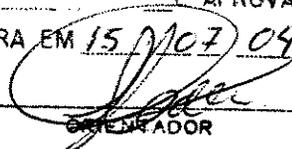


ESTE LAYOUT CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Leandro Henrique
Landgraf E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 15/07/09.


ORIENTADOR

Prof. FRANCO GIUSEPPE DEDINI
Matric. 06063-1
FEM - UNICAMP

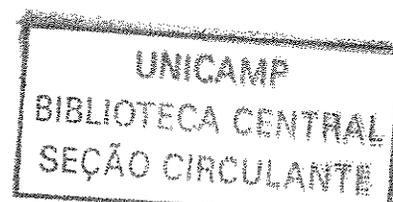
UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Uma proposta de controle com lógica
nebulosa para frenagem e esterçamento de um
veículo**

Autor: Leandro Henrique Landgraf

Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini

07/04



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

Uma proposta de controle com lógica nebulosa para frenagem e esterçamento de um veículo

Autor: Leandro Henrique Landgraf
Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

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

Campinas, 2004
S.P. – Brasil

NIDADE	BC
CHAMADA	Unicamp
	L234p
EX	
IMBO BC/	61535
IOC.	16-86-05
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
EÇO	11.00
TA	03-2-05
CPD	

ibid. 340941

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

L233p	Landgraf, Leandro Henrique
L234p	Uma proposta de controle com lógica nebulosa para frenagem e esterçamento de um veículo / Leandro Henrique Landgraf. –Campinas, SP: [s.n.], 2004.
	Orientador: Franco Giuseppe Dedini. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.
	I. Automóveis Dinâmica. 2. Veículos a motor – Dinâmica. 3. Automóveis - Freios. 4. Lógica difusa. I. Dedini, Franco Giuseppe. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Uma proposta de controle com lógica
nebulosa para frenagem e esterçamento de um
veículo**

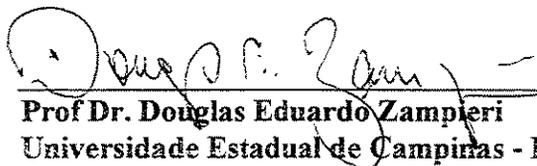
Autor: Leandro Henrique Landgraf
Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini



**Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini, Presidente
Universidade Estadual de Campinas - FEM**



**Prof. Dr. Alvaro Costa Neto
Universidade de São Paulo - EESC**



**Prof. Dr. Douglas Eduardo Zampieri
Universidade Estadual de Campinas - FEM**

Campinas, 15 de julho de 2004

Dedicatória:

Dedico este trabalho a meus pais, Joel e Marianilda, e a meus avós, Antônio Carlos e Jandira.

Agradecimentos:

Este trabalho não poderia ser terminado sem a ajuda de diversas pessoas às quais presto minha homenagem:

Aos meus pais pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

A todos os professores e colegas do departamento, que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho, em especial aos colegas Arley de Barros Lombardi Jr, Hélio Fiori de Castro e Miriane Cristina Salvador.

*“Aquele que conhece o inimigo e a si mesmo
Ainda que em cem batalhas, jamais correrá perigo.
Aquele que não conhece o inimigo, mas conhece a si mesmo,
Às vezes ganha, às vezes perde.
Aquele que não conhece nem o inimigo nem a si mesmo
Correrá perigo em todas as batalhas.”*

Sun Tzu, “A arte da guerra”.

Resumo

LANDGRAF, Leandro Henrique, *Uma proposta de controle com lógica nebulosa para frenagem e esterçamento de um veículo*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004, 176 p. Dissertação (Mestrado)

Neste trabalho procurou-se desenvolver estratégias de controle veicular utilizando lógica nebulosa (*fuzzy*) que fossem simples e eficazes. Para isto inicialmente necessita-se de um modelo da dinâmica veicular que seja confiável. Este modelo pode ser construído a partir da literatura de referência. São propostas duas diferentes estratégias de controle de frenagem assistida utilizando lógica nebulosa (*fuzzy*), uma de controle de aceleração e outra de controle de deslizamento, e três estratégias de controle de frenagem por regras, dois controles de aceleração e um de deslizamento. Também são desenvolvidas duas estratégias de controle da dinâmica de *yaw*, uma utilizando lógica nebulosa (*fuzzy*) e outra por regras. Todas essas estratégias são implementadas, simuladas e comparadas entre si, por meio dos gráficos obtidos. Todos os controles desenvolvidos se mostraram bastante confiáveis e suficientemente simples. Em comparação entre os tipos de controle desenvolvidos, os controles utilizando lógica nebulosa (*fuzzy*) se mostraram mais eficientes e funcionais, superando as expectativas iniciais.

Palavras Chave

- dinâmica veicular, frenagem, controle, lógica nebulosa, dirigibilidade veicular.

Abstract

LANDGRAF, Leandro Henrique, *A fuzzy logic control proposal to vehicles braking and handling*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004, 176 p. Dissertação (Mestrado)

In this work were developed fuzzy logic control strategies that should be simple and effective. To this intent firstly we need a vehicular dynamics model that is sufficiently exact and credible. This model was based in a model found in the reference literature. We propose two assisted braking control strategies with fuzzy logic, one wheel deceleration control and one wheel slip control, and three rule-based assisted braking controls, two acceleration controls and one slip control. We also develop two yaw dynamics control strategies, one fuzzy logic control and one rule based yaw dynamics control. All the strategies are implemented, simulated and compared with each other. All the developed control strategies are enough credible and sufficiently simple. Comparing all the control strategies, the fuzzy logic controls are more efficient and functional, surpassing our initial expectative.

Key Words

- vehicular dynamics, breaking, control, fuzzy logic, vehicle handling.

Índice

Índice	i
Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	x
Nomenclatura	xi
1 Introdução	01
1.1 Breve histórico	01
1.2 Dinâmica e segurança veicular	04
1.3 Objetivos do trabalho	09
1.4 Organização do trabalho	10
2 Fundamentação Teórica	12
2.1 Graus de liberdade	12
2.2 Sistema de referência aplicado sobre o veículo	14
2.3 Forças e velocidades	17
2.4 Plano Y-Z e plano X-Z	19
2.5 Plano X-Y	20
2.6 Forças resultantes do peso	21

2.7	Aceleração e frenagem longitudinal	22
2.8	Aerodinâmica	27
2.9	Resistência ao rolamento	31
2.10	Forças de esterçamento	36
2.11	<i>Camber thrust</i>	38
2.12	Torque auto-alinhante	40
2.13	Sub-esterçamento e sobre-esterçamento	41
2.14	Conclusão	44
3	Sistemas de freios, frenagem assistida, controle de tração e controle veicular dinâmico	44
3.1	Sistemas de Freios	46
3.1.1	Método de funcionamento	47
3.1.2	Componentes do sistema de freios	47
3.1.3	Processo de frenagem	48
3.1.4	Projeto de sistemas de frenagem	49
3.2	Sistema anti-travamento ou frenagem assistida	50
3.2.1	Requerimentos de um sistema anti-travamento	51
3.2.2	Sistema de frenagem assistida	52
3.3	Controle de Tração	55
3.3.1	Operação	56
3.4	Controle do momento de <i>yaw</i>	58
3.4.1	Sistema de controle e variáveis controladas	59
3.4.2	Controlador do controle de momento de <i>yaw</i>	60
3.4.3	Controlador do sistema anti-travamento	61

3.4.4	Controlador de tração	62
3.5	Conclusão	62
4	Modelagem Veicular	64
4.1	Modelo da roda e pneu	64
4.1.1	Velocidades do ponto de contato da roda	65
4.1.2	Cálculo do deslizamento das rodas	67
4.1.3	Cálculo do coeficiente de adesão	70
4.1.4	Cálculo das forças de contato	73
4.1.5	Efeito do ângulo de cambagem no valor de α	74
4.1.6	Definição dos raios das rodas	75
4.1.7	Cálculo do ângulo de <i>sideslip</i> do corpo do veículo	77
4.2	Movimentos translacionais e rotacionais do chassi	77
4.3	Modelo de bicicleta dupla não-linear reduzido	79
4.4	Simulação do modelo de bicicleta dupla	84
4.5	Conclusão	97
5	Controle Veicular	98
5.1	Sistemas de controle de frenagem	98
5.2	Determinação das constantes de controle para a frenagem	109
5.3	Controle de frenagem em superfícies com diferentes coeficientes de atrito	119
5.4	Controle da dinâmica de <i>yaw</i>	124
5.5	Determinação das constantes para o controle de <i>yaw</i>	133
5.6	Conclusão	144
6	Discussões, conclusões e sugestões para próximos trabalhos	145
	Referências Bibliográficas	149

A1	Obtenção e Aproximação de Parâmetros	154
A1.1	Estimativa da velocidade do veículo	154
A1.2	Características de atrito	155
A1.3	Momentos de inércia de massa	158
A1.4	Aproximação dos casters das rodas	158
A1.5	Gradiente da pista	159
A1.6	Observador para o ângulo de <i>sideslip</i> do corpo do veículo	160
A1.7	Cálculo das forças do contato do pneu com o solo	162
A1.8	Adaptação das constantes de deslizamento lateral do pneu	164
A1.9	Aproximação dos ângulos de <i>pitch</i> e <i>roll</i>	167
A1.10	Aproximação da massa do veículo	167
A2	Parâmetros e medidas veiculares utilizados nas simulações	169

Lista de Figuras

1.1	Vítimas em acidentes por tipo de acidente	08
1.2	Tipos de vítimas em acidentes	09
2.1	Modelo de bicicleta lateral com 2 GL	13
2.2	Modelo de bicicleta com 3 GL	13
2.3	Direções de movimento do veículo	15
2.4	Analogia de caminhada para o ângulo de deslizamento	16
2.5	Características do pneu durante a curva	16
2.6	Componentes das forças no pneu	18
2.7	Empuxo aerodinâmico para diferentes tipos de veículos	19
2.8	Análises de forças no plano Y-Z durante uma curva (rolagem)	20
2.9	Curva de torque e potência características para motores gasolina	22
2.10	Força de frenagem por deslizamento para diversas pistas	24
2.11	Coefficientes μ e c_α como função do escorregamento λ para $\alpha = 4^\circ$	27
2.12	Comparação entre perdas de carga mecânica e aerodinâmica	28
2.13	Exemplos de c_{aer} para diversos veículos de passeio	29
2.14	Distribuição de forças e deslizamento no comprimento de contato	32
2.15	Temperatura do pneu e resistência ao rolamento pela distância	33

2.16	Efeito da temperatura interna do pneu no coeficiente f_R	34
2.17	Coeficientes f_0 e f_S da equação 2.13	35
2.18	Força lateral vs ângulo de deslizamento	36
2.19	Força lateral vs carga vertical	37
2.20	Comportamento de um pneu inclinado	39
2.21	<i>Camber thrust</i> em função do ângulo e da carga normal	39
2.22	Vista superior da área do contato do pneu	40
2.23	Torque auto-alinhante pelo ângulo de deslizamento e a carga	41
2.24	Comportamento de esterçamento em uma pista inclinada	43
3.1	Processo de frenagem	49
3.2	Coeficiente μ_{Br} como função do deslizamento λ para diversas superfícies	52
3.3	Coeficientes μ_{Br} e μ_S como função do deslizamento λ e do ângulo α	52
3.4	Processo inicial de frenagem simplificado	55
3.5	Diagrama esquemático do ESP (controle de <i>yaw rate</i> da Bosch)	59
4.1	Raios de curvatura diferenciais ΔR_{ij}	67
4.2	Modelo de bicicleta e variáveis	68
4.3	Característica de coeficientes de adesão típicos	70
4.4	Conceito do círculo de adesão	71
4.5	Direção das forças de contato	73
4.6	Raios da roda	76
4.7	Simulação 1 em terreno de asfalto seco	86
4.8	Simulação 1 em terreno de asfalto úmido	87
4.9	Simulação 2 em terreno de asfalto seco	89
4.10	Simulação 2 em terreno de asfalto seco	90

4.11	Simulação 2 em terreno de asfalto úmido	91
4.12	Simulação 2 em terreno de asfalto úmido	92
4.13	Simulação 3 em terreno de asfalto seco	93
4.14	Simulação 3 em terreno de asfalto seco	94
4.15	Simulação 3 em terreno de asfalto úmido	95
4.16	Simulação 3 em terreno de asfalto úmido	96
5.1	Balanço de forças no contato pneu-pista	99
5.2	Diagrama de blocos do balanço de torque na base da roda	100
5.3	Ciclos de controle do sistema de frenagem assistida	102
5.4	Funções de pertinência de fuzzificação para o erro do deslizamento	105
5.5	Funções de pertinência de fuzzificação para a variação do deslizamento	106
5.6	Função de defuzzificação para o controle de frenagem	106
5.7	Superfície de controle para a frenagem assistida com lógica <i>fuzzy</i>	107
5.8	Funções de pertinência de fuzzificação para o erro da aceleração	108
5.9	Função de defuzzificação para o segundo controle de frenagem com lógica <i>fuzzy</i>	108
5.10	Segunda superfície de controle para a frenagem assistida com lógica <i>fuzzy</i>	109
5.11	Controle de frenagem 1 com $k_1^1 = 5,00$	111
5.12	Controle de frenagem 1 com $k_1^1 = 10,00$	112
5.13	Controle de frenagem 2 com $(k_1^2 = 0,30, k_2^2 = 0,35)$	113
5.14	Controle de frenagem 2 com $(k_1^2 = 0,60, k_2^2 = 0,70)$	114
5.15	Controle de frenagem 3 com $(k_1^3 = 0,08, k_2^3 = 0,15)$	115
5.16	Controle de frenagem 3 com $(k_1^3 = 0,10, k_2^3 = 0,20)$	116
5.17	Controle de frenagem <i>fuzzy</i> com s_L	117

5.18	Controle de frenagem <i>fuzzy</i> com a_x	118
5.19	Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , sem controle	120
5.20	Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle 1	120
5.21	Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle 2	121
5.22	Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle 3	122
5.23	Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle <i>fuzzy</i> 1 sem lógica adicional	123
5.24	Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle <i>fuzzy</i> 1 com lógica adicional	123
5.25	Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle <i>fuzzy</i> 2 sem lógica adicional	124
5.26	Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle <i>fuzzy</i> 2 com lógica adicional	124
5.27	Funções de pertinência de fuzzificação para o controle de <i>yaw</i>	130
5.28	Funções de pertinência de defuzzificação para o controle de <i>yaw</i>	130
5.29	Superfície de controle para a roda externa frontal	132
5.30	Superfície de controle para a roda externa traseira	132
5.31	Superfície de controle para a roda interna frontal	132
5.32	Superfície de controle para a roda interna traseira	132
5.33	Manobra 1 sem controle	135
5.34	Manobra 1 com controle por regras ($k_1=5000$ e $k_2=5000$)	136
5.35	Manobra 1 com controle <i>fuzzy</i> ($k=10$)	137
5.36	Manobra 2 sem controle	138
5.37	Manobra 2 com controle por regras ($k_1=5000$ e $k_2=5000$)	139
5.38	Manobra 2 com controle <i>fuzzy</i> ($k=10$)	140

5.39 Manobra 3 sem controle	141
5.40 Manobra 3 com controle por regras ($k_1=5000$ e $k_2=5000$)	142
5.41 Manobra 3 com controle <i>fuzzy</i> ($k=10$)	143
A1.1 Variação de carga no eixo durante aceleração	162
A1.2 Variação de carga nas rodas durante curvas	164

Lista de Tabelas

1.1	Resumo do Anuário Estatístico	08
2.1	Valores médios do coeficiente de adesão com a pista	26
2.2	Exemplos de coeficientes de arrasto para veículos de passageiros	30
2.3	Coeficiente de resistência ao rolamento f_R	35
4.1	Equações para o cálculo de s_L e s_S	68
4.2	Grupo de parâmetros para determinação do coeficiente de adesão	72
4.3	Parâmetros das simulações de teste do modelo veicular	85
5.1	Tabela de regras para um controlador de deslizamento	105
5.2	Tabela de regras para um controlador de aceleração	108
5.3	Parâmetros para as simulações de teste da frenagem assistida	109
5.4	Resultados das simulações de teste de frenagem assistida	110
5.5	Designação do momento de <i>yaw</i> gerado por cada roda freada	129
5.6	Tabela de regras para um controlador de <i>yaw</i>	131
5.7	Parâmetros para as simulações de teste do controle de <i>yaw</i>	133
5.8	Resultados das simulações de teste do controle de <i>yaw</i> (<i>yaw rate</i> , variação de β e β máximos)	134
A1.1	Exemplo de parâmetros para equação A1.5	159

