS CARREGAMENTOS AERODINÂMICOS	163

Lista de Figuras

Figura 1: (a) veículo projetado por Camille Jenatzy que atingiu 105.85km/h e quebrou o recorde de velocidade em 1899; (b) Alfa Romeo projetado por Count Ricotti em 1914. _____	4
Figura 2: Veículo projetado por Edmund Rumpler em 1921 sendo avaliado no túnel de vento em escala real da Volkswagen em 1979 ($C_d=0.28$). _____	5
Figura 3: BMW 328 vencedora da prova 24 horas de Le Mans de 1939, possui formas fortemente influenciadas por Jaray. _____	6
Figura 4: (a) Volkswagen Fusca, veículo cujo projeto remete à década de 1930 e (b) o protótipo Kamm K3, de 1938, que estabeleceu o conceito utilizado até os dias de hoje. _____	6
Figura 5: Auto Union de Bernd Rosemeyer momentos antes do seu acidente fatal quando tentava quebrar o recorde de velocidade em terra em 28 de janeiro de 1938. _____	7
Figura 6: (a) Veículo Pontiac Type K wagon de 1978 e (b) Citroën CX 2000 de 1974 – diferenças no compromisso entre espaço interno e aerodinâmica dos projetos nos Estados Unidos e na Europa. _____	8
Figura 7: Porsche 911 Turbo – linhas projetadas na década de 1950 e utilizadas até hoje. _____	9
Figura 8: (a) Veículo Opel GT de 1969 ($C_d = 0.41$; $A = 1.51m^2$) e (b) VW-Scirocco de 1974 ($C_d = 0.41$; $A = 1.73m^2$). _____	10
Figura 9: Otimização de forma de um modelo de pesquisa Volkswagen (retirado de HUCHO, 1998). _____	12
Figura 10: (a) Ford Focus Hatch ($C_d = 0.32$) e (b) Toyota Camry ($C_d = 0.27$) – formas aerodinâmicas concebidas na década de 2000. _____	13
Figura 11: Sistema de coordenadas do veículo definido pela SAE em “Vehicle Dynamic Terminology” (1976) (retirado de Milliken 1995). _____	33
Figura 12: Representação do modelo Single Track em curva. _____	34
Figura 13: Definição dos parâmetros fundamentais em um modelo de dois graus de liberdade (COSTA, 2002). _____	36
Figura 14: Sistema de coordenadas aerodinâmico do veículo definido pela SAE em “Vehicle Aerodynamic Terminology” (1987). _____	39
Figura 15: Medição de carregamentos aerodinâmicos atuantes em uma aeronave em túnel de vento utilizando suporte central. _____	42
Figura 16: Esquema de medição de carregamentos em túnel de vento no plano longitudinal utilizando suporte central. _____	43
Figura 17: Modelo Lotus Cosworth T127 no túnel de vento da Fondtech (2009). _____	44
Figura 18: Veículo Ferrari 612 P4/5 no túnel de vento de escala real do Pininfarina Aerodynamic and Aeroacoustic Research Center. _____	45
Figura 19: Esquema de medição de carregamentos em túnel de vento no plano longitudinal utilizando balanças individuais nas rodas. _____	45
Figura 20: Trajetórias de um veículo neutro (NS), sub-esterçante (US) e sobre-esterçante (OS), respectivamente, após um distúrbio em seu ângulo de escorregamento (retirado de retirado de Milliken, 1995). _____	47
Figura 21: Descrição dos vetores velocidade e ângulo de escorregamento do eixo dianteiro do veículo no plano x-y. _____	49
Figura 22: Descrição dos vetores velocidade e ângulo de escorregamento do eixo traseiro do veículo no plano x-y. _____	49

Figura 23: Orientação dos vetores velocidade e dos carregamentos aerodinâmicos atuando no plano x-y.	53
Figura 24: Erro relativo da velocidade aerodinâmica equivalente V_{Aeq} linear em relação à não-linear em função do ângulo de incidência ψ para diferentes velocidades de vento incidente e ângulo de escorregamento do veículo $\beta = 5^\circ$.	57
Figura 25: Erro relativo do ângulo de escorregamento aerodinâmico equivalente β_{Aeq} linear em relação ao não-linear em função do ângulo de incidência ψ para diferentes velocidades de vento incidente e ângulo de escorregamento do veículo $\beta = 5^\circ$.	57
Figura 26: Layout do modelo multicorpos do veículo (COSTA, 1992).	64
Figura 27: Modelo construído no ambiente multicorpos.	66
Figura 28: Velocidade longitudinal da massa suspensa do veículo durante o processo de aceleração visando à obtenção de uma condição de equilíbrio a 20m/s para linearização e análise modal.	70
Figura 29: Ângulo das rodas dianteiras do modelo durante steering input a partir do início da manobra.	73
Figura 30: Comparação do yaw rate ao longo da manobra com os valores obtidos por COSTA (1992).	73
Figura 31: Comparação da velocidade lateral ao longo da manobra com os valores obtidos por COSTA (1992).	74
Figura 32: Comparação do ângulo de rolagem ao longo da manobra com os valores obtidos por COSTA (1992).	74
Figura 33: Valores de coeficiente de arrasto obtidos por AHMED et al. (1984) em seu modelo simplificado como função do ângulo de inclinação de traseira Alpha.	82
Figura 34: Esquema de AHMED et al. (1984) do sistema de vórtices na esteira do modelo simplificado.	83
Figura 35: Plano longitudinal do domínio do modelo em CFD com diferenciação das duas regiões nas cores azul e cinza.	86
Figura 36: Valores de y^+ na parede do modelo obtidos na configuração Alpha 30° Gama 00° .	88
Figura 37: Valores do coeficiente aerodinâmico de força lateral medidos em CFD como função do ângulo de escorregamento lateral Beta e escritos de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico.	96
Figura 38: Valores do coeficiente aerodinâmico de momento de guinada medidos em CFD como função do ângulo de escorregamento lateral Beta e escritos de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico.	97
Figura 39: Comparação dos autovalores da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_\infty^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$.	100
Figura 40: Frequência natural obtida a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_\infty^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$.	100
Figura 41: Fator de amortecimento obtido a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_\infty^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$.	101
Figura 42: Comparação do parâmetro N_β / I_z do veículo em função da velocidade longitudinal para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_\infty^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$.	101
Figura 43: Comparação dos autovalores da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_\infty^* = 0.3$ / $\psi = 0^\circ$.	102
Figura 44: Frequência natural obtida a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_\infty^* = 0.3$ / $\psi = 0^\circ$.	102

Figura 45: Fator de amortecimento obtido a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 0^{\circ}$.	103
Figura 46: Comparação do parâmetro N_{β} / I_z do veículo em função da velocidade longitudinal para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 0^{\circ}$.	103
Figura 47: Comparação dos autovalores da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 30^{\circ}$.	104
Figura 48: Frequência natural obtida a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 30^{\circ}$.	104
Figura 49: Fator de amortecimento obtido a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 30^{\circ}$.	105
Figura 50: Comparação do parâmetro N_{β} / I_z do veículo em função da velocidade longitudinal para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 30^{\circ}$.	105
Figura 51: Comparação dos autovalores da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 60^{\circ}$.	106
Figura 52: Frequência natural obtida a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 60^{\circ}$.	106
Figura 53: Fator de amortecimento obtido a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 60^{\circ}$.	107
Figura 54: Comparação do parâmetro N_{β} / I_z do veículo em função da velocidade longitudinal para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3 / \psi = 60^{\circ}$.	107
Figura 55: Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em função do tempo efetivo de manobra para a manobra de variação linear do ângulo de esterçamento com veículo à velocidade constante.	112
Figura 56: Velocidade longitudinal do veículo em função do tempo efetivo de manobra a partir da aplicação do ângulo de esterçamento nas rodas dianteiras.	113
Figura 57: Exemplo de avaliação das características de dirigibilidade de um veículo a partir do gráfico de ângulo de esterçamento em função da aceleração lateral originado por uma manobra a velocidade constante (GILLESPIE, 1992).	114
Figura 58: Gráfico do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em função da aceleração lateral para a manobra de variação linear do ângulo de direção com veículo à velocidade constante de 20m/s.	115
Figura 59: Gráfico do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em função da aceleração lateral para a manobra de variação linear do ângulo de direção com veículo à velocidade constante de 40m/s.	115
Figura 60: Gráfico do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em função da aceleração lateral para a manobra de variação linear do ângulo de direção com veículo à velocidade constante de 60m/s.	116
Figura 61: Exemplos de curvas de dirigibilidade (direita) para veículos com diferentes características dinâmicas, sendo rodas dianteiras definidas por 1 e traseiras definidas por 2 (PACEJKA, 2005).	117
Figura 62: Tipos de manobras possíveis para obtenção do diagrama de dirigibilidade (PACEJKA, 2005).	118
Figura 63: Diagrama de dirigibilidade obtido a partir da manobra de variação linear da velocidade longitudinal com ângulo de esterçamento constante e igual a 1° nas rodas dianteiras.	119
Figura 64: Coeficiente aerodinâmico de força lateral medido estaticamente e dinamicamente.	124
Figura 65: Coeficiente aerodinâmico de momento de guinada medido estaticamente e dinamicamente.	124

Figura B 1: Dimensões do modelo analisado em túnel de vento (considerando 10 diferentes configurações de traseira)	141
Figura B 2: (a) Vista explodida da região central/frontal do modelo experimental usinado em alumínio; (b) região central/frontal montada.	142
Figura B 3: Peça em alumínio correspondente ao topo do modelo sendo usinada em CNC.	142
Figura B 4: Região central/frontal do modelo usinada em alumínio.	143
Figura B 5: Peças da região traseira do modelo ensaiado correspondentes a dez diferentes configurações.	143
Figura B 6: Túnel de vento de circuito fechado – LAE-EESC-USP.	144
Figura B 7: Detalhe do eixo de fixação do modelo no túnel.	144
Figura B 8: Vista isométrica do projeto de fixação do modelo na balança aerodinâmica.	144
Figura B 9: (a) Vista lateral e (b) vista do projeto de fixação do modelo na balança aerodinâmica.	145
Figura B 10: Vista frontal do modelo instalado no túnel de vento.	145
Figura B 11: Vista lateral do modelo instalado no túnel de vento.	145
Figura B 12: Esquema da balança aerodinâmica projetada e construída por MAUNSELL (1977).	146
Figura B 13: Extensômetro fixado no eixo de fixação do modelo para medida do momento aerodinâmico de guinada.	147
Figura B 14: Circuito de uma Ponte de “Wheatstone”	147
Figura C 1: Gráfico da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de força na direção longitudinal (arrasto).	149
Figura C 2: Gráfico da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de força na direção lateral.	150
Figura C 3: Gráfico da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de momento na direção vertical (guinada).	151
Figura D 1: Plano longitudinal do domínio do modelo de CFD com sobreposição da malha.	153
Figura D 2: Plano longitudinal com detalhes geométricos e de malha do modelo analisado e eixo de fixação utilizado nos ensaios experimentais.	153
Figura D 3: Detalhe de malha na região frontal do modelo.	153
Figura E 1: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=00^\circ/\gamma=00^\circ$.	155
Figura E 2: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=00^\circ/\gamma=00^\circ$.	155
Figura E 3: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=00^\circ/\gamma=00^\circ$.	156
Figura E 4: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=10^\circ/\gamma=00^\circ$.	156
Figura E 5: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=10^\circ/\gamma=00^\circ$.	157
Figura E 6: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=10^\circ/\gamma=00^\circ$.	157
Figura E 7: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=20^\circ/\gamma=00^\circ$.	158
Figura E 8: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=20^\circ/\gamma=00^\circ$.	158
Figura E 9: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=20^\circ/\gamma=00^\circ$.	159
Figura E 10: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=30^\circ/\gamma=00^\circ$.	159

Figura E 11: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	160
Figura E 12: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	160
Figura E 13: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	161
Figura E 14: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	161
Figura E 15: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	162
Figura F 1: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=00^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	164
Figura F 2: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=00^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	165
Figura F 3: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=00^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	166
Figura F 4: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=00^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	167
Figura F 5: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=10^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	168
Figura F 6: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=10^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	169
Figura F 7: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=10^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	170
Figura F 8: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=10^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	171
Figura F 9: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=20^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	172
Figura F 10: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=20^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	173
Figura F 11: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=20^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	174
Figura F 12: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=20^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	175
Figura F 13: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	176
Figura F 14: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	177
Figura F 15: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	178
Figura F 16: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	179
Figura F 17: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.	180

<i>Figura F 18: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.</i>	
.....	181
<i>Figura F 19: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0°, -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.</i>	182
<i>Figura F 20: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.</i>	183

Lista de Tabelas

<i>Tabela 1: Comparação entre os modos de vibrar, frequências e fatores de amortecimento da presente modelagem multicorpos do veículo com a modelagem de COSTA (1992).</i>	<i>71</i>
<i>Tabela 2: Valores de $\partial C_s / \partial \beta_{Aeq}$ e $\partial C_{Mz} / \partial \beta_{Aeq}$ obtidos a partir da linearização das curvas de força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada.</i>	<i>98</i>
<i>Tabela A 1: Parâmetros inerciais e dimensionais do veículo modelado.</i>	<i>136</i>
<i>Tabela A 2: Parâmetros de rigidez e amortecimento dos componentes do sistema de suspensão e direção do veículo modelado.</i>	<i>136</i>
<i>Tabela A 3: Coordenadas e orientação do sistema de suspensão modelado.</i>	<i>137</i>
<i>Tabela A 4: Coeficientes de força lateral do modelo não-linear do pneu.</i>	<i>137</i>
<i>Tabela A 5: Coeficientes de pneumatic trail do modelo não-linear do pneu.</i>	<i>138</i>
<i>Tabela A 6: Valores de referência para cálculo das forças e momentos aerodinâmicos.</i>	<i>139</i>
<i>Tabela C 1: Valores da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de força na direção longitudinal (arrasto).</i>	<i>148</i>
<i>Tabela C 2: Valores da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de força na direção lateral.</i>	<i>149</i>
<i>Tabela C 3: Valores da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de momento na direção vertical (guinada).</i>	<i>150</i>
<i>Tabela D 1: Parâmetros de malha utilizados na modelagem seguindo a nomenclatura utilizada no software comercial STAR-CCM+.</i>	<i>152</i>

Lista de Símbolos

ρ	<i>densidade do fluido;</i>
μ	<i>viscosidade do fluido;</i>
t	<i>tempo;</i>
u	<i>componente do vetor velocidade projetado no eixo x ;</i>
v	<i>componente do vetor velocidade projetado no eixo y ;</i>
w	<i>componente do vetor velocidade projetado no eixo z ;</i>
p	<i>pressão estática;</i>
g_x	<i>componente do vetor aceleração da gravidade projetado no eixo x ;</i>
g_y	<i>componente do vetor aceleração da gravidade projetado no eixo y ;</i>
g_z	<i>componente do vetor aceleração da gravidade projetado no eixo z ;</i>
$\bar{u}_i$	<i>valor médio da componente do velocidade do fluido projetado no eixo i ;</i>
u'_i	<i>flutuação sobre o valor médio da componente do velocidade do fluido projetado no eixo i ;</i>
$\bar{p}$	<i>valor médio da pressão estática;</i>
p'	<i>flutuação sobre o valor médio da pressão estática;</i>
x	<i>eixo longitudinal no sistema de coordenadas do veículo, positivo para frente;</i>
y	<i>eixo lateral no sistema de coordenadas do veículo, positivo para a direita do motorista;</i>
z	<i>eixo vertical no sistema de coordenadas do veículo, positivo para baixo;</i>
p	<i>velocidade angular de rolagem do veículo;</i>
q	<i>velocidade angular de arfagem do veículo;</i>
r	<i>velocidade angular de guinada do veículo;</i>
R	<i>raio de curva do veículo;</i>

α_1	ângulo de escorregamento dos pneus dianteiros;
α_2	ângulo de escorregamento dos pneus traseiros;
δ	ângulo de esterço dos pneus dianteiros;
O	referencial inercial do sistema dinâmico;
B	referencial local do sistema dinâmico;
B_1	referencial auxiliar do sistema dinâmico localizado no eixo dianteiro do veículo;
B_2	referencial auxiliar do sistema dinâmico localizado no eixo traseiro do veículo;
L	distância entre-eixos do veículo;
L_1	distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro do veículo;
L_2	distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro do veículo;
F_{X1}	força longitudinal atuante no eixo dianteiro do veículo;
F_{Y1}	força lateral atuante no eixo dianteiro do veículo;
M_{Z1}	momento vertical atuante no eixo dianteiro do veículo;
F_{X1}	força longitudinal atuante no eixo dianteiro do veículo;
F_{Y1}	força lateral atuante no eixo dianteiro do veículo;
M_{Z1}	momento vertical atuante no eixo dianteiro do veículo;
F_{X2}	força longitudinal atuante no eixo traseiro do veículo;
F_{Y2}	força lateral atuante no eixo traseiro do veículo;
M_{Z2}	momento vertical atuante no eixo traseiro do veículo;
γ	ângulo formado entre o referencial inercial O e o referencial local B ;
$C^{O,B}$	matriz dos cossenos diretores da transformação do referencial local B para o referencial inercial O ;
β	ângulo de deriva do veículo;
$\vec{V}$	vetor velocidade translacional do veículo;
$\vec{\omega}$	vetor velocidade rotacional do veículo;
$\vec{a}$	vetor aceleração translacional do veículo;
$\vec{\alpha}$	vetor aceleração rotacional do veículo;
F_{XB}	força longitudinal atuante no referencial local B ;

- F_{YB} força lateral atuante no referencial local B ;
- M_{ZB} momento vertical atuante no referencial local B ;
- D força aerodinâmica de arrasto de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico;
- S força aerodinâmica lateral de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico;
- L força aerodinâmica de sustentação de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico;
- RM momento aerodinâmico de rolagem de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico;
- PM momento aerodinâmico de arfagem de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico;
- YM momento aerodinâmico de guinada de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico;
- β ângulo de escorregamento do veículo no referencial local B ;
- C_1 rigidez lateral equivalente dos pneus dianteiros quando em ângulo de escorregamento igual a zero;
- C_2 rigidez lateral equivalente dos pneus traseiros quando em ângulo de escorregamento igual a zero;
- B_A referencial local aerodinâmico;
- V_∞ magnitude de velocidade do vento incidente;
- Ψ ângulo de vento incidente em relação ao eixo longitudinal do sistema de coordenadas aerodinâmico;
- $\vec{V}_{Aeq}$ vetor velocidade aerodinâmica equivalente do veículo;
- β_{Aeq} ângulo de escorregamento aerodinâmico equivalente do veículo;
- V_∞^* magnitude da velocidade de vento incidente normalizada em relação à magnitude de velocidade longitudinal V do veículo;
- V_{Aeq}^* magnitude da velocidade aerodinâmica normalizada em relação à magnitude de velocidade longitudinal V do veículo;
- P coeficiente da equação linear de β_{Aeq} em função de β ;

Q	coeficiente da equação linear de β_{Aeq} em função de β ;
C_D	coeficiente estático de arrasto aerodinâmico lateral;
C_S	coeficiente estático de força aerodinâmica lateral;
C_{M_z}	coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada;
A	área frontal do veículo;
L_{ref}	comprimento de referência para o coeficiente C_{M_z} ;
Y_β	taxa de variação de F_y com β ;
Y_r	taxa de variação de F_y com r ;
Y_δ	taxa de variação de F_y com δ ;
Y_χ	constante definida pelo ponto de operação do veículo;
N_β	taxa de variação de M_z com β ;
N_r	taxa de variação de M_z com r ;
N_δ	taxa de variação de M_z com δ ;
N_χ	constante definida pelo ponto de operação do veículo;
a_y	aceleração lateral do veículo;
$\dot{v}$	taxa de variação da velocidade lateral do veículo no tempo;
m	massa total do veículo;
I_Z	momento de inércia do veículo na direção vertical;
F_{xCV}	força de controle de velocidade do veículo ;
G_P	ganho proporcional da força de controle de velocidade do veículo;
G_I	ganho integral da força de controle de velocidade do veículo;
V_{REF}	velocidade de referência para cálculo da força de controle de velocidade do veículo;
$V_X(t)$	velocidade instantânea para cálculo da força de controle de velocidade do veículo;
$Alpha$	ângulo de inclinação de traseira do modelo aerodinâmico;
$Gama$	ângulo de difusor do modelo aerodinâmico;
y^+	distância da parede adimensionalizada.

C_{D0} *coeficiente estático de arrasto aerodinâmico lateral em relação ao sistema de coordenadas de medida;*

C_{S0} *coeficiente estático de força aerodinâmica lateral em relação ao sistema de coordenadas de medida;*

C_{Mz0} *coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em relação ao sistema de coordenadas de medida;*

Capítulo 1

Introdução

O desempenho, dirigibilidade, segurança e conforto de um automóvel são afetados significativamente por suas propriedades aerodinâmicas (HUCHO, 1998). A força de arrasto aerodinâmico interfere na economia de combustível e emissões gasosas e, por isso, este parâmetro tornou-se muito relevante nas últimas décadas. Porém, outros parâmetros aerodinâmicos são igualmente importantes para a qualidade de um automóvel: estabilidade direcional; ruído devido ao escoamento de ar; acúmulo de sujeira nos faróis, janelas e carenagem; arrefecimento do motor, câmbio e freios; e, finalmente, aquecimento, ventilação e ar condicionado no compartimento de passageiros.

Em termos de fluidodinâmica, veículos rodoviários são corpos rombudos que trafegam muito próximo do solo. Possuem uma geometria externa extremamente complexa, com rodas girando, e possuem cavidades e dutos internos, os quais se comunicam com o escoamento externo. O escoamento ao redor do veículo é totalmente tridimensional, com camada limite turbulenta e freqüentemente com separação seguida de recolamento. A maior parcela do arrasto é devido ao arrasto de pressão e, por isso, o

controle da separação é um dos principais objetivos na aerodinâmica veicular.

HUCHO (1998) divide o escoamento a que está sujeito um veículo em movimento em três categorias:

1. Escoamento do ar ao redor do veículo;
2. Escoamento do ar através do veículo;
3. Escoamento dentro dos equipamentos do veículo.

As duas primeiras categorias estão intimamente relacionadas e são altamente acopladas. A terceira categoria se refere aos processos envolvidos dentro dos equipamentos do veículo como, por exemplo, escoamento de ar e gases durante a combustão no motor, escoamento de lubrificantes dentro da transmissão, etc. Esta última categoria não é tratada como sendo aerodinâmica externa.

Em termos de dinâmica, por sua vez, o desempenho de um veículo em aceleração, frenagem, dirigibilidade e conforto é uma resposta às forças impostas a ele e muito do estudo de dinâmica veicular envolve o estudo de como e porque estas forças são geradas (GILLESPIE, 1992).