Nomenclatura

Letras Latinas

a -	Aceleração	[m/s ²]
b_F -	Bitola frontal entre as rodas	[m]
b_R -	Bitola traseira entre as rodas	[m]
c_{aer} -	Coefficiente de arrasto aerodinâmico	[adim]
c_L -	Coefficiente de empuxo aerodinâmico	[adim]
c_α -	Coefficiente rigidez de curvatura	[N/rad]
c_γ -	Coefficiente rigidez de cambagem	[N/rad]
d_U -	Amortecimento do pneu/roda para o chassi	[N.m/s]
d_W -	Amortecimento do pneu/roda para a pista	[N.m/s]
e -	Fator de frenagem de freios a tambor	[adim]
f₀ -	Coefficiente para cálculo do coeficiente de resistência ao rolamento	[adim]
f_R -	Coefficiente de resistência ao rolamento	[adim]
f_S -	Coefficiente para cálculo do coeficiente de resistência ao rolamento	[adim]
g -	Aceleração da gravidade (9.81 m/s ²)	[m/s ²]
h -	Altura da pista ao centro de gravidade	[m]
h_a -	Altura da pista ao ponto de atuação da força aerodinâmica	[m]
h_{pista} -	Altura da pista	[m]
k_T -	Rigidez de mola do pneu	[N/m]
k_U -	Rigidez de mola do pneu/roda para o chassi	[N/m]
k_W -	Rigidez de mola do pneu/roda para a pista	[N/m]
l -	Distância entre eixos	[m]
l_F -	Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade	[m]
l_R -	Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade	[m]
m -	Distância perpendicular entre a força normal e o ponto de pivoteamento	[m]
m_q -	Parcela de massa para modelo de ¼ de veículo	[kg]
m_w -	Massa individual da roda	[kg]
n -	Distância perpendicular entre a força de adesão e o ponto de pivoteamento	[m]
n_L -	Rastro pneumático longitudinal	[m]
n_S -	Rastro pneumático lateral	[m]
r_{ij} -	Distância do CG ao ponto de contato pneu-pista	[m]
r -	Raio do pneu	[m]

r_0	Raio original do pneu	[m]
r_{stat}	Raio estático do pneu	[m]
s	Deslizamento do pneu	[adim]
s_L	Deslizamento ou escorregamento longitudinal	[adim]
s_S	Deslizamento ou escorregamento lateral	[adim]
t	Temperatura ambiente	[°C]
t_0	Temperatura do ar de referência (15.5 °C)	[°C]
v	Velocidade	[m/s]
v_R	Velocidade rotacional equivalente da roda	[m/s]
v_W	Velocidade linear da roda no ponto de contato com a pista	[m/s]
v_{vento}	Velocidade do vento	[m/s]
z_C	Altura do ponto de contato entre a estrutura e o chassi	[m]
z_W	Altura do ponto de contato entre a roda e a pista	[m]
A	Área do veículo	[m ²]
B	Pressão atmosférica	[kPa]
B_0	Pressão barométrica de referência (101.325 kPa)	[kPa]
B_a	Pressão barométrica na entrada do motor	[kPa]
B_d	Porção de ar seco da pressão total do suplemento de ar de entrada	[kPa]
B_v	Pressão do vapor, que representa o efeito da umidade do ar	[kPa]
F	Força	[N]
F_A	Força de adesão na sapata à direita	[N]
F_B	Força de adesão na sapata à esquerda	[N]
F_{fric}	Força friccional	[N]
F_L	Força longitudinal	[N]
F_R	Força de resistência ao rolamento	[N]
F_S	Força lateral	[N]
$F_{S\alpha}$	Força lateral devida ao deslizamento lateral	[N]
$F_{S\gamma}$	Força lateral devida à cambagem	[N]
F_W	Força da roda	[N]
F_{vento}	Força aerodinâmica	[N]
F_C	Força da mola	[N]
F_D	Força de amortecimento	[N]
F_Z	Força normal ou força no contato pneu-pista	[N]
F_{ZC}	Força vertical no chassi	[N]
J	Momento de inércia de massa	[kg.m ²]
M_Z	Torque auto-alinhante ou momento de alinhamento	[N.m]
P	Potência	[kW]
P_0	Potência de referência	[kW]
P_a	Força aplicada nas sapatas	[N]
R	Raio de curvatura	[m]
T	Torque	[N.m]
W	Peso do veículo	[N]

Letras Gregas

ϑ -	Ângulo entre o sistema de coordenadas do CG e o contato pneu-pista	[rad]
α -	Ângulo de <i>sideslip</i> do pneu	[rad]
β -	Ângulo de <i>sideslip</i> do corpo do veículo	[rad]
χ -	Arfagem (pitch): movimento de rotação em torno do eixo y	[rad]
χ_{pista} -	Ângulo de inclinação da pista	[rad]
δ_S -	Ângulo de esterçamento	[rad]
δ_W -	Ângulo de esterçamento da roda	[rad]
ϕ -	Metade do ângulo de contato do pneu	[rad]
γ -	Ângulo de cambagem	[rad]
φ -	Rolamento (roll): movimento de rotação em torno do eixo x	[rad]
φ_{pista} -	Ângulo de tombamento da pista	[rad]
λ -	Fator de deslizamento	[adim]
μ -	Coefficiente de adesão	[adim]
μ_L -	Coefficiente de adesão longitudinal	[adim]
μ_P -	Coefficiente de adesão máximo	[adim]
μ_S -	Coefficiente de adesão lateral	[adim]
μ_T -	Coefficiente de adesão entre as sapatas e o tambor	[adim]
ρ -	Densidade do ar	[kg/m ³]
ω -	Velocidade de rotação	[rad/s]
ψ -	Guinada (yaw): movimento de rotação em torno do eixo Z_{CG}	[rad]

Superescritos

In - Referencial Inercial

Subescritos

Br - Frenagem

CG - Referencial do centro de gravidade

Motor - Motor ou motriz

F - Parte frontal (*front*) do veículo

FL - Parte frontal esquerda (*front left*) do veículo

FR - Parte frontal direita (*front right*) do veículo

In - Referencial inercial

L - Direção de movimento longitudinal (eixo X) ou lado esquerdo (*left*)

R - Parte traseira (*rear*) do veículo ou lado direito (*right*)

res - Resultante

RL - Parte traseira esquerda (*rear left*) do veículo

RR - Parte traseira direita (*rear right*) do veículo

S - Direção de movimento lateral (eixo Y)

Un - Referencial da estrutura

W - Roda ou referencial da roda

X - Refere-se a direção X

- Y** - Refere-se a direção Y
Z - Refere-se a direção Z

Abreviações

- adim** - Adimensional
CG - Centro de Gravidade
ICM - Centro instantâneo do movimento (*Instantaneous Center of Motion*)
GL - Grau(s) de Liberdade

Siglas

- 4WS** - Esterçamento nas quatro rodas (*Four Wheel Steering*)
ABS - Sistema de frenagem anti-travamento (*Anti-Lock Braking System*)
DPM - Departamento de Projeto Mecânico
ECU - Unidade de controle eletrônica (*Electronic Control Unit*)
FEM - Faculdade de Engenharia Mecânica
TCS - Sistema de controle de tração (*Traction Control System*)

Capítulo 1

Introdução

1.1 Breve histórico

Pode-se dizer que o automóvel, como é conhecido hoje, não foi simplesmente inventado um dia por alguém. O primeiro veículo rodoviário automotor surgiu somente por volta de 1769 quando o engenheiro militar francês Nicholas Joseph Cugnot (1725-1804) construiu um veículo movido a vapor, com três rodas, utilizado para movimentar peças de artilharia à velocidade de pouco mais do que 1.1 *m/s* (aproximadamente 4 *km/h*) (Gillespie – 1992). No ano seguinte, Cugnot construiu um triciclo que carregava quatro passageiros, e em 1771 se tornou a primeira pessoa a se envolver em um acidente rodoviário quando bateu com um de seus veículos em um muro de pedra. Por volta de 1802, o inglês Richard Trevithick (1771-1833) desenvolveu uma carruagem a vapor que viajava de Cornwall a Londres. O negócio de carruagens a vapor prosperou na Inglaterra até por volta de 1865 quando a competição das ferrovias e severas leis anti-velocidade fizeram com que acabasse (Gillespie – 1992).

O primeiro motor a combustão interna funcional foi inventado em 1876 por Nicolaus August Otto (1832-1891). Ele desenvolveu um motor quatro tempos em um ciclo que ficou conhecido como “Ciclo Otto” e que é utilizado até os dias de hoje. Porém os primeiros automóveis movidos por motores a gasolina surgiram somente em 1886, através dos trabalhos

independentes de Karl Benz (1844-1929) e Gottlieb Daimler (1834-1900). Benz recebeu sua primeira patente em 29 de janeiro de 1866 quando construiu um carro de três rodas. Daimler melhorou o motor de Otto, deixando-o menor, mais leve e rápido, e em 8 de março de 1886 o colocou em uma carroça. Nas décadas seguintes, veículos automotores foram desenvolvidos por vários pioneiros, entre eles Armand Peugeot, Henry Ford, René Panhard e Ransom Olds. Por volta de 1908 a indústria automotiva estava bem estabelecida nos Estados Unidos, com Ford produzindo o Modelo T e a Companhia General Motors sendo fundada. E na Europa companhias como Daimler, Opel, Renault, Benz, Fiat e Peugeot eram reconhecidas como fabricantes de carros.

Nas primeiras décadas de 1900, a maioria dos esforços da engenharia automotiva era voltada para a invenção e projetos que resultassem em veículos mais rápidos, confortáveis e confiáveis, como a introdução do freio hidráulico nas quatro rodas (1920), da transmissão automática (General Motors – 1939) e dos primeiros pneus sem câmara (1948). A velocidade máxima dos veículos comerciais também aumentava rapidamente, de pouco mais de 4,5 *m/s* (16,1 *km/h*) na década de 1880 para mais de 45 *m/s* (161 *km/h*) na década de 1920 (Gillespie – 1992). Com esse aumento nas velocidades médias dos veículos, o estudo da dinâmica veicular, especialmente no que diz respeito à curvas e frenagem, passou a ter uma maior importância.

Nos tempos atuais, esse estudo está bastante voltado para o controle dos movimentos do veículo e para a aquisição dos valores das variáveis envolvidas nesse controle. Um observador adaptativo modificado utilizado para identificar o coeficiente de fricção da pista foi desenvolvido por Liu & Peng (1996). Os autores compararam os resultados obtidos deste método com os resultados obtidos do método de mínimos quadrados, já tradicional e amplamente utilizado, e ambos funcionaram adequadamente.

Park & Ahn (1999) determinaram que uma significativa correção de sobre-esterçamento pode ser obtida através da aplicação de um torque de frenagem na roda dianteira externa. Similarmente, uma correção de sub-esterçamento significativa é obtida pela aplicação de torque de frenagem na roda interna traseira, independente da taxa de deslizamento. No mesmo ano, Choi (1999) desenvolveu algoritmos de controle da taxa de deslizamento do veículo para situações críticas tais como tração e frenagem em superfícies escorregadias, juntamente com algoritmos

diretos para a estimativa dos torques nos eixos, das forças nos pneus e do ângulo de *sideslip* do veículo. Para a simulação foi considerado um modelo longitudinal de quatro rodas com atuadores e válvulas de controle do tipo solenóide. No trabalho foi proposta uma solução parcial para os problemas associados com a natureza discreta dos atuadores de freios, através do aumento da sua frequência.

Jiang & Gao (1999) desenvolveram um filtro não linear adaptativo para estimar a velocidade do veículo utilizando somente as medições das velocidades das rodas, sem nenhuma informação adicional com relação à aceleração veicular. Para possibilitar essa estimativa, foi assumido que, durante a operação de um sistema de frenagem assistida, as velocidades medidas das rodas periodicamente se equivalem à velocidade real do veículo.

Park et. al. (2001) propôs um sistema de controle veicular dinâmico com o objetivo de melhorar o movimento lateral do veículo. O sistema é composto por um controlador com compensação em avanço, um controlador com realimentação de estados e um estimador para o ângulo de *sideslip* do corpo do veículo.

Um controle de deslizamento longitudinal, utilizando um ganho baseado nos valores do deslizamento estimado, da velocidade do centro de gravidade e do coeficiente de adesão máximo foi proposto por Solyom & Rantzer (2002). A idéia principal apresentada foi a de utilizar controles lineares que estabilizassem localmente e com robustez o sistema para diferentes inclinações das curvas de adesão para as diferentes velocidades. Uma estratégia de controle do momento de *yaw* utilizando lógica *fuzzy* foi apresentada por Buckholtz (2002). O objetivo da estratégia proposta é a de atingir um determinado valor para a *yaw rate* através da determinação de valores de escorregamento para as quatro rodas do veículo. Esses valores de escorregamento são obtidos pela aplicação de pressões de frenagens individuais.

O método de simulação dinâmica inversa foi estendido por Nielsen & Fröberg (2002) de modo a incluir toda a dinâmica relacionada ao movimento veicular, e não somente o modelo do trem de potência. Simulações e comparações entre o método de simulação dinâmica inversa e o método tradicional mostraram que o primeiro é eficiente do ponto de vista de velocidade e

precisão, possibilitando o uso dessa ferramenta para otimização e avaliação de estratégias de controle.

Kin et. al. (2002) utilizou um controle de deslizamento nas quatro rodas para otimizar a dinâmica veicular. Para tornar esse controle mais eficiente, foram propostas lógicas para a medição precisa e em tempo real dos valores dos coeficientes de adesão, do ângulo de *sideslip* do corpo do veículo e das forças no contato pneu-pista.

A estratégia apresentada por Nielsen & Kiencke (2001) e Tondel & Johansen (2003) para manter a dirigibilidade veicular é restringir o ângulo de *sideslip* e a *yaw rate* de modo a estarem contidas em limites superior e inferior. Hoje em dia, a tendência é a de também o motorista ser considerado como um importante fator para o controle da dirigibilidade veicular. Seguindo esse conceito, um estudo foi feito por Oscarsson (2003) sobre o comportamento do conjunto motorista-veículo-ambiente em simulações para encontrar os parâmetros do modelo sintético do veículo. Nesse estudo foi utilizado um método de otimização paramétrica baseado em algoritmo genético para duas diferentes aproximações, uma simulando um motorista amador e outra para simular um motorista experiente, ambas para uma manobra de mudança de faixa ISO.

1.2 Dinâmica e segurança veicular

O estudo da dinâmica veicular é voltado para a análise dos movimentos do veículo, a maneira como ele é guiado e os efeitos das irregularidades no percurso. Em um sentido mais geral, refere-se à resposta devido às forças impostas nos veículos, sejam eles terrestres, aéreos, marinhos ou aeroespaciais. Um dos principais objetivos desse estudo é estabelecer princípios que guiem o desenvolvimento racional, projeto e seleção de veículos para os mais diversos fins. Os princípios envolvidos na dinâmica dos tipos de veículos citados são muito diversos e extensos.

As características de um veículo terrestre podem ser descritas em termos de seu desempenho, manejo e percurso. Características de desempenho referem-se à habilidade do veículo acelerar, vencer obstáculos, desacelerar etc. Qualidades de manejo são relacionadas com as respostas do veículo aos comandos do motorista e sua habilidade em estabilizar o movimento ao sofrer perturbações externas. As características de percurso relacionam-se à vibração do

veículo devido às excitações oriundas das irregularidades da superfície e o seu efeito sobre passageiros e bens.

O comportamento do veículo é o resultado da interação entre o motorista, o próprio veículo e o ambiente. O motorista é sujeito a estímulos tais como as condições observadas da pista, ruído, vibrações e as respostas do veículo às entradas no sistema de direção, forças aerodinâmicas e momentos e irregularidades da pista. Espera-se que ele guie o veículo, utilizando os controles a sua disposição, de uma maneira aceitável para si mesmo, seus passageiros e outros usuários da pista.

As pesquisas na área de dinâmica veicular têm sido feitas há décadas, desde os primórdios da indústria automobilística. Engenheiros e pesquisadores têm tentado entender e modelar o comportamento dinâmico de veículos sujeitos às mais diversas condições de ambiente e utilização, de modo a aplicar esse conhecimento para melhorar os projetos, visando mais estabilidade, conforto e segurança. Com o advento de sistemas computacionais mais rápidos, conceitos novos e inovadores vêm sendo testados e implementados nos veículos (Gillespie, 1992). Com base nessas pesquisas, as companhias automotivas constantemente melhoram seus projetos, aperfeiçoando tecnologias existentes ou desenvolvendo outras. E dessa maneira, os três fatores acima têm melhorado consideravelmente nos últimos tempos.

Fabricantes de pneus também fazem várias pesquisas em dinâmica veicular. Seu interesse está em caracterizar o desempenho dos pneus em função de suas características construtivas, com o intuito de poderem escolher ou projetar pneus para qualquer tipo de aplicação eficientemente, além de reduzirem os custos com prototipagem e testes. Seus esforços requerem o desenvolvimento de modelos mais precisos, e o uso desses modelos é particularmente importante em aplicações onde o desempenho dos pneus é crucial, como em carros de corrida. O estudo da dinâmica veicular deve começar pelos pneus, pois é através deles que o veículo é suportado e dirigido, já que são eles que geram as forças e momentos necessários para manter o veículo no caminho desejado, além das forças de tração e frenagem (e de possuírem uma função maior na estabilidade veicular). Costuma-se dizer que todo o controle e direcionamento dos veículos de passeio é dependente e feito através de quatro pequenas regiões de contato, cada uma do tamanho de uma mão, que são as áreas de contato entre os pneus e a pista.

Destes estudos da dinâmica e da interação dos veículos com o meio e com os passageiros/motorista, e conforme os veículos tornaram-se cada vez mais potentes e velozes, a questão da segurança veicular e da preservação da vida assumiu um papel de extrema importância.

A segurança veicular é obtida por vários mecanismos de segurança, classificados em ativos e passivos. Deformações estruturais, células de segurança, *air-bags* e tensionadores de cinto de segurança são equipamentos passivos típicos, que visam minimizar os danos em acidentes de veículos. Por outro lado, os sistemas de segurança ativos devem prevenir acidentes antes que estes ocorram. Cada vez mais automóveis adotam algum tipo de sistema de segurança ativo, que incluem ABS (*antilock brake system* ou sistema anti-travamento de rodas), TCS (*traction control system* ou sistema de controle de tração), e 4WS (*4-wheel steering* ou dirigibilidade nas 4 rodas). Desde o início dos anos 80, sistemas 4WS têm sido considerados efetivos em melhorar o desempenho e a estabilidade veicular e assim vários sistemas de controle ativo para 4WS têm sido desenvolvidos e comercializados, porém eles são associados a um grande adicional no custo final dos veículos devido aos atuadores separados para fazer a direção das rodas traseiras e ao alto custo de manutenção. Por este motivo o mercado para o 4WS está significativamente encolhido apesar de sua excelência técnica em melhorar a estabilidade e desempenho veicular.

Tradicionalmente, os sistemas de freios para carros de passageiros são responsáveis por funções vitais como: reduzir a velocidade de cruzeiro, parar o veículo em movimento e manter o veículo estacionado, uma vez que este foi parado. No entanto, atualmente existe a tendência de se utilizar a frenagem como garantia de estabilidade dinâmica em operações práticas em estradas, assegurando a segurança nas mesmas. Desenvolvimentos contínuos em sistemas de frenagem de carros de passageiros resultaram em um sistema poderoso e confiável. Sob condições normais de operação este sistema pode providenciar frenagem rápida e efetiva para o veículo.

Frenagens sob condições mais críticas podem levar ao travamento das rodas, resultando em perda de dirigibilidade do veículo conforme este perde tração ou derrapa na pista. Este é o tipo de situação na qual um sistema de frenagem antitravamento entra em cena. Esse tipo de sistema reconhece o início de travamento em uma ou mais rodas em tempo para reagir inibindo aumento posterior ou iniciando decréscimo na pressão do freio, resultando na manutenção da resposta do

veículo e da estabilidade em um processo caracterizado por eficiência de frenagem ótima (Bosch, 2000 e Wong, 2001).

Situações críticas de direção não são restritas à frenagem: elas podem também ocorrer durante acelerações de partidas e em movimento (especialmente em inclinações escorregadias) e em curvas. Um sistema de controle de tração é projetado para resolver estes problemas (Bosch, 1999). O propósito primário do controle de tração, uma versão expandida do controle de frenagem (Bosch, 1995), é reduzir demandas colocadas no motorista para manter a estabilidade e dirigibilidade do veículo sob aceleração. O controle de tração faz isso adaptando o torque do motor a níveis correspondentes à tração disponíveis na superfície da pista. Combinando controle de tração e frenagem assistida é possível obter níveis de segurança mais altos.

Como uma alternativa para os sistemas de esterçamento nas quatro rodas, sistemas de controle do momento de guinada têm sido pesquisados e desenvolvidos, como por exemplo o ESP (*electronic stability program* ou programa de estabilidade eletrônico) da Bosch. Estes sistemas geram diretamente a quantidade certa de momento para um veículo ter um bom desempenho de manuseio e estabilidade. O momento pode ser produzido por um aumento ativo na força de tração transmitida através do trem de força, ou pela aplicação controlada de forças de frenagem nas rodas.

O programa de estabilidade eletrônica é um sistema que depende do sistema de frenagem do veículo como uma ferramenta para “guiar” o veículo (Bosch, 1999). Quando a função de controle de estabilidade assume operação esta muda as prioridades que governam o sistema de freios para manter o veículo estável e no curso, independente das condições.

Os sistemas descritos acima dependem da união entre a dinâmica veicular e a eletrônica, pois todos se servem de sensores para medir a velocidade da roda e as acelerações e momentos do veículo, e de microcontroladores para determinar em tempo real se está ocorrendo deslizamento das rodas ou escorregamento do veículo, resultando uma melhor tração, frenagem e dirigibilidade em todas condições de terreno, desde asfalto seco até em pistas com cascalho ou neve.

A importância de um estudo voltado para o desempenho de veículos e para os diferentes modos de funcionamento e técnicas de controle dos sistemas citados acima está diretamente

ligados ao estudo da segurança e estabilidade veicular. Estes assuntos são de grande importância nos tempos atuais, onde se vê uma grande quantidade de acidentes automotivos que poderiam ser evitados se fossem utilizados sistemas de segurança veicular ativos.

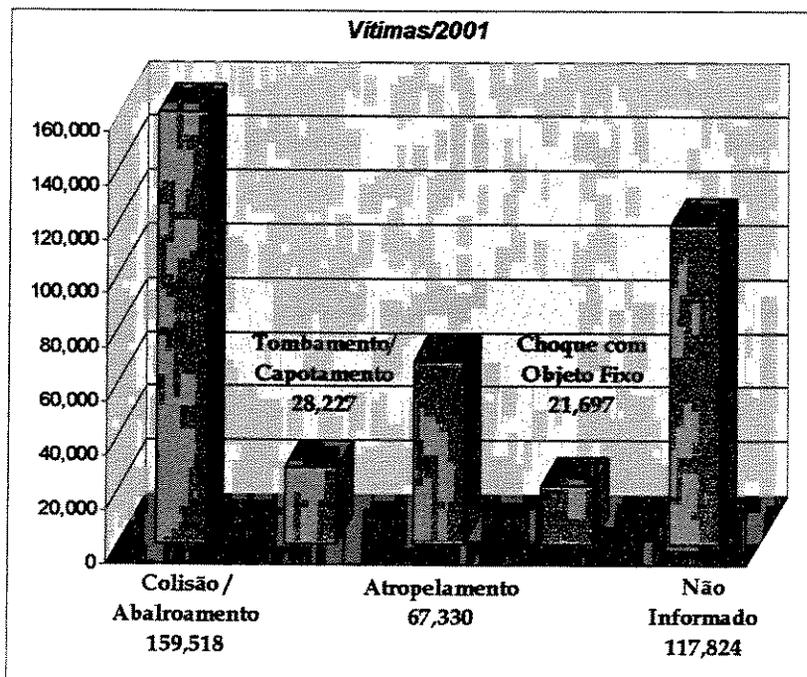


Figura 1.1 Vítimas em acidentes por tipo de acidente (DENATRAN, 2001)

O governo brasileiro, através do DENATRAN, compila as informações fornecidas pelos diversos DETRANS em um anuário estatístico que mostra a incidência dos diversos tipos de acidentes de trânsito no Brasil. A Tabela 1.1 mostra um resumo das informações.

Tabela 1.1 - Resumo do Anuário Estatístico (DENATRAN, 2001)

Ano	Frota	Acidentes com Vítimas	Vítimas Fatais	Vítimas não Fatais
1988	30.939.466	262.374	20.020	320.733
1999	32.318.646	376.589	20.178 ***	325.729 ***
2000	29.503.503 *	286.994 **	20.049	358.762 **
2001	31.913.003	307.287	20.039	374.557 **

* A redução da frota em 2000 deveu-se à depuração de cadastro com a integração ao Sistema RENAVAM
 ** Não inclui dados do Distrito Federal
 *** Não inclui dados de Minas Gerais

A figura 1.1 mostra os tipos de acidentes que resultam em vítimas, e a figura 1.2 mostra os tipos de vítimas de acidentes.

A presença de sistemas ativos de segurança veicular em grande parte da frota de veículos reduziria razoavelmente a quantidade de acidentes que ocorrem todos os anos. Porém, como a frota brasileira é relativamente antiga e devido aos sensores e atuadores os sistemas são bastante caros, sua instalação ainda é restrita aos veículos de luxo.

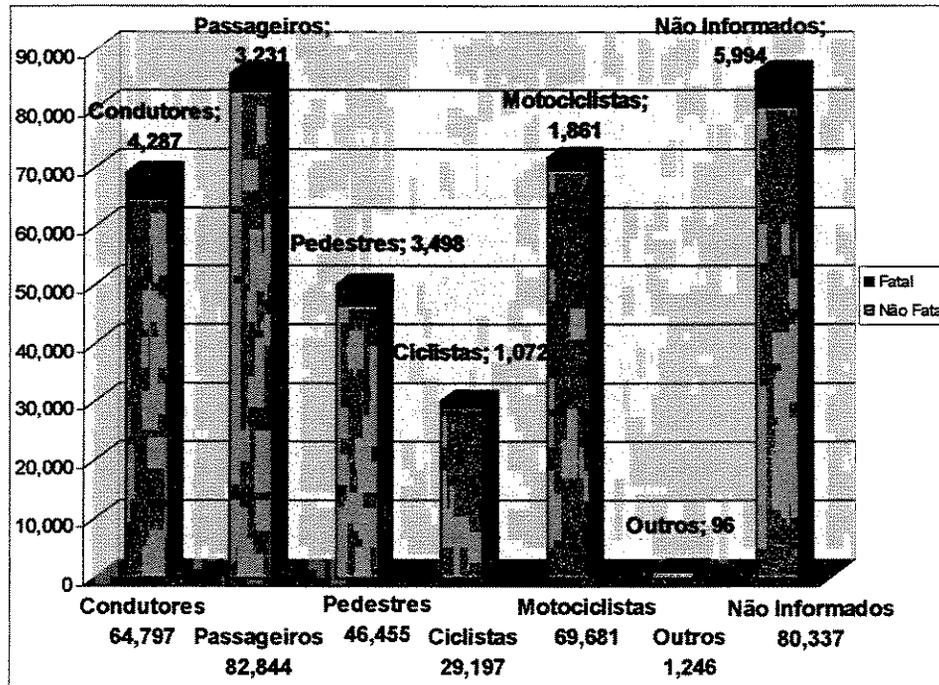


Figura 1.2 Tipos de vítimas em acidentes (DENATRAN, 2001)

As informações e métodos de controle utilizados na segurança veicular são informações sigilosas, mantidas em segredo pelas empresas que as desenvolvem. Acredita-se que esses sistemas sejam compostos de informações obtidas com a extensa experiência prática e conhecimento do sistema veicular possuído pelas empresas. Desde modo, o meio acadêmico fica restringido na sua capacidade de desenvolver e contribuir com a segurança veicular. Um controle como a lógica *fuzzy*, utilizada nessa dissertação, que não necessita de uma modelagem muito complexa e avançada para ser implementado, permite que a universidade e a sociedade possam também contribuir para o desenvolvimento de sistemas de segurança.

1.3 Objetivos do trabalho

Esta dissertação é voltada especificamente para veículos terrestres de passeio leves com pneus de borracha, comumente chamados de carros de passeio, e nesse caso, como a finalidade é

prover um meio de transportar pessoas, é inevitável que o critério principal pelo qual um carro é julgado envolva a avaliação pessoal. Os movimentos de maior interesse nesse estudo são a aceleração, a frenagem, o trajeto ou percurso e as curvas feitas pelo veículo.

Nesta dissertação procura-se obter modelos dinâmicos capazes de descrever tanto o desempenho em transiente como em regime permanente. Estes modelos devem demonstrar claramente como um veículo pode submeter-se à frenagem ou aceleração estáveis ou com travamento/deslizamento das rodas, dependendo dos torques de frenagem ou motriz, das características de fricção e dos parâmetros do veículo. Estes modelos devem também permitir uma visualização clara de como é feita a transição entre estados operacionais conforme os parâmetros e condições são variados.

As formulações e simulações apresentadas serão úteis para descrever características qualitativas dos veículos e para providenciar uma percepção nos assuntos relacionados à estabilidade veicular. As equações obtidas para os modelos escolhidos devem assumir uma forma que permita investigações e interpretações relativamente simples através da utilização de ferramentas para dinâmica não linear ou até mesmo através de linearizações menos complexas. Métodos tradicionais de controle baseados em regras serão implementados e comparados a uma implementação utilizando-se Lógica *Fuzzy* (Lógica Nebulosa).

Para verificação das equações e do modelo, obtenção de resultados e avaliação dos parâmetros veiculares serão realizadas várias simulações, envolvendo o sistema veicular e o sistema de controle. Vale aqui ressaltar, com relação aos valores de entrada do controle, que muitas das medições realizadas nas simulações são de difícil realização prática. Desde modo, na prática, muitas das variáveis envolvidas devem ser estimadas. Alguns métodos para a determinação destas variáveis serão resumidamente apresentados e discutidos, como observadores não lineares ou filtros de Kallman.

1.4 Organização do trabalho

A presente dissertação tem a seguinte divisão:

No Capítulo 2, serão apresentados os diversos graus de liberdade e tipos de modelos que podem ser utilizados no equacionamento do movimento de um veículo, assim como os sistemas de referência normalmente adotados. Juntamente será apresentada a base teórica envolvida na dinâmica veicular, os planos de movimentação e as forças que surgem nesses planos, sejam estas internas aos sistemas do veículo ou oriundas do meio-ambiente. Os fatores de influência nessas forças, como aerodinâmica do veículo, tipo dos pneus e tipo de pista serão brevemente discutidos.

No Capítulo 3, inicialmente, será feita uma discussão com relação aos sistemas de freios em geral, que são a base para o controle da estabilidade veicular através dos sistemas que serão apresentados em seguida. As características e o funcionamento dos sistemas de frenagem assistida, controle de tração e de estabilidade e controle de *yaw* serão apresentados.

No Capítulo 4, será mostrada a modelagem propriamente dita, com o equacionamento do movimento de carros de passeio. O formato em equações de estado será obtido após uma linearização básica, e algumas simulações de teste serão feitas e comentadas.

No Capítulo 5, são discutidas as opções de controle (convencional por regras ou nebuloso) e é apresentado o desenvolvimento de alguns controladores *fuzzy* para controle da frenagem e do movimento de *yaw*. Diversas simulações para a determinação dos parâmetros de controle serão feitas, apresentadas e comentadas.

No Capítulo 6, será feita uma análise dos resultados obtidos e das futuras perspectivas, por meio das conclusões que podem ser tiradas desse trabalho através de todas as simulações. Propostas para futuros trabalhos e discussões futuras também serão colocadas nesse capítulo.

Um apêndice onde serão apresentados, de maneira resumida, os métodos de estimação daqueles parâmetros de difícil medição, será incluído ao final dessa dissertação, seguido por outro apêndice onde constarão os valores de variáveis e parâmetros veiculares utilizados nas simulações.

Capítulo 2

Fundamentação Teórica

Neste capítulo é feita uma revisão dos conceitos teóricos e das convenções utilizadas no estudo e na modelagem veicular. Também neste capítulo serão discutidos os fatores de maior impacto na dinâmica e no movimento veicular. Uma discussão muito exaustiva nesse sentido está fora do escopo deste trabalho, porém para uma correta modelagem é necessário primeiramente que os fenômenos e acontecimentos físicos que regem o assunto em questão sejam entendidos.

Portanto, aqui os graus de liberdade associados aos mais diversos modelos utilizados no estudo veicular serão apresentados juntamente com os sistemas de referência adotados. Também será feita uma discussão das forças longitudinais, laterais e verticais que surgem devido às mais diferentes acelerações (como por exemplo a aceleração da gravidade), ao atrito com a pista ou com o ar, ou mesmo devido a alguma perturbação externa ao sistema (como por exemplo ventos laterais) ou interna (acelerações ou frenagens).

2.1 Graus de liberdade

Existem muitos graus de liberdade associados com a dinâmica veicular, e com estes vários tipos diferentes de modelos. O mais simplificado é o modelo de bicicleta lateral com dois graus de liberdade (Figura 2.1), representando o movimento ascendente e descendente da pista e o

movimento longitudinal. A idéia deste modelo é de que às vezes não é necessário ou desejável incluir a direção lateral. Este modelo, que é o de mais fácil compreensão, é normalmente utilizado para propósitos de ensino.

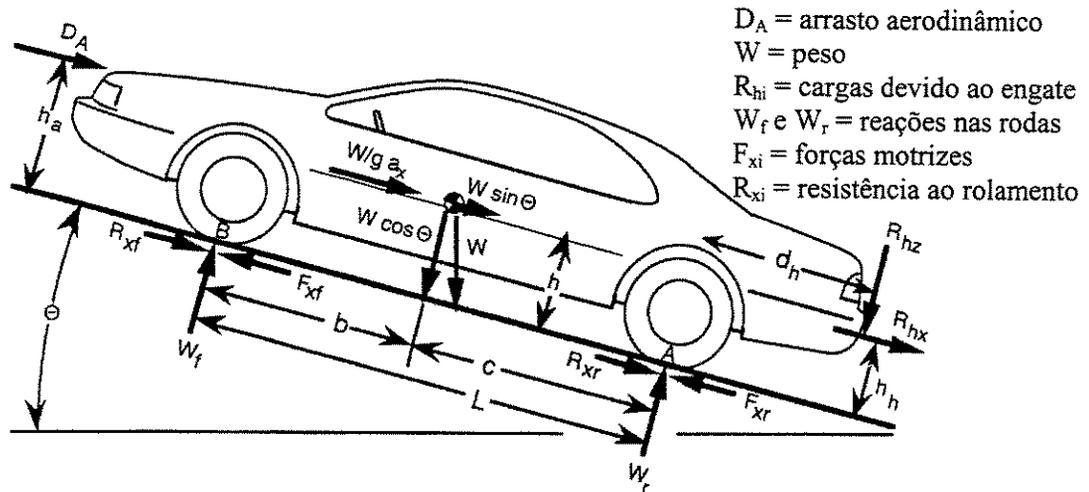


Figura 2.1 Modelo de bicicleta lateral com 2 GL (Gillespie, 1992)

Um modelo plano com três graus de liberdade (Figura 2.2) inclui a aceleração longitudinal, a aceleração lateral e a aceleração rotacional de yaw ($\dot{\psi}$), deste modo permitindo que o movimento do veículo no plano X-Y seja completamente descrito.

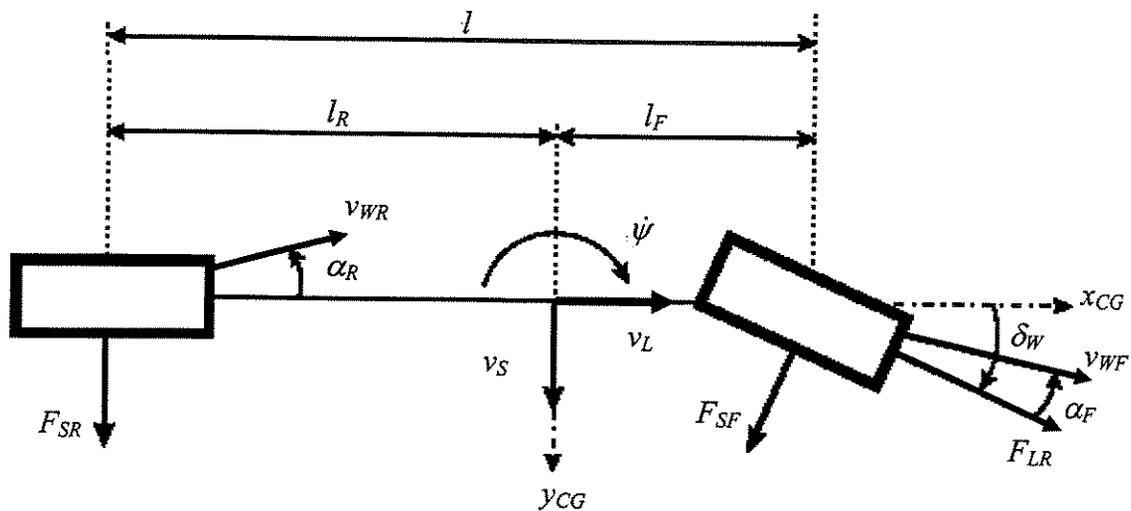


Figura 2.2 Modelo de bicicleta com 3 GL

Para poder incluir os efeitos do deslizamento longitudinal, os graus de liberdade rotacionais das rodas dianteira e traseira devem ser incluídos no modelo. Este modelo com cinco graus de liberdade permite um estudo aprofundado das forças de tração e frenagem em manipulações através da inclusão dos efeitos da rotação da roda. Os graus de liberdade rotacionais são geralmente usados nos estudos de frenagem combinada com entradas de esterçamento e no projeto do controlador de sistemas de frenagem.