O contato entre os pneus e a pista é a fonte primária de forças e momentos que permitem a movimentação do veículo, assim como seu controle e estabilidade. As forças e torques gerados pelos pneus afetam o veículo de diversas maneiras: suportam seu peso e quaisquer outras forças verticais impostas a ele; geram as forças longitudinais e laterais para movimentação e manobrabilidade; geram forças resistivas que controlam e estabilizam o veículo diante de distúrbios externos provenientes da pista ou de ventos (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995).

O escoamento aerodinâmico, além de ter uma influência direta no veículo impondo carregamentos resistivos longitudinais, forças laterais e momento de guinada, provoca também carregamentos normais no veículo, os quais afetam significativamente a capacidade de geração de forças longitudinais e laterais pelos pneumáticos.

1.1. Caracterização Histórica

Historicamente, o desenvolvimento aerodinâmico e de projetos mecânicos dos veículos convergiram de maneira muito lenta e combinações satisfatórias de ambos os desenvolvimentos ocorreram apenas após inúmeras tentativas fracassadas.

Como outras áreas da engenharia, sobretudo naval e aeronáutica, já possuíam melhor desenvolvimento em mecânica dos fluidos no início do século 19, os projetistas de veículos inicialmente aplicaram os mesmos conceitos utilizados nestas indústrias aos seus projetos.

Como resultado, diversos veículos com forma de ogiva apareceram nas três primeiras décadas do século 19, conforme a Figura 1. Este formato, entretanto, mostrou-se menos eficiente aerodinamicamente do que nas aplicações utilizadas até então, principalmente por estar localizado próximo ao solo e por possuir rodas rotativas próximas dele.

Figura 1: (a) veículo projetado por Camille Jenatzy que atingiu 105.85km/h e quebrou o recorde de velocidade em 1899; (b) Alfa Romeo projetado por Count Ricotti em 1914.

Um novo período de desenvolvimento aerodinâmico iniciou-se na década de 1920, conhecida por “*streamlined cars era*”, ou era dos veículos aerodinâmicos. Segundo HUCHO (1998), neste período alguns fatores contribuíram para acelerar o desenvolvimento aerodinâmico dos veículos, dentre eles a identificação da importância do arrasto aerodinâmico como força resistiva à tração, o desenvolvimento do conhecimento teórico sobre a natureza do arrasto aerodinâmico e a transferência de engenheiros aeronáuticos alemães para o meio automotivo.

Neste período, diversos projetos independentes foram executados e alguns deles resultaram em baixíssimos coeficientes de arrasto, os quais são considerados baixos ainda para os padrões atuais. Edmund Rumpler criou um veículo com o formato de um aerofólio na posição vertical em 1921 e obteve um coeficiente de arrasto de 0.28 (Figura 2).

Figura 2: Veículo projetado por Edmund Rumpler em 1921 sendo avaliado no túnel de vento em escala real da Volkswagen em 1979 ($C_d=0.28$).

Também em 1921, Paul Jaray, um engenheiro que trabalhou na construção de aeronaves na Primeira Guerra Mundial, projetou um veículo aerodinâmico com traseira longa, característica que ficou conhecida por *J-tail* (WHEELSPIN - THE LONDON & THAMES VALLEY VW CLUB MAGAZINE, 2007).

Jaray, juntamente com Wolfgang Klemperer, foram os primeiros projetistas a observarem que o escoamento ao redor de um corpo de revolução perde a simetria quando este está próximo do solo e que a eventual separação do escoamento na região traseira superior era responsável por um significativo aumento do arrasto. As contribuições de Jaray nas décadas de 1920 e 1930 influenciaram fortemente os projetos aerodinâmicos de veículos, conforme Figura 3.

Figura 3: BMW 328 vencedora da prova 24 horas de Le Mans de 1939, possui formas fortemente influenciadas por Jaray.

Na década de 1930, devido a aspectos práticos e construtivos dos veículos, Wunibald Kamm propôs um corte na longa traseira do conceito de Jaray no ponto em que ocorre a separação da camada limite, conceito que ficou conhecido como *K-tail*. O aproveitamento do espaço interno e distribuição de componentes mecânicos foram melhorados e este conceito recebeu boa aceitação do meio de engenharia e opinião pública por sua praticidade (ZIEMNOWICZ, 2007). Este conceito segue sendo utilizado até os dias atuais.

(a)

(b)

Figura 4: (a) Volkswagen Fusca, veículo cujo projeto remete à década de 1930 e (b) o protótipo Kamm K3, de 1938, que estabeleceu o conceito utilizado até os dias de hoje.

Nesta mesma década, o efeito de ventos laterais na estabilidade direcional dos veículos passou a receber maior atenção dos projetistas. Em 1938, Bernd Rosemeyer morreu em um acidente durante um teste na tentativa de quebrar o recorde de velocidade em terra, devido a uma resposta instável de seu veículo Auto Union a um vento lateral quando estava a mais de 430 km/h. Segundo ZANA & SNELLMAN (2003) e SNELMANN (2004), ensaios em túnel de vento foram realizados visando melhorar o desempenho aerodinâmico do veículo de Rosemeyer, porém dados reportando instabilidade direcional sob ventos laterais foram negligenciados.

Figura 5: Auto Union de Bernd Rosemeyer momentos antes do seu acidente fatal quando tentava quebrar o recorde de velocidade em terra em 28 de janeiro de 1938.

Kamm concluiu em 1933 que um veículo é tão menos estável aerodinamicamente quanto mais favorável for seu formato para baixo arrasto. Hansen e Schlor mostraram em 1938 através de experimentos simulando vento lateral que o momento de guinada que desestabiliza o veículo é maior para veículos com formato aerodinâmicos do que para os veículos convencionais da época (HUCHO, 1998).

Além das novas formas de baixo arrasto, duas importantes mudanças na época contribuíram para tornar os efeitos aerodinâmicos mais influentes

no comportamento direcional dos veículos: a melhoria de qualidade das estradas, permitindo maiores velocidades de rodagem, e a introdução de um grande número de veículos com motor traseiro no mercado, os quais possuíam o seu centro de gravidade localizado mais atrás.

No pós-Segunda Guerra Mundial, a produção de veículos seguiu com padrões diferentes nos Estados Unidos e Europa. Enquanto na Europa o desenvolvimento continuou na de forma similar ao pré-guerra, nos Estados Unidos o desenvolvimento seguiu na linha de veículos com três volumes bem definidos: um volume para o motor, um para passageiros e um para bagagem. Os projetos dos norte-americanos nesta época privilegiavam espaço e praticidade em detrimento à eficiência aerodinâmica e o conceito de Kamm foi muito utilizado naquele país (ZIEMNOWICZ, 2007).

Figura 6: (a) Veículo Pontiac Type K wagon de 1978 e (b) Citroën CX 2000 de 1974 – diferenças no compromisso entre espaço interno e aerodinâmica dos projetos nos Estados Unidos e na Europa.

Na Europa, a Citroën liderou por muitos anos os desenvolvimentos em aerodinâmica veicular, porém a obtenção de baixos valores de coeficiente de arrasto requeria formatos pouco aceitáveis do ponto de vista prático e mal recebidos pelos consumidores. A Porsche, com seu nicho de mercado muito específico, foi uma das únicas empresas que seguiram com as linhas propostas por Jaray construindo veículos esportivos visando desempenho e obtendo baixos coeficientes de arrasto.

Figura 7: Porsche 911 Turbo – linhas projetadas na década de 1950 e utilizadas até hoje.

Até o final da década de 1960, os desenvolvimentos em formatos aerodinâmicos ficaram praticamente estagnados, sendo que os veículos com três volumes dominaram o mercado por apresentarem boas características de espaço interno, conforto e segurança. A adoção desta forma de três volumes não alterou significativamente o comportamento direcional dos veículos, sendo que a instabilidade a vento lateral continuou a ser um problema freqüente.

A primeira crise do petróleo no final de 1973 reacendeu as discussões para melhoria da eficiência aerodinâmica. Uma nova fase de desenvolvimento na aerodinâmica veicular iniciou-se após esta crise, a chamada fase de otimização de detalhes. Neste período, os engenheiros verificaram que reduções significativas no coeficiente de arrasto eram possíveis apenas pela realização de modificações locais como alterações nos raios de arestas, inclinação de painéis, tamanho e posicionamento de apêndices, entre outros. Segundo HUCHO (1998), um exemplo clássico é a comparação entre os veículos Opel GT de 1969 e o Volkswagen Scirocco de 1974, ambos apresentados na Figura 8. O primeiro foi projetado seguindo o

conceito *streamlining*, enquanto o segundo foi projetado por otimização de detalhes. Surpreendentemente, ambos apresentam o mesmo coeficiente de arrasto.

Figura 8: (a) Veículo Opel GT de 1969 ($C_d = 0.41$; $A = 1.51\text{m}^2$) e (b) VW-Scirocco de 1974 ($C_d = 0.41$; $A = 1.73\text{m}^2$).

A grande vantagem desta nova metodologia de projeto estava na simplificação das superfícies, pois superfícies planas ou com curvaturas pequenas passaram a ser admissíveis. Estas simplificações na forma proporcionaram o desenvolvimento de processos de fabricação muito mais baratos, o que permitiu aos fabricantes oferecerem veículos a custos menores aos consumidores.

A adoção das linhas com arestas bem definidas e pouco arredondadas nesta fase de otimização de detalhes reduziu significativamente o momento aerodinâmico de guinada desestabilizante e também reduziu a sustentação na parte traseira do veículo. Esta nova característica, somada ao fim da produção de veículos com motores traseiros proporcionou uma drástica redução dos acidentes devido a vento lateral.

A estratégia de otimização de detalhes, entretanto, atingiu seu limite muito rapidamente, sendo que coeficientes de arrasto menores que 0.40 eram muito difíceis de serem obtidos. Quando os limites da otimização de

detalhes foram atingidos, as idéias de Jaray e Klemperer voltaram a ser consideradas, abrindo uma nova fase de desenvolvimento em aerodinâmica veicular, a chamada fase de otimização de forma, filosofia que é utilizada até os dias de hoje.

Esta nova estratégia consiste em iniciar o desenvolvimento aerodinâmico a partir de um corpo básico, que possui um volume único e dimensões principais do veículo final. Na seqüência, pequenas modificações são realizadas sucessivamente na sua superfície trazendo o corpo próximo à forma do veículo final, ou a uma forma básica. Esta forma básica é o ponto de partida para o projeto do veículo, no qual outros parâmetros de projeto serão considerados até se chegar à forma final do veículo. HUCHO (1998) salienta que as estratégias de otimização de detalhes e de forma são complementares e que a priorização de uma ou outra depende do objetivo final do desenvolvimento, conforme indicado na Figura 9.

Figura 9: Otimização de forma de um modelo de pesquisa Volkswagen (retirado de HUCHO, 1998).

No início da década de 1980, o desenvolvimento de veículos com tração traseira e o projeto de formatos com traseira que proporcionavam um maior momento aerodinâmico de guinada desestabilizante aumentou novamente as preocupações com estabilidade lateral devido. Entretanto, a insegurança quanto à situação energética da época exigiu uma intensa cooperação entre os engenheiros aerodinamicistas e designers e uma era de intensa pesquisa em túneis de vento foi iniciada. Assim, apesar de a sensibilidade ao vento lateral continuar a ser um tópico muito discutido, os projetos nascidos em túneis de vento apresentavam características menos pronunciadas de instabilidade aerodinâmica lateral.

Atualmente, após sucessivas crises de petróleo e a grande preocupação com o aquecimento global, que proporciona intensas pesquisas em combustíveis alternativos e na melhoria de eficiência do uso de energia no veículo, o desenvolvimento aerodinâmico de veículos continua sendo uma das prioridades e formas com coeficiente de arrasto abaixo de 0.30 vêm sendo obtidas frequentemente, conforme exemplos apresentados na Figura 10:

Figura 10: (a) Ford Focus Hatch ($C_d = 0.32$) e (b) Toyota Camry ($C_d = 0.27$) – formas aerodinâmicas concebidas na década de 2000.

As tendências de formas e estilo dos veículos alteram-se frequentemente e atualmente os engenheiros continuam a ser desafiados com requisitos de projeto de baixo arrasto e baixa sensibilidade ao vento lateral, sempre objetivando uma forma final que agrade aos consumidores.

1.2. Objetivos

Diversos estudos apresentados nas últimas décadas analisaram aspectos da estabilidade direcional e aerodinâmica veicular de forma não acoplada. A grande maioria dos estudos revisados que apresentam análise de estabilidade direcional veicular utilizando tanto modelos lineares como não-lineares desprezam a influência de carregamentos aerodinâmicos. Outros estudos apresentam um acoplamento do sistema dinâmico com

carregamentos aerodinâmicos, porém sem generalização suficiente para o estabelecimento de métodos e métricas.

O presente trabalho, portanto, propõe uma metodologia generalizada para análise linear simplificada da estabilidade direcional veicular considerando carregamentos aerodinâmicos. As equações de movimento são linearizadas em determinados pontos de operação definidos pelas condições de vento incidente. Esta metodologia permitirá a análise de desempenho de veículos em um estágio de projeto conceitual e fornecerá ferramentas para estimativas dos níveis de estabilidade do sistema sob diferentes condições de carregamentos aerodinâmicos.

Um modelo não-linear de um veículo típico foi também desenvolvido e este trabalho propõe dois tipos de manobras dinâmicas e formas de análise dos resultados para a avaliação da influência dos carregamentos aerodinâmicos da estabilidade direcional.

E finalmente, ensaios experimentais em túnel de vento e simulações de fluidodinâmica computacional foram realizados utilizando-se uma geometria simplificada de veículo para obtenção de carregamentos aerodinâmicos de força lateral e momento aerodinâmico de guinada. Este trabalho discute os mecanismos de formação dos carregamentos aerodinâmicos utilizando as visualizações geradas através das simulações computacionais.

Portanto, como objetivos específicos deste trabalho pode-se mencionar:

- Análise linear de estabilidade estática de veículos rodoviários considerando-se carregamentos aerodinâmicos.

- Avaliação da influência dos carregamentos aerodinâmicos através de um modelo não-linear de veículo.
- Obtenção dos carregamentos aerodinâmicos de força lateral e momento aerodinâmico de guinada para uma geometria simplificada representativa de um veículo típico.

1.3. Contribuições

As principais contribuições deste trabalho são:

- Desenvolvimento de uma metodologia generalizada para análise linear de estabilidade estática de veículos rodoviários considerando-se carregamentos aerodinâmicos.
- Consideração de carregamentos aerodinâmicos na análise de estabilidade direcional de veículos.
- Medição de carregamentos aerodinâmicos de força lateral e momento aerodinâmico de guinada através de ensaios em túnel de vento e simulação de fluidodinâmica computacional.

1.4. Divisão dos Capítulos

O Capítulo 2 apresentará uma revisão de literatura sobre dinâmica lateral, modelagem de dinâmica de fluidos computacional (CFD) e modelagem de sistemas multicorpos (MBS).

O Capítulo 3 apresentará um equacionamento linearizado inédito para dinâmica lateral veicular considerando carregamentos aerodinâmicos. Como pré-requisitos para este equacionamento, aspectos referentes a sistemas de coordenadas, diferentes formas de medidas de carregamentos

aerodinâmicos e discussão sobre o conceito de estabilidade estática serão também desenvolvidos neste capítulo.

O Capítulo 4 apresentará o modelo multicorpos não-linear de um veículo típico e os resultados da correlação deste com o modelo desenvolvido por COSTA (1992).

O Capítulo 5 apresentará a modelagem aerodinâmica simplificada realizada, descrevendo os procedimentos experimentais e numéricos aplicados assim como os resultados obtidos. Uma discussão sobre os mecanismos de formação dos carregamentos aerodinâmicos a partir da estrutura do escoamento será também apresentada.

O Capítulo 6 apresentará os resultados da análise da influência dos carregamentos aerodinâmicos utilizando o modelo linear desenvolvido no Capítulo 3.

O Capítulo 7 por sua vez apresentará os resultados da análise da influência dos carregamentos aerodinâmicos utilizando o modelo não-linear desenvolvido no Capítulo 4.

E finalmente, o Capítulo 8 apresentará as conclusões deste trabalho e, tendo em vista que outras áreas de estudo foram avaliadas ao longo deste projeto, porém sem a obtenção de resultados suficientemente consistentes para apresentação, sugestões para trabalhos futuros com base nestas informações serão apresentadas.

Um Apêndice é apresentado ao final contendo dados, procedimentos e resultados intermediários que foram utilizados para o desenvolvimento deste projeto.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1. Introdução

O objetivo deste capítulo é apresentar uma revisão de literatura sobre os aspectos mais relevantes para o desenvolvimento deste trabalho. A revisão da literatura está subdividida no estudo da dinâmica lateral de veículos, fluidodinâmica computacional e na modelagem através de sistemas multicorpos.

2.2. Dinâmica Lateral

Maurice Olley foi o pioneiro a descrever através de gráficos o comportamento de um veículo em curva (com raio constante) versus a velocidade longitudinal, descrevendo os ângulos de deriva dos pneumáticos dianteiros e traseiros e a atitude do veículo (OLLEY, 1934).

Olley foi um dos primeiros autores a utilizar o conceito de veículo sobre-esterçante e sub-esterçante sob uma abordagem linear. Segundo ele, o sobre-esterçamento e o sub-esterçamento podem ser definidos em termos do caminho que veículo segue quando uma força é aplicada no centro de

gravidade deste, mantendo o ângulo de direção fixo e com as rodas não esterçadas inicialmente (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995; SEGEL, 1956; GILLESPIE, 1992).

Olley foi também o primeiro autor a observar a importância do ângulo de deriva do pneumático na dinâmica lateral e a relação entre o ângulo de deriva e a força lateral gerada pelo pneumático.

O primeiro modelo matemático linear de um veículo a fornecer resultados satisfatórios para o estudo da dinâmica lateral, e até hoje utilizado largamente foi o modelo de três graus de liberdade (velocidade de guinada, velocidade lateral e velocidade de rolamento) desenvolvido por SEGEL (1956).

Neste modelo, SEGEL utilizou uma abordagem muito utilizada no estudo da dinâmica e controle de aeronaves, as derivadas de estabilidade. Ele elaborou um modelo linear do veículo, considerando os ângulos de deriva das rodas interna e externa à curva como sendo iguais (manobras de baixa severidade). Os pneus dianteiros e traseiros são representados como um pneu com rigidez e curva equivalente (SEGEL, 1956; GILLESPIE, 1992; MILLIKEN & MILLIKEN, 1995).

Um parâmetro importante desenvolvido no trabalho de Segel (SEGEL, 1956; MILLIKEN & MILLIKEN, 1995) é o chamado fator de estabilidade. Este fator indica como a curvatura da resposta de velocidade em guinada varia com a velocidade longitudinal do veículo em uma condição de regime permanente. Se o fator é zero, o veículo possui comportamento neutro; se é positivo, o veículo possui tendência sub-esterçante; se é negativo, possui tendência sobre-esterçante.

BUNDORF & LEFFERT (1976) estabeleceram o conceito de gradiente de sub-esterçamento para caracterizar a tendência de esterçamento do veículo. Eles mostraram que o gradiente de sub-esterçamento pode ser definido como a diferença entre a carga normal na dianteira dividida pela rigidez em curva equivalente dos pneus dianteiros e a carga normal na traseira dividida pela rigidez em curva equivalente dos pneus traseiros.

WHITCOMB & MILLIKEN (1956) mostraram que o efeito de rolamento do veículo na dinâmica lateral pode ser desprezado para acelerações laterais de até 0.3g. Para tal eles utilizaram um modelo de dois graus de liberdade baseado no modelo de SEGEL, o qual ainda é bastante utilizado atualmente para estudos de dinâmica lateral em manobras de baixa severidade.

PACEJKA (1973) desenvolveu um modelo linear de veículo muito mais elaborado. Diferentemente dos modelos propostos até então, este modelo PACEJKA definiu o ângulo de deriva do pneumático como sendo função não apenas da aceleração lateral, mas também da velocidade do veículo ou do raio de curvatura da trajetória. PACEJKA notou que a componente da força lateral nos pneumáticos dianteiro diminui significativamente para grandes ângulos de esterço nas rodas dianteiras (PACEJKA, 1973a; PACEJKA, 1973b; PACEJKA, 1973c).

Os modelos lineares fornecem resultados acurados até acelerações laterais da ordem de 0.3g (HAGAZY & RAHNEJAT, 2000; GILLESPIE, 1992; MILLIKEN & MILLIKEN, 1995). Como os automóveis modernos chegam a acelerações laterais próximas de 1.0g, estes modelos não são suficientes para avaliação de veículos em manobras de alta severidade.

O pneu é o principal elemento não linear que afeta a dinâmica lateral em manobras de alta severidade. A não linearidade da rigidez em curva é devida principalmente ao comportamento não linear do pneu com o aumento das cargas verticais e do ângulo de deriva deste. OLLEY (1934) já tinha observado esse comportamento do pneu.

Em condições de manobras de alta severidade, os efeitos elastocinemáticos do sistema de suspensão e direção, elementos de força da suspensão (molas e amortecedores) e a rolagem do veículo também contribuem para o comportamento não linear do veículo. A modelagem correta de um veículo nestas condições depende, portanto, de um alto grau de detalhamento do modelo e de métodos computacionais adequados para tratar estes inúmeros parâmetros.

2.3. Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD)

O termo Dinâmica de Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* – CFD) se refere ao uso de métodos numéricos para cálculo computacional do comportamento de um sistema fluídico. O ritmo de desenvolvimento da tecnologia associada ao desempenho computacional obtido nas últimas duas décadas transformou CFD em uma ferramenta largamente utilizada tanto em pesquisas científicas como para desenvolvimentos na indústria.

As equações de dinâmica de fluidos fundamentais são derivadas a partir dos princípios físicos de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Estas equações podem ser descritas em quatro diferentes formas dependendo de como o volume de controle é definido, o qual pode ser tanto finito quanto infinitesimal, como pode ser fixo ou estar em

movimento (ANDERSON, 1995). A equação em cada uma das formas descreve exatamente o mesmo fenômeno físico e uma pode ser deduzida a partir da outra. As equações de (1) a (4) a seguir apresentam respectivamente a formulação para conservação de massa e quantidade de movimento nas três direções e são conhecidas por equações de Navier-Stokes:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + \rho g_y \quad (3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \quad (4)$$

Como o escoamento analisado no presente trabalho é de baixa velocidade e menor que Mach 0.3, a hipótese de escoamento incompressível desacoplado da equação de energia será considerada.

Devido à complexidade geométrica dos problemas de engenharia usualmente encontrados e às dificuldades do cálculo direto das estruturas do escoamento turbulento, as equações do escoamento requerem uma modelagem aproximada de turbulência para que o cálculo seja possível considerando a tecnologia computacional disponível.

De acordo com FERZINGER & PERIC (2002), escoamentos turbulentos são caracterizados por serem tridimensionais e altamente não-estacionários com flutuações em diversas escalas dimensionais e temporais,

possuírem significativa quantidade de vorticidade e serem altamente difusivos e dissipativos.

A abordagem clássica utilizada para descrever um escoamento turbulento considera o valor instantâneo das variáveis como a sobreposição de uma flutuação sobre um valor médio:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (5)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (6)$$

A aplicação deste conceito às equações de conservação conduz às equações *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (RANS) de continuidade e conservação da quantidade de movimento:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \bar{w})}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}\bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}\bar{w}}{\partial z} \right) = & -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \\ & - \rho \left(\frac{\partial \bar{u}'^2}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial z} \right) + \rho g_x \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}\bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}^2}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}\bar{w}}{\partial z} \right) = & -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) \\ & - \rho \left(\frac{\partial \bar{u}'v'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'^2}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}'w'}{\partial z} \right) + \rho g_z \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}\bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}\bar{w}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}^2}{\partial z} \right) = & -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) \\ & - \rho \left(\frac{\partial \bar{u}'w'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'w'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}'^2}{\partial z} \right) + \rho g_z \end{aligned} \quad (10)$$

Os termos adicionais que aparecem devido aos componentes referentes às flutuações de velocidade são chamados de tensores de

Reynolds. Estes termos representam seis variáveis adicionais, o que significa que equações adicionais são necessárias para que a solução do escoamento turbulento seja obtida.

O fechamento do sistema de equações pode ser obtido por aplicações de modelos de turbulência, que usualmente relacionam os tensores de Reynolds com estados do escoamento médio através da hipótese de Boussinesq.

Uma abordagem amplamente utilizada atualmente na modelagem computacional da média temporal de escoamentos são os modelos de duas equações. Estes modelos geram relações entre o escoamento médio e variáveis que governam as escalas de comprimento e velocidade de turbulência.

O modelo de turbulência utilizado no presente estudo foi o SST $k - \omega$ criado por MENTER (1993). Este é um modelo de duas equações para produção e dissipação de turbulência e se tornou muito popular na indústria automotiva por apresentar um bom comportamento em regiões com gradiente de pressão adverso e escoamento separado. A formulação SST utiliza $k - \omega$ nas regiões dentro da camada limite e comportamento $k - \varepsilon$ no escoamento livre. Assim, a utilização adequada deste modelo requer suficiente discretização da camada limite.

A condição de não-escorregamento imposta às paredes em contato com o escoamento não influencia apenas o escoamento médio, mas também as características de turbulência. Muito próximo às paredes a turbulência é amortecida, porém a intensidade de turbulência cresce em regiões mais externas da camada limite com a produção de energia cinética turbulenta

devido aos tensores de Reynolds e altos gradientes de velocidade. Como as paredes são as principais fontes de vorticidade e turbulências, a modelagem do escoamento próximo às paredes é crucial para a obtenção de uma solução acurada. Os modelos de turbulência, no entanto, são desenvolvidos para o escoamento livre e a utilização destes na região próximo à parede não é realística e métodos para tratamento do escoamento nesta região são necessários.

Uma abordagem possível quando a camada limite não é discretizada utiliza uma função de parede com formulação semi-empírica. Para a aplicação desta abordagem a distância normalizada do primeiro elemento de malha y^+ deve ser maior que 30. Entretanto diversos estudos mostram que esta abordagem é inadequada para grandes gradientes de pressão e escoamentos separados (TIAINEN, 2002; WRAY, 2003).

Uma segunda abordagem possível, neste caso quando a camada limite é suficientemente discretizada, resolve todo o escoamento dentro da camada limite. Diversas formulações existentes aplicam pequenas modificações ao modelo de turbulência no escoamento livre para considerar os efeitos da parede na turbulência. O principal requisito para esta abordagem é que a malha deve ser suficientemente refinada próximo à parede para resolver a sub-camada laminar e valores de y^+ próximos de 1 são necessários.

E, finalmente, de modo a evitar refinamento excessivo da malha em regiões de pouca importância na análise do escoamento, uma abordagem híbrida é possível para a qual regiões com y^+ pequenos são tratadas com o cálculo do escoamento dentro da camada limite e regiões com $y^+ > 30$ são

tratadas com funções de parede. Regiões com valores de y^+ intermediários são tratadas com uma função que suaviza a transição entre as duas abordagens. Valores intermediários de y^+ , no entanto, devem ser evitados em regiões com grandes gradientes de pressão.

2.4. Simulação de Sistemas Multicorpos (MBS)

Códigos de simulação por sistemas multicorpos (*Multibody Systems* - MBS) são eficientes ferramentas de CAE para simular comportamento dinâmico linear e não linear de sistemas mecânicos. Uma parte importante desta vasta área de estudo é a dinâmica de veículo (KORTÜM *et al.*, 2001). O comportamento e desempenho de um sistema completo, ou de seus principais componentes, são atualmente avaliados em um ambiente virtual, frequentemente muito antes de o primeiro protótipo físico ficar pronto para testes em campo.

Sistemas MBS usualmente consistem de um conjunto de corpos distintos que realizam grandes movimentos de translação e rotação relativamente a um sistema de referência global e também uns aos outros. Usualmente os corpos de um sistema MBS são rígidos, porém existem sistemas híbridos em que corpos podem estar sujeitos à pequenas deformações, dentro do seu regime elástico.

Assim, a dinâmica de um sistema multicorpos pode ser definida como sendo “a dinâmica de um sistema de corpos interconectados submetidos a translação e rotação” (ROBERSON & SCHWERTASSEK, 1988).

A simulação de sistemas multicorpos descende de problemas da mecânica clássica de movimentos de translação e rotação de corpos rígidos. Newton, d’Alambert, Euler e Lagrange criaram as bases para a dedução das

Equações de movimento de sistemas multicorpos. O crescimento da utilização de máquinas e mecanismos no século 19 estimulou o interesse em cinemática e, em uma menor extensão, em sistemas dinâmicos destes mecanismos. A capacidade de análise, entretanto, permaneceu limitada a sistemas lineares (ou linearizados) submetidos a pequenos movimentos ou vibrações.

A necessidade de maior capacidade de análise de sistemas dinâmicos na década de 1960, como por exemplo para análises não-lineares de veículos aeroespaciais ou de mecanismos de alta velocidade, impulsionaram as atividades nesta área, que foram também fortemente influenciadas pelo crescimento da capacidade computacional. Análises eficientes de sistemas complexos tornaram-se factíveis nesta época e o primeiro *software* de sistemas multicorpos para uso geral foi construído (ROBERSON & WITTENBURG, 1966; KANE *et al.*, 1983).

Na década de 1980 os primeiros softwares comerciais estabeleceram-se no mercado de engenharia. Desde então, novos formalismos multicorpos na geração das equações de movimento na forma explícita ou residual reduziram drasticamente os esforços computacionais. Vários algoritmos de integração numérica foram desenvolvidos e incorporados para assegurar estabilidade numérica.

Na década de 1990, vários esforços de pesquisa foram direcionados para o tratamento de modelagem em ambiente multicorpos com estruturas flexíveis, e muito se evoluiu na integração com *softwares* de elementos finitos, bem como com sistemas de controle.

Além de análises dinâmicas, os atuais códigos MBS oferecem também uma variedade de outras análises numéricas, principalmente para sistemas lineares (linearização, autovalores, *root locii*, resposta em frequência, análises estocásticas no domínio do tempo e da frequência), soluções estacionárias (equilíbrio) e análises cinemáticas.

Interfaces gráficas foram desenvolvidas e permitiram a simplificação na geração dos modelos, na realização das análises e na interpretação dos resultados.

Antigamente considerada uma ferramenta grosseira para análises rápidas em estágios iniciais do processo de desenvolvimento, atualmente a simulação de MBS é utilizada em praticamente todas as fases: desde avaliação preliminar e conceitual do projeto até os testes em campo e certificações, incluindo ainda aplicações *real-time*, *hardware-in-loop* (HIL) e controle adaptativo.

Segundo HUSTON & KAMMAN (2000), as questões mais importantes ao se utilizar simulação numérica de sistemas multicorpos são o quão bem o sistema multicorpos está representando o sistema real, quanto eficiente é a simulação e quanta acuidade tem a simulação.

A indústria automotiva é uma das indústrias onde aplicações de conceitos mecatrônicos estão presentes no desenvolvimento de novos sistemas. A principal dificuldade no desenvolvimento de um produto mecatrônico, no caso um veículo, é o desenvolvimento de uma dinâmica funcional (VALÁSEK, 1999). Atualmente existem vários *softwares* de simulação capazes de analisar a dinâmica de um veículo, o que tornou a simulação MBS uma etapa fundamental no desenvolvimento e

aprimoramento de conceitos avançados em veículos. VALÁSEK (1999) faz uma abordagem sobre todas as ferramentas disponíveis no mercado e suas aplicações como, por exemplo, ferramentas de CAD (*Computer Aided Design*), ferramentas de otimização, ferramentas de equacionamento matemático e modelagem de blocos, ferramentas de elementos finitos e multicorpos, e VEILT et al. (1999) mostra como essas aplicações podem ser integradas durante a fase de desenvolvimento e análise.

Atualmente os desafios no desenvolvimento de *softwares* MBS encontram-se na inclusão de corpos flexíveis, na formulação de modelos a partir de *softwares* de CAD, na identificação de parâmetros, na otimização dos projetos, na análise de durabilidade, na simulação de contato e impacto, na interação com fluidos, nas extensões para controle de sistemas, sistemas não-holonômicos, nos códigos para integração de equações algébrico-diferenciais, nas simulações em tempo real, entre outros (SCHIEHLEN, 1997).

2.5. Estabilidade Direcional acoplada com Aerodinâmica Veicular

No âmbito da aerodinâmica veicular, pode ser verificado um recente interesse na avaliação do escoamento sobre veículos em ângulos de escorregamento aerodinâmico diferente de zero. Este interesse é em parte explicado pelo intenso desenvolvimento tecnológico em simulações de fluidodinâmica computacional observado na última década. ESRA & BEDDI (2004) e KRAJNOVIC & DAVIDSON (2005) apresentam detalhamento da estrutura turbulenta do escoamento utilizando simulação computacional com modelagem LES de turbulência.

DOMINY & RICHARDSON (2004) discutem as características aerodinâmicas de um veículo de competição sob grandes ângulos de

escorregamento lateral. As variações de arrasto, sustentação e centro de pressão aerodinâmico com o ângulo de escorregamento lateral são reportadas e uma breve simulação dinâmica acoplada com os resultados aerodinâmicos é apresentada.

NOGER et al. (2005) investigam os carregamentos aerodinâmicos transientes durante uma manobra de ultrapassagem. O comportamento dos carregamentos ao longo da manobra é discutido, porém o estudo não explora a influência no comportamento dinâmico de veículos rodoviários.

CARLINO & COGOTTI (2006) apresentam resultados de carregamentos aerodinâmicos transientes medidos em túnel de vento com variações das condições do túnel de modo a representar oscilações devido a vento lateral.

MANSOR & PASSMORE (2007) apresentam estimativas de carregamentos aerodinâmicos transientes medidos utilizando um modelo oscilante em túnel de vento. Este experimento mostra o momento aerodinâmico de guinada é amplificado quando medido na condição transiente e que a medida na condição estática não é uma medida conservadora.

No âmbito da análise de estabilidade direcional, diversos estudos sem a consideração de carregamentos aerodinâmicos são disponíveis. A grande maioria destes estudos refere-se a métodos de controle e os carregamentos aerodinâmicos são considerados distúrbios no sistema. CHUNG & KYONGSU (2006) é um exemplo representativo desta abordagem.

MAYER et al. (2007) discutem diversos aspectos da aerodinâmica transiente sobre um veículo em condição de vento lateral e analisam a

influência destes carregamentos no sistema dinâmico. Esta referência é um exemplo de estudo que aborda o tema estabilidade direcional acoplada à aerodinâmica veicular, porém, como outros, o faz de maneira isolada e específica para o veículo analisado.

Capítulo 3

Desenvolvimento Teórico

3.1. Introdução

O objetivo deste capítulo é desenvolver a teoria de um modelo dinâmico linearizado de um veículo considerando carregamentos aerodinâmicos. O desenvolvimento está subdividido em definição de aspectos fundamentais na dinâmica veicular, aspectos fundamentais de aerodinâmica, equacionamento fundamental da dinâmica lateral veicular linearizada e com introdução de carregamentos aerodinâmicos na dinâmica veicular. A nomenclatura utilizada por COSTA (2002) e SILVA (2004) será utilizada como referência para o desenvolvimento do presente trabalho.

3.2. Aspectos Fundamentais de Dinâmica Veicular

Em um dado instante de tempo o veículo estará sujeito a carregamentos atuando em determinados pontos e com determinadas direções, os quais resultarão em respostas dinâmicas naquele (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995). Para se calcular as respostas nas direções de interesse, é

necessário definir um sistema de coordenadas para o qual os movimentos do veículo e carregamentos nele atuantes possam ser referenciados.

A SAE (*Society of Automotive Engineers*) define em SAE J670e – *VEHICLE DYNAMICS TERMINOLOGY* (1976) um sistema de coordenadas para estudos de dinâmica veicular. O uso comum deste sistema facilita a comunicação e uniformidade na literatura técnica e, portanto, será utilizado no presente trabalho.

Com o objetivo de identificar e mensurar as mudanças no movimento do veículo, assim como descrever sua trajetória em relação à Terra, existem dois sistemas de coordenadas SAE para o veículo: o sistema fixo no veículo e o sistema inercial.

O sistema de coordenadas fixo no veículo tem origem no centro gravidade deste e se movimenta com ele. Este sistema teve seu uso original no estudo da dinâmica de aviões e a principal razão pela sua utilização é que, como ele não se movimenta em relação ao veículo, as propriedades de inércia deste permanecem constantes em relação ao sistema. A orientação do sistema é definida conforme a Figura 11:

Figura 11: Sistema de coordenadas do veículo definido pela SAE em “*Vehicle Dynamic Terminology*” (1976) (retirado de Milliken 1995).

Os movimentos do veículo em relação a este sistema de coordenadas são definidos como:

- u – velocidade longitudinal, positivo para frente do veículo;
- v – velocidade lateral, positivo para o lado direito do veículo;
- w – velocidade vertical, positivo para baixo em relação ao veículo;
- p – velocidade de rolagem em torno do eixo x ;
- q – velocidade de arfagem em torno do eixo y ;
- r – velocidade de guinada em torno do eixo z .

O sistema de coordenadas inercial, por sua vez, permanece fixo em relação a um observador externo e é utilizado como uma referência para o movimento do veículo. A atitude e trajetória do veículo são definidas em relação a este sistema ortogonal e sua origem geralmente coincide com a origem do sistema de coordenadas do veículo no início da manobra.

A relação entre o sistema de coordenadas fixo no veículo e o inercial é definida pelos ângulos de Euler. Para alinhar os dois sistemas, o sistema inercial é inicialmente rotacionado primeiramente em torno do eixo z , então em torno do eixo y e por último em torno do eixo x . Os três ângulos obtidos são os ângulos de Euler. A utilização desta seqüência de rotação é de fundamental importância porque a atitude resultante irá variar com a ordem das rotações.

A modelagem da dinâmica veicular utilizando um modelo de dois graus de liberdade é a forma mais simples de abordagem para problemas de dirigibilidade. Este modelo do veículo, também conhecido como *single track* ou modelo bicicleta, apresenta um movimento planar e considera apenas a translação na direção longitudinal e rotação vertical (guinada), conforme apresentado na Figura 12.

Figura 12: Representação do modelo *Single Track* em curva.

Este modelo apresenta resultados satisfatórios para situações de alta velocidade e aceleração lateral abaixo de $0.3g$, nas quais a diferença de esterçamento entre as rodas interna e externa podem ser ignoradas, assim como os efeitos de transferência lateral de carga e rolagem do veículo.

O sistema pode ser equacionado considerando-se o modelo físico representado de acordo com a Figura 13. O movimento do modelo é planar e pode ser identificado pelas coordenadas generalizadas X_0 , Y_0 e γ . O sistema possui um referencial inercial O , um referencial local B localizado no centro de massa do veículo e dois referenciais auxiliares B_1 e B_2 localizados nas rodas equivalentes. As distâncias entre o referencial B e os eixos dianteiro e traseiro são definidas respectivamente por L_1 e L_2 . As forças longitudinal e lateral e momento vertical atuando nas rodas equivalentes são definidos respectivamente como F_{x1} , F_{y1} e M_{z1} para o eixo dianteiro e F_{x2} , F_{y2} e M_{z2} para o eixo traseiro. O ângulo formado entre o referencial inercial O e o referencial local B é definido por γ . E, finalmente, assumindo que este modelo não possui esterçamento nas rodas traseiras, a variável de entrada é o ângulo de esterço das rodas dianteiras δ .

Figura 13: Definição dos parâmetros fundamentais em um modelo de dois graus de liberdade (COSTA, 2002).

As equações de movimento são escritas para o referencial inercial O , porém deseja-se escrevê-las em relação ao referencial local B para a análise de estabilidade a ser realizada. A matriz de cossenos diretores da transformação do referencial local B para o referencial O é dada por:

$$C^{O,B} = \begin{bmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

A posição do CG do veículo em relação ao referencial inercial O pode ser descrita como:

$$\vec{r}_B^O = [X_O \quad Y_O \quad 0]^T \quad (12)$$

As posições dos eixos dianteiro e traseiro em relação ao referencial inercial O podem ser expressas respectivamente como:

$$\vec{r}_{B1}^O = \vec{r}_B^O + C^{O,B} \vec{r}_{B1}^B \quad (13)$$

$$\vec{r}_{B2}^O = \vec{r}_B^O + C^{O,B} \vec{r}_{B2}^B \quad (14)$$

onde:

$$\vec{r}_{B1}^B = [L_1 \quad 0 \quad 0]^T \quad (15)$$

$$\vec{r}_{B2}^B = [-L_2 \quad 0 \quad 0]^T \quad (16)$$

As velocidades de translação e rotação do CG do veículo no referencial O podem ser escritas como:

$$\vec{V}_B^O = [\dot{X}_O \quad \dot{Y}_O \quad 0]^T \quad (17)$$

$$\vec{\omega}_B^O = [0 \quad 0 \quad \dot{\gamma}]^T \quad (18)$$

Reescrevendo em relação ao referencial B temos:

$$\vec{V}_B^B = [C^{O,B}]^T \vec{V}_B^O = \begin{bmatrix} \dot{X}_O \cos \gamma + \dot{Y}_O \sin \gamma \\ -\dot{X}_O \sin \gamma + \dot{Y}_O \cos \gamma \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_X \\ V_Y \\ 0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\vec{\omega}_B^B = [C^{O,B}]^T \vec{\omega}_B^O = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_Z \end{bmatrix} \quad (20)$$

Os vetores aceleração translacional e rotacional podem ser obtidos derivando-se os vetores velocidade descritos acima:

$$\vec{a}_B^B = \dot{\vec{V}}_B^B + \vec{\omega}_B^B \times \vec{V}_B^B = \begin{bmatrix} \dot{V}_X \\ \dot{V}_Y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} V_X \\ V_Y \\ V_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{V}_X - \omega_Z V_Y \\ \dot{V}_Y + \omega_Z V_X \\ 0 \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$\vec{\alpha}_B^B = [0 \quad 0 \quad \dot{\omega}_Z]^T \quad (22)$$

Aplicando a Segunda Lei de Newton nas direções de interesse temos que:

$$F_{XB} = M(\dot{V}_X - \omega_Z V_Y) \quad (23)$$

$$F_{YB} = M(\dot{V}_Y + \omega_Z V_X) \quad (24)$$

$$M_{zB} = I_B \dot{\omega}_z \quad (25)$$

Fazendo-se a somatória das forças nas direções x e y e de momento na direção z em relação ao referencial *B* do modelo apresentado na Figura 13, temos:

$$F_{xB} = F_{x1} \cos \delta_1 - F_{y1} \sin \delta_1 + F_{x2} \quad (26)$$

$$F_{yB} = F_{x1} \sin \delta_1 + F_{y1} \cos \delta_1 + F_{y2} \quad (27)$$

$$M_{zB} = (F_{x1} \sin \delta_1 + F_{y1} \cos \delta_1) L_1 + F_{y2} L_2 + M_{z1} + M_{z2} \quad (28)$$

As forças e momentos resultantes acima são gerados exclusivamente pela interação pneu/pista e carregamentos aerodinâmicos foram desprezados até aqui.

3.3. Aspectos Fundamentais de Aerodinâmica Veicular

Historicamente as instalações de túneis de vento ao redor do mundo vêm utilizando diferentes nomenclaturas e sistemas de coordenadas (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995). De maneira similar ao exposto na seção 3.2, a SAE define em SAE J1594 – *VEHICLE AERODYNAMIC TERMINOLOGY* (1987), um sistema de coordenadas padrão para publicações de dados e relatórios de aerodinâmica veicular, conforme apresentado na Figura 14:

Figura 14: Sistema de coordenadas aerodinâmico do veículo definido pela SAE em “*Vehicle Aerodynamic Terminology*” (1987).

Neste sistema, a origem é localizada no chão, no centro do entre-eixos e no plano de simetria longitudinal do veículo. A orientação é idêntica ao do sistema de coordenadas do veículo apresentado na seção anterior: eixo x positivo para frente, eixo y positivo para a direita do veículo e eixo z positivo para baixo. De acordo com a terminologia usualmente utilizada em aerodinâmica veicular e com a definição em SAE J1594 – *VEHICLE AERODYNAMIC TERMINOLOGY* (1987), as forças e momentos aerodinâmicos em relação a este sistema são definidos como:

- D – Arrasto (*Drag*): força aerodinâmica longitudinal, positivo para trás em relação ao veículo ($D = -F_x$);
- S – Força Lateral (*Side Force*): força aerodinâmica lateral, positivo para o lado direito do veículo ($S = F_y$);
- L – Sustentação (*Lift*): força aerodinâmica vertical, positivo para cima em relação ao veículo ($L = -F_z$);

- RM – Momento de Rolagem (*Rolling Moment*): momento aerodinâmico de rolagem, positivo para frente do veículo ($RM = M_x$);
- PM – Momento de Arfagem (*Pitching Moment*): momento aerodinâmico de arfagem, positivo para o lado direito do veículo ($PM = M_y$);
- YM – Momento de Guinada (*Yawing Moment*): momento aerodinâmico de guinada, positivo para baixo em relação ao veículo ($YM = M_z$);
- LF – Sustentação no Eixo Dianteiro (*Front Lift*): componente da força aerodinâmica vertical atuando no eixo dianteiro do veículo;
- LR – Sustentação no Eixo Traseiro (*Rear Lift*): componente da força aerodinâmica vertical atuando no eixo traseiro do veículo;
- SF – Força Lateral no Eixo Dianteiro (*Front Side Force*) componente da força aerodinâmica lateral atuando no eixo dianteiro do veículo;
- SR – Força Lateral no Eixo Traseiro (*Rear Side Force*) componente da força aerodinâmica lateral atuando no eixo traseiro do veículo;

Ainda de acordo com SAE J1594 – *VEHICLE AERODYNAMIC TERMINOLOGY* (1987), os respectivos adimensionais referente às forças e momentos aerodinâmicos são:

- $C_D = \frac{D}{q_\infty A}$ – Coeficiente de Arrasto (29)

- $C_S = \frac{S}{q_\infty A}$ – Coeficiente de Força Lateral (30)

- $C_L = \frac{L}{q_\infty A}$ – Coeficiente de Sustentação (31)

- $C_{RM} = \frac{RM}{q_\infty AL_{ref}}$ – Coeficiente de Momento de Rolagem (32)

- $C_{PM} = \frac{PM}{q_\infty AL_{ref}}$ – Coeficiente de Momento de Arfagem (33)

- $C_{YM} = \frac{YM}{q_\infty AL_{ref}}$ – Coeficiente de Momento de Guinada (34)

onde:

$$q_\infty = \frac{1}{2} \rho V_\infty^2 \quad (35)$$

3.4. Medidas Aerodinâmicas em Túnel de Vento

Existem diversas metodologias para medição de forças e momentos aerodinâmicos em um túnel de vento. Nesta seção serão apresentadas duas delas, com ênfase na forma de leitura dos resultados e sua utilização em uma análise de dinâmica veicular.