Um modelo com oito graus de liberdade não mais assume simetria no comportamento dinâmico entre os lados direito e esquerdo. O grau de liberdade rotacional para cada uma das quatro rodas é considerado neste modelo de veículo ao invés de somente dois pneus. Este modelo também adiciona um movimento de *roll*, φ , entre os lados do veículo. Este modelo é geralmente usado no projeto de suspensão ou análise de conforto.

Um modelo mais completo pode incluir também o movimento de *pitch*, χ , e o movimento ascendente do sistema composto pelo chassi do veículo, resultando em seis graus de liberdade do corpo do veículo, os quatro graus de liberdade referentes ao movimento rotacional dos pneus e um grau de liberdade para cada movimento linear das quatro suspensões, totalizando 14 graus de liberdade (Liu & Peng, 1996).

Além dos modelos apresentados existem vários modelos compostos por combinações destes, como um modelo baseado no modelo lateral de 2 GL com um terceiro grau de liberdade na rotação de *pitch*, ou modelos de rodas individuais com grau de liberdade ascendente, rotacional da roda e de movimento da suspensão. Também existem modelos que incorporam inúmeros outros graus de liberdade oriundos da transmissão ou do motor, como a variação do torque motriz.

2.2 Sistema de referência aplicado sobre o veículo

O sistema de referência móvel utilizado para a modelagem veicular tem sua origem nos sistemas utilizados para modelagem de aviões. A principal razão para sua utilização é que estando fixo ao veículo e movendo-se juntamente com ele, as propriedades de inércia (momentos e produtos de inércia) permanecem constantes em relação aos eixos móveis.

Para a análise de posição e trajetória veicular, é necessária a utilização de um sistema ortogonal de coordenadas inercial, fixo na Terra e normalmente escolhido para coincidir com o sistema de eixos fixos no veículo no momento em que a manobra se inicia.

Nem todos autores utilizam o sistema de coordenadas proposto pelo SAE e mostrado em (Milliken & Milliken, 1995). Muitos autores europeus utilizam um sistema de coordenadas como o representado na Figura 2.3.

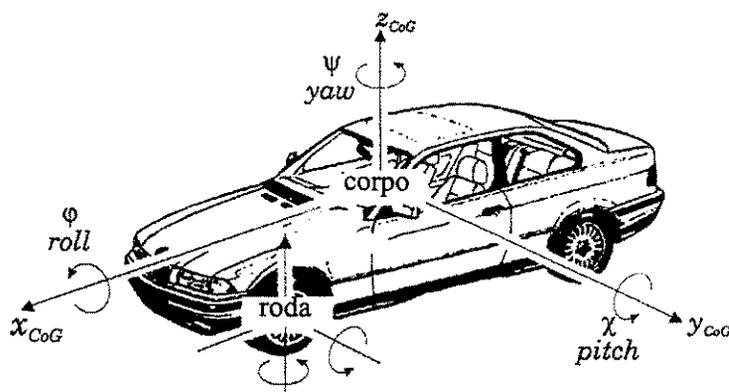


Figura 2.3 Direções de movimento do veículo (Bosch, 1999 e Kiencke & Nielsen, 2000)

A convenção apresentada na Figura 2.3 será adotada nesse trabalho para o sistema de referência do veículo. Além do sistema apresentado, que tem sua origem localizada no chassi (ou no centro de gravidade – CG) do veículo, sendo assim denominado sistema de coordenadas do centro de gravidade, serão utilizados o sistema de coordenadas da estrutura, o sistema de coordenadas da roda e o sistema de coordenadas fixo inercial.

O sistema de coordenadas do centro de gravidade é o mais importante. Todos os movimentos do corpo do veículo são dados com referência a este sistema de coordenadas. O sistema de coordenadas da estrutura difere do primeiro somente com relação aos ângulos de *pitch* e de *roll*, sendo que sua origem localiza-se ao nível da pista. Pode-se dizer que esse sistema é uma translação do sistema do centro de gravidade em relação ao sentido z negativo, até o nível da pista. Para uma maior precisão na modelagem, cada roda deveria ter o seu próprio sistema de coordenadas. Esse sistema origina-se no centro de massa das rodas individuais.

A partir dos sistemas de coordenadas, temos:

- ψ : ângulo de *yaw* (rotação com relação à z_{CG} formando um ângulo entre x_{CG} e x_{In})
- χ : ângulo de *pitch* (rotação com relação à y_{CG} formando um ângulo entre z_{CG} e z_{In})
- φ : ângulo de *roll* (rotação com relação à x_{CG} formando um ângulo entre y_{CG} e y_{In})
- β : ângulo de *sideslip* do corpo do veículo (o ângulo entre o eixo x_{CG} e o vetor de velocidade v_{CG})
- α : ângulo de *sideslip* do pneu (o ângulo entre o eixo x_W e o vetor de velocidade no ponto de contato da roda com a pista v_W)

O ângulo α está representado na Figura 2.4 e na Figura 2.7. A presença desse ângulo é equivalente a dizer que se quer andar em uma direção, mas caminha-se com um ângulo em relação a essa direção deslocando-se cada pé lateralmente conforme este é colocado no chão, como é mostrado na Figura 2.4. O pé é deslocado lateralmente devido à presença de forças laterais.

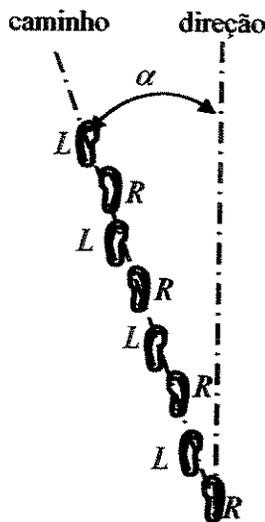


Figura 2.4 Analogia de caminhada para o ângulo de *sideslip* (Milliken & Milliken, 1995)

α Ângulo de deslizamento, F_S Força lateral
 v_W Velocidade do centro de gravidade da roda
 x_W Eixo do plano central da roda

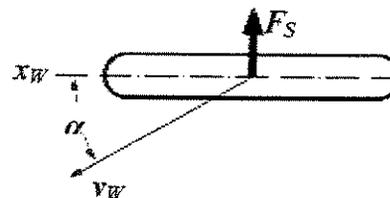


Figura 2.5 Características do pneu durante a curva (Bosch, 2000)

É importante notar que o ângulo de *sideslip* do corpo do veículo é diferente do ângulo de *sideslip* do pneu. Apesar do conceito ser o mesmo, cada pneu individual pode ter diferentes ângulos de *sideslip* no mesmo instante de tempo. Geralmente o ângulo β é calculado como a razão entre a velocidade lateral e a velocidade longitudinal no referencial do veículo.

2.3 Forças e velocidades

Em um veículo em movimento um grupo de forças age na direção longitudinal, as quais incluem a força motriz, o arrasto aerodinâmico e a resistência à rolagem ou rolamento. Outras forças são exercidas lateralmente, como ventos laterais e as forças geradas durante a curva.

As forças resultantes da massa do veículo, das inclinações e das acelerações e dos demais fatores externos ou internos são transferidas aos pneus, através dos seguintes elementos de ligação:

- Chassis (por exemplo, força do vento)
- Suspensão
- Sistema de direção
- Motor
- Transmissão (força motora)
- Sistema de freio (força de frenagem)

Além dessas, outras forças atuam a partir da superfície da pista e através dos pneus. Estas representam as únicas maneiras de iniciar o movimento desejado e mudanças em direção. São compostas dos seguintes componentes individuais (Figura 2.6):

- força longitudinal F_L das forças motrizes ou forças de frenagem,
- força lateral F_S da direção, e
- força vertical F_Z devida ao peso do veículo.

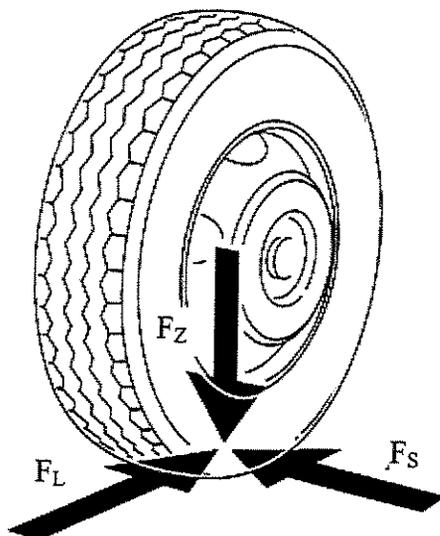


Figura 2.6 Componentes das forças no pneu (Bosch, 2000)

Força longitudinal ou força periférica F_L é efetiva no nível da superfície da pista. Ela torna possível para o motorista acelerar por meio do torque aplicado pelo pressionamento do pedal de aceleração, e desacelerar aplicando os freios. Essas influências externas na relação entre a rotação da roda e sua velocidade linear no centro (que seria diretamente proporcional se fosse ignorada a resistência à rolagem do pneu) resultam no escorregamento da roda.

Força vertical ou força normal F_Z é a força para baixo exercida no ponto de contato entre a pista e o pneu e é função do ângulo de inclinação da pista. A extensão a qual esta força pode na verdade afetar o veículo depende de:

- condição da superfície da pista,
- condição dos pneus, e
- condições do clima, em outras palavras a força de adesão entre os pneus e a superfície da pista.

2.4 Plano Y-Z e plano X-Z

Esses planos são bastante utilizados para o estudo de conforto veicular, ergonomia e vibrações, levando em consideração a rigidez e os fatores construtivos da suspensão e não-uniformidades e modos de vibrar das rodas, por exemplo.

As fontes de excitação dos sistemas massa-mola-amortecedor (MMA) equivalentes são as irregularidades da via de rolagem, os aspectos de montagem da dupla pneu-roda (como por exemplo, massas desbalanceadas, variações dimensionais e variações na rigidez) e excitações oriundas do *driveline*, do motor e da transmissão. A figura 2.8 apresenta uma análise das forças envolvidas durante uma curva, vistas do plano Y-Z.

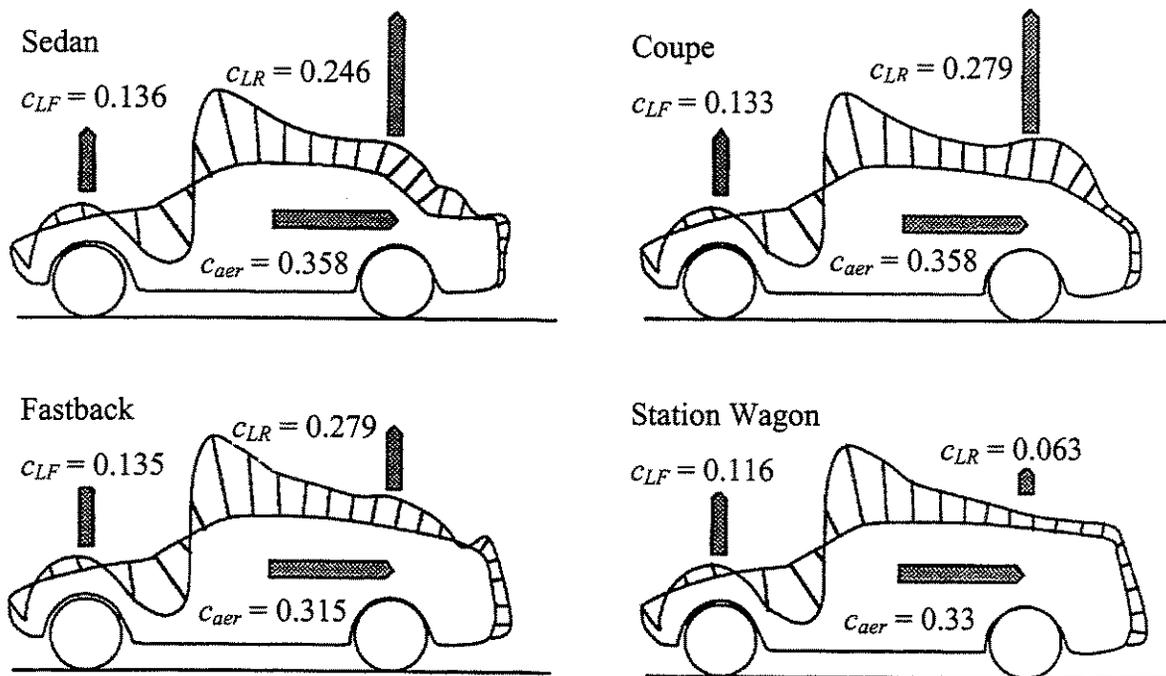


Figura 2.7 Empuxo aerodinâmico para diferentes tipos de veículos (Gillespie, 1992)

Do ponto de vista ergonômico, são considerados fatores como a percepção do nível de vibração pelos motoristas e passageiros e a tolerância do ser humano a essas vibrações.

No plano X-Z se consideram os movimentos ascendentes e descendentes do veículo em primeiro lugar. O empuxo aerodinâmico também é considerado nesse plano, como pode ser visto na figura 2.7. Este é calculado da mesma forma que a força de arrasto aerodinâmico, somente utilizando-se o coeficiente c_L no lugar do c_{aer} . Os mesmos fatores que influenciam o coeficiente de arrasto aerodinâmico também influenciam o coeficiente de empuxo.

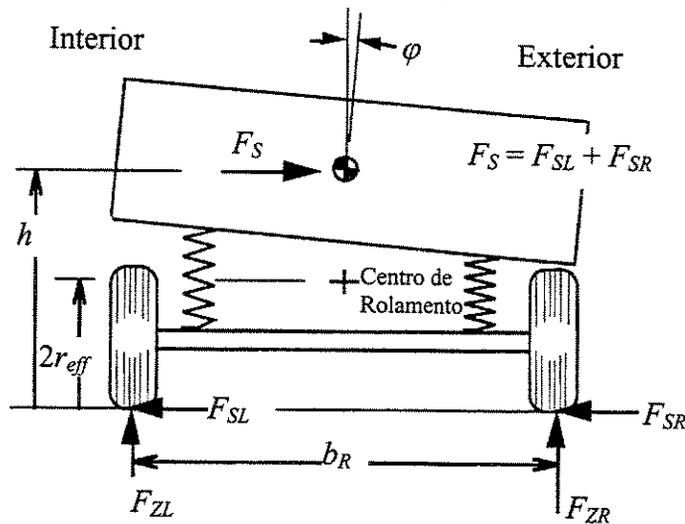


Figura 2.8 Análises de forças no plano Y-Z durante uma curva (rolagem) (Gillespie, 1992)

As mesmas considerações e características que serão apresentadas para as forças de frenagem, aceleração, para a resistência ao rolamento e para o arrasto aerodinâmico se aplicam, porém, no caso das forças que atuam nas rodas e no sentido longitudinal, devem ser considerados sempre os valores obtidos para o modelo de bicicleta lateral, que considera somente duas rodas.

2.5 Plano X-Y

Neste plano estão todas as forças cujos componentes atuam nas direções X e Y do plano da pista. Dentre estas podem ser citadas as forças laterais geradas pelo contato do pneu com a pista, as forças de frenagem e de tração e aquelas causadas pela resistência ao rolamento e pela resistência do ar. Sem dúvida alguma este é o plano que deve ser estudado mais a fundo quando tratamos de estabilidade veicular com relação a frenagens, acelerações e trajeto.

As propriedades de tração longitudinal são aquelas que determinam a aceleração limite ou a desempenho de subida do veículo. O coeficiente de adesão máximo é de primária importância e

pode ser efetivamente utilizado pelo controle de tração e pela frenagem assistida. Esse valor do coeficiente também determina o limite para frenagem. No sentido lateral, o coeficiente de curvatura é a variável principal, afetando as propriedades do veículo quando este executa curvas, sejam estas no regime permanente ou não.

2.6 Forças resultantes do peso

No caso de um veículo estacionário em uma pista plana a distribuição de carga é estritamente uma função da geometria veicular, e para uma visão lateral do veículo (modelo de bicicleta lateral) pode ser determinada conforme as equações 2.1.

$$F_{ZF} = W \frac{l_R}{l} \quad F_{ZR} = W \frac{l_F}{l} \quad (\text{Eq. 2.1})$$

O sistema de coordenadas da estrutura está a um ângulo χ_{road} (devido à inclinação da pista) e φ_{road} (devido ao tombamento da pista) com relação ao sistema inercial. Uma inclinação positiva χ_{road} significa uma pista com inclinação ascendente e um tombamento positivo φ_{road} significa uma pista que levante o lado direito do veículo. A transformação das forças gravitacionais no sistema de coordenadas da estrutura corresponde a uma multiplicação com a matriz de rotação e mudança de coordenadas (a ser desenvolvida no capítulo 4), com ângulo de *yaw* $\psi = 0$:

$$\begin{bmatrix} F_{GX} \\ F_{GY} \\ F_{GZ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \chi_{pista} & \sin \chi_{pista} \sin \varphi_{pista} & \sin \chi_{pista} \cos \varphi_{pista} \\ 0 & \cos \varphi_{pista} & -\sin \varphi_{pista} \\ -\sin \chi_{pista} & \cos \chi_{pista} \sin \varphi_{pista} & \cos \chi_{pista} \cos \varphi_{pista} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ mg \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 2.2})$$

Para o cálculo da força normal, além da influência de inclinações na pista, da distribuição de massa do veículo e das acelerações ou desacelerações tanto laterais como longitudinais, existe ainda uma componente causada pelo torque no eixo longitudinal dos veículos, sejam eles de tração dianteira ou traseira. A rotação desse eixo causa um momento de *roll* no chassi. Nos casos

em que o chassi está sujeito a um movimento de *roll*, as molas da suspensão são comprimidas e exercem uma força devido à rigidez da suspensão. A reação dessas forças origina um momento que é responsável pela transferência de parte da inércia entre os lados do veículo.

2.7 Aceleração e Frenagem Longitudinal

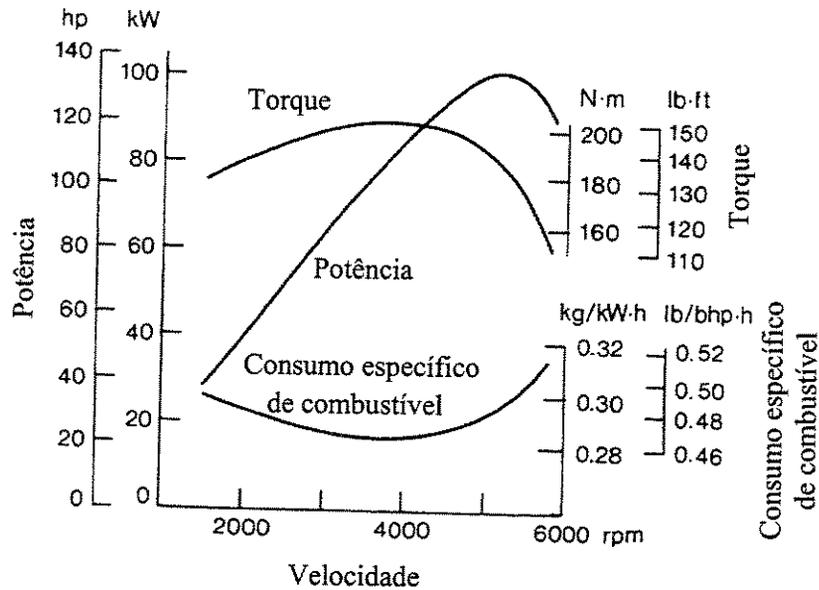


Figura 2.9 Curva de torque e potência características para motores gasolina (Wong, 2001)

A aceleração longitudinal máxima que um veículo pode alcançar está limitada por um de dois fatores: potência do motor ou limite de tração nas rodas motrizes. Em baixas velocidades o maior limitante é a tração nos pneus, e a velocidades mais altas a potência do motor se torna mais limitante.

As características de potência de um motor são dadas pelas curvas de torque e potência como função da rotação, tanto para motores gasolina, mostrada na figura 2.9, como motores diesel. A curva de torque dos motores gasolina, comparada com aquela para motores diesel, apresenta um pico nas rotações de operação médias. Nos motores diesel essa curva é mais plana, podendo em alguns casos até aumentar conforme a rotação diminui. Para ambos tipos de motor a curva de potência possui um comportamento parecido, apresentando uma rápida elevação da potência com o aumento da rotação.

Existe uma relação entre torque e potência através da velocidade de rotação, dada pela equação 2.3:

$$P = T\omega_{Motor} \quad (\text{Eq. 2.3})$$

Para a determinação da aceleração, é necessário determinar o valor do torque fornecido às rodas. O torque mostrado nas curvas de motor é válido para regimes permanentes e é obtido em um dinamômetro. Já o torque fornecido a embreagem é reduzido pelas acelerações e desacelerações de massas e inércias dos componentes e dos acessórios (alternador, ar condicionado, ventiladores e bomba de água, por exemplo). Estas inércias e massas adicionais precisam ser levadas em consideração quando é feito um estudo de predição de desempenho veicular. Outro fator que afeta a desempenho do motor, e desse modo o torque fornecido a embreagem, são as condições atmosféricas como mostrado em (Wong, 2001).

Como no caso dos acessórios, o torque da embreagem ao ser transferido para a transmissão é reduzido por ser necessária a aceleração das massas e inércias dos componentes da transmissão e então é amplificado pela relação de transmissão do engrenamento. Da mesma maneira, o torque que chega ao eixo para mover as rodas motrizes necessita primeiramente acelerar as inércias rotativas e é multiplicado pela relação de transmissão do diferencial. Utilizando as relações de transmissão, pode-se relacionar a aceleração rotacional do motor, transmissão e de toda a linha de potência com a das rodas. No caso de transmissões automáticas, a desempenho é um pouco diferente, e se aproxima mais do ideal devido ao conversor de torque na entrada.

$$F_L = \mu_P F_Z \quad (\text{Eq. 2.4})$$

Caso o torque fornecido às rodas seja suficiente para acelerar o veículo, o fator que limitará o valor máximo dessa aceleração é o coeficiente de adesão no contato pneu-pista. Esse valor máximo é uma função do coeficiente de adesão e da força normal no ponto de contato, conforme a equação 2.4. O valor de μ_P está representado na figura 2.10. O fator μ define as características das várias combinações de material pneu-pista assim como as influências às quais

essas combinações são expostas, principalmente o deslizamento dos pneus. O coeficiente de adesão serve como indicação para a quantidade de força de frenagem que pode ser aplicada. Para pneus de veículos, os coeficientes de adesão máximos são obtidos em superfícies de pistas secas e limpas e os mais baixos no gelo. Água e poeira reduzem os coeficientes de adesão.

As forças de frenagem surgem do torque aplicado pelos freios juntamente com outros efeitos tais como resistências ao rolamento devido às perdas e dissipações no contato pneu-pista e adesão nos eixos e demais partes móveis. Naturalmente, os freios são a primeira fonte de origem das forças de frenagem das rodas traseiras e dianteiras. O torque aplicado por eles age diretamente contra o movimento de rotação das rodas, criando uma força contrária ao deslocamento do veículo. Os outros efeitos, juntamente com o arrasto aerodinâmico, se opõem ao movimento do veículo independente do acionamento dos freios.

Para a geração da força de frenagem, os fatores mais importantes são a pressão de trabalho dos freios, que é a pressão que atua nos componentes do sistema, e o coeficiente de adesão entre as pinças e o disco, no caso de um freio a disco, ou entre as sapatas e o tambor, no caso de um freio a tambor.

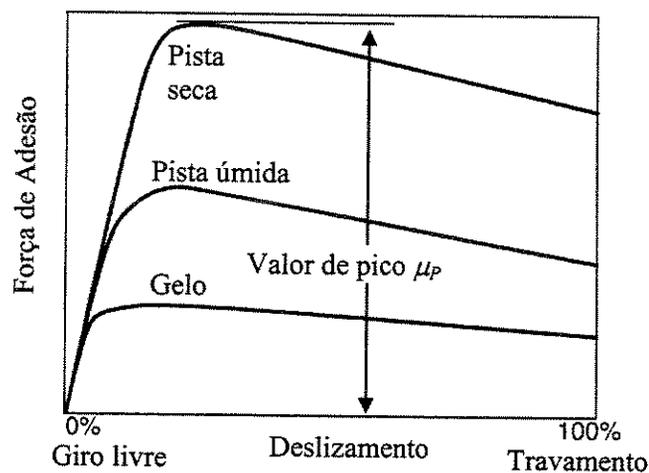


Figura 2.10 Força de frenagem por deslizamento para diversas pistas (Gillespie, 1992)

Assim como na aceleração, na frenagem a força somente pode aumentar até o limite permitido pela adesão entre o pneu e a pista. Existem dois mecanismos principais responsáveis por essa adesão: geometria de contato e propriedades dos materiais no contato.

Ambos mecanismos de adesão dependem do que ocorre entre o pneu e a pista. O coeficiente de adesão que resulta dos mecanismos de adesão aumenta com o deslizamento até aproximadamente 10% a 20% de deslizamento, dependendo das condições, como mostrado na Figura 2.10. Em terrenos mais lisos, como pistas molhadas ou na neve, a adesão diminui de modo que todo o coeficiente é mais baixo.

Outros fatores importantes para o coeficiente de adesão são a velocidade, pressão dos pneus e carga vertical. Em superfícies secas, por exemplo, os coeficientes de adesão diminuem com a velocidade e são pouco afetados pela pressão. Em condições úmidas, a sensibilidade à velocidade é ainda maior devido à dificuldade de deslocamento da água na área de contato. No caso de água na pista, com velocidade e espessura de filme suficientes, acontece o fenômeno conhecido como aquaplanagem. A tendência a este fenômeno ocorrer é definida pela profundidade da água na superfície da pista, pela velocidade do veículo, pelo padrão das estrias do pneu e pelo seu desgaste e pela carga que pressiona o pneu contra a pista. Pneus largos são particularmente suscetíveis à aquaplanagem. É bastante difícil frear ou manobrar adequadamente um veículo que está aquaplanando, pois nem as forças laterais de esterçamento de nem a força longitudinal de frenagem podem ser transferidas para a pista.

Com relação à carga, conforme esta aumenta, os coeficientes de pico e escorregamento não aumentam proporcionalmente.

O valor máximo de força de frenagem que pode ser passado do pneu para a pista também é dado pela equação 2.4. Em superfícies com baixo coeficiente de adesão, aplicar aos freios uma pressão suficientemente alta a altas velocidades pode levar ao travamento das rodas. Isso acontece pois essas superfícies possuem uma menor capacidade de reagirem às forças de frenagem aplicadas à roda. Como o torque aplicado para frear a roda é superior àquele resultante da força de reação da pista, a desaceleração da roda é superior à do veículo, fazendo com que a roda cesse seu movimento primeiro. A esse fato chama-se travamento da roda. Uma vez que uma das rodas trava, esta perde a habilidade de transferir forças laterais à superfície da pista e o veículo pode vir a ficar fora de controle.

Tabela 2.1 Valores médios do coeficiente de adesão com a pista (Wong, 2001)

Superfície	Valor de Pico μp	Valor de Deslizamento μs
Asfalto e concreto (seco)	0.8 – 0.9	0.75
Asfalto (molhado)	0.5 – 0.7	0.45 – 0.6
Concreto (molhado)	0.8	0.7
Cascalho	0.6	0.55
Pista de terra (seco)	0.68	0.65
Pista de terra (molhado)	0.55	0.4 – 0.5
Neve (endurecido)	0.2	0.15
Gelo	0.1	0.07

Conforme a roda gira em resposta às forças de aceleração ou de frenagem, seu movimento é acompanhado por processos físicos complexos na área de contato do pneu. A própria borracha é sujeita à tensão e distorção. O fator de escorregamento λ define a proporção de escorregamento no processo de rolagem. Para o caso de frenagem, este fator é dado pela Equação 2.5, e para a aceleração, pela Equação 2.6.

$$\lambda = \frac{v_W - v_R}{v_W} \quad (\text{Eq. 2.5})$$

$$\lambda = \frac{v_R - v_W}{v_R} \quad (\text{Eq. 2.6})$$

Durante a frenagem, no caso de uma roda travada, a velocidade periférica é nula, enquanto a velocidade linear é diferente de zero. Nesse caso, pela Equação 2.5, $\lambda = 1$, ou 100% de deslizamento. Segundo a Equação 2.6, quando a roda gira a uma certa velocidade angular mas a velocidade linear do veículo é nula, $\lambda = 1$, ou 100% de deslizamento. Este é o caso de superfícies com gelo, onde as rodas motoras rodam a velocidades angulares altas enquanto o veículo não se move.

a Estável, b Instável

A Giro Livre, B Travado

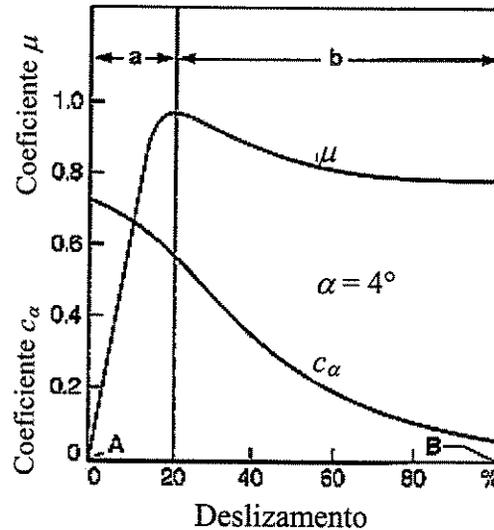


Figura 2.11 Coeficientes μ e c_a como função do escorregamento λ para $\alpha = 4^\circ$ (Bosch, 2000)

A figura 2.11 mostra como o coeficiente de adesão μ se desenvolve quando os freios são aplicados ou o pedal do acelerador pressionado. Começando com um escorregamento inicial de zero, o coeficiente de adesão aumenta rapidamente e, dependendo das condições dos pneus e da superfície da pista atinge seu máximo entre 10% e 20% (Bosch, 2000 e Wong, 2001) de escorregamento e então cai novamente. Inicialmente a força de adesão aumenta linearmente com o deslizamento, porque este ocorre principalmente devido às deformações elásticas dos pneus. As seções crescentes das curvas são chamadas de área estável (área de frenagem parcial), e as seções de queda de área instável.

2.8 Aerodinâmica

As forças aerodinâmicas que atuam em um veículo causam várias perturbações, entre elas arrasto, empuxo, forças laterais, momentos e ruídos. O surgimento dessas forças e momentos é devido ao adesão viscoso e a diferenças de pressão devido à forma. No plano X-Y, ocorre a força de arrasto, aplicada na direção longitudinal (eixo X) e a força lateral, aplicada na direção do eixo Y. Estas duas forças contribuem para o momento de guinada ao redor do eixo Z.

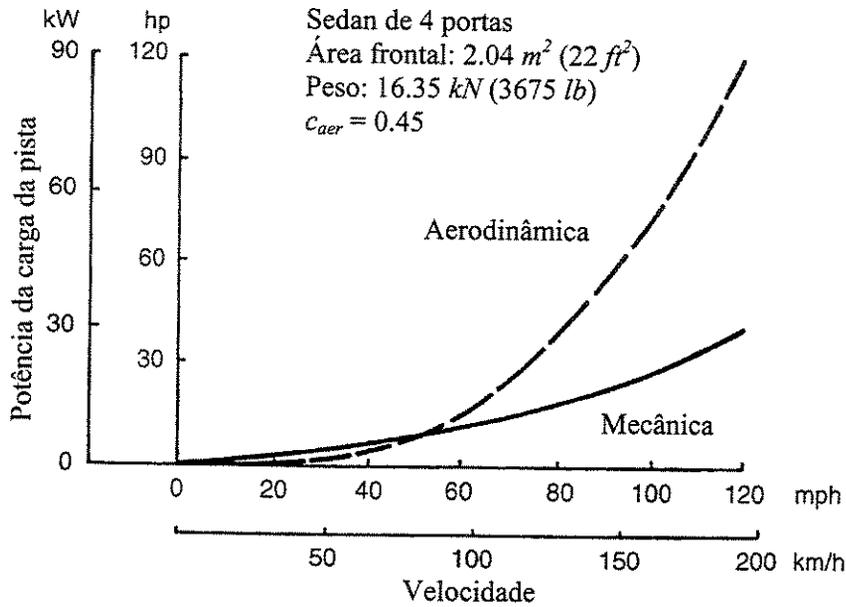


Figura 2.12 Comparação entre perdas de carga mecânica e aerodinâmica (Wong, 2001)

A resistência aerodinâmica total é gerada por duas fontes: uma é o fluxo de ar através do exterior do corpo do veículo e a outra é o fluxo através do radiador e do interior do veículo para propósitos de refrigeração, aquecimento e ventilação. O fluxo exterior, chamado de arrasto, é o componente da força aerodinâmica maior e mais importante que está presente nos carros de passeio à velocidades normais, chegando a ser responsável por mais de 90% da resistência aerodinâmica total (Milliken & Milliken, 1995). Existem vários componentes da geometria do veículo que são responsáveis pelo surgimento do arrasto, como o corpo do veículo, os espelhos retrovisores ou mesmo pequenos detalhes na tampa do motor e demais partes da lataria do veículo, sendo um grande responsável pelo arrasto a parte traseira do corpo do veículo, devido à zona de separação do fluxo de ar.

A resistência ao movimento veicular imposta pelo arrasto aerodinâmico é inferior àquela imposta pelas perdas mecânicas até aproximadamente a velocidade de 28 m/s (100 km/h), ponto no qual ocorre o cruzamento das curvas de perda de potência (Figura 2.12). Desde ponto em diante, como o arrasto aerodinâmico é proporcional ao quadrado da velocidade, as perdas devidas a ele crescem muito rapidamente, tornando esse um fator de grande importância no projeto de carros de corrida.

O arrasto aerodinâmico é caracterizado pela equação 2.7:

$$F_{vento} = \frac{1}{2} \rho v_{vento}^2 c_{aer} A \quad (\text{Eq. 2.7})$$

O coeficiente de arrasto é determinado empiricamente para cada veículo, através de testes em túneis de vento, tanto de modelos em escala como de veículos em tamanho real. Nos Estados Unidos são amplamente utilizados modelos em escala 3/8, enquanto na Europa são mais comuns os modelos em escala 1/4, ou mesmo 1/5 em túneis de vento pequenos (Milliken & Milliken, 1995). A tabela 2.3 e a figura 2.17 apresentam exemplos de coeficiente de arrasto para alguns veículos. Na figura 2.17, as letras representam: (a) Citroën DS 19, (b) Oldmobile Toronado, (c) Mercedes-Benz 300 SE, (d) Ford Falcon Futura, (e) VW 1200, (f) Ford Mustang (Wong, 2001).

Vários fatores influenciam o valor do coeficiente de arrasto aerodinâmico, sendo estes agrupados em fatores de projeto, relacionados ao formato do veículo, e fatores operacionais. Os fatores de forma incluem a parte frontal do veículo, a parte traseira, a parte de baixo, as rodas, recessos de janelas, espelhos externos, entre outros fatores. Alguns exemplos de fatores de forma são apresentados em (Wong, 2001).

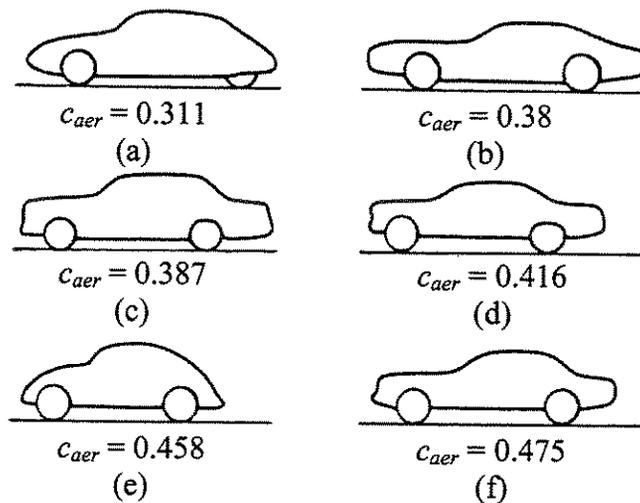


Figura 2.13 Exemplos de c_{aer} para diversos veículos de passeio (Wong, 2001)

Os fatores operacionais incluem as condições de carregamento, o ângulo de ataque, janelas abertas ou fechadas etc. Exemplos de variações no coeficiente de arrasto de acordo com as condições de operação podem ser vistas também em (Wong, 2001).