A metodologia mais utilizada para aplicações aeronáuticas e automobilísticas consiste em fixar o modelo analisado em um suporte central e, através de uma balança aerodinâmica, medir as forças e momentos em duas ou três direções, conforme a Figura 15.

Figura 15: Medição de carregamentos aerodinâmicos atuantes em uma aeronave em túnel de vento utilizando suporte central.

A principal vantagem desta metodologia é a simplificação do sistema de medida e a utilização de apenas uma conexão entre o modelo e o sistema de medida, o que reduz a influência dos instrumentos na medida. No caso da utilização desta metodologia para medição dos carregamentos aerodinâmicos em um veículo, os resultados obtidos serão os valores das forças de sustentação, arrasto e lateral e dos momentos de arfagem, guinada e rolagem, todos em relação ao ponto de conexão entre o modelo e a balança e com orientação fixa da balança. A Figura 16 apresenta um esquema de medição no plano longitudinal:

Figura 16: Esquema de medição de carregamentos em túnel de vento no plano longitudinal utilizando suporte central.

Os valores das forças normais atuantes nas rodas dianteiras e traseiras são calculados levando-se em consideração a posição do ponto de conexão entre o modelo e a balança, as forças de sustentação e arrasto neste ponto e o momento de arfagem resultante.

Esta metodologia é muito utilizada em veículos de competição, pois, como a altura entre estes veículos e o solo é muito baixa, para ensaiá-los em túnel de vento torna-se indispensável a utilização de uma esteira rolante para reduzir os efeitos de camada limite na região inferior do veículo. A Figura 17 mostra um modelo de veículo Fórmula 1 sendo ensaiado em túnel de vento. O veículo é conectado à balança na sua região superior e as rodas ficam separadas do veículo e são fixadas em suportes nas laterais para que o contato com a esteira não distorça os valores medidos na balança.

Figura 17: Modelo Lotus Cosworth T127 no túnel de vento da Fondtech (2009).

Uma outra metodologia muito utilizada, principalmente para aplicações automotivas em escala real, consiste em utilizar balanças individuais em cada uma das rodas para medição de arrasto, sustentação e força lateral. A Figura 18 apresenta o veículo Ferrari 612 P4/5 sendo ensaiado no túnel de vento de escala real do *Pininfarina Aerodynamic and Aeroacoustic Research Center* utilizando uma balança de sete componentes, que mede a força vertical e lateral em cada uma das rodas e também o arrasto total do veículo. A vantagem desta metodologia é que o veículo ou modelo não precisa ser adaptado ao túnel de vento para a introdução de uma conexão com a balança aerodinâmica e, assim, pode-se utilizar um protótipo real na medição.

Figura 18: Veículo Ferrari 612 P4/5 no túnel de vento de escala real do *Pininfarina Aerodynamic and Aeroacoustic Research Center*.

Os parâmetros medidos utilizando-se esta metodologia são apenas as forças aerodinâmicas resultantes nas rodas, as quais já consideram a contribuição dos momentos aerodinâmicos. A Figura 19 apresenta um esquema de medição desta metodologia.

Figura 19: Esquema de medição de carregamentos em túnel de vento no plano longitudinal utilizando balanças individuais nas rodas.

Muita atenção deve ser tomada, portanto, na implementação dos dados aerodinâmicos em um modelo matemático do veículo para que este reproduza exatamente as grandezas medidas.

No presente trabalho os dados aerodinâmicos medidos estão de acordo com o apresentado na Figura 15, com as forças de arrasto, lateral e sustentação e momentos rolagem, arfagem e guinada em relação ao ponto de medida e com orientação fixa em relação ao escoamento, sendo que foram posteriormente corrigidos para o sistema de coordenadas aerodinâmico.

3.5. Estabilidade Estática

O conceito de estabilidade estática em veículos teve sua origem nos procedimentos de projeto de aeronaves e em ensaios em túnel de vento para esse fim e refere-se à tendência de um sistema a retornar ao seu estado de equilíbrio quando perturbado.

Em um teste de túnel de vento o modelo tem as forças e momentos nele atuantes medidos em diversas atitudes do modelo em relação ao fluxo de ar, sem a preocupação de avaliar a condição particular na qual ocorre o equilíbrio das forças e momentos.

Estática, portanto, refere-se ao uso de dados de força e momento para desenvolver conceitos, avaliações e metodologias quanto à estabilidade e controle.

Quando nos referimos à estabilidade de um veículo, estamos falando da tendência e habilidade do veículo em reduzir o seu ângulo de escorregamento para um valor de equilíbrio, usualmente zero. O conceito de estabilidade, portanto, não se refere necessariamente à capacidade do

veículo em manter sua trajetória, mas à tendência do veículo em manter o vetor velocidade resultante próximo do seu plano longitudinal. A Figura 20 ilustra este comportamento para veículos com comportamento neutro, sub-esterçante e sobre-esterçante:

Figura 20: Trajetórias de um veículo neutro (NS), sub-esterçante (US) e sobre-esterçante (OS), respectivamente, após um distúrbio em seu ângulo de escorregamento (retirado de Milliken, 1995).

A estabilidade estática em um veículo vem do balanço entre o momento de guinada atuando no veículo devido ao ângulo de escorregamento nas rodas dianteiras e traseiras. As forças e momentos resistivos gerados na região posterior ao centro de gravidade do veículo são estabilizantes, enquanto as geradas na região anterior a este são desestabilizantes.

Este conceito de estabilidade será discutido nos itens subseqüentes na análise da dinâmica lateral e dinâmica de frenagem de um veículo sob carregamentos aerodinâmicos.

3.6. Forças e Momentos Atuantes no Veículo

As forças e momentos externos ao veículo têm origem no contato pneu/pista e na interação do escoamento aerodinâmico com o veículo. As forças e torques desenvolvidos pelos pneumáticos afetam o veículo suportando o seu peso e quaisquer outras forças verticais, como devido à

aerodinâmica ou ao perfil da pista; gerando forças laterais e longitudinais que permitem ao veículo acelerar, frear e fazer curvas; e também gerando as forças utilizadas para controlar e estabilizar o veículo e para resistir a distúrbios vindos de irregularidades na pista ou do vento.

Diferente das forças geradas pelos pneus, os carregamentos aerodinâmicos são altamente dependentes da velocidade do veículo. As forças e momentos originados pela aerodinâmica podem ser benéficos a um veículo quando favorecem o desempenho deste em aceleração, frenagem e curvas e também quando oferecem uma melhora na estabilidade lateral do veículo, e podem também prejudicar o desempenho do veículo em termos de velocidade final, consumo de combustível e ocasionando instabilidade direcional.

Para descrição neste trabalho das forças e momentos atuantes em um veículo no plano x - y uma variação do modelo *single track* será utilizado. O modelo *single track* despreza a dinâmica vertical, rolagem e geometria de suspensão do veículo e considera as forças e momentos gerados pelos pneus como forças equivalentes atuando no plano longitudinal do veículo. Este modelo é freqüentemente utilizado para análises com aceleração lateral baixa onde a rolagem tem um efeito pequeno.

O modelo *single track* original, no entanto, considera como carregamentos externos apenas as forças e momentos gerados pelos pneus. A variação do modelo proposta neste trabalho impõe também força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada. Os efeitos da força de sustentação vertical e do momento aerodinâmico de arfagem serão considerados em uma análise posterior através da sua influência na rigidez

lateral do pneu e, portanto, não serão considerados como carregamentos diretamente atuantes no modelo.

Utilizando o conceito de forças e momentos desbalanceados aplicados à presente variação do modelo *single track* pode-se escrever as forças e momentos atuantes no veículo conforme apresentado a seguir:

Figura 21: Descrição dos vetores velocidade e ângulo de escorregamento do eixo dianteiro do veículo no plano x-y.

Figura 22: Descrição dos vetores velocidade e ângulo de escorregamento do eixo traseiro do veículo no plano x-y.

A partir da Figura 21 e Figura 22 temos que:

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left(\frac{V_{Yi}}{V_{Xi}} \right) \quad (36)$$

A velocidade do pneu i no referencial local do veículo B do veículo pode ser descrita como:

$$\vec{V}_{Bi}^B = \vec{V}_B^B + \vec{\omega}_B^B \times \vec{r}_{Bi}^B \quad (37)$$

Portanto, utilizando as equações (15), (16), (19) e (20), temos:

$$\vec{V}_{B1}^B = \begin{bmatrix} V_X \\ V_Y + L_1 \omega_Z \\ 0 \end{bmatrix} \quad (38)$$

$$\vec{V}_{B2}^B = \begin{bmatrix} V_X \\ V_Y - L_2 \omega_Z \\ 0 \end{bmatrix} \quad (39)$$

A matriz dos cossenos diretores do referencial local do veículo B para o referencial do pneu i é definida como:

$$C^{B,i} = \begin{bmatrix} \cos \delta_i & -\sin \delta_i & 0 \\ \sin \delta_i & \cos \delta_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (40)$$

Assumindo que o eixo traseiro não possui esterçamento, as velocidades descritas em (38) e (39) podem ser reescritas em relação ao referencial de cada pneu como:

$$\vec{V}_{B1}^{B1} = \begin{bmatrix} V_X \cos \delta_1 - (V_Y + L_1 \omega_Z) \sin \delta_1 \\ V_X \sin \delta_1 + (V_Y + L_1 \omega_Z) \cos \delta_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (41)$$

$$\vec{V}_{B2}^{B2} = \begin{bmatrix} V_X \\ V_Y - L_2 \omega_Z \\ 0 \end{bmatrix} \quad (42)$$

A partir de (36), os ângulos de deriva dos conjuntos de pneus dos eixos dianteiro e traseiro podem ser descritos como:

$$\tan \alpha_1 = \frac{V_X \sin \delta_1 + (V_Y + L_1 \omega_Z) \cos \delta_1}{V_X \cos \delta_1 - (V_Y + L_1 \omega_Z) \sin \delta_1} \quad (43)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_Y - L_2 \omega_Z}{V_X} \quad (44)$$

Visando à linearização das equações, algumas hipóteses simplificadoras podem ser aplicadas:

1. Velocidade longitudinal do veículo é constante e positiva:

$$V_X > 0;$$

2. O ângulo de escorregamento lateral é pequeno:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{V_Y}{V_X} \right) \ll 1;$$

3. O veículo não sofre aceleração longitudinal: $F_{Xi} \ll F_{Yi}$;

4. O ângulo de esterço é pequeno: $\delta \ll 1$;

5. Os momentos locais M_{Zi} gerados pelos pneus são desprezíveis para a dinâmica lateral do veículo quando comparados com os momentos gerados pelas forças laterais;

6. A força lateral dos pneus é linear: $F_{Yi} \approx C_i \alpha_i$ (45)

onde C_i é a rigidez lateral ou *cornering stiffness* do pneumático.

Assim temos:

$$\tan \alpha_1 \approx \alpha_1 \approx \beta - \delta + \frac{L_1 \omega_Z}{V} \quad (46)$$

$$\tan \alpha_2 \approx \alpha_2 \approx \beta - \frac{L_2 \omega_Z}{V} \quad (47)$$

As forças laterais nos pneus dianteiros e traseiros, portanto, são:

$$F_{Y1} \approx -C_1 \left(\beta - \delta + \frac{L_1 \omega_Z}{V} \right) \quad (48)$$

$$F_{Y2} \approx -C_2 \left(\beta - \frac{L_2 \omega_z}{V} \right) \quad (49)$$

onde $V = |\vec{V}|$.

A introdução dos carregamentos aerodinâmicos no modelo requer uma análise da orientação e localização dos vetores velocidade, força e momento. Conforme apresentado na seção 3.3, as forças e momentos aerodinâmicos terão como referência o sistema de coordenadas aerodinâmico e, portanto, serão funções do vetor velocidade equivalente do veículo no referencial aerodinâmico B_A .

O vetor velocidade aerodinâmica equivalente $\vec{V}_{Aeq}$ no modelo *single track* proposto neste trabalho é calculado considerando-se o vetor velocidade de translação do veículo em relação à pista e a velocidade de vento incidente, ambos em relação ao referencial B_A .

Figura 23: Orientação dos vetores velocidade e dos carregamentos aerodinâmicos atuando no plano x-y.

Assim, para o cálculo de $\vec{V}_{Aeq}$, o primeiro passo é a obtenção do vetor velocidade de translação do veículo no referencial em questão:

$$\vec{r}_{BA}^B = \begin{bmatrix} -\frac{L_2 - L_1}{2} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (50)$$

Aplicando a equação (37) temos:

$$\vec{V}_{BA}^{BA} = \begin{bmatrix} V \cos \beta \\ V \sin \beta - \omega_z \left(\frac{L_2 - L_1}{2} \right) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (51)$$

Para efeito de cálculo dos carregamentos aerodinâmicos atuantes no veículo, o efeito do vento incidente é equivalente à adição de um vetor velocidade com a magnitude do vento incidente e direção contrária a este. Portanto:

$$\vec{V}_{Aeq\ BA}^{BA} = \begin{bmatrix} V \cos \beta + V_{\infty} \cos \psi \\ V \sin \beta - \omega_z \frac{(L_2 - L_1)}{2} + V_{\infty} \sin \psi \\ 0 \end{bmatrix} \quad (52)$$

onde $V_{\infty} = |\vec{V}_{\infty}^O|$.

A magnitude do vetor $\vec{V}_{Aeq}$ e o seu ângulo em relação ao eixo longitudinal do veículo x podem ser descritos como:

$$V_{Aeq} = \sqrt{V^2 + V_{\infty}^2 + 2VV_{\infty} \cos(\beta - \psi) - \omega_z^2 \left(\frac{L_2 - L_1}{2} \right)^2 + \omega_z (L_2 - L_1) (V \sin \beta + V_{\infty} \sin \psi)} \quad (53)$$

onde $V_{Aeq} = |\vec{V}_{Aeq\ BA}^{BA}|$.

$$\beta_{Aeq} = \tan^{-1} \left(\frac{V \sin \beta - \omega_z \left(\frac{L_2 - L_1}{2} \right) + V_{\infty} \sin \psi}{V \cos \beta + V_{\infty} \cos \psi} \right) \quad (54)$$

Para uma condição em que os efeitos aerodinâmicos sejam significativos, o termo $\omega_z (L_2 - L_1)$ passa a ter um efeito desprezível nas equações (53) e (54) e estas podem ser escritas como:

$$V_{Aeq} = \sqrt{V^2 + V_{\infty}^2 + 2VV_{\infty} \cos(\beta - \psi)} \quad (55)$$

$$\beta_{Aeq} = \tan^{-1} \left(\frac{V \sin \beta + V_{\infty} \sin \psi}{V \cos \beta + V_{\infty} \cos \psi} \right) \quad (56)$$

O termo introduzido referente à velocidade aerodinâmica equivalente e ao ângulo de escorregamento aerodinâmico equivalente é altamente não-linear e o ângulo de vento incidente ψ não pode ser considerado necessariamente como um ângulo pequeno para fins de linearização.

Porém se considerarmos um veículo trafegando em uma estrada, podemos considerar a dinâmica do vento incidente como muito mais lenta

que a dinâmica do veículo, ou seja, que as variações na magnitude e ângulo de incidência do vento são desprezíveis para um intervalo de tempo significativamente grande para a dinâmica do veículo. Sendo assim, podemos considerar a magnitude e ângulo de incidência do vento incidente como pontos de operação fixos e, desta forma, linearizar as equações apresentadas em função de β .

Situações de regime transitório em que o vento incidente no veículo é influenciado por obstáculos como, por exemplo, saídas de túneis, interação com outros veículos, relevo acidentado, entre outros, devem ser tratados com abordagem não-linear conforme será apresentado no Capítulo 7.

Considerando o ângulo β pequeno podemos reescrever a equação (51) aproximando as funções trigonométricas de β para o primeiro termo da expansão em séries de Taylor e normalizando as velocidades em função da velocidade do veículo:

$$V_{Aeq}^* = \sqrt{1 + V_{\infty}^{*2} + 2V_{\infty}^* \cos(\psi)} \quad (57)$$

onde $V_{\infty}^* = |V_{\infty}|/V$ e $V_{Aeq}^* = V_{Aeq}/V$.

A equação (57), portanto, descreve a magnitude da velocidade aerodinâmica equivalente como função da velocidade do veículo e do ponto de operação definido pelas condições do vento incidente.

Da mesma forma, podemos reescrever a equação (56) como:

$$\beta_{Aeq} = \tan^{-1} \left(\frac{\beta + V_{\infty}^* \sin \psi}{1 + V_{\infty}^* \cos \psi} \right) \quad (58)$$

Se chamarmos $P = \frac{1}{1 + V_{\infty}^* \cos \psi}$, $Q = \frac{V_{\infty}^* \sin \psi}{1 + V_{\infty}^* \cos \psi}$, aplicarmos a expansão em séries de Taylor e desprezarmos os termos de β com ordem maior que um temos:

$$\beta_{Aeq} = P(Q^4 - Q^2 + 1)\beta + \left(\frac{Q^5}{5} - \frac{Q^3}{3} + Q \right) \quad (59)$$

A equação (59) descreve o ângulo de escorregamento aerodinâmico equivalente β_{Aeq} como uma função linear de β com coeficientes que são os pontos de operação definidos pelas condições do vento incidente.

As Figura 24 e Figura 25 apresentam respectivamente o erro relativo da linearização da velocidade aerodinâmica equivalente V_{Aeq} e do ângulo de escorregamento aerodinâmico equivalente β_{Aeq} em função do ângulo de incidência de vento lateral ψ para diferentes magnitudes de velocidade de vento incidente e considerando um ângulo de escorregamento do veículo $\beta = 5^\circ$.

Figura 24: Erro relativo da velocidade aerodinâmica equivalente V_{Aeq} linear em relação à não-linear em função do ângulo de incidência ψ para diferentes velocidades de vento incidente e ângulo de escorregamento do veículo $\beta = 5^\circ$.

Figura 25: Erro relativo do ângulo de escorregamento aerodinâmico equivalente β_{Aeq} linear em relação ao não-linear em função do ângulo de incidência ψ para diferentes velocidades de vento incidente e ângulo de escorregamento do veículo $\beta = 5^\circ$.

Verifica-se que o erro de linearização da velocidade equivalente V_{Aeq} é muito pequeno mesmo para grandes ângulos de vento incidente e para magnitudes de velocidade de vento incidente da mesma ordem da velocidade do veículo.

O erro de linearização do ângulo de escorregamento aerodinâmico equivalente β_{Aeq} , no entanto, tende a crescer para velocidades de vento incidente $V_{\infty}^* > 0.6$ e ângulos de vento incidente $\psi > 60^\circ$. Portanto, a utilização deste modelo simplificado linear deve ser realizada de maneira cautelosa quando a condição de vento analisada está dentro desta faixa de operação.

Os coeficientes estáticos de força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada podem ser escritos como uma função linear do ângulo de escorregamento aerodinâmico desde que estejam dentro dos limites de linearidade:

$$C_S = \frac{\partial C_S}{\partial \beta_{Aeq}} \beta_{Aeq} \quad (60)$$

$$C_{Mz} = \frac{\partial C_{Mz}}{\partial \beta_{Aeq}} \beta_{Aeq} \quad (61)$$

A denominação “estático” para os carregamentos e coeficientes aerodinâmicos refere-se à forma de medição considerando o veículo estático em relação ao escoamento de ar.

Apesar de a força arrasto ter atuação no plano estudado, o seu alinhamento com o eixo longitudinal do veículo não gera qualquer tipo de momento em relação ao sistema de coordenadas do veículo B e, portanto, será ignorada no desenvolvimento a seguir. Fazendo-se a somatória das

forças externas na direção y e momentos externos em relação ao centro de massa na direção z temos:

$$F_Y = F_{Y1} + F_{Y2} - S \quad (62)$$

$$M_Z = F_{Y1}L_1 - F_{Y2}L_2 + S \frac{L_2 - L_1}{2} - YM \quad (63)$$

Utilizando as relações apresentadas, as equações (58) e (59) podem ser reescritas como a seguir:

$$F_Y = -C_1 \left(\beta - \delta + \frac{L_1 \omega_Z}{V} \right) - C_2 \left(\beta - \frac{L_2 \omega_Z}{V} \right) - \frac{1}{2} \frac{\partial C_S}{\partial \beta_{Aeq}} \rho A V_{Aeq}^2 \beta_{Aeq} \quad (64)$$

$$M_Z = -C_1 L_1 \left(\beta - \delta + \frac{L_1 \omega_Z}{V} \right) + C_2 L_2 \left(\beta - \frac{L_2 \omega_Z}{V} \right) + \frac{1}{2} \rho A V_{Aeq}^2 \beta_{Aeq} \left(\frac{\partial C_S}{\partial \beta_{Aeq}} \frac{L_2 - L_1}{2} - \frac{\partial C_{Mz}}{\partial \beta_{Aeq}} L_{ref} \right) \quad (65)$$

As equações acima descrevem a força lateral e momento de guinada que atuam no veículo como funções lineares do ângulo de escorregamento β em pontos de operações fixos, os quais são definidos pela velocidade do veículo e velocidade e orientação do vento incidente.

Uma notação que oferece vantagens na análise de estabilidade na dinâmica lateral de veículo é a notação derivativa. Esta foi utilizada inicialmente em análises lineares de estabilidade e controle de aeronaves e foi aplicada em veículos pela primeira vez por Segel em 1956 (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995). As derivadas são as curvas de força/momento em função de variáveis de movimento β , r e δ e relacionam as forças e momentos no veículo com pequenas variações destas variáveis.