Tabela 2.2 - Exemplos de Coeficientes de Arrasto para Veículos de Passageiros (Gillespie, 1992)

Conversível Aberto	$c_{aer} = 0,5 \dots 0,7$
Convencional	$c_{aer} = 0,5 \dots 0,6$
Notchback	$c_{aer} = 0,4 \dots 0,55$
Wedge	$c_{aer} = 0,3 \dots 0,4$
Painéis Aerodinâmicos	$c_{aer} = 0,2 \dots 0,25$
Gota	$c_{aer} = 0,15 \dots 0,2$

A velocidade do vento é dirigida de encontro ao veículo. Segundo (Kiencke & Nielsen, 2000), para calcular a força do vento, primeiramente a velocidade externa do vento é transformada no sistema de coordenadas da estrutura, a seguir subtraída da velocidade do veículo, e finalmente da força do vento é calculada. O empuxo do veículo é negligenciado.

$$\begin{bmatrix} F_{ventoX} \\ F_{ventoY} \\ F_{ventoZ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -c_{aerX} A_L \frac{\rho}{2} (v_{CGX} - v_{ventoX} \cos \psi - v_{ventoY} \sin \psi)^2 \\ -c_{aerY} A_S \frac{\rho}{2} (v_{CGY} - v_{vento}^*)^2 \cdot \text{sign}(-v_{vento}^*) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 2.8})$$

com:

$$v_{vento}^* = -v_{ventoX} \sin \psi + v_{ventoY} \cos \psi$$

Os $c_{aerX,Y}$ são os coeficientes de arrasto aerodinâmico, os $A_{L,S}$ são as áreas da parte dianteira e lateral do veículo, e $v_{ventoX,Y}$ são as velocidades do vento.

A densidade do ar depende das condições atmosféricas como temperatura, pressão e das condições de umidade, e é dada pela equação 2.9:

$$\rho = 1.225 \left(\frac{B}{101.325} \right) \left(\frac{288.16}{273.16 + t} \right) \quad (\text{Eq. 2.9})$$

A área frontal é um fator de escala que leva em consideração o tamanho do carro. Uma aproximação para este fator pode ser encontrada através de uma expressão baseada em dados empíricos e para carros de passageiros com massa na faixa de 800-2000 kg, dada pela Equação 2.10 (Wong, 2001):

$$A_f = 1.6 + 0.00056 \left(\frac{W}{g} - 765 \right) \quad (\text{Eq. 2.10})$$

2.9 Resistência ao rolamento

A baixas velocidades, a resistência ao rolamento é a força de resistência principal. Como visto na figura 2.12, a resistência aerodinâmica somente ultrapassa seu valor por volta de 28 m/s (100 km/h). A resistência ao rolamento começa a atuar no exato instante em que o veículo inicia seu movimento, e a energia perdida devido a ela é convertida em calor nas rodas.

A resistência ao rolamento auxilia os freios, pois sempre se opõe ao movimento do veículo, e faz parte da resistência à tração. A resistência total à tração é a soma total da resistência de rolagem, aerodinâmica e de escalada (calculado com base no peso do veículo e no ângulo de ascendência ou descendência da pista, tendo sinal positivo no primeiro caso e sinal negativo no segundo). Para vencer esta resistência geral é necessária a aplicação de força de tração suficiente nas rodas motrizes (a quantidade pela qual a força de tração excede a resistência à tração, acelera o veículo) (se a resistência à tração é maior que a força de tração, o veículo desacelerará).

O processo de deformação entre a roda e a superfície da pista origina a resistência à rolagem, através de pelo menos sete mecanismos diferentes (Gillespie, 1992):

- perda de energia devido à deflexão da lateral do pneu próximo à área de contato
- perda de energia devido à deflexão dos elementos da banda

- adesão na área de contato
- escorregamento dos pneus nas direções longitudinal e lateral
- deflexão da superfície da pista
- arrasto do ar no interior e no exterior dos pneus
- perda de energia em solavancos

Quando um pneu está rodando, a carcaça é defletida na área de contato com a pista. Como resultado dessa distorção, a pressão normal na primeira metade da área de contato é mais alta que na metade de trás. O ponto central da pressão normal muda de lugar, no sentido da direção de rolamento. Essa mudança produz um momento no eixo de rotação do pneu, o que é a resistência ao rolamento. A distribuição da força vertical, da força de adesão e do deslizamento no comprimento de contato pode ser vista na figura 2.14.

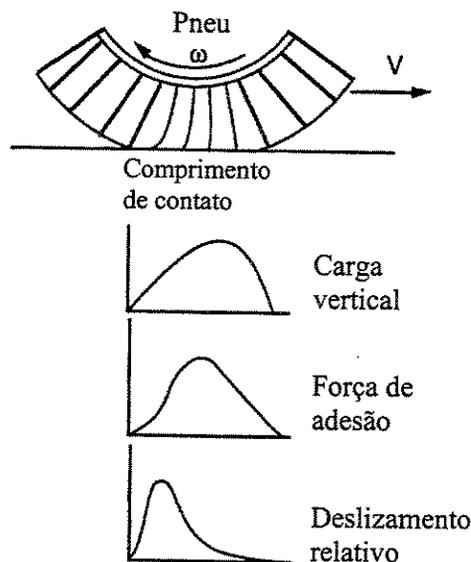


Figura 2.14 Distribuição de forças e deslizamento no comprimento de contato (Wong, 2001).

A razão entre a resistência ao rolamento e a força normal no pneu é denominada coeficiente de resistência à rolagem, conforme a equação 2.11. O valor da resistência ao rolamento não depende somente da força normal, mas também é influenciada por variações de velocidades,

temperatura, pressão de inflação e a estrutura do pneu (construção e materiais). Pneus radiais apresentam um coeficiente de resistência ao rolamento menor, assim como aqueles feitos de borracha natural. Outro fator é o material do pavimento, como por exemplo, em vias normais o coeficiente de resistência à rolagem é aproximadamente 25% daquele nas pistas de areia e terra.

$$F_R = f_R W \tag{Eq. 2.11}$$

Durante uma curva, a resistência à rolagem é unida à resistência de curvatura, cujo coeficiente ou magnitude é definido pela velocidade do veículo, geometria da suspensão, design do pneu, pressão de inflação e a reação à curva do veículo (aceleração lateral em vários ângulos de *sideslip*).

Para o cálculo teórico correto, o peso do veículo a ser utilizado deve incluir os efeitos da aceleração, as forças de reboque de um trailer e o componente vertical da resistência do ar. Porém, para o cálculo de desempenho, a utilização do peso dinâmico complica demasiadamente sem acrescentar muito em precisão. Deste modo, o peso estático é suficientemente preciso para o cálculo da resistência ao rolamento na maioria dos casos (Gillespie, 1992). Além disso, para o caso de veículos sujeitos a forças laterais, a direção da força de resistência ao rolamento deriva da direção real da trajetória.

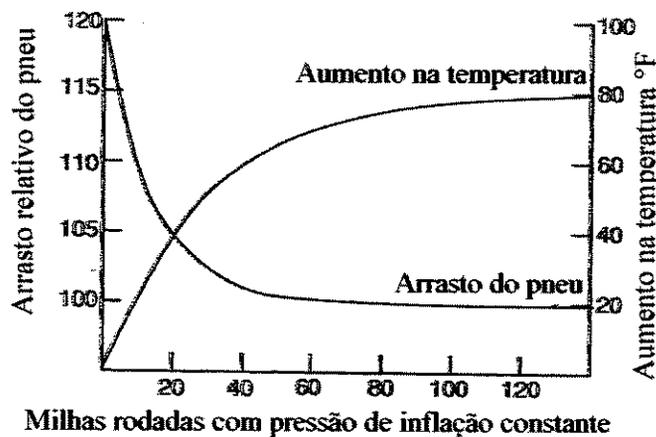


Figura 2.15 Temperatura do pneu e resistência ao rolamento pela distância (Gillespie, 1992)

O coeficiente f_R é um fator adimensional, obtido empiricamente, e que representa as complicadas propriedades físicas da interação pneu-pista. Dentre os fatores que o influenciam,

podemos citar a temperatura, a pressão, a carga, o material e o deslizamento do pneu e a velocidade do veículo.

A influência da temperatura pode ser vista nas figuras 2.15 e 2.16. Devido a esse fenômeno de diminuição da resistência de rolamento com o aumento da temperatura, é comum o aquecimento dos pneus antes de se executar quaisquer testes ou do início de corridas.

A pressão de um pneu determina a sua elasticidade, e juntamente com a carga, determinam a deflexão nas laterais e na região de contato. O efeito que essas características têm na resistência ao rolamento também depende da elasticidade da pista. Em superfícies lisas, como na areia, uma pressão alta resulta em maior penetração na pista, e com isso em maiores coeficientes. Por outro lado, se a pressão for baixa, haverá uma menor penetração na pista, porém aumenta a deflexão do pneu. Existe uma pressão ótima que depende das características da superfície, mas em geral, uma diminuição na pressão reduz o coeficiente f_R . Em superfícies de plasticidade média como terra batida, o valor do coeficiente é praticamente independente da pressão. Já em superfícies mais duras, o coeficiente diminui com pressões mais altas, visto que o aumento de pressão reduz consideravelmente a deflexão dos pneus.

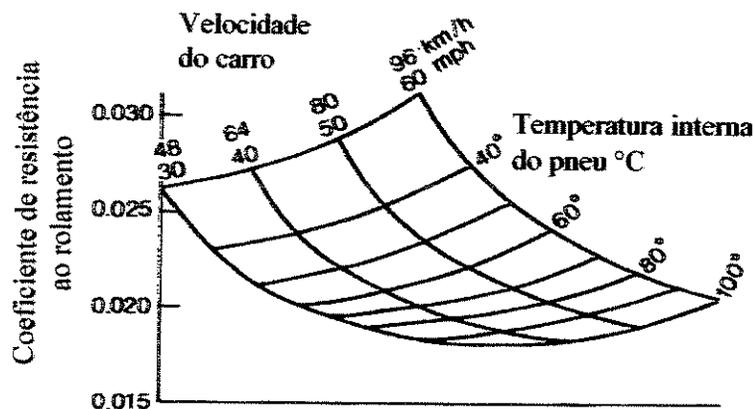


Figura 2.16 Efeito da temperatura interna do pneu no coeficiente f_R (Wong, 2001)

O deslizamento dos pneus faz com que o coeficiente de resistência ao rolamento aumente consideravelmente. Com poucos graus de *sideslip*, o coeficiente pode praticamente dobrar em magnitude. Por outro lado, o coeficiente é diretamente proporcional à velocidade, devido ao

aumento da deflexão e da vibração do pneu. A influência da velocidade torna-se mais acentuada quando combinada com uma pressão de inflação menor.

A multiplicidade e o inter-relacionamento dos fatores que afetam a resistência ao rolamento fazem com que seja virtualmente impossível a obtenção de uma fórmula que considere todas as variáveis (Gillespie, 1992). Existem, porém, várias equações para se estimar o valor da resistência ao rolamento. A um nível mais elementar, esta pode ser considerada constante. A tabela 2.3 apresenta alguns valores que devem ser utilizados nesse caso.

Tabela 2.3 - Coeficiente de resistência ao rolamento f_R (Gillespie, 1992 e Wong, 2001)

Tipo de Veículo	Tipo de superfície		
	Concreto	Dureza média	Areia
Carros de passageiros	0.013 - 0.015	0.02 - 0.08	0.15 - 0.35
Caminhões pesados	0.006 - 0.012	0.06	0.25
Tratores	0.02	0.04	0.20

$$f_R = 0.01 \left(1 + \frac{2,237 v_{CG}}{100} \right) \quad (\text{Eq. 2.12})$$

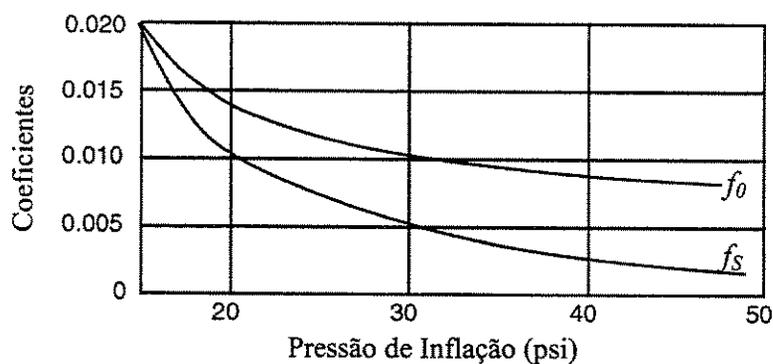


Figura 2.17 Coeficientes f_0 e f_s da equação 2.13 (Gillespie, 1992)

Um aumento na velocidade do veículo aumenta o trabalho necessário para deformar o pneu e também as vibrações na sua estrutura, e com isso, a resistência ao rolamento. A velocidades

baixas, o coeficiente aumenta de maneira aproximadamente linear com a velocidade. Neste caso, equações como a Equação 2.12 podem ser utilizadas (Gillespie, 1992).

Em uma faixa mais ampla de velocidades, o coeficiente aumenta de uma maneira próxima ao quadrado da velocidade. O Instituto de Tecnologia de Stuttgart desenvolveu a equação 2.13 para rolamento em concreto (Gillespie, 1992).

$$f_R = f_0 + 3.24 f_S \left(\frac{2,237 v_{CG}}{100} \right)^{2.5} \quad (\text{Eq. 2.13})$$

Os coeficientes f_0 e f_S são dados pela figura 2.17 e dependem da pressão dos pneus.

Outras fórmulas existem, como, por exemplo, aquelas apresentadas por (Wong, 2001) para diversos tipos de construção de pneus.

2.10 Forças de esterçamento

O relacionamento entre as forças de esterçamento e o ângulo de *sideslip* é de importância primordial para o controle direcional e a estabilidade de veículos rodoviários.

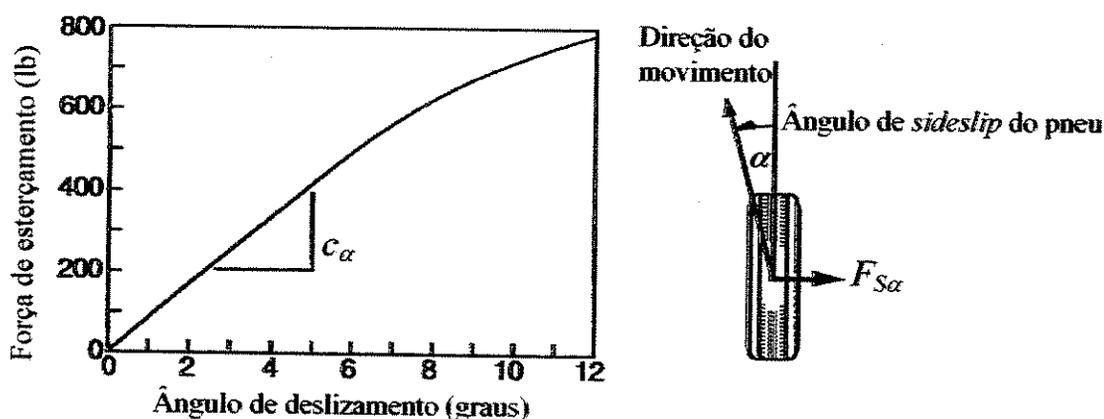


Figura 2.18 Força lateral vs ângulo de *sideslip* do pneu (Gillespie, 1992)

Como pode ser visto na figura 2.18, para valores baixos do ângulo de *sideslip* da roda a força de esterçamento é aproximadamente proporcional ao próprio ângulo. Após este ponto, a força de esterçamento aumenta com uma taxa menor do que o crescimento do ângulo de *sideslip*,

e atinge um valor máximo, a partir do qual o pneu começa a escorregar lateralmente. Para carros de passageiros, a força de esterçamento máxima ocorre por volta de 18° enquanto no caso de carros de corrida, este valor de pico ocorre por volta de 6° (Wong, 2001).

A força de esterçamento é uma das forças que compõe a força lateral que atua no veículo. Para valores baixos do ângulo de *sideslip*, a relação é linear e dada pela equação 2.14.

$$F_{S\alpha} = c_{\alpha}\alpha \quad (\text{Eq. 2.14})$$

A rigidez de curvatura c_{α} é definida como a derivada da força de esterçamento com relação ao ângulo α quando $\alpha = 0 \text{ rad}$, mostrado na figura 2.18.

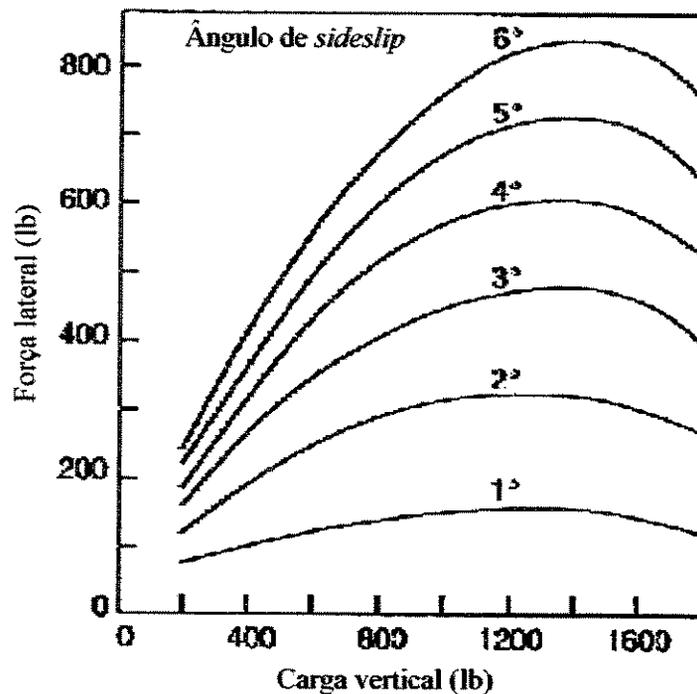


Figura 2.19 Força lateral vs carga vertical (Gillespie, 1992)

Um ângulo de *sideslip* do pneu positivo produz uma força negativa no mesmo, implicando que c_{α} deve ser um número negativo, assim a SAE define a rigidez de curvatura como o negativo da inclinação. Este fator depende de muitas variáveis, como o tipo e o tamanho do pneu, largura da roda e banda. Para um dado pneu, as variáveis mais importantes são a carga e a pressão. A

velocidade não influencia significativamente as forças de esterçamento produzidas por um pneu em regime permanente (Gillespie, 1992). Como pode ser visto na figura 2.19, a força lateral geralmente aumenta com o aumento da força normal, porém essa relação não é linear. Por isso, a transferência de peso de dentro para fora entre os pneus durante uma curva, reduz a força de esterçamento total que um dado par de pneus pode desenvolver. Para valores muito altos de carga nos pneus, a rigidez de curvatura diminui rapidamente. Porém como a força de esterçamento é proporcional a essa carga, existe um ponto ótimo onde o valor da força F_{Sa} é máximo. Esse valor corresponde ao peso determinado para cada pneu pelo fabricante.

Apesar da força de esterçamento a um dado ângulo de *sideslip* do pneu aumentar com a carga vertical no pneu, esse aumento não é proporcional. De longe o máximo da força de esterçamento por unidade de carga ocorre nas cargas mais leves. O aumento de carga também diminui o coeficiente máximo de adesão que pode ser atingido nas curvas.

É geralmente aceito que um aumento na pressão dos pneus aumenta a rigidez de curvatura para carros de passageiros (Gillespie, 1992). Um aumento no tamanho dos pneus, sejam pneus maiores ou mais largos, também aumenta essa rigidez. Como pneus maiores normalmente possuem uma maior capacidade de carga, com o mesmo peso, um pneu maior trabalha em uma porcentagem menor da carga nominal, e com isso possui maior rigidez de curvatura. Com um aumento na largura do pneu, aumenta-se a rigidez da carcaça, e com ela o coeficiente de rigidez de curvatura.

2.11 *Camber thrust*

É outra força lateral, derivada do rolamento do pneu com uma orientação não vertical, inclinada de um ângulo denominado ângulo de cambagem. Este ângulo é definido com respeito à perpendicular do plano do chão, e em carros de passageiros seu valor fica entre $0,5^\circ$ e 1° . Altos valores desse ângulo aumentam excessivamente o desgaste dos pneus. Em um veículo, seu valor é positivo quando as rodas inclinam-se para fora no topo. Assim, a direção deste ângulo varia em cada lado. Para este estudo, basta dizer que a força é orientada sempre para a direção em que o pneu está inclinado. Essa força, denominada *camber thrust*, $F_{S\gamma}$, é desenvolvida na região de contato.

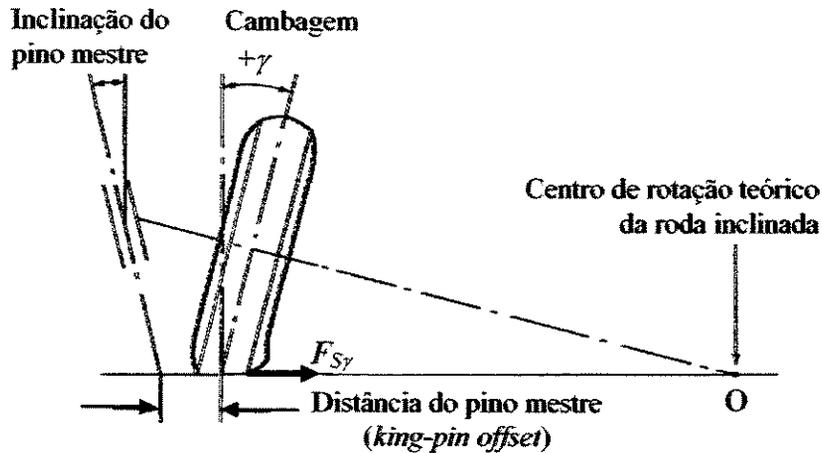


Figura 2.20 Comportamento de um pneu inclinado (Wong, 2001)

Em carros de passageiros e caminhões, essa força contribui somente para o comportamento de sub-esterçamento, e dependendo do ganho de cambagem e em qual roda essa força está presente, pode ter ou não uma grande importância.

Assim como com a força lateral, a força devido à cambagem é caracterizada pela inclinação inicial da curva, denominada rigidez de cambagem, c_γ . O valor absoluto deste coeficiente é normalmente de 10 a 20% da rigidez de curvatura. A figura 2.22 mostra a força de cambagem como uma função do ângulo γ e da carga, para um valor nulo do ângulo de *sideslip*.

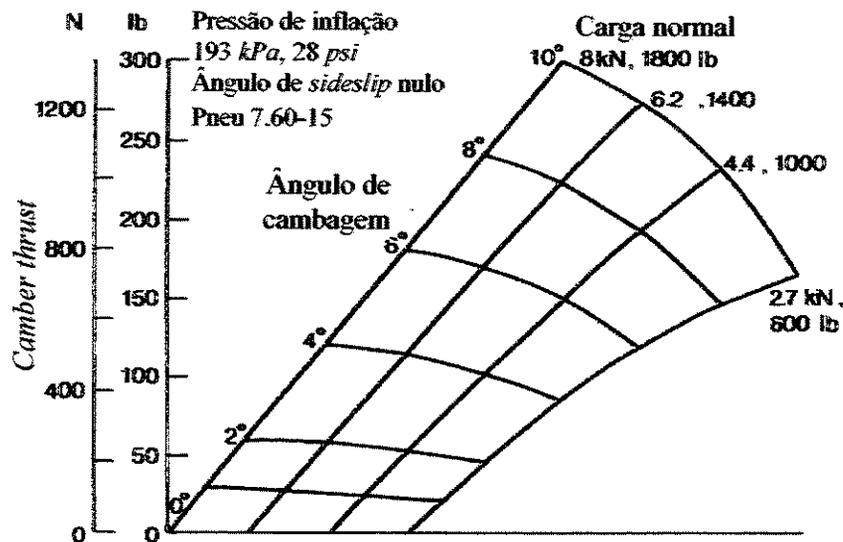


Figura 2.21 Camber thrust em função do ângulo e da carga normal (Wong, 2001)

Assim como na rigidez de curvatura, a carga normal e a pressão de inflação influenciam a rigidez de cambagem. Diferentes construções de pneu resultam em grandes mudanças na rigidez de cambagem.

A força lateral total em um pneu inclinado a um dado ângulo de *sideslip* é a soma da força de curvatura, $F_{S\alpha}$ e do *camber thrust*, $F_{S\gamma}$:

$$F_S = F_{S\alpha} \pm F_{S\gamma} \quad (\text{Eq. 2.15})$$

Caso ambas as forças estejam na mesma direção, deve ser utilizado o sinal positivo na Equação 2.15.

2.12 Torque auto-alinhante

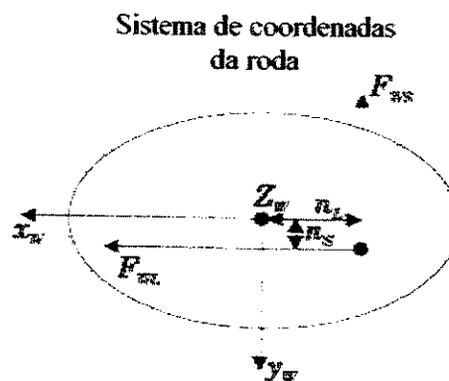


Figura 2.22 Vista superior da área do contato do pneu (Kiencke & Nielsen, 2000)

Como o ponto de atuação das forças na área de contato do pneu não coincide com sua linha de centro, surge um torque auto-alinhante, com relação ao eixo vertical. Uma representação do ponto de atuação dessas forças pode ser vista na Figura 2.22. Apesar desse momento ter somente uma pequena contribuição no movimento de guinada do veículo, ele contribui para as reações no sistema de esterçamento. Nota-se que um torque auto-alinhante positivo sempre tenta mover a roda para sua direção de trajeto, tendo assim uma influência estabilizante no veículo. Este é um dos principais momentos que auxiliam a roda a retornar a posição original após uma curva. A distância n_L entre a força lateral e a linha de centro do pneu é denominada rastro pneumático longitudinal.

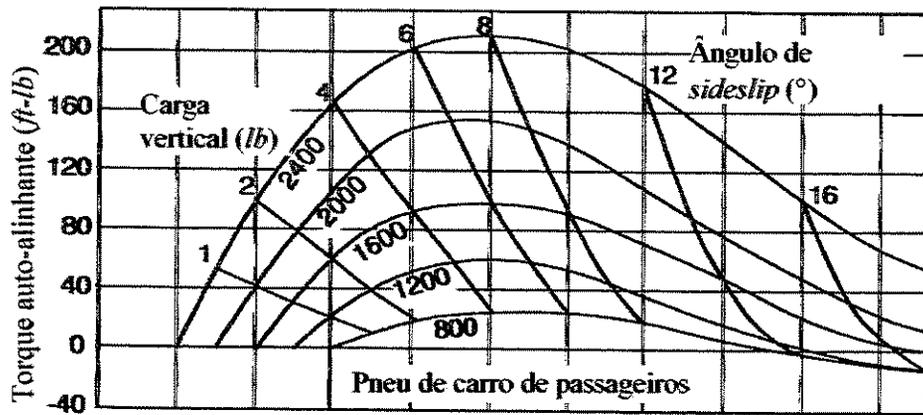


Figura 2.23 Torque auto-alinhante pelo ângulo de *sideslip* e a carga (Gillespie, 1992)

A figura 2.23 mostra a influência do ângulo de *sideslip* do pneu e da carga no torque auto-alinhante. Esse momento é bastante sensível ao tamanho da área de contato, ao crescimento da região de deslizamento e à carga vertical. Quando o pneu possui um ângulo de cambagem diferente de zero, surge também um momento, como mostra (Gillespie, 1992). É interessante notar que com uma dada carga normal, o torque de alinhamento inicialmente aumenta com maiores valores para o ângulo de *sideslip*, até atingir um máximo em um valor do ângulo determinado. A partir deste ponto, o valor do torque diminui com outros aumentos no ângulo de *sideslip*. A principal causa desse comportamento é o escorregamento da superfície do pneu quando tem-se altos valores do ângulo de *sideslip*, o que desloca o ponto de aplicação da força de curvatura para a frente.

O torque auto-alinhante também é influenciado pela força longitudinal, pela pressão do pneu e pela carga. O torque motriz aumenta o torque auto-alinhante para um dado ângulo de *sideslip*, enquanto um torque de frenagem tem o efeito oposto. O efeito da pressão do pneu e da carga é o de modificar o tamanho da área de contato. Por exemplo, com uma carga normal mais alta e pressão do pneu menor, a área de contato aumenta, e com isso também aumenta o rastro pneumático.

2.13 Sub-esterçamento e Sobre-esterçamento

Os termos esterçamento neutro (do inglês *neutral-steering*), sub-esterçamento (do inglês *understeering*) e sobre-esterçamento (do inglês *oversteering*) referem-se ao percurso traçado por

um veículo em regime permanente quando sujeito a uma força lateral atuando em seu centro de gravidade (CG).

Se o veículo apresentar o CG no meio da distância entre eixos ou seja, $l_F = l_R = l/2$, e a rigidez dos pneus ao escorregamento lateral $c_{\alpha F}$ e $c_{\alpha R}$ forem iguais, os ângulos de *sideslip* dos pneus α_F e α_R também o são, e conseqüentemente as forças laterais nas rodas. Nessas condições, $F_{ZF}/c_{\alpha F} = F_{ZR}/c_{\alpha R} \rightarrow K_{us} = 0 \rightarrow \alpha_F = \alpha_R$. Um veículo com essas características apresenta um comportamento de esterçamento neutro.

Caso o veículo descrito anteriormente seja sujeito a um distúrbio externo, por exemplo, uma movimentação por um trecho uniformemente inclinado de uma pista, em regime permanente, o mesmo percorre uma linha reta, porém em um caminho inclinado. Esse percurso deve ser reto porque os ângulos de *sideslip* frontal e traseiro são iguais.

Para que o movimento continue sendo paralelo é necessário somente esterçar o veículo de modo a compensar o ângulo de *sideslip* dos pneus. Quando um veículo de esterçamento neutro é acelerado em uma curva de raio constante, o motorista deve manter a mesma posição do volante. Em outras palavras, quando este veículo é acelerado com o volante em uma posição fixa, o raio de curvatura se mantém o mesmo.

Quando o ângulo de *sideslip* do pneu dianteiro α_F é maior do que o do pneu traseiro α_R , $F_{ZF}/c_{\alpha F} > F_{ZR}/c_{\alpha R} \rightarrow K_{us} > 0 \rightarrow \alpha_F > \alpha_R$, o ângulo de esterçamento requerido para uma dada curva aumenta com o quadrado da velocidade longitudinal, ou proporcionalmente à aceleração lateral. Nesse caso, o veículo apresenta um comportamento de sub-esterçamento. Para um veículo com este comportamento, a aceleração lateral do CG faz com que as rodas dianteiras deslizem lateralmente de uma maneira maior do que as rodas traseiras. Deste modo, quando acelera-se em uma curva de raio constante, para que seja desenvolvida uma força lateral nas rodas dianteiras de magnitude suficiente para manter o raio da curva, estas rodas devem ser esterçadas com um ângulo maior. Em outras palavras, caso o motorista mantenha o ângulo do volante constante, o raio da curva efetuada pelo veículo aumenta.

Considerando-se a mesma posição do volante e uma mesma velocidade do veículo, o raio de curvatura de um veículo sub-esterçante é maior do que o de um veículo com esterçamento neutro.

No caso de um ângulo de *sideslip* do pneu dianteiro α_F menor do que o do pneu traseiro α_R , $F_{ZF}/c_{\alpha F} < F_{ZR}/c_{\alpha R} \rightarrow K_{us} < 0 \rightarrow \alpha_F < \alpha_R$, o ângulo de esterçamento requerido para uma dada curva diminui conforme a velocidade longitudinal, ou a aceleração lateral, aumenta. Esse é o comportamento de sobre-esterçamento. Assim sendo, a aceleração lateral do CG faz com que as rodas traseiras deslizem lateralmente de uma maneira maior do que as rodas dianteiras. O escorregamento que as rodas traseiras sofrem, em direção ao lado de fora da curva, vira as rodas da frente para dentro, diminuindo assim o raio da curva. O aumento na aceleração lateral que se sucede faz com que a traseira derrape ainda mais e o processo continua a não ser que o ângulo de esterçamento seja reduzido para manter o raio da curva.

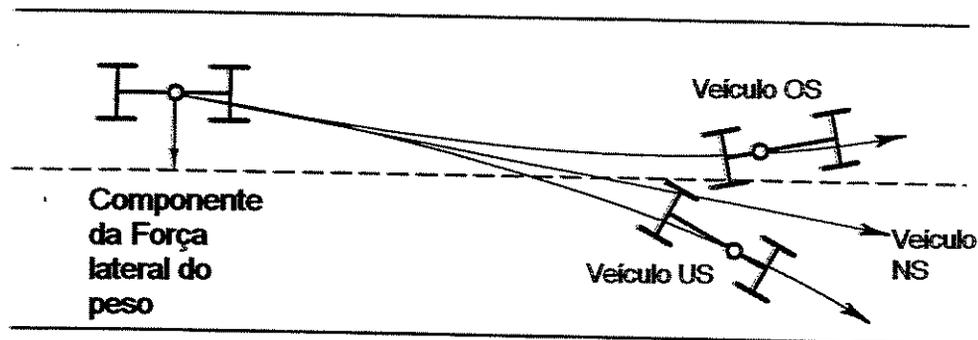


Figura 2.24 Comportamento de esterçamento em uma pista inclinada (Milliken & Milliken 1995)

Deste modo, quando se acelera em uma curva de raio constante, o motorista deve diminuir o ângulo de esterçamento. Em outras palavras, quando o veículo é acelerado com o ângulo do volante constante, o raio da curva efetuada pelo mesmo diminui. Considerando-se a mesma posição do volante e uma mesma velocidade do veículo, o raio de curvatura de um veículo sobre-esterçado é menor do que o de um veículo com esterçamento neutro.

Veículos sub-esterçados e sobre-esterçados sujeitos ao mesmo trecho uniformemente inclinado de pista apresentam um comportamento bem diferente. Como no caso desses veículos os ângulos de *sideslip* dos pneus frontais e traseiros não são iguais, o resultado é um movimento

circular. A figura 2.24 mostra o comportamento dos três tipos de veículos. Para todos os casos, δ_W é nulo. No veículo sub-esterçado o ângulo de *sideslip* dos pneus frontais é predominante, e este veículo faz uma curva para baixo na pista inclinada, enquanto que no veículo sobre-esterçado o ângulo de *sideslip* dos pneus traseiros é predominante, e este veículo tende a fazer uma curva para cima na inclinação.

2.14 Conclusão

Neste capítulo foi apresentada uma revisão dos aspectos relativos ao contato pneu-pista e sua influência na dirigibilidade veicular, e uma revisão da teoria envolvida na dinâmica veicular. Como mostrado, os fatores que influenciam o movimento veicular são muito complexos, e por essa complexidade, muitas vezes a obtenção de um modelo matemático extensivo se torna uma tarefa muito árdua. Um bom entendimento da teoria envolvida é necessário, para que, ao ser feita a modelagem do movimento veicular, seja possível a tomada de decisões que simplifiquem o modelo, e para que, nenhum fenômeno de importância seja desprezado, o que prejudicaria muito a veracidade do modelo.

No próximo capítulo, será feita uma apresentação dos sistemas de segurança veicular que são o escopo dessa dissertação, visando a um melhor esclarecimento de seu funcionamento e das características e qualidades necessárias nestes sistemas.

Capítulo 3

Sistemas de freios, frenagem assistida, controle de tração e controle veicular dinâmico

Os sistemas de freios para carros de passageiros são responsáveis pelas seguintes funções:

- reduzir a velocidade do veículo
- parar o veículo em movimento, e
- manter o veículo estacionado, uma vez que este foi parado.

Eles possuem uma importância vital para fazer com que o veículo se torne ideal para operações práticas em pistas e assegurar a segurança nas mesmas. Isso os leva a serem sujeitos a severas regulamentações legais. Os sistemas de freios de carros de passageiros são classificados de acordo com projeto e método de funcionamento.