Assim, temos:

$$F_y = Y_\beta \beta + Y_r r + Y_\delta \delta + Y_\psi \quad (66)$$

$$M_z = N_\beta \beta + N_r r + N_\delta \delta + N_\psi \quad (67)$$

onde $Y_\beta = \frac{\partial Y}{\partial \beta}$, $Y_r = \frac{\partial Y}{\partial r}$, $Y_\delta = \frac{\partial Y}{\partial \delta}$, $N_\beta = \frac{\partial N}{\partial \beta}$, $N_r = \frac{\partial N}{\partial r}$ e $N_\delta = \frac{\partial N}{\partial \delta}$. Y_ψ e

N_ψ são constantes e definidas pelo ponto de operação.

As derivadas parciais acima são as derivadas de estabilidade e controle.

Comparando as Equações 64 e 65 com 66 e 67, concluímos que:

$$Y_\beta = -C_1 - C_2 + \frac{1}{2} \frac{\partial C_s}{\partial \beta_{Aeq}} \rho A V^2 \left(1 + V_\infty^{*2} + 2V_\infty^* \cos \psi \right) P(Q^4 - Q^2 + 1) \quad (68)$$

$$Y_r = \left(\frac{1}{V} \right) (-L_1 C_1 + L_2 C_2) \quad (69)$$

$$Y_\delta = C_1 \quad (70)$$

$$Y_\psi = \frac{1}{2} \frac{\partial C_s}{\partial \beta_{Aeq}} \rho A V^2 \left(1 + V_\infty^{*2} + 2V_\infty^* \cos \psi \right) \left(\frac{Q^5}{5} - \frac{Q^3}{3} + Q \right) \quad (71)$$

$$N_\beta = -L_1 C_1 + L_2 C_2 + \frac{1}{2} \rho A V^2 \left(1 + V_\infty^{*2} + 2V_\infty^* \cos \psi \right) * \left(\frac{\partial C_{Mz}}{\partial \beta_{Aeq}} L_{ref} - \frac{\partial C_s}{\partial \beta_{Aeq}} \frac{L_2 - L_1}{2} \right) P(Q^4 - Q^2 + 1) \quad (72)$$

$$N_r = \left(\frac{1}{V} \right) (-L_1^2 C_1 - L_2^2 C_2) \quad (73)$$

$$N_\delta = L_1 C_1 \quad (74)$$

$$N_\psi = \frac{1}{2} \rho A V^2 \left(1 + V_\infty^{*2} + 2V_\infty^* \cos \psi \right) * \left(\frac{\partial C_{Mz}}{\partial \beta_{Aeq}} L_{ref} - \frac{\partial C_s}{\partial \beta_{Aeq}} \frac{L_r - L_f}{2} \right) \left(\frac{Q^5}{5} - \frac{Q^3}{3} + Q \right) \quad (75)$$

3.7. Equações de Movimento

A aceleração lateral do veículo é formada por duas componentes:

aceleração normal e taxa de variação da velocidade lateral no tempo. Assim:

$$a_y = \frac{V^2}{R} + \dot{v} \quad (76)$$

Considerando a relação $r = V/R$ e o ângulo β pequeno, podemos reescrever a aceleração lateral como:

$$a_y = V(r + \dot{\beta}) \quad (77)$$

Assim, aplicando a Segunda Lei de Newton à variação do modelo *single track* proposto neste trabalho e considerando o equacionamento de forças desenvolvido na seção 3.6, temos:

$$\begin{bmatrix} Y_\beta & Y_r \\ N_\beta & N_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Y_\delta \\ N_\delta \end{bmatrix} [\delta] + \begin{bmatrix} Y_\psi \\ N_\psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} mV(r + \dot{\beta}) \\ I_z \dot{r} \end{bmatrix} \quad (78)$$

ou

$$\begin{bmatrix} \left(\frac{Y_\beta}{mV} \right) & \left(\frac{Y_r}{mV} - 1 \right) \\ \left(\frac{N_\beta}{I_z} \right) & \left(\frac{N_r}{I_z} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \left(\frac{Y_\delta}{mV} \right) \\ \left(\frac{N_\delta}{I_z} \right) \end{bmatrix} [\delta] + \begin{bmatrix} \left(\frac{Y_\psi}{mV} \right) \\ \left(\frac{N_\psi}{I_z} \right) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} \quad (79)$$

A Equação (79), portanto, tem a forma:

$$[A]x + [B]\delta + [C] = \dot{x} \quad (80)$$

O significado físico das derivadas parciais pode ser brevemente resumido da seguinte forma:

- Y_β - fator de proporcionalidade entre a força lateral gerada pelos pneus e o ângulo de escorregamento do veículo;
- Y_r - fator de proporcionalidade entre a força lateral gerada pelos pneus e a velocidade de guinada do veículo;
- Y_δ - fator de proporcionalidade entre a força lateral gerada pelos pneus e o ângulo da roda devido ao esterçamento;

- N_{β} - fator de proporcionalidade entre o momento de guinada atuante no veículo e o ângulo de escorregamento do veículo. É chamada de curva de estabilidade direcional estática. Se for positiva, significa que o veículo possui tendência a alinhar a direção e sentido do seu eixo com o seu vetor velocidade;
- N_r - é o fator de proporcionalidade entre o momento de guinada atuante no veículo e a velocidade de guinada do veículo. É chamada de derivada de amortecimento em guinada;
- N_{δ} - é o fator de proporcionalidade entre o momento de guinada atuante no veículo e o ângulo da roda devido ao esterçamento.

Capítulo 4

Modelo Multicorpos Não-Linear do Veículo

4.1. Introdução

Este capítulo apresenta a metodologia aplicada no desenvolvimento do modelo multicorpos não-linear do veículo utilizado como referência, detalhando a representação topológica, das forças de suspensão, das forças e momentos gerados pelos pneus e das forças e momentos aerodinâmicos.

São também apresentados neste capítulo resultados de análises utilizadas para correlação do modelo com o modelo desenvolvido por COSTA (1992), o qual é utilizado como referência para o presente trabalho.

4.2. Representação Topológica

Os parâmetros do veículo rodoviário apresentado no presente trabalho foram escolhidos baseados em COSTA (1992) e representam um veículo típico. Em seu trabalho COSTA utilizou a técnica de modelagem MBS, descrita na seção 2.4, para realizar análises dinâmicas do modelo em *real time*. Este modelo é, portanto, adequado ao presente estudo por possuir uma pequena quantidade de variáveis que influenciam os resultados. No presente

trabalho o software comercial para simulações de sistemas multicorpos MSC.Adams foi utilizado para modelagem matemática do veículo.

A topologia do modelo consiste em um elemento central ou massa suspensa e quatro elementos secundários ou massas não-suspensas. O movimento de cada massa não-suspensa é modelado com uma junta de rotação com um grau de liberdade e com posição e orientação definidas de modo a simplificar a geometria de suspensão.

Figura 26: Layout do modelo multicorpos do veículo (COSTA, 1992).

A Figura 26 representa o layout do modelo multicorpos do veículo em equilíbrio estático. O ponto O representa o centro de gravidade do elemento central, P a localização de cada uma dos vínculos entre este e os elementos

secundários e H a localização do centro de massa de cada elemento secundário.

Para representação do efeito de esterçamento das rodas, um corpo de massa desprezível, chamado aqui de *dummy*, foi criado no ponto H das massas não-suspensas dianteira. O vínculo $P \rightarrow H$ representando o movimento de suspensão de cada uma das rodas dianteiras é estabelecido através de uma junta de rotação entre a massa suspensa e o *dummy* e o movimento de esterçamento das rodas dianteiras é representado por uma junta de rotação entre o *dummy* e a massa não-suspensa com origem em H e orientação vertical. Considera-se aqui que as rodas traseiras não possuem esterçamento.

Para efeito de comparação e validação da presente modelagem relativa à modelagem realizada por COSTA (1992), a flexibilidade do sistema de direção foi inicialmente considerada e os resultados desta configuração serão apresentados neste capítulo. No entanto, visando à redução do número de variáveis afetando o sistema, o sistema de direção será posteriormente desconsiderado na análise dos efeitos de carregamentos aerodinâmicos na dinâmica lateral do veículo e o ângulo de esterçamento será aplicado diretamente nas rodas.

O modelo, portanto, possui no total dez graus de liberdade sendo 6 graus de liberdade para o elemento central e um grau de liberdade para cada um dos elementos secundários referente à rotação destes em relação ao elemento central. Os dois graus de liberdade referente ao esterçamento dos elementos dianteiros são cancelados devido ao fato de que um deslocamento

angular é imposto. O modelo criado no ambiente mult corpos é apresentado na Figura 27.

Figura 27: Modelo construído no ambiente mult corpos.

A descrição detalhada das dimensões, posição e orientação dos vínculos de suspensão e valores de massa e inércia são apresentados no APÊNDICE A.

4.3. Representação das Forças de Suspensão e Pneus

A força de suspensão entre cada uma das massas não-suspensas e o elemento central é modelada através de uma mola em paralelo com um amortecedor. As forças de mola e amortecedor são respectivamente funções lineares do deslocamento e velocidade das massas não-suspensas relativo à massa suspensa. Um momento adicional é aplicado na direção x para representar o efeito de uma barra anti-rolagem atuando no eixo dianteiro. Este torque é modelado por uma função linear da diferença entre os deslocamentos das molas dianteira esquerda e dianteira direita. Pré-cargas são aplicadas às molas de modo a posicionar o sistema de acordo com a Figura 26 quando em equilíbrio estático.

As forças do pneu na direção longitudinal e vertical são modeladas por funções lineares. A força na direção lateral, entretanto, é modelada como uma função não-linear do ângulo de escorregamento do pneu e da força vertical. O *pneumatic trail*, e por consequência o momento na direção vertical ou momento restaurador atuando em cada roda é igualmente função das mesmas variáveis.

O modelo não-linear do pneu é também baseado no trabalho de COSTA (1992) e consiste em interpolações polinomiais em dados experimentais gerados pelo fabricante dos pneumáticos. As equações e coeficientes que definem a modelagem não-linear do pneu são apresentados no APÊNDICE A.

4.4. Representação das Forças e Momentos Aerodinâmicos

COSTA (1992) utiliza coeficientes aerodinâmicos de força e momento que são aproximações polinomiais de primeira e segunda ordem de dados experimentais. No entanto, estes carregamentos aerodinâmicos têm efeito desprezível nas manobras realizadas para a correlação do modelo dinâmico que é apresentada neste capítulo, as quais são desenvolvidas a uma velocidade longitudinal de 20m/s.

Assim, a representação das forças e momentos aerodinâmicos no modelo dinâmico não-linear que é apresentada a seguir refere-se aos objetivos do presente estudo e considera apenas os carregamentos aerodinâmicos medidos: força de arrasto, força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada.

Conforme mencionado na Seção 3.4, os ensaios experimentais em túnel de vento referentes ao presente estudo foram realizados utilizando um

sistema de medida de forças e momento de acordo com a Figura 16 no qual o sistema de coordenadas de medida mantém-se fixo em relação a um referencial externo e não se move com o veículo. Da mesma forma, os carregamentos medidos através das análises de fluidodinâmica computacional consideraram o mesmo sistema de coordenadas.

Portanto, a introdução destes carregamentos no modelo de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico apresentado na Seção 3.3 requer uma transformação de sistema de coordenadas conforme será apresentado na seção 6.2.

Após a transformação as forças aerodinâmicas de arrasto e lateral e momento aerodinâmico de guinada foram aplicados no sistema de coordenadas aerodinâmico e seguindo a orientação do veículo conforme a Figura 14.

Os valores de referência utilizados para o cálculo das forças e momento aerodinâmicos são apresentados na Tabela A 6. A área de referência e densidade é baseada em COSTA (1992). O comprimento de referência para cálculo do momento aerodinâmico de guinada, no entanto, é baseado em uma correção entre a área frontal e comprimento de referência do modelo ensaiado em túnel de vento neste trabalho e a área de referência do modelo de COSTA, o qual representa um veículo típico.

4.5. Controle de Velocidade do Veículo

O controle de velocidade do veículo é realizado através da aplicação de uma força longitudinal no centro de gravidade das massas não-suspensas traseiras. Esta modelagem é considerada adequada devido ao fato de que manobras de aceleração e frenagem não são realizadas no presente trabalho

e o efeito das forças necessárias para o controle é desprezível se comparado à ordem de magnitude das forças laterais e momento de guinada.

Assim, a força de controle de velocidade tem por objetivo acelerar o veículo a partir do repouso até a velocidade desejada e mantê-la aproximadamente constante ao longo da manobra, cancelando o efeito das forças longitudinais que atuam nos pneus e efeito das forças aerodinâmicas na velocidade longitudinal do veículo.

Um controlador proporcional integral é aplicado e a força de controle de velocidade é definida como:

$$F_{xCV} = G_P(V_{REF} - V_x(t)) + G_I \int_{t_0}^t (V_{REF} - V_x(t)) \quad (81)$$

onde F_{xCV} é a força de controle de velocidade, G_P é o ganho proporcional, G_I é o ganho integral, V_{REF} é a velocidade de referência ou velocidade desejada e $V_x(t)$ é a velocidade longitudinal instantânea do veículo.

Os valores dos ganhos foram ajustados como:

$$G_P = 5000 \quad (82)$$

$$G_I = 0.5 \quad (83)$$

4.6. Correlação do Modelo Multicorpos

Visando a comparação da presente modelagem não-linear utilizando o *software* comercial MSC.Adams e a modelagem realizada por COSTA (1992), duas análises foram realizadas: análise modal a partir da linearização do modelo quando em uma condição de regime permanente com velocidade longitudinal de 20m/s; e *steering input*, que consiste em uma entrada degrau de 45° na direção com o veículo em velocidade constante de 20m/s.

4.6.1. Análise Modal a 20m/s

A análise modal tem por objetivo a verificação das proporcionalidades entre massa, momentos de inércia, rigidezes e fatores de amortecimento das molas e dos pneus.

Para esta análise uma condição de equilíbrio estático foi atingida após 5s de simulação dinâmica sem a aplicação de forças externas ao modelo. A partir desta condição o modelo foi acelerado pela força de controle de velocidade até 20m/s e mantido nesta velocidade até 30s de maneira a garantir que uma condição de equilíbrio foi atingida. A Figura 28 apresenta a velocidade longitudinal da massa suspensa do veículo em função do tempo.

Figura 28: Velocidade longitudinal da massa suspensa do veículo durante o processo de aceleração visando à obtenção de uma condição de equilíbrio a 20m/s para linearização e análise modal.

Aos 30s o modelo foi linearizado e análise modal realizada. Os modos de vibrar, frequências e fatores de amortecimento obtidos são apresentados na Tabela 1 e comparados aos resultados obtidos por COSTA (1992):

Modos de Vibrar	ATUAL TRABALHO		COSTA (1992)	
	Frequência [Hz]	Fator de Amortecimento	Frequência [Hz]	Fator de Amortecimento
Vertical Dianteiro	1.09	20.8%	1.10	20.6%
Vertical Traseiro	1.34	26.8%	1.35	26.6%
Rolagem	1.82	26.7%	1.81	26.7%
Yaw Rate / Velocidade Lateral	1.31	94.0%	1.29	83.4%
Rodas Dianteiras em Fase	11.95	19.3%	12.02	20.0%
Rodas Dianteiras fora de Fase	12.42	19.4%	12.50	29.5%
Rodas Traseiras em Fase	12.91	29.9%	13.00	30.4%
Rodas Traseiras fora de Fase	12.95	30.5%	13.05	30.3%

Tabela 1: Comparação entre os modos de vibrar, frequências e fatores de amortecimento da presente modelagem multicorpos do veículo com a modelagem de COSTA (1992).

4.6.2. Steering Input a 20m/s

A análise de *steering input* tem por objetivo avaliar a resposta do modelo multicorpos a uma entrada degrau de 45° na direção. Esta é uma manobra de circuito aberto, o que significa que o ângulo de direção é considerado a entrada do sistema e nenhum controle é realizado baseado na resposta do veículo.

Nesta manobra o veículo parte de uma situação de equilíbrio em linha reta com velocidade constante, recebe uma entrada degrau e novamente atinge uma condição de equilíbrio realizando uma curva de raio constante. Assim, o *steering input* torna possível tanto a avaliação dos tempos de resposta no

regime transiente como a caracterização da dinâmica lateral do modelo em regime permanente.

A entrada foi modelada através de uma função polinomial de 3ª ordem que aproxima uma entrada degrau. Esta aproximação foi escolhida como forma de aumentar a robustez do cálculo numérico. De modo a repetir a modelagem realizada por COSTA (1992), o tempo de 0.5s foi estabelecido para a transição entre o valor inicial e valor final da entrada.

De maneira semelhante ao descrito na seção 4.6.1, para realização desta manobra o veículo foi acelerado a partir do repouso pela força de controle de velocidade até 20m/s e mantido nesta velocidade até 30s de simulação de modo a garantir que uma condição de equilíbrio foi atingida. Aos 30s de simulação iniciou-se a entrada no volante com valor final de 45°.

A relação de transmissão do sistema de direção é 25, o que significa que em um sistema de transmissão de forças rígido o ângulo de roda seria de 1.8°. No entanto, conforme mencionado anteriormente, para efeito de validação do presente modelo a flexibilidade do sistema de direção foi considerada e o ângulo de roda resultante nesta manobra foi de 1.68°. A Figura 29 apresenta o ângulo efetivo das rodas dianteira direita e esquerda a partir do início da manobra.

Figura 29: Ângulo das rodas dianteiras do modelo durante *steering input* a partir do início da manobra.

A comparação das medidas de *yaw rate*, velocidade lateral e ângulo de rolagem ao longo da manobra em relação aos resultados obtidos por COSTA (1992) é apresentada a seguir:

Figura 30: Comparação do yaw rate ao longo da manobra com os valores obtidos por COSTA (1992).

Figura 31: Comparação da velocidade lateral ao longo da manobra com os valores obtidos por COSTA (1992).

Figura 32: Comparação do ângulo de rolagem ao longo da manobra com os valores obtidos por COSTA (1992).

4.7. Conclusões

Os resultados obtidos através da análise modal e resposta à manobra de *steering input* demonstram que a modelagem multicorpos apresentada neste

trabalho compara-se de maneira satisfatória à modelagem realizada por COSTA (1992).

Ressalta-se aqui que o objetivo deste trabalho no que diz respeito à modelagem dinâmica é a obtenção de uma ferramenta para análise da influência de carregamentos aerodinâmicos na dinâmica lateral de veículos rodoviários típicos. Assim, este modelo dinâmico não visa à representatividade precisa de um veículo em específico, mas a representatividade aproximada de um veículo típico.

Portanto, assume-se que a correlação apresentada neste capítulo é suficiente para que a modelagem multicorpos desenvolvida e os parâmetros geométricos e dinâmicos do modelo sejam considerados representativos de um veículo típico.

Capítulo 5

Análise Aerodinâmica de um Veículo Simplificado

5.1. Introdução

Este capítulo apresenta a metodologia aplicada para análise aerodinâmica de uma geometria simplificada de um veículo, detalhando o procedimento de escolha da geometria, ensaios experimentais e simulações computacionais realizadas e resultados obtidos.

5.2. Parâmetros Geométricos do Veículo Analisado

Durante o processo de escolha da superfície externa do veículo para modelagem aerodinâmica, fatores como simplicidade, adequação às tendências atuais de design e representatividade de um veículo típico quanto a sua resposta a carregamentos aerodinâmicos laterais foram considerados.

A simplicidade geométrica foi um fator fundamental na escolha porque um dos objetivos do presente estudo é a identificação de características gerais de forma que influenciem na interação aerodinâmica-dinâmica lateral do veículo. Neste sentido, a escolha da geometria de um veículo em específico levaria em consideração detalhes que poderiam dificultar as observações de tendências gerais. LE GOOD & GARRY (2004) revisam os principais corpos

padrão utilizados para estudos de aerodinâmica veicular. Os principais objetivos na utilização de tais corpos padrões em pesquisas têm sido estudos da esteira do escoamento atrás do veículo, verificação de códigos computacionais, comparação de métodos de ensaio em túnel de vento como sucção de camada limite, esteira rolante, entre outros.

Usualmente os corpos padrão de aerodinâmica não possuem rodas ou possuem apenas apêndices para representação simplificada destas. A correta análise aerodinâmica do efeito das rodas requer um altíssimo nível de complexidade da modelagem empregada. No campo experimental se faz necessário um preciso detalhamento geométrico do contato dos pneumáticos com o solo, esteira rolante e também aparatos que separam as rodas do veículo, pois o contato destas com a parede do túnel de vento resultariam em erros nas medidas de força. No campo computacional, novamente um preciso detalhamento geométrico se faz necessário assim como alta resolução de malha e utilização de modelos mais complexos e correlação com dados experimental, sobretudo quando o veículo possui ângulo de escorregamento aerodinâmico em relação ao escoamento. Durante o processo de escolha, portanto, modelos geométricos com representação do efeito das rodas foram evitados visando a um melhor controle das variáveis do sistema.

Assim, dentre diversos corpos padrões utilizados em pesquisas nas últimas décadas, o modelo escolhido para este trabalho foi o *Rover model*. De acordo com LE GOOD & GARRY (2004), este modelo foi criado por Windsor and Howell no final da década de 1980 para investigação de efeitos de forma. O modelo foi projetado utilizando proporções de um veículo médio

(classe C) daquela época. O principal motivo da escolha deste modelo ao invés de outros, como o frequentemente utilizado *Ahmed model* (AHMED et al., 1984), foi a sua simplicidade de forma, ausência de rodas ou apêndices para representação simplificada destas e proporcionalidade geométrica quando comparado com veículos reais, principalmente no que diz respeito às áreas laterais. A proporção de área lateral na região frontal, central e traseira deste modelo é muito semelhante a veículos atuais, assim como os raios de curvatura e o seu comportamento quando em ângulo de guinada diferente de zero.

Assim, entende-se que este modelo atende aos requisitos de simplicidade, representatividade de um veículo real quanto a carregamentos laterais e adequação às formas de veículos atuais. A Figura B 1 apresenta as formas e dimensões principais do modelo utilizado para os ensaios em túnel de vento e simulações computacionais.

5.3. Método Experimental para Medidas Aerodinâmicas

O túnel de vento do Laboratório de Aerodinâmica (LAE) da Escola de Engenharia de São Carlos foi utilizado para os ensaios. Este túnel de vento é do tipo circuito fechado, conforme Figura B 6, com escoamento induzido por um ventilador de pressão atmosférica com motor elétrico de 100hps, possui seção de ensaio de 2.38m^2 com dimensões de 1,70m x 1,40m, velocidade máxima de 50m/s e intensidade de turbulência de 0.25%.

O modelo *Rover model* foi projetado em uma escala de 1:2 em relação ao modelo original de Windsor and Howell para fins de compatibilidade com a seção de ensaio do túnel de vento.

O modelo consiste em uma região central/frontal em alumínio e dez diferentes traseiras construídas em chapas de PVC. As configurações de traseira consistem em combinações de dois ângulos de difusor *Gama* (0° e 10°) com cinco ângulos de inclinação da traseira *Alpha* (0° , 10° , 20° , 30° e 40°).

A parte em alumínio foi dividida em cinco diferentes partes para favorecer a usinagem (Figura B 2) sendo que as regiões de maior complexidade geométrica foram usinadas em CNC (Figura B 3). A região central/frontal completa, após montagem e pintura, é apresentada na Figura B 4. A Figura B 5 apresenta as dez peças construídas com chapas de PVC que constituem as diferentes configurações de traseira do modelo ensaiado.

Um eixo foi usinado para fixar o modelo ensaiado no túnel de vento de maneira a posicioná-lo de maneira rígida na altura desejada e aproveitando a fixação pré-existente para ensaios aeronáuticos, conforme detalhe na Figura B 7.

Uma placa plana foi montada na seção de ensaio de forma reduzir a influência da camada limite que se desenvolve na parede inferior do túnel. As Figura B 9 e Figura B 10 demonstram a instalação.

A área frontal do modelo apenas quando em ângulo de escorregamento nulo em relação ao escoamento é de 0.028m^2 e esta é a área de referência utilizada para o cálculo dos coeficientes de força e momento aerodinâmicos. Quando considerados o eixo de suporte e a placa a área frontal é de 0.065m^2 , resultando em uma área de blocagem de 2.75% em relação à área da seção de ensaio.

Para as medidas de força, utilizou-se uma balança aerodinâmica de dois graus de liberdade projetada e construída por MAUNSELL (1977). A Figura B 12 apresenta um esquema desta balança. A balança possui dois níveis sendo uma base inferior rígida fixa em relação ao solo e uma estrutura superior à qual está acoplado o eixo que transmite as forças aerodinâmicas a que o modelo está submetido. Lâminas metálicas unem os dois níveis e um arranjo de extensômetros posicionados nestas lâminas permite a medida das componentes longitudinal e lateral da força aerodinâmica resultante.

A medida do momento aerodinâmico de guinada, por sua vez, foi realizada através de um extensômetro fixado no eixo de alumínio que suporta o modelo no túnel, conforme Figura B 13.

O funcionamento dos extensômetros está relacionado à deformação do material metálico, transformando-a em um sinal de tensão elétrica. O circuito utilizado para detectar e converter esta deformação em sinal elétrico foi constituído de uma Ponte de “*Wheatstone*” completa para cada componente aerodinâmica medida na balança, conforme desenho esquemático apresentado na Figura B 14.

O sinal de tensão elétrica resultante dos extensômetros é proporcional à deformação dos elementos metálicos que, por sua vez, são funções lineares das forças e momentos aerodinâmicos. Assim, um processo de calibração do sistema de medidas foi realizado através da aplicação de forças conhecidas nas direções lateral e longitudinal e momento na direção vertical e medição dos valores de tensão elétrica resultantes. As Tabelas C1 a C3 e Figuras C1 a C3 apresentam os resultados do procedimento de calibração para forças nas direções longitudinal e lateral e momento vertical.

Dez configurações de traseira foram analisadas, sendo estas combinações de dois ângulos de difusor e cinco ângulos de inclinação da traseira. Cada configuração de traseira, por sua vez, foi ensaiada sob 18 diferentes ângulos de escorregamento aerodinâmico *Beta* em relação ao escoamento. No total, portanto, 180 configurações foram ensaiadas em túnel de vento.

Ao final dos ensaios o modelo foi retirado da seção de ensaio e uma medida foi realizada apenas com eixo de fixação do modelo. Para o cálculo da força líquida de arrasto, a força de arrasto do eixo de fixação foi subtraída da força medida para cada configuração.

As configurações com *Alpha* 00°, 10° e 40° mostraram-se estáveis experimentalmente e apenas pequenos desvios foram observados durante os ensaios de repetibilidade. De maneira semelhante, as análises computacionais mostraram-se estáveis e com boa correlação experimental, sobretudo para as curvas de força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada.

Entretanto, conforme previsto por AHMED et al. (1984), as configurações com *Alpha* 20° e, sobretudo, 30° apresentaram maior variabilidade dos resultados durante os ensaios de repetibilidade. Verificou-se alta dependência dos resultados da configuração *Alpha* 30°, especialmente da força de arrasto, ao modo de variação do ângulo de escorregamento aerodinâmico *Beta*, sendo que diferentes curvas de arrasto foram obtidas quando se variando o ângulo *Beta* no sentido crescente de 00° a 34° ou variando-se no sentido decrescente de 34° a 00°.

AHMED et al. (1984) mostram uma alta sensibilidade do coeficiente de arrasto para variações do ângulo de inclinação de traseira α próximos de 30° , sendo que uma descontinuidade ocorre aproximadamente no ângulo α igual a 30° , conforme Figura 33:

Figura 33: Valores de coeficiente de arrasto obtidos por AHMED et al. (1984) em seu modelo simplificado como função do ângulo de inclinação de traseira α .

De acordo com AHMED et al. (1984), apesar de a estrutura da esteira do veículo ser essencialmente não-estacionária, a média temporal do escoamento exibe a macroestrutura que governa a geração do arrasto de pressão na região traseira do veículo. O esquema na Figura 34 é resultado de estudos conduzidos por AHMED et al. (1984) e ilustra esta macroestrutura, a qual foi confirmada por diversos outros autores dentre eles

mais recentemente GUILMINEAU (2008), que utilizou o *Ahmed body* para um detalhado estudo de modelagem computacional.

Figura 34: Esquema de AHMED et al. (1984) do sistema de vórtices na esteira do modelo simplificado.

A camada cisalhante originada na aresta lateral inclinada enrola-se em um vórtice longitudinal conforme indicado pela região C da Figura 34, de maneira semelhante ao observado na ponta de uma asa. Nas arestas superior e inferior as camadas cisalhantes enrolam-se em dois vórtices contra-rotativos de direção lateral indicados respectivamente pelas regiões A e B. AHMED et al. indicam que as estruturas A e B são dois vórtices do tipo ferradura dentro da zona de separação, conforme indicado por D.

A intensidade do vórtice A é altamente dependente da intensidade do vórtice C. E, enquanto o escoamento permanece colado na superfície inclinada, a intensidade de C é dependente do ângulo de inclinação de

traseira *Alpha*. A intensidade de B, por sua vez, depende principalmente das condições do escoamento na região da superfície inferior do modelo.

Com um ângulo de inclinação de traseira *Alpha* próximo de 30° , uma bolha de separação começa a se formar a partir da aresta entre a superfície superior do modelo e a superfície inclinada, reduzindo drasticamente a pressão estática nesta superfície, o que resulta na configuração de máximo arrasto.

Um pequeno aumento adicional do ângulo *Alpha* resulta na completa separação da região traseira incluindo também a superfície inclinada, formando uma nova estrutura de escoamento. A principal característica desta nova estrutura é a ausência do vórtice longitudinal formado a partir da aresta inclinada, o que resulta em um aumento da pressão estática na região traseira do modelo e, com isso, uma drástica redução no arrasto.

Configurações com *Alpha* próximos de 30° são, portanto, altamente instáveis e pequenos distúrbios podem resultar na passagem para a estrutura de escoamento de menor arrasto.

Esta característica sugere que a instabilidade observada nos ensaios em túnel de vento das configurações com *Alpha* 20° e 30° está relacionada à alteração da estrutura do escoamento com a variação do ângulo de escorregamento aerodinâmico *Beta*, o que significa que as medidas realizadas a partir de *Beta* nulo iniciam-se com a estrutura de alto arrasto na esteira e posteriormente ocorre a transição para a estrutura de menor arrasto, enquanto as medidas realizadas a partir de *Beta* 34° iniciam-se com a estrutura de menor arrasto, podendo a transição para a estrutura de alto arrasto ocorrer ou não para ângulo *Beta* próximo de zero.

Este trabalho não procurou detalhar os fenômenos envolvidos na transição da estrutura da esteira do escoamento devido ao ângulo β . Depois de identificadas as diferenças nos resultados quanto ao procedimento de variação de β , optou-se por realizar todas as medidas variando-se o ângulo de escorregamento aerodinâmico sempre no sentido crescente de 00° a 34° .

5.4. Método Computacional para Medidas Aerodinâmicas

O modelo computacional desenvolvido para medidas e análise dos mecanismos de formação dos carregamentos aerodinâmicos a que o modelo *Rover model* é submetido foi baseado na configuração geométrica e condições de contorno do ensaio experimental realizado em túnel de vento, conforme detalhado no APÊNDICE B.

O *software* comercial STAR-CCM+ foi utilizado para as análises de fluidodinâmica computacional. A geometria da seção de ensaio, sistema de fixação no túnel de vento, placa plana e modelo propriamente dito foram modelados computacionalmente em uma escala 1:1 em relação ao ensaio experimental.

Estudos anteriores foram utilizados como referência para critérios de modelagem computacional da aerodinâmica de um modelo simplificado de veículo, dentre eles destaca-se RAMNEFORS et al. (1996), TEYFUN (1999), BAYRAKTAR & BAYRAKTAR (2006) e GUILMINEAU (2008). Porém como a tecnologia de CFD apresenta atualmente um ritmo de desenvolvimento muito acelerado, as práticas mais recentes aplicadas pela indústria foram determinantes na escolha dos critérios utilizados.

O domínio computacional foi dividido em duas regiões, sendo uma externa e outra interna, esta última contendo o modelo *Rover model*, sendo ambas conectadas por uma interface que transmite implicitamente as variáveis de estado entre as regiões durante o cálculo numérico. A vantagem da utilização desta metodologia é que diferentes ângulos de escorregamento aerodinâmico *Beta* podem ser obtidos apenas através da rotação da região interna na direção vertical e posterior atualização da interface entre as duas regiões.

Como resultado, apenas uma malha foi gerada para cada configuração de traseira e o processo de cálculo numérico foi automatizado de modo que ao término da análise de cada configuração ocorreria a rotação da região interna e reinício do cálculo numérico do novo ângulo *Beta* resultante, até o ângulo máximo de 34° . A Figura 35 apresenta um plano longitudinal do domínio do modelo em CFD com a diferenciação da região externa e interna, respectivamente em azul e cinza.

Figura 35: Plano longitudinal do domínio do modelo em CFD com diferenciação das duas regiões nas cores azul e cinza.

Em termos de modelagem numérica, o cálculo da média temporal das equações de *Navier-Stokes* foi escolhido. Esta abordagem foi considerada satisfatória em função dos diversos estudos realizados em modelos

simplificados de veículos utilizando esta metodologia, que reportam boa previsão da macroestrutura do escoamento e distribuição de pressão.

Para modelagem de turbulência o modelo *K-Omega SST* (MENTER, 1993; MENTER, 1994) foi utilizado com adição do tratamento “*all y^+* ”, o que significa que o modelo automaticamente detecta regiões do domínio em que funções de parede devem ser aplicadas. No entanto, a utilização deste tratamento foi utilizada apenas como precaução, já que todas as superfícies do modelo em que a condição de não-eskorregamento foi aplicada tiveram rigoroso controle das dimensões dos elementos de malha de modo a garantir que a camada limite fosse devidamente discretizada, evitando-se assim o uso de funções de parede. A Figura 36 apresenta os valores de y^+ na parede do modelo na configuração Alpha 30° Gama 00° demonstrando que com exceção da superfície frontal, em que ocorre o pico de sucção e a velocidade é mais alta, todas as outras superfícies do apresentam $y^+ < 2$ e, portanto, possuem suficiente discretização da camada limite pra que a utilização de funções de parede seja evitada.

Figura 36: Valores de y^+ na parede do modelo obtidos na configuração Alpha 30° Gama 00°.

Os parâmetros de malha utilizados são descritos na Tabela D 1 e as Figuras D1 a D3 ilustram a malha resultante. O modelo computacional possui aproximadamente 8 milhões de elementos de malha.

A condição de contorno de entrada utilizada foi velocidade com magnitude de 25m/s, intensidade de turbulência de 0.25% e direção longitudinal, simulando a condição aproximada do túnel de vento. A condição de saída foi pressão estática atmosférica. As superfícies inferior, superior e lateral do túnel foram consideradas como paredes com condição de escorregamento e as superfícies referentes ao modelo *Rover model*, eixo de fixação e placa

plana foram consideradas como paredes com condição de não-eskorregamento.

Os critérios utilizados para julgamento da convergência da solução foram análises dos resíduos das equações de conservação de massa e de quantidade de movimento e análise das variações dos valores medidos de força de arrasto, lateral e momento de guinada ao longo das iterações numéricas.

5.5. Resultados

Durante a análise dos resultados, verificou-se uma diferença desprezível dos carregamentos aerodinâmicos entre as duas configurações de ângulo de difusor *Gama*. Esta tendência foi verificada tanto nos resultados experimentais quanto computacionais e a análise do escoamento mostra que a esteira resultante do eixo de fixação do modelo minimiza o efeito das diferenças geométricas na região do difusor.

Entende-se, portanto, que o estudo dos efeitos de ângulo de difusor nos carregamentos aerodinâmicos atuantes no veículo não é consistente quando utilizados métodos de fixação e medida semelhantes aos utilizados neste trabalho e, assim, apenas os dados referentes ao ângulo de difusor *Gama* nulo são apresentados no APÊNDICE E.

Os resultados computacionais e experimentais de força lateral e momento aerodinâmico de guinada apresentam boa correlação para as configurações de ângulo de inclinação de traseira *Alpha* 00° , 10° e 40° . A configuração de *Alpha* 20° apresenta um desvio moderado na medida de força lateral e a configuração de *Alpha* 30° apresenta um desvio acentuado tanto na medida de força lateral quanto na de momento de guinada. Para todas as

configurações de traseira observa-se um comportamento linear do momento aerodinâmico de guinada nas medidas experimentais enquanto os resultados de CFD apresentam um desvio para ângulos *Beta* maiores que 20°.

Tendo em vista os objetivos deste estudo, considera-se a correlação entre os dois métodos de medida satisfatória para as configurações de traseira *Alpha* 00°, 10°, 20° e 40°. Apesar dos desvios nos resultados da configuração *Alpha* 20°, considera-se que os desvios são suficientemente pequenos e a configuração suficientemente estável para os objetivos propostos.

Os resultados das medidas de força de arrasto apresentam boa correlação entre as metodologias experimental e computacional para as configurações de ângulo de inclinação de traseira *Alpha* 00°, 10° e 40°. A configuração de *Alpha* 20° apresenta um desvio moderado para pequenos valores de *Beta* e uma melhor correlação para ângulos *Beta* maiores que 14°. A configuração de *Alpha* 30° apresenta um desvio acentuado para pequenos valores de *Beta* e um desvio moderado para valores maiores.

A menor qualidade da correlação entre medidas experimentais e computacionais nas configurações *Alpha* 20° e 30° é esperada considerando-se os métodos utilizados neste trabalho. Melhor qualidade de correlação pode ser obtida com um alto controle geométrico e das condições de operação e de medida no campo experimental, e aplicação de modelagem mais complexa no campo computacional, utilizando-se discretização temporal e modelos que resolvem grandes escalas de turbulência.

Conforme deduzido na seção 3.6, a força de arrasto possui efeito nulo na dinâmica lateral do veículo quando escrita no sistema de coordenadas aerodinâmico. E de acordo com as equações utilizadas para transformar os

carregamentos aerodinâmicos escritos na orientação de medida para o sistema de coordenadas que se move com o veículo, detalhados na seção 6.2, podemos concluir que a participação dos valores de arrasto medido passa a ser significativa na dinâmica lateral apenas para grandes ângulos de escorregamento aerodinâmico *Beta*.

Portanto, do ponto de vista de medida de arrasto, mesmo considerando-se os desvios observados para valores pequenos de *Beta*, novamente considera-se que as configurações de traseira *Alpha* 00°, 10°, 20° e 40° apresentam correlação satisfatória e são suficientemente estáveis para os objetivos propostos.

A configuração *Alpha* 30°, entretanto, mostrou-se altamente instável e com baixa qualidade de correlação entre os dois métodos de medida empregados. Pelo menos dois argumentos podem ser utilizados para justificar a não utilização desta configuração no presente estudo: o primeiro refere-se à incerteza dos valores de força e momento medidos devido à baixa qualidade de correlação entre os resultados experimentais e numéricos; o segundo refere-se à ausência de informações e conhecimento suficiente sobre como a esteira do escoamento se modifica com a variação do ângulo de escorregamento lateral. O conhecimento sobre variações súbitas de carregamentos e sobre carregamentos distintos dependendo do sentido de rotação do veículo em relação ao escoamento é importante para uma análise consistente da interação entre aerodinâmica e dinâmica lateral.

Por uma questão de consistência, portanto, optou-se por ignorar os resultados da configuração *Alpha* 30° nas análises dinâmicas apresentadas nos capítulos subseqüentes.

E finalmente, devido à divergência das medidas experimentais e computacionais do momento aerodinâmico de guinada para ângulos de escorregamento lateral $Beta$ maiores que 20° e à falta de análises específicas para entendimento do fenômeno, optou-se pela limitação do estudo da dinâmica lateral apenas em pontos de operação com valores de $Beta$ menores que 20° .

5.6. Mecanismos de Formação dos Carregamentos Aerodinâmicos

O Apêndice F apresenta resultados de visualização gerados a partir das simulações de fluidodinâmica computacional. Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo e iso superfície de $V_x = 0$ em cinco ângulos de escorregamento aerodinâmico β_{Aeq} são apresentadas para cada uma das configurações de traseira.

Na superfície lateral de pressão, verifica-se que o ponto de estagnação do escoamento se desloca da região frontal do modelo para a região lateral conforme se aumenta β_{Aeq} . A alta pressão nesta região é aparente pela cor vermelha.

Na superfície lateral de sucção, verifica-se a formação de um vórtice a partir da transição entre a superfície inclinada frontal e a superfície lateral de sucção. O vórtice aparente nas imagens de iso superfície de $V_x = 0$ é o resultado da vorticidade formada ao longo da superfície inclinada desde a região frontal inferior. Esta intensa vorticidade na superfície lateral resulta em baixos valores de pressão, os quais são aparentes pela cor azul escuro na região frontal da superfície lateral de sucção.

Esta configuração de pressão na região frontal do modelo é semelhante para todas as configurações de traseira testadas e é altamente desfavorável no que diz respeito à formação de momento aerodinâmico desestabilizante.

Analisando a região traseira do veículo, verifica-se que a distribuição de pressão nas laterais apresenta também características semelhantes para as diferentes configurações, com a diferença de que a área lateral varia entre as configurações de traseira testadas. Assim, tendo por referência apenas as superfícies laterais do modelo, a magnitude do momento aerodinâmico de guinada terá uma ordem crescente da configuração $Alpha\ 00^\circ$ para $Alpha\ 40^\circ$.

Porém a superfície inclinada traseira e o escoamento nesta região passam a ter uma influência significativa quando o modelo possui β_{Aeq} diferente de zero. Percebe-se nas Figuras F 7, F 8, F 11 e F 12 que o vórtice que se enrola na superfície inclinada com o modelo a $\beta_{Aeq} = 0$ continua presente e a superfície inclinada possui uma zona de baixa pressão. No entanto, como esta superfície inclinada contribui com parte da área lateral com $\beta_{Aeq} \neq 0$, esta gera uma parcela adicional ao o momento aerodinâmico de guinada.

Portanto, conclui-se que a distribuição de área lateral é um elemento importante no mecanismo de formação do momento aerodinâmico de guinada, porém a estrutura do escoamento na região traseira inclinada possui também uma contribuição relevante. Os resultados das geometrias avaliadas mostram a tendência de aumento da magnitude do momento entre as configurações $Alpha\ 00^\circ$, 10° e 20° , porém um comportamento mais estável na configuração $Alpha\ 40^\circ$ do que $Alpha\ 10^\circ$ e 20° , o que pode ser explicado

pela mudança da estrutura do escoamento na traseira como visto na seção 5.3.

5.7. Conclusões

Os resultados das medidas aerodinâmicas experimentais e computacionais reproduziram tendências observadas na literatura e a comparação de ambas as metodologias auxiliou nas conclusões sobre as limitações dos métodos empregados e na definição das faixas de utilização dos resultados obtidos, tendo em vista a confiabilidade e estabilidade dos resultados assim como os objetivos deste estudo.

Os resultados das medidas de CFD das configurações de ângulo de inclinação de traseira de traseira α 00°, 10°, 20° e 40° e valores de ângulo de escorregamento aerodinâmico lateral β entre 00° e 20° serão utilizados para as análises de dinâmica veicular.

Capítulo 6

Análise Linear da Influência de Carregamentos

Aerodinâmicos na Dinâmica Veicular

6.1. Introdução

Este capítulo desenvolve a aplicação dos resultados de medidas aerodinâmicas referente aos procedimentos apresentados no Capítulo 5 às equações lineares desenvolvidas no Capítulo 3.

6.2. Transformação dos Carregamentos Aerodinâmicos Medidos para o Sistema de Coordenadas Aerodinâmico

Os coeficientes medidos de força aerodinâmica lateral e de momento aerodinâmico de guinada podem ser transformados para o sistema de coordenadas aerodinâmicos através da equação a seguir:

$$\begin{bmatrix} C_D \\ C_S \\ C_{Mz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(Beta) & -\sin(Beta) & 0 \\ \sin(Beta) & \cos(Beta) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{D0} \\ C_{S0} \\ C_{Mz0} \end{bmatrix} \quad (84)$$

onde C_D , C_S e C_{M_z} são respectivamente os coeficientes de força aerodinâmica de arrasto e lateral e o coeficiente aerodinâmico de guinada no sistema de coordenadas aerodinâmico, C_{D0} , C_{S0} e C_{Mz0} são os coeficientes escritos no sistema de coordenadas de medida e $Beta$ é o ângulo de escorregamento lateral em relação ao escoamento durante as medidas aerodinâmicas.

A Figura 37 e a Figura 38 apresentam, respectivamente, os valores dos coeficientes de força aerodinâmica lateral e de momento aerodinâmico de guinada medidos em CFD como função do ângulo de escorregamento lateral $Beta$ e escritos de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico, após a aplicação da transformação definida pela equação (84):

Figura 37: Valores do coeficiente aerodinâmico de força lateral medidos em CFD como função do ângulo de escorregamento lateral $Beta$ e escritos de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico.

Figura 38: Valores do coeficiente aerodinâmico de momento de guinada medidos em CFD como função do ângulo de escorregamento lateral *Beta* e escritos de acordo com o sistema de coordenadas aerodinâmico.