As regulamentações legais estipulam que três diferentes sistemas são responsáveis por todas as funções executadas pelo equipamento de frenagem do veículo. São eles:

- Sistema de freios de serviço
- Sistema de freios secundários e

- Sistema de freios estacionários

A nomenclatura de acordo com o método de funcionamento depende se o sistema de freios é operado completamente ou não por força muscular, ou apenas parcialmente por ela.

- Sistema de freios de força muscular,
- Sistema de freios com força auxiliar,
- Sistema de freios totalmente hidráulicos.

3.1 Sistemas de Freios

Por meio do sistema de freios de serviço (freio de pé), a velocidade do veículo também pode não apenas ser reduzida ou mantida constante em uma ladeira em declive, como também zerada parando o veículo. Esse é o sistema de freios mais usado durante operações normais. A pressão dos freios é aplicada através do pedal de freios e é continuamente variável. Ela atua em todas as quatro rodas.

No evento de funcionamento defeituoso do freio de serviço, o sistema de freios secundário deve tomar suas funções sempre que alguma redução de eficácia seja permitida.

O sistema de freios secundário não necessariamente precisa ser em um terceiro sistema independente de freios, podendo ser tanto o sistema de freios que ainda é aproveitável em um circuito duplo, ou pode ser um sistema de freios de estacionamento de ação gradual.

O sistema de freios de estacionamento (freio de mão) é responsável pela função terciária do sistema de freios. Ele tem que ser capaz de manter o veículo estacionado uma vez que este foi parado. Isto se aplica a declives, e quando o motorista deixa o veículo.

Normalmente, o sistema de freios de estacionamento é operado pela alavanca do freio de mão ao lado do assento do motorista. Em alguns veículos um pedal é usado. Esse sistema de freios é do tipo da ação gradual, e para as rodas de somente um eixo.

3.1.1 Método de Funcionamento

O sistema de freios de força muscular é visto em carros de passageiros e também em motocicletas. A força muscular aplicada ao pedal de freios ou alavanca do freio-de-mão é transmitida para os freios das rodas tanto mecanicamente como hidraulicamente.

O mais comumente usado sistema de freios para carros de passageiros e veículos comerciais leves é o Sistema de Freios com Força Auxiliar. Nele, a aplicação da energia muscular é ampliada no amplificador do freio por vácuo ou força hidráulica. A força muscular ampliada é transmitida hidraulicamente para os freios das rodas.

Geralmente utilizado em veículos comerciais e ocasionalmente em carros de passageiros de tamanho grande, o sistema de freios totalmente hidráulicos apresenta sistema integrado de controle de frenagem. Com essa forma de sistema de freios, os freios de serviços são atuados somente por forças externas.

O sistema opera com força hidráulica e com a transmissão de força hidráulica para os freios das rodas. O fluido de freio é guardado em acumuladores de energia, contendo gás comprimido. Uma bomba hidráulica produz a pressão do líquido o qual está sempre em um estado de equilíbrio com a pressão do gás no acumulador de energia. Assim que a pressão máxima é alcançada, o regulador de pressão muda a bomba hidráulica para desligada. Como o fluido de freio pode ser considerado praticamente incompressível, pequenas quantidades de fluido podem transmitir grandes pressões de frenagem.

3.1.2 Componentes do Sistema de Freios

O sistema de abastecimento de força consiste em todos os componentes do sistema de freios os quais abastecem, controlam e (possivelmente) condicionam a força necessária para os freios. Os sistemas de freios de carros de passageiros do tipo em que a força muscular é amplificada pelo vácuo no amplificador do freio e aplicada como energia de frenagem.

O sistema de controle compreende todos os componentes do sistema de freios que são responsáveis por iniciar e controlar a ação do sistema de freios. Ele pode atuar diretamente com os pés ou mãos ou via intervenção elétrica (ex. ABS) devido à ação por parte do motorista. A

estimulação a vácuo e o cilindro mestre (MC) são os componentes do sistema de controle mais importantes.

O sistema de transmissão é compreendido por todos os componentes do sistema de freios os quais transmitem a força do sistema de controle. O sistema de transmissão pode ser mecânico ou hidro-mecânico. O sistema de transmissão compreende o agente de transmissão, a mangueira, linhas e (se apropriado) redutores das forças dos freios para controle das forças de frenagem para as rodas traseiras.

O freio é composto por todas as partes do sistema de freios nos quais as forças são geradas que são opostas ao movimento dos veículos ou a tendência desse se mover. Freios de atrito (disco ou tambor) são usados em sistema de freios de carros de passageiros.

3.1.3 Processo de Frenagem

De acordo com o padrão DIN ISO 611 o termo “processo de frenagem” compreende todos aqueles eventos os quais ocorrem entre atuação inicial do sistema de controle do freio e a terminação do processo de frenagem. Este processo é caracterizado por um número de processos distintos (Figura 3.1).

Início da Frenagem: é o momento t_0 em que a aplicação de força no sistema de controle torna-se efetiva.

Tempo de resposta inicial: É o tempo $t_1 - t_0$ que se passa entre o momento em que a aplicação de força no sistema de controle se torna efetiva e começo da força de frenagem efetiva.

Tempo de acúmulo de pressão: tempo $t'_1 - t_1$, que se passa entre o momento em que a força de frenagem se torna efetiva no sistema de controle e o momento onde um determinado valor nesta força é obtido correspondendo a 75% da pressão de frenagem.

Tempo total de frenagem: é o tempo $t_4 - t_0$ que se passa entre o momento em que a aplicação de força no sistema de controle se torna efetiva e a cessação da força de frenagem. Se o veículo parar antes que a força de frenagem cesse, este ponto de parada constitui o final do tempo de frenagem total.

Tempo de frenagem ativo: tempo $t_4 - t_1$, estendendo-se da aplicação inicial da força de frenagem ao ponto no qual esta cessa. Se o veículo parar antes que a força de frenagem cesse, este ponto de parada constitui o final do tempo de frenagem ativo.

Extensão da “desaceleração completamente desenvolvida média”: é o valor médio definindo a desaceleração na seção da curva de resposta de frenagem onde a desaceleração é totalmente efetiva ($t_3 - t_2$). O ponto t_3 refere-se ao final da desaceleração, onde a pressão de frenagem começa a diminuir, chegando posteriormente a um valor nulo.

- t_0 Início da frenagem
- $t_1 - t_0$ Tempo de resposta inicial
- $t'_1 - t_0$ Tempo de elevação de pressão
- $t_3 - t_2$ Faixa de “desaceleração completamente desenvolvida média”
- $t_4 - t_0$ Tempo total de frenagem
- $t_4 - t_1$ Tempo de frenagem ativa

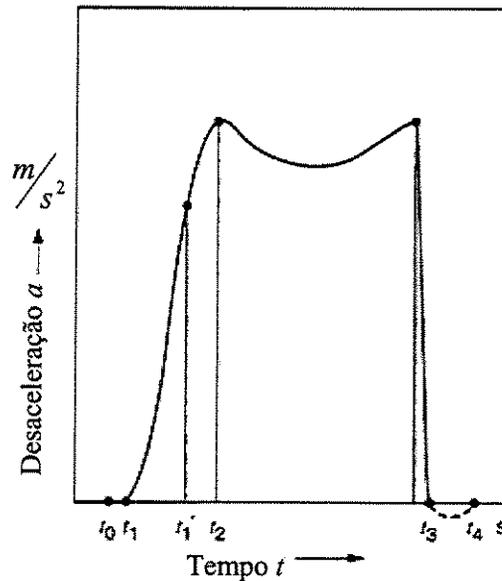


Figura 3.1 Processo de frenagem (Bosch-2000)

3.1.4 Projeto de Sistemas de Frenagem

Quando projetando o sistema de frenagem, considerações relacionadas com o veículo devem ser ponderadas bem como aquelas relacionadas ao próprio equipamento de frenagem. O projeto relacionado com o veículo leva em consideração o centro de gravidade do mesmo

juntamente com a distribuição das forças de frenagem entre os eixos dianteiro e traseiro. Ambos estes fatores determinam o nível de frenagem sem travamento o qual pode ser atingido para um determinado coeficiente de atrito estático. Para o projeto relacionado com o veículo, regulamentações legais, torque de frenagem do motor, e a carga do veículo são decisivas. Do ponto de vista do projeto relacionado com o equipamento, as considerações concentram-se no dimensionamento das rodas do freio, no sistema de controle, no tipo do freio (tambor ou disco), vida de serviço ou estabilidade (desgaste, fadiga/carregamento), espaço disponível, etc.

3.2 Sistema anti-travamento ou frenagem assistida

Os desenvolvimentos contínuos em sistemas de frenagem de carros de passageiros resultaram em um sistema robusto e de grande confiabilidade. Sob condições normais de operação, este sistema pode providenciar frenagem rápida e efetiva para o veículo. Porém frenagens sob condições mais críticas podem levar ao travamento das rodas, resultando em perda de dirigibilidade do veículo conforme este perde tração ou derrapa na pista. Este é o tipo de situação na qual o sistema de frenagem antitravamento pode ser utilizado. O sistema reconhece o início de travamento em uma ou mais rodas em tempo para reagir inibindo aumento posterior ou iniciando decréscimo na pressão do freio, resultando na manutenção da resposta do veículo e da estabilidade em um processo caracterizado por busca de eficiência de frenagem ótima.

Quando as rodas traseiras travam antes, o veículo perde estabilidade direcional, e a capacidade dos pneus traseiros resistirem a forças laterais é reduzida a zero. Se qualquer movimento lateral dos pneus traseiros é iniciado, seja por ventos laterais, inclinação na pista ou curvatura na pista, um momento de *yaw* devido à inércia é iniciado. Conforme o movimento causado por esse momento prossegue, a aceleração aumenta até o ponto em que o veículo vira 90°. A partir desse ponto, a velocidade de *yaw* desacelera gradualmente, e, eventualmente, o veículo roda 180°, com a traseira apontando para frente.

No caso dos pneus da frente travarem, ocorre uma perda de controle direcional, e o motorista não mais tem a capacidade de esterçar efetivamente o veículo. Nesse caso, porém, não ocorre perda de controle direcional. Essa perda de controle de esterçamento pode ser detectada mais facilmente pelo motorista, e o controle pode ser recuperado através de uma liberação total ou parcial dos freios. No outro caso, porém, quando as rodas traseiras travam, e o desvio angular

excede um certo valor, nem mesmo a liberação total do freio pode fazer com que o controle seja recuperado. Esse fato sugere que o travamento das rodas traseiras é mais crítico.

3.2.1 Requerimentos de um sistema anti-travamento

A principal função de um sistema de frenagem assistida é a de manter a dirigibilidade e a estabilidade do veículo em todo o tempo, independente das condições da pista. Mantendo a condição de que a estabilidade do veículo e a manutenção da dirigibilidade possuem uma prioridade maior do que minimizar a distância de parada, o sistema anti-travamento deve ser capaz de explorar o coeficiente de adesão entre os pneus e a superfície da pista para um efeito máximo.

O sistema de controle do freio deve permanecer operacional por toda a faixa de velocidades do veículo, sendo capaz de rápida adaptação às mudanças nas condições da superfície. Por exemplo, em pistas secas com áreas de gelo ocasionais, qualquer travamento de rodas deve ser restrito a tal brevidade de modo que a estabilidade do veículo ou a dirigibilidade não possam ser prejudicadas.

Quando os freios são aplicados em superfícies apresentando diferentes níveis de tração nos dois lados do veículo, o efeito rotacional (*yaw*) inevitável deve ser diminuído ao ponto em que o motorista pudesse compensá-lo sem problemas. Também durante a curva o veículo deve manter estabilidade e resposta à dirigibilidade, mantendo a capacidade de frear. Além disso as demandas para estabilidade veicular, dirigibilidade e frenagem ótima também se aplicam em pistas com irregularidade e de forma independente da intensidade da frenagem.

Além dos requisitos funcionais acima, um outro requisito visando uma maior segurança e confiabilidade do sistema é instalado. Deve ser providenciado um circuito para monitorar continuamente o status operacional do sistema. Quando este circuito reconhecer um defeito ou disfunção o qual pode afetar negativamente as respostas do freio, este desliga o sistema e avisa o motorista.

A Figura 3.2 e a Figura 3.3 ilustram os relacionamentos físicos que definem a frenagem com um sistema anti-travamento, onde as áreas nas quais o sistema exercita seu controle são identificados por linhas tracejadas. Na Figura 3.2, os padrões das curvas 1 (seco), 2 (molhado) e 4

(gelo) deixam claro que distâncias de frenagem mais curtas são obtidas com um sistema anti-travamento do que no caso de rodas travadas (escorregamento $\lambda = 100\%$). Na curva 3 (neve), uma camada de neve aumenta o efeito de frenagem nas rodas travadas. O mesmo fenômeno acontece em pistas cobertas com lama. Nestas circunstâncias, os benefícios principais são em estabilidade e controle de dirigibilidade.

- 1 Concreto seco
 - 2 Asfalto úmido
 - 3 Neve
 - 4 Gelo superficial úmido
- Áreas sombreadas: faixas de controle do sistema de frenagem assistida

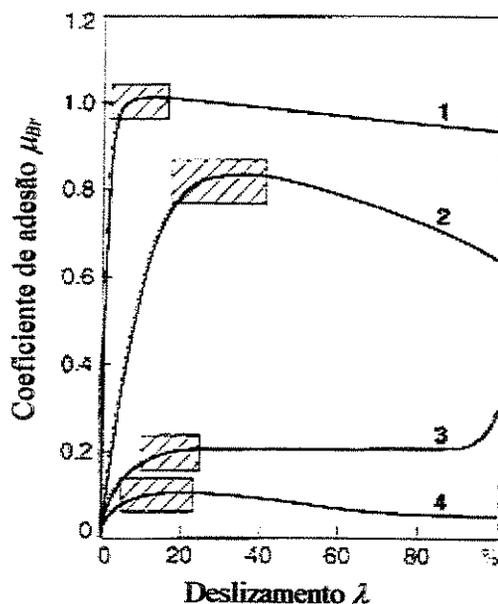


Figura 3.2 Coeficiente μ_{Br} como função do deslizamento λ para diversas superfícies (Bosch-1995)

- μ_{Br} Coeficiente de força de frenagem
 - μ_S Coeficiente de força lateral
 - α Ângulo de *sideslip* do pneu
- Áreas sombreadas: faixas de controle do sistema de frenagem assistida

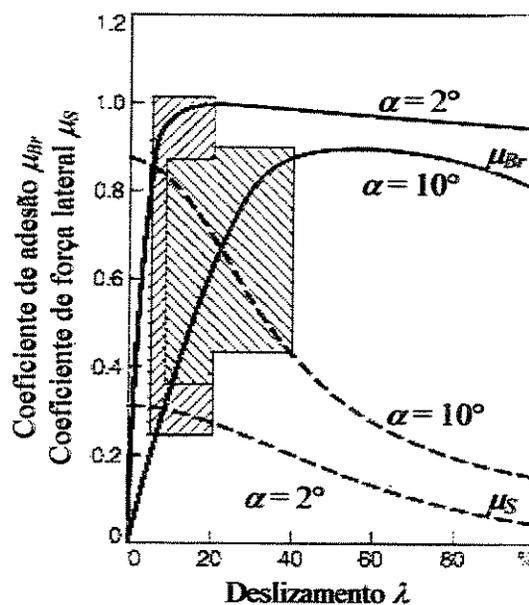


Figura 3.3 Coeficientes μ_{Br} e μ_S como função do deslizamento λ e do ângulo α (Bosch-1995)

3.2.2 Sistema de frenagem assistida

O sistema de frenagem assistida consiste no sistema controlado em si (veículo com rodas de freio, rodas e adesão entre pneus e superfície da pista), nos fatores de perturbação compostos por condições da superfície, condições do freio, carga do veículo e pneus (isto é, profundidade inadequada da banda, baixa pressão) e no controlador, que engloba os sensores de velocidade da roda e a unidade de controle.

As variáveis controladas pelo sistema são as velocidades das rodas e os dados derivados destas como desaceleração na periferia dos pneus, aceleração periférica da roda e deslizamento. O controle dessas variáveis é efetuado através da variação da pressão de frenagem.

a_w Desaceleração periférica da roda
 $a_{w,max}$ Máxima desaceleração periférica da roda
 T_{Br} Torque de frenagem, T_{pista} Torque friccional da rua
 $T_{pista,max}$ Máximo torque friccional da rua
 t_D Intervalo de tempo

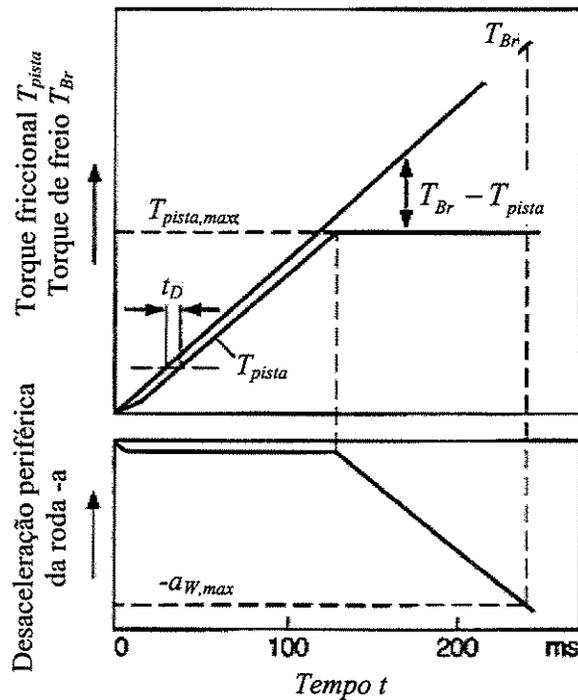


Figura 3.4 Processo inicial de frenagem simplificado (Bosch-1995)

A figura 3.4 ilustra as relações entre o torque de frenagem T_{Br} (torque o qual o freio pode aplicar através do pneu) e o tempo t . Também mostrado está a relação entre desaceleração periférica da roda ($-a_w$) e tempo t . O torque de reação da superfície da pista segue o torque de frenagem com um leve atraso t_D enquanto o processo de frenagem permanece na área estável da curva coeficiente de frenagem por deslizamento, e após aproximadamente 130 ms entra na parte instável. O torque de frenagem T_{Br} continua a aumentar, enquanto o torque de reação da pista T_{pista} não pode aumentar mais