6.3. Linearização dos Carregamentos Aerodinâmicos

De acordo com o equacionamento proposto no Capítulo 3 para análise linear da influência dos carregamentos aerodinâmicos na dinâmica lateral de um veículo, deseja-se escrever os valores de força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada como função linear do ângulo de escorregamento aerodinâmico equivalente, conforme equações (56) e (57).

Os valores de $\partial C_S / \partial \beta_{Aeq}$ e $\partial C_{Mz} / \partial \beta_{Aeq}$ obtidos a partir da linearização das curvas apresentadas na Figura 37 e Figura 38 são descritos na Tabela 2 a seguir:

Configuração	$\frac{\partial C_s}{\partial \beta_{Aeq}} \text{ [rad}^{-1}\text{]}$	$\frac{\partial C_{Mz}}{\partial \beta_{Aeq}} \text{ [rad}^{-1}\text{]}$
Alpha 00/ Gama00	3.925	-0.269
Alpha 10/ Gama00	3.638	-0.350
Alpha 20/ Gama00	3.581	-0.355
Alpha 40/ Gama00	3.753	-0.332

Tabela 2: Valores de $\frac{\partial C_s}{\partial \beta_{Aeq}}$ e $\frac{\partial C_{Mz}}{\partial \beta_{Aeq}}$ obtidos a partir da linearização das curvas de força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada.

6.4. Análise de Estabilidade Estática

Um tipo de análise de estabilidade do sistema dinâmico linearizado pode ser realizado através da obtenção dos autovalores da matriz A na equação (76) para diferentes pontos de operação.

A partir dos valores de massa, inércia, posição do centro de gravidade e rigidez lateral dos pneus descritos no APÊNDICE A, e definindo pontos de operação em termos de velocidade de vento incidente e ângulo de incidência, gráficos dos autovalores da matriz A foram produzidos variando-se a velocidade longitudinal do veículo de zero a 100m/s.

Os valores de frequência natural e fator de amortecimento do sistema foram também obtidos a partir do lugar das raízes e são apresentados como função da velocidade longitudinal.

Uma outra forma de avaliação de estabilidade estática considera a análise do parâmetro N_β/I_z , o qual representa o fator de proporcionalidade entre o momento de guinada atuante no veículo e o ângulo de escorregamento do veículo. Conforme o conceito de estabilidade estática discutido na seção 3.5, este parâmetro define a tendência do veículo em alinhar o seu eixo longitudinal com o vetor velocidade aerodinâmica equivalente. Pela definição do modelo apresentada na seção 3.6, o veículo é estável se este parâmetro é

positivo. Gráficos do parâmetro N_β/I_z em função da velocidade longitudinal do veículo foram produzidos variando-se a velocidade de zero a 100m/s.

A seguir são apresentados os resultados de ambas as análises de estabilidade para diferentes pontos de operação. Conforme desenvolvido no Capítulo 3, V_∞^* representa a velocidade do vento incidente relativo à velocidade longitudinal do veículo e ψ representa o ângulo do vento incidente em relação ao eixo longitudinal do veículo. Na presente análise, como todas as relações do modelo são lineares, a influência destes parâmetros está relacionada à variação da magnitude da velocidade do escoamento em relação ao veículo.

Para verificação da influência dos carregamentos aerodinâmicos no modelo linear quatro pontos de operação foram escolhidos e os resultados são apresentados a seguir:

Ponto de Operação 1: $V_{\infty}^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$

Figura 39: Comparação dos autovalores da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$.

Figura 40: Frequência natural obtida a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$.

Figura 41: Fator de amortecimento obtido a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$.

Figura 42: Comparação do parâmetro N_{β}/I_z do veículo em função da velocidade longitudinal para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0$ / $\psi = 0^\circ$.

- Ponto de Operação 2: $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 0^\circ$

Figura 43: Comparação dos autovalores da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 0^\circ$.

Figura 44: Frequência natural obtida a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 0^\circ$.

Figura 45: Fator de amortecimento obtido a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 0^\circ$.

Figura 46: Comparação do parâmetro N_{β}/I_z do veículo em função da velocidade longitudinal para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 0^\circ$.

- Ponto de Operação 3: $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 30^\circ$

Figura 47: Comparação dos autovalores da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 30^\circ$.

Figura 48: Frequência natural obtida a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 30^\circ$.

Figura 49: Fator de amortecimento obtido a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 30^\circ$.

Figura 50: Comparação do parâmetro N_{β}/I_z do veículo em função da velocidade longitudinal para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 30^\circ$.

- Ponto de Operação 4: $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 60^\circ$

Figura 51: Comparação dos autovalores da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 60^\circ$.

Figura 52: Frequência natural obtida a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 60^\circ$.

Figura 53: Fator de amortecimento obtido a partir do lugar das raízes da matriz A para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 60^\circ$.

Figura 54: Comparação do parâmetro N_{β}/I_z do veículo em função da velocidade longitudinal para diferentes configurações de traseira no ponto de operação $V_{\infty}^* = 0.3$ / $\psi = 60^\circ$.

O fato de todos os autovalores possuírem os valores reais negativos e o parâmetro N_{β}/I_z permanecer sempre positivo significa que o sistema

permaneceu estável dentro dos limites de velocidade aplicados, mesmo após a adição dos efeitos aerodinâmicos.

Entretanto, verifica-se que os carregamentos aerodinâmicos provocam uma significativa alteração do sistema dinâmico. Considerando por exemplo a condição com vento incidente de velocidade nula, nota-se que o valor da relação N_β/I_z cai aproximadamente 20% com uma velocidade longitudinal de 50m/s quando comparado com a análise sem efeitos aerodinâmicos, o que pode ser considerado como uma relevante redução do índice de estabilidade do veículo.

A adição de vento incidente pode tanto amplificar quanto reduzir o efeito dos carregamentos aerodinâmicos na dinâmica lateral, dependendo da velocidade e ângulo de incidência. Porém os resultados apresentados demonstram que a estabilidade do sistema é fortemente afetada pelos carregamentos aerodinâmicos devido à velocidade longitudinal do veículo e que a adição do vento incidente resulta em apenas uma variação moderada adicional da estabilidade do sistema.

Dentre as configurações de traseira, os sistemas dinâmicos com as configurações com ângulo de inclinação *Alpha* de 10° e 20° apresentaram maior sensibilidade à adição dos carregamentos aerodinâmicos. A configuração com *Alpha* 40° apresentou sensibilidade levemente inferior às anteriores e a configuração com *Alpha* 10° resultou em uma resposta significativamente menos sensível.

6.5. Conclusões

Os resultados da análise do modelo linear sugerem uma relevante alteração das condições de estabilidade estática do sistema quando os

carregamentos de força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada são adicionados ao sistema.

As análises consideraram parâmetros inerciais, geométricos e forças de pneu e suspensão de um veículo típico, assim como carregamentos aerodinâmicos relativos a uma configuração geométrica representativa de um veículo típico. Velocidades longitudinais de até 100m/s foram consideradas, o que em termos práticos não representa a realidade de um veículo rodoviário. Entretanto, uma redução de aproximadamente 20% no valor da relação N_β/I_z foi observada a uma velocidade de 50m/s, o que é considerado uma alteração significativa do comportamento dinâmico do veículo em uma condição comumente encontrada nas estradas.

Capítulo 7

Análise Não-Linear da Influência de Carregamentos

Aerodinâmicos na Dinâmica Veicular

7.1. Introdução

Este capítulo utiliza o modelo multicorpos não-linear desenvolvido no Capítulo 4 para análise da influência da força aerodinâmica lateral e momento aerodinâmico de guinada na estabilidade lateral do veículo em manobras de circuito aberto, nas quais a trajetória do veículo não sofre correções aplicadas pelo motorista.

7.2. Método de Avaliação da Estabilidade Lateral do Veículo

Apesar de as características de estabilidade e resposta direcional de um veículo serem altamente dependentes dos valores de massa, momentos de inércia, posição do centro de gravidade, parâmetros de suspensão e do pneu e, conforme visto no Capítulo 6, dos carregamentos aerodinâmicos a que o veículo está sujeito, o comportamento dinâmico é também largamente influenciado pela resposta do motorista à trajetória do veículo. Sendo o

motorista capaz de identificar e corrigir tendências indesejadas na trajetória ao longo da manobra, pode-se considerar que este atua como um sistema de controle de malha fechada no sistema.

Diversas metodologias para modelagem computacional do efeito do motorista foram desenvolvidas nas últimas décadas e a bibliografia relata significativa influência desta modelagem na resposta dinâmica do sistema. Dentre os estudos revisados, destacam-se Data et al. (2002) que analisam a influência de diferentes estilos de motoristas na execução da manobra de dupla mudança de pista e GUAN et al. (2000) que desenvolvem um modelo de motorista para análises de tendência de capotamento de veículos.

Como mencionado anteriormente, buscou-se neste estudo uma modelagem representativa de um veículo típico, porém com a máxima redução possível no número de variáveis afetando o sistema de modo a maximizar a compreensão da influência dos carregamentos aerodinâmicos na resposta dinâmica. Assim, optou-se pela não modelagem do efeito do motorista e pela realização de manobras sem nenhum tipo de controle de trajetória.

Duas manobras de circuito aberto foram escolhidas para a avaliação do comportamento veículo quanto a estabilidade lateral:

- Variação linear do ângulo de esterçamento com o veículo à velocidade constante de 20m/s, 40m/s e 60m/s;
- Variação linear da velocidade longitudinal com ângulo de esterçamento constante e igual a 1° nas rodas dianteiras.

Para a manobra de variação do ângulo de esterçamento à velocidade constante o veículo foi acelerado a partir do repouso até a velocidade

desejada e mantido nesta condição por 10s para estabilização do sistema. Aos 30s de simulação iniciou-se a variação linear do ângulo de volante a uma taxa de $1.25^{\circ}/s$. Para esta análise a flexibilidade do sistema de direção foi desprezada como forma de, novamente, reduzir o número de variáveis afetando o sistema. Assim, o ângulo efetivo de esterçamento de cada uma das rodas dianteiras foi variado linearmente de $0.05^{\circ}/s$, conforme apresentado na Figura 55:

Figura 55: Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em função do tempo efetivo de manobra para a manobra de variação linear do ângulo de esterçamento com veículo à velocidade constante.

Devido ao fato de a modelagem dos pneus aplicada não apresentar um limite de aderência, a aceleração lateral do veículo tende a crescer indefinidamente durante a manobra até a desintegração do modelo devido às altas cargas. Uma aceleração lateral normalizada de $1.2g$ foi, portanto, utilizada para definição do término da manobra.

Para a manobra de variação da velocidade longitudinal do veículo com ângulo de esterçamento constante nas rodas dianteiras, o veículo foi

acelerado a partir do repouso até 5m/s e mantido nesta velocidade por 10s para estabilização do sistema. Aos 30s de simulação uma entrada de 25° foi aplicada ao volante através de uma parábola que aproxima uma entrada degrau com duração de 0.5s. Como novamente a flexibilidade do sistema de direção foi desprezada, esta entrada representou um ângulo de esterçamento final de 1° nas rodas dianteiras. O veículo foi mantido nesta condição com velocidade constante por aproximadamente 5s e a partir de 35s de simulação iniciou-se a variação da velocidade com uma aceleração longitudinal constante de 1m/s^2 . A aceleração longitudinal foi realizada através da aplicação da força de controle de velocidade nas rodas traseiras com magnitude definida pela equação (77). A Figura 56 apresenta os valores de velocidade longitudinal do veículo em função do tempo efetivo de manobra, considerando-se o início da manobra o instante em que o ângulo de esterçamento é aplicado às rodas dianteiras.

Figura 56: Velocidade longitudinal do veículo em função do tempo efetivo de manobra a partir da aplicação do ângulo de esterçamento nas rodas dianteiras.

7.3. Resultados

Uma forma de análise das características de dirigibilidade de um veículo é através do gráfico de ângulo de esterçamento das rodas dianteiras δ em função da aceleração lateral normalizada a_y/g , conforme exemplo de GILLESPIE (1992) apresentado na Figura 57.

Figura 57: Exemplo de avaliação das características de dirigibilidade de um veículo a partir do gráfico de ângulo de esterçamento em função da aceleração lateral originado por uma manobra a velocidade constante (GILLESPIE, 1992).

As figuras a seguir apresentam os resultados obtidos a partir da realização da manobra de variação linear do ângulo de esterçamento com o veículo a velocidade constante de 20, 40 e 60m/s:

Figura 58: Gráfico do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em função da aceleração lateral para a manobra de variação linear do ângulo de direção com veículo à velocidade constante de 20m/s.

Figura 59: Gráfico do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em função da aceleração lateral para a manobra de variação linear do ângulo de direção com veículo à velocidade constante de 40m/s.

Figura 60: Gráfico do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras em função da aceleração lateral para a manobra de variação linear do ângulo de direção com veículo à velocidade constante de 60m/s.

Enquanto a 20m/s a influência dos carregamentos aerodinâmicos na dirigibilidade do veículo é desprezível, a 40m/s uma significativa influência já é verificada e a 60m/s uma severa influência. Sob altas velocidades os carregamentos de força aerodinâmica lateral e, sobretudo, de momento aerodinâmico de guinada tendem a reduzir significativamente o valor da aceleração lateral em que ocorre a transição entre comportamento sub-esterçante e sobre-esterçante. Além disso, verifica-se que estes carregamentos tendem a reduzir o valor da aceleração lateral em que o veículo torna-se instável, porém esta característica só pode ser confirmada através da utilização de modelagem de pneus considerando limite de aderência.

Uma segunda forma de avaliação das características de dirigibilidade de um veículo é através do diagrama de dirigibilidade criado por PACEJKA (2005). Este diagrama é um gráfico bidimensional com aceleração lateral

normalizada a_y/g na ordenada e o raio de curva relativo ao entre-eixo L/R na abscissa. Este gráfico pode também ser apresentado com $\alpha_1 - \alpha_2$ na abscissa, já que $\alpha_1 - \alpha_2 = \delta - L/R$. A Figura 61 apresenta exemplos deste diagrama com a resposta de quatro veículos com diferentes características dinâmicas:

Figura 61: Exemplos de curvas de dirigibilidade (direita) para veículos com diferentes características dinâmicas, sendo rodas dianteiras definidas por 1 e traseiras definidas por 2 (PACEJKA, 2005).

Os comportamentos sub-esterçante e sobre-esterçante podem ser identificados no diagrama pela tendência do valor de $\alpha_1 - \alpha_2$ em uma determinada aceleração lateral. Se $\alpha_1 - \alpha_2$ tende a aumentar com o aumento da aceleração lateral, o comportamento é caracterizado como sub-

esterçante. Se por sua vez $\alpha_1 - \alpha_2$ tende a diminuir com a aceleração lateral, o comportamento é caracterizado como sobre-esterçante.

Diferentes manobras podem ser realizadas para obtenção do diagrama de dirigibilidade. A Figura 62 apresenta quatro tipos de manobras possíveis para obtenção do diagrama:

Figura 62: Tipos de manobras possíveis para obtenção do diagrama de dirigibilidade (PACEJKA, 2005).

As manobras possíveis são:

- V constante, δ variável e R variável;
- R constante, V variável e δ variável;
- δ constante, R variável e V variável;
- V variável, δ variável e R variável;

Conforme mencionado, a manobra escolhida corresponde à variação linear da velocidade longitudinal do veículo com um ângulo δ constante. Esta manobra é conveniente para o presente estudo por incluir a variação controlada da velocidade longitudinal, o que significa que a influência dos

carregamentos aerodinâmicos para diferentes velocidades é incluída em uma só manobra.

Figura 63: Diagrama de dirigibilidade obtido a partir da manobra de variação linear da velocidade longitudinal com ângulo de esterçamento constante e igual a 1° nas rodas dianteiras.

A partir deste diagrama verifica-se novamente uma relevante alteração do comportamento de dirigibilidade do veículo quando considerados os carregamentos aerodinâmicos de força lateral e momento de guinada. A aceleração lateral em que ocorre a transição entre comportamento sub-esterçante e sobre-esterçante é reduzida em aproximadamente 0.15g nas condições analisadas.

7.4. Conclusões

O modelo dinâmico não-linear desenvolvido mostrou-se consistente em relação às manobras realizadas e configurações testadas. As expectativas após as análises apresentadas no Capítulo 6 foram confirmadas, com o modelo não-linear apresentando relevantes alterações do comportamento dinâmico.

As Figuras 50 a 52 mostram uma antecipação da característica sobre-esterçante com o aumento da velocidade e, de forma semelhante, a Figura 55 mostra uma redução de aproximadamente 0.15g na aceleração lateral em que ocorre a transição entre os comportamentos sub-esterçante e sobre-esterçante.

A comparação entre as diferentes configurações de traseira seguiu a mesma tendência observada nas análises lineares, com *Alpha* 00° e 40° resultando em um efeito desestabilizante menor do que as configurações com 10° e 20°.

A utilização do diagrama de dirigibilidade mostrou-se adequada, tendo em vista que diversos tipos de manobra são possíveis para a sua obtenção. A manobra com ângulo de esterçamento constante e variação da velocidade longitudinal, especificamente, permitiu a avaliação da influência dos carregamentos aerodinâmicos em uma única manobra.

Capítulo 8

Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

O presente trabalho explorou a influência dos carregamentos aerodinâmicos de força lateral e momento de guinada na dinâmica lateral de veículos rodoviários.

Para o objetivo de análise linear de estabilidade estática de um veículo rodoviário considerando carregamentos aerodinâmicos, uma metodologia foi desenvolvida através de um modelo *single track* modificado em relação à sua versão original. Este modelo é linearizado em pontos de operação definidos pelas condições de vento incidente e os resultados mostraram que a aplicação da força aerodinâmica lateral e do momento aerodinâmico de guinada medidos tem um efeito desestabilizante no veículo. Pode-se ressaltar a redução de 20% do valor do parâmetro N_β/I_z com o veículo a 50 m/s.

Para a avaliação da influência de aerodinâmica em um modelo não-linear de veículo, um modelo dinâmico foi construído em ambiente multicorpos. Os carregamentos aerodinâmicos não-lineares foram aplicados ao modelo e duas manobras foram realizadas. Os resultados mostraram um

efeito desestabilizante conforme sugerido pela análise linear. Ressalta-se a redução de 0.15g na aceleração lateral em que ocorre a transição entre o comportamento sub-esterçante para sobre-esterçante.

Para a obtenção de carregamentos aerodinâmicos em uma geometria simplificada representativa de um veículo típico, ensaios em túnel de vento e simulações de fluidodinâmica computacional foram realizados. Um modelo experimental foi construído com cinco diferentes configurações de traseira. Um modelo idêntico à seção de ensaio experimental foi construído na modelagem computacional e uma boa correlação entre os dois métodos foi obtida. Com as ferramentas de visualização computacional, uma discussão sobre mecanismos de formação dos carregamentos aerodinâmicos em questão foi apresentada.

E finalmente, durante o desenvolvimento deste trabalho outras áreas de estudo foram também abordadas, porém por motivos diversos não foram aprofundadas. No entanto, três delas serão brevemente discutidas a seguir como sugestões para trabalhos futuros.

8.1. Sugestões para Trabalhos Futuros

Devido ao formato aerodinâmico de veículos rodoviários, as cargas aerodinâmicas tendem retirar carga normal das rodas traseiras em altas velocidades. Esta característica sugere que a estabilidade lateral de um veículo seja tão ou mais afetada pelas cargas verticais do que pelas laterais.

Para o presente estudo, as características do sistema de fixação do modelo e de medida de forças no túnel de vento não permitiram a obtenção dos carregamentos verticais. Quanto à simulação computacional, decidiu-se

não alterar o modelo de CFD em relação ao correlacionado com o túnel de vento.

Portanto, uma primeira sugestão para futuros trabalhos é a inclusão no modelo linear das cargas aerodinâmicas verticais nos eixos dianteiro e traseiro através da sua influência na rigidez lateral dos pneumáticos e a análise da influência deste parâmetro.

MANSOR & PASSMORE (2007) realizam um ensaio em túnel de vento com um modelo oscilante e relatam amplitudes de carregamentos aerodinâmicos maiores do que quando medidos estaticamente. Visando à investigação deste fenômeno, uma simulação computacional transiente foi realizada com modelagem de turbulência DES e com o modelo oscilando com amplitude de ângulo de escorregamento aerodinâmico de 10° e frequências de 5 e 10Hz. Os resultados obtidos são apresentados nas figuras a seguir:

Figura 64: Coeficiente aerodinâmico de força lateral medido estaticamente e dinamicamente.

Figura 65: Coeficiente aerodinâmico de momento de guinada medido estaticamente e dinamicamente.

Estes resultados mostram uma sensibilidade dos carregamentos aerodinâmicos à frequência de oscilação e o acoplamento deste comportamento com a dinâmica do veículo pode ser uma área interessante para estudos futuros.

Finalmente, a integração direta entre uma simulação de CFD e uma simulação em ambiente multicorpos seria a solução mais completa para o estudo da influência de carregamentos aerodinâmicos na dinâmica veicular via simulação computacional. A utilização desta abordagem consideraria todas as não linearidades do sistema e o efeito de histerese estaria incluso.

Esta abordagem foi trabalhada durante o projeto através do acoplamento entre os *softwares* STAR-CCM+ e MSC.Adams via programação em JAVA. Um modelo simplificado foi desenvolvido e a comunicação de forças do ambiente CFD para o ambiente multicorpos e de deslocamentos no sentido contrário foi estabelecida, resultando em uma comunicação explícita entre as duas ferramentas.

Referências Bibliográficas

AHMED, S. R., RAMM, G., FALTIN, G. (1984). Some salient features of time-averaged ground vehicle wake, SAE Paper 840300.

ANDERSON, J. D. (1995). Computational Fluid Dynamics – The Basics with Applications, McGraw-Hill, ISBN 0-07-001685-2.

ALLEN, R. W., CHRISTOS, J. P (2002). Driver/Vehicle Modeling and Simulation, SAE Transactions Paper 2002-01-1568.

ALLEN, R. W., ROSENTHAL, T. J. (1999). Computer Simulation Analysis of Light Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability. SAE Transactions Paper 1999-01-0124.

ANDERSON, J. D. (1995). Computational Fluid Dynamics: The Basics with Application. McGraw-Hill, New York, ISBN 0-07-001685-2.

BAYRAKTAR, I., BAYRAKTAR, T. (2006). Guidelines for CFD simulations of ground vehicle aerodynamics. SAE paper 2006-01-3544.

BUNDORF, R.T.; LEFFERT, R.L. (1976). The cornering compliance concept for description of vehicle directional control properties. SAE paper 760713.

CARLINO, G., COGOTTI, A. (2006). Simulation of Transient Phenomena with Turbulence Generation System in the Pininfarina Wind Tunnel. SAE Paper 2006-01-1031.

COSTA, A. (1992) Application of multibody system (MBS) techniques to automotive vehicle chassis simulation for motion control studies. Ph.D Thesis, University of Warwick, Coventry, England.

COSTA. A. N. (2002). Apostila: Dinâmica Veicular, Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, São Carlos-SP.

CHUNG, T., KYONGSU, Y. (2006). Design and Evaluation of Side Slip Angle-Based Vehicle Stability Control Scheme on a Virtual Test Track. IEEE Transactions on Control Systems Technology, v. 14, no. 2, pp. 224-234.

DATA, S. C., PASCALI, L., SANTI, C. (2002). Handling Objective Evaluation using a Parametric Driver Model for ISSO Lane Change Simulation, SAE Paper 2002-01-1569.

DAVIDSON, L. (2003). An Introduction to Turbulence Models, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.

DIXON, J.C. (1996). Tires, Suspension and Handling. Second Edition. Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-831-4.

DOMINY, R. G., RICHARDSON, S. (2004). The Aerodynamic Characteristics of a WRC Rally Car at High Slip Angles. SAE Paper 2004-01-3508.

ESRA, O., BEDDI, O. (2004). Turbulent Structure of Three Dimensional Flow Behind a Model Car: 2. Exposed to Crosswind. Journal of Turbulence, 5:1-18.

FERZINGER, J. H., PERIC, M. (2002). Computational Methods for Fluid Dynamics, 3rd Edition, Springer, New York. ISBN 3-540-42074-6.

GILLESPIE, T.D. (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-199-9.

GUAN, H., GAO, Z., GUO, K. (2000). A Driver Direction Control Model and its Application in the Simulation of Driver-Vehicle-Road Closed-Loop System, SAE Transactions Paper 2000-01-2184.

GUILMINEAU, E. (2008). Computational study of flow around a simplified car body, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, v.96, p.1207-1217.

HAGAZY, S.; RAHNEJAT, H.; HUSSAIN, K. (2000). Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis under transient manouvres. Vehicle System Dynamics, v.34, p.1-24.

HUCHO, W.-H., Aerodynamics of Road Vehicles, Fourth Edition, SAE International, USA, 1998.

HUSTON, R. L., KAMMAN, J. W., Testing the accuracy of numerical simulations of multibody systems, Mechanics Research Communications, Vol. 28, No. 1, pp. 1-, 2001.

LE GOOD, J. M., GARRY, K. P. (2004). On the use of reference models in automotive aerodynamics, SAE paper 2004-01-1308.

LOMAX, H., PULLIAM, T. H., ZIANGG, D. W. (1999). Fundamentals of Computational Fluid Dynamics. NASA Ames Research Center, University of Toronto Institute for Aerospace Studies.

KANE, T. R., LEVINSON, D.; LIKINS, P., Spacecraft Dynamics, The McGraw-Hill Companies, New York, NY, USA; 1983;

KANO, T.; HORINOUCI, K; YONEKAWA, T. (2000). Study of braking in-a-turn stability. Jsaе Review: Technical Notes, Japan, p. 249-251. abr. 2000.

KATZ, J., New Directions in Race Car Aerodynamics – Designing for Speed, Bentley Publishers, USA, 1995;

KORTÜM, W., SCHIEHLEN, W. O.; ARNOLD, M. (2001). Software Tools: From Multibody System Analysis to Vehicle System Dynamics, Mechanics for a New Millennium, Kluwer Academic Publishers; Dordrecht, Netherlands.

KRAJNOVIC, S., DAVIDSON, L. (2005). Flow around a Simplified Car, Part I: Large Eddy Simulation. ASME: Journal of Fluid Engineering, 127.

KRAJNOVIC, S., DAVIDSON, L. (2005). Flow around a Simplified Car, Part II: Understanding the Flow. ASME: Journal of Fluid Engineering, 127.

MANSOR, S., PASSMORE, M. A. (2007). Estimation of Bluff Body Transient Aerodynamics using an Oscillating Model Rig. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*.

MAUNSELL, M., G. (1977). *Desenvolvimento, construção e ensaios de uma balança aerodinâmica*, 1977. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

MAYER, J., SCHREFL, M., DEMUTH, R. (2007). On Various Aspects of the Unsteady Aerodynamic Effects on Cars Under Crosswind Conditions. SAE Paper 2007-01-1548.

NOGER, C., REGARDIN, C., SZECHENYI, E. (2005). Investigation of the Transient Aerodynamic Phenomena associated with Passing Maneuvers. *Journal of Fluids and Structures* v21, pp. 231-241.

McBEATH, S., *Competition Car Downforce – A Practical Handbook*, Haynes Publishing, USA, 1998.

MENTER, F. R. (1993). Zonal Two Equation $k - \omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows, AIAA Paper 93-2906.

MENTER, F. R. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, *AIAA Journal*, vol. 32, pp. 269-289.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. (1995), *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-526-9.

MONTGOMERY, Bob. Designing a spin for the tail end of things. Disponível em:

<<http://www.ireland.com/newspaper/motors/2007/0808/1186424868676.html>>. Acesso em: 18 out. 2007.

OLLEY, M. (1934). Independent wheel suspension – its whys and wherefores. SAE Journal, March, p.73-81.

PACEJKA, H.B. (1973). Simplified analysis of steady-state turning behavior of motor vehicles. Part 1. Handling diagrams of simple systems. Vehicle System Dynamics, v.2, p.161-172.

PACEJKA, H.B. (1973). Simplified analysis of steady-state turning behavior of motor vehicles. Part 2. Stability of the steady-state turn. Vehicle System Dynamics, v.2, p.161-172.

PACEJKA, H.B. (1973). Simplified analysis of steady-state turning behavior of motor vehicles. Part 3. More elaborated systems. Vehicle System Dynamics, v.2, p.161-172.

PACEJKA, H. B. (2005). Tyre and Vehicle Dynamics, Second Edition, SAE International and Elsevier, ISBN 978-0-7680-1702-1.

ROBERSON, R. E., SCHWERTASSEK, R., *Dynamics of Multibody Systems*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Germany, 1988;

ROBERSON, R. E., WITTENBURG, J., A Dynamical Formalism for an Arbitrary Number of Interconnected Rigid Bodies with Reference to the Problem of Satellite Attitude Control, Proceedings of the 3rd IFAC Congress; London, United Kingdom; International Federation of Automatic Control, IFAC Publications Office; Oxford, United Kingdom; 1966;

PETZALL, J., ALBERTSSON, P., FALKMER, T., BJORNSTING, U. (2005). Wind Forces and Aerodynamics: Contributing Factors to Compromise Bus and Coach Safety? International Journal of Crashworthiness, 10:435-444.

RAMNEFORS, M., BENSRYD, R., HOLMBERG, E., PERZON, S. (1996). Accuracy of drag predictions on cars using CFD – effect of grid refinement and turbulence models. SAE Paper 960681.

SAE J670e, - Vehicle Dynamics Terminology, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1976;

SAE J1594 - Vehicle Aerodynamics Terminology, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1987;

SCHIEHLEN, W., Multibody Systems Dynamics: Roots and Perspectives, Multibody Systems Dynamics, Kluwer Academic Publishers, 1997;

SEGEL, L. (1956). Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control. The Institution of Mechanical Engineers, August 30.

SILVA, M. M. (2004). *Análise de dirigibilidade de um veículo comercial leve em ambiente multicorpos considerando flexibilidade do quadro*. São Carlos, 2004. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

SNELLMAN, L. Bernd Rosemeyer. Disponível em: <http://www.kolumbus.fi/leif.snellman/rose.htm>. Acesso em 18/10/2007.

TAYFUN, E. T. (1999). CFD methods for three-dimensional computation of complex flow problems, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v.81, p.97-116.

TIAINEN, J., S. (2002). Use of CFD to Design a Future CFD/Experimental Wind Tunnel Program to Investigate the Blockage Effects of Bluff Bodies with Significant Upwash. MSc Thesis, Cranfield University, Cranfield, England.

VALÁSEK, M., BREEDVELD, P., SIKÁ, Z., VAMPOLA, T., *Software Tools for Mechanic Vehicles: Design Through Modeling and Simulation*, *Vehicle Systems Dynamics*, v. 33, pp. 214-230, Swet & Zeitlinger, 1999;

VEILT, A., GORDON, T., VAN DE SAND, A., HOWELL, M., VALASEK, M., VACULIN, O., STEINBAUER, P., *Methodologies for Coupling Simulation Models and Codes in Mechatronic System Analysis and Design*, *Vehicle Systems Dynamics*, 33, pp. 231-243, & Zeitlinger, 1999;

WHEELSPIN - THE LONDON & THAMES VALLEY VW CLUB MAGAZINE (Org.). Go with the flow: 1930s Streamlining. Disponível em: <http://www.ltv-vwc.org.uk/wheelspin/ws_oct_2002/1930sStreamlining.htm>. Acesso em: 18/10/2007;

WHITCOMB, D.W.; MILLIKEN, W.F. (1956). Design implications of a general theory of automobile stability and control. *The Institution of Mechanical Engineers*, August 30;

WRAY, J. (2003). A CFD Analysis into the Effect of Yaw Angle on the Flow around an Isolated Rotating Wheel. MSc Thesis, Cranfield University, Cranfield, England.

WRIGHT, P., *Formula 1 Technology*, SAE International, USA, 2001;

ZANA, A. e SNELLMAN, L. A roadmap for a tentative explanation of Bernd Rosemeyer's January 28, 1939 accident. Disponível em: <http://www.kolumbus.fi/leif.snellman/zana.htm>. Acesso em 18/10/2007;

ZIEMNOWICZ, Christopher. The Origin of the Kammbach Design.

Disponível em: <[http://faculty.concord.edu/chrisz/hobby/80-](http://faculty.concord.edu/chrisz/hobby/80-AMXitems/Information/production/KammbachStory.html)

[AMXitems/Information/production/KammbachStory.html](http://faculty.concord.edu/chrisz/hobby/80-AMXitems/Information/production/KammbachStory.html)>. Acesso em: 22/10/2007.

APÊNDICE A

PARÂMETROS DO SISTEMA DINÂMICO

MODELADO

O presente apêndice apresenta os parâmetros do sistema dinâmico modelado de acordo com a modelagem de um veículo rodoviário típico realizada por COSTA (1992).

A Tabela A 1 descreve os principais parâmetros inerciais e dimensionais do veículo modelado:

Massa efetiva das rodas:	Dianteiras:	50 kg
	Traseiras:	40 kg
Raio da roda:		0.2 m
Massa suspensa:		1600 kg
Inércia da massa suspensa:	lxx:	500 kg.m ²
	lyy:	3000 kg.m ²
	lzz:	3000 kg.m ²
Distância do CG da Massa Suspensa	ao eixo dianteiro (L_1):	1.32 m
	ao eixo traseiro (L_2):	1.5 m
	acima do solo (h):	0.5 m
	às extremidades laterais do veículo:	0.75 m

Tabela A 1: Parâmetros inerciais e dimensionais do veículo modelado.

A Tabela A 2 descreve os parâmetros de rigidez e amortecimento utilizado para modelagem dos componentes do sistema de suspensão e direção:

Eixos		Dianteiro	Traseiro
Suspensão	Rigidez da Mola:	20 kN.m ⁻¹	27 kN.m ⁻¹
	Coef. de Amortecimento:	1.4 kN.s.m ⁻¹	2.0 kN.s.m ⁻¹
	Rigidez da Barra Estabilizadora:	20 kN.m ⁻¹	
Pneu Linear	Rigidez Vertical:	250 kN.m ⁻¹	250 kN.m ⁻¹
	Rigidez Lateral	66 kN.rad ⁻¹	70 kN.rad ⁻¹
Elasticidade do Sistema de Direção:		0.0051 rd.kN ⁻¹	

Tabela A 2: Parâmetros de rigidez e amortecimento dos componentes do sistema de suspensão e direção do veículo modelado.

A Tabela A 3 descreve as coordenadas e orientação que definem o sistema de suspensão do veículo modelado:

		Esquerda	Direita
Dianteiro	<i>op</i>	(1.441,0.303,-0.242)	(1.441,-0.303,-0.242)
	<i>hp</i>	(0.121,-0.447,0.558)	(0.121,0.447,0.558)
	<i>b</i>	(0.966,0.257,-0.029)	(0.966,-0.257,-0.029)
Traseiro	<i>op</i>	(-1.516,0.105,-0.157)	(-1.516,-0.105,-0.157)
	<i>hp</i>	(-0.016,-0.645,0.143)	(-0.016,0.645,0.143)
	<i>b</i>	(0.994,0.0,0.113)	(0.994,0.0,0.113)

Tabela A 3: Coordenadas e orientação do sistema de suspensão modelado.

A força lateral não-linear do pneu é definida como função do ângulo de escorregamento e força vertical atuante no pneu, conforme apresentado a seguir:

$$F_{ty} = a_1\alpha + a_2\alpha^2 + a_3\alpha^3 + a_4\alpha^4 + a_5\alpha^5$$

(85)

onde α é o ângulo de escorregamento do pneu e:

$$a_i = b_{i1}F_{tz} + b_{i2}F_{tz}^2 + b_{i3}F_{tz}^3 + b_{i4}F_{tz}^4$$

(86)

com ($i = 1,5$) e coeficientes b_{ij} definidos na Tabela A 4:

	bi1	bi2	bi3	bi4
b1j	1.501E+01	4.171E-03	-1.328E-06	9.148E-11
b2j	5.033E+02	-3.392E-01	6.723E-05	-4.215E-09
b3j	-1.929E+04	9.902E+00	-1.717E-03	9.941E-08
b4j	2.200E+05	-1.134E+02	1.935E-02	-1.093E-06
b5j	-8.359E+05	4.435E+02	-7.652E-02	4.323E-06

Tabela A 4: Coeficientes de força lateral do modelo não-linear do pneu.

A superfície resultante da função que define a força lateral F_{ty} é apresentada na Figura A 1:

Figura A 1: Força lateral do modelo não-linear do pneu em função do ângulo de escorregamento e da força vertical.

De maneira semelhante à força lateral, o *pneumatic trail* também é definido como uma função do ângulo de escorregamento e força vertical atuante no pneu:

$$t_p = c_1 + c_2\alpha + c_3F_{tz} + c_4F_{tz}^2 + c_5\alpha F_{tz} + c_6\alpha^2 F_{tz}$$

(87)

Os coeficientes c_1 a c_6 são definidos na Tabela A 5:

c1	1.946E-04
c2	-1.059E-01
c3	8.010E-06
c4	1.692E-11
c5	-4.322E-05
c6	1.218E-04

Tabela A 5: Coeficientes de *pneumatic trail* do modelo não-linear do pneu.

A superfície resultante da função que define o pneumatic trail t_p é apresentada na Figura A 2:

Figura A 2: *Pneumatic trail* do modelo não-linear do pneu em função do ângulo de escorregamento e da força vertical.

Finalmente, os valores de referência para cálculo das forças e momentos aerodinâmicos são apresentados na Tabela A 6:

$A_{ref} [m^2]$	2.06
$L_{ref} [m]$	4.47
$P [kg/m^3]$	1.202

Tabela A 6: Valores de referência para cálculo das forças e momentos aerodinâmicos.

APÊNDICE B

MODELO AERODINÂMICO EXPERIMENTAL

O modelo experimental foi construído em uma escala 1:2 em relação ao modelo Rover criado por Windsor and Howell (LE GOOD & GARRY, 2004). As figuras a seguir detalham a geometria do modelo, projeto de fixação e instalação e modelo esquemático do túnel de vento do Laboratório de Aerodinâmica (LAE) da Escola de Engenharia de São Carlos.

Figura B 1: Dimensões do modelo analisado em túnel de vento (considerando 10 diferentes configurações de traseira)

(a) (b)
Figura B 2: (a) Vista explodida da região central/frontal do modelo experimental usinado em alumínio; (b) região central/frontal montada.

Figura B 3: Peça em alumínio correspondente ao topo do modelo sendo usinada em CNC.

Figura B 4: Região central/frontal do modelo usinada em alumínio.

Figura B 5: Peças da região traseira do modelo ensaiado correspondentes a dez diferentes configurações.

Figura B 6: Túnel de vento de circuito fechado – LAE-EESC-USP.

Figura B 7: Detalhe do eixo de fixação do modelo no túnel.

Figura B 8: Vista isométrica do projeto de fixação do modelo na balança aerodinâmica.

Figura B 9: (a) Vista lateral e (b) vista do projeto de fixação do modelo na balança aerodinâmica.

Figura B 10: Vista frontal do modelo instalado no túnel de vento.

Figura B 11: Vista lateral do modelo instalado no túnel de vento.

Figura B 12: Esquema da balança aerodinâmica projetada e construída por MAUNSELL (1977).

Figura B 13: Extensômetro fixado no eixo de fixação do modelo para medida do momento aerodinâmico de guinada.

Figura B 14: Circuito de uma Ponte de "Wheatstone"

APÊNDICE C

CALIBRAÇÃO DA BALANÇA AERODINÂMICA

As tabelas e figuras a seguir descrevem a resposta do sistema de medida utilizados nos ensaios experimentais em termos de tensão elétrica em Volts às forças aplicadas nas direções longitudinal e lateral, e momento na direção vertical:

Massa Adicionada [g]	Força Acumulada [N]	Tensão [V]	Tensão Corrigida [V]
0.000	0.000	0.006	0.000
499.2	4.897	0.684	0.678
508.0	9.881	1.359	1.353
499.2	14.778	2.044	2.038
504.9	19.731	2.812	2.806
499.8	24.634	3.481	3.475
998.4	34.428	4.889	4.883
998.4	44.222	6.359	6.353
998.4	54.017	7.884	7.878

Tabela C 1: Valores da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de força na direção longitudinal (arrasto).

Figura C 1: Gráfico da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de força na direção longitudinal (arrasto).

Massa Adicionada [g]	Força Acumulada [N]	Tensão [V]	Tensão Corrigida [V]
0.0	0.000	0.008	0.000
499.2	4.897	0.435	0.427
508.0	9.881	0.868	0.860
499.2	14.778	1.292	1.284
504.9	19.731	1.721	1.713
499.8	24.634	2.147	2.139
998.4	34.428	3.004	2.996
998.4	44.222	3.861	3.853
998.4	54.017	4.713	4.705
1000.1	63.828	5.567	5.559
1000.0	73.638	6.411	6.403
2000.0	93.258	8.112	8.104

Tabela C 2: Valores da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de força na direção lateral.

Figura C 2: Gráfico da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de força na direção lateral.

Massa Adicionada [g]	Momento Acumulado [N.m]	Tensão [V]	Tensão Corrigida [V]
0.0	0.000	0.007	0.000
499.2	1.797	0.304	0.297
508.0	3.626	0.603	0.596
499.2	5.423	0.894	0.887
504.9	7.241	1.195	1.188
499.8	9.041	1.487	1.480
998.0	12.635	2.080	2.073
998.4	16.230	2.665	2.658

Tabela C 3: Valores da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de momento na direção vertical (guinada).

Figura C 3: Gráfico da resposta da balança aerodinâmica ao carregamento de momento na direção vertical (guinada).

APÊNDICE D

MODELO AERODINÂMICO COMPUTACIONAL

O modelo computacional utilizado neste trabalho foi baseado na configuração geométrica e condições de contorno dos ensaios experimentais, detalhados no APÊNDICE B.

O *software* comercial STAR-CCM+ foi utilizado para as análises e os parâmetros de malha utilizados na modelagem computacional, seguindo a nomenclatura utilizada no *software*, são apresentados na Tabela D 1:

Base Size:	6mm
Maximum Cell Size:	192mm
Surface Curvature:	36 points/circle
Surface Growth Rate:	1.3
Minimum / Maximum Surface Size:	3mm / 3mm
Maximum / Maximum Domain Walls Surface Size:	192mm / 192mm
Number of Prism Layers:	12
Prism Layer Thickness:	2mm
Thickness of Near Wall Prism Layer:	0.03mm
Template Growth Rate:	Slow

Tabela D 1: Parâmetros de malha utilizados na modelagem seguindo a nomenclatura utilizada no software comercial STAR-CCM+.

As figuras a seguir apresentam a malha resultante:

Figura D 1: Plano longitudinal do domínio do modelo de CFD com sobreposição da malha.

Figura D 2: Plano longitudinal com detalhes geométricos e de malha do modelo analisado e eixo de fixação utilizado nos ensaios experimentais.

Figura D 3: Detalhe de malha na região frontal do modelo.

APÊNDICE E

RESULTADOS DAS MEDIDAS EXPERIMENTAIS E

COMPUTACIONAIS DE AERODINÂMICA

As figuras a seguir apresentam uma comparação entre os coeficientes de forças aerodinâmicas de arrasto e lateral e coeficiente de momento aerodinâmico de guinada medidos em túnel de vento e por fluidodinâmica computacional para cinco diferentes configurações de um modelo simplificado de veículo, o qual foi apresentado no APÊNDICE B.

Os coeficientes aerodinâmicos aqui apresentados estão de acordo com o sistema de medida utilizado, o qual tem orientação fixa em relação a um observador externo.

Figura E 1: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=00^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura E 2: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=00^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura E 3: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=00^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura E 4: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=10^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura E 5: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: Alpha=10°/ Gama=00°.

Figura E 6: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: Alpha=10°/ Gama=00°.

Figura E 7: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: Alpha=20°/ Gama=00°.

Figura E 8: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: Alpha=20°/ Gama=00°.

Figura E 9: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: Alpha=20°/ Gama=00°.

Figura E 10: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: Alpha=30°/ Gama=00°.

Figura E 11: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=30^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura E 12: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=30^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura E 13: Coeficiente estático de arrasto aerodinâmico em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=40^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura E 14: Coeficiente estático de força lateral em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=40^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura E 15: Coeficiente estático de momento aerodinâmico de guinada em função do ângulo de escorregamento aerodinâmico – Configuração: $\alpha=40^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

APÊNDICE F

MECANISMO DE GERAÇÃO DOS CARREGAMENTOS

AERODINÂMICOS

As figuras a seguir apresentam visualizações originadas pelas simulações de fluidodinâmica computacional. Dois diferentes tipos de visualizações são apresentados:

- Coeficiente de pressão;
- Iso superfície $V_x=0$.

Figura F 1: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\alpha=00^\circ$ / $\gamma=00^\circ$.

Figura F 2: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=00^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 3: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=00^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 4: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=00^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 5: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=10^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 6: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=10^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 7: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=10^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 8: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=10^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 9: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=20^\circ/\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 10: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=20^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 11: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=20^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 12: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=20^\circ/\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 13: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 14: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 15: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 16: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=30^\circ/\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 17: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ/\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 18: Vistas frontal e traseira do coeficiente de pressão na superfície do modelo para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ / \text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 19: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de 0° , -8° e -16° – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.

Figura F 20: Vistas frontal e traseira frontal da iso superfície de $V_x=0$ para ângulos de escorregamento aerodinâmico de -24° e -32° – Configuração: $\text{Alpha}=40^\circ$ / $\text{Gama}=00^\circ$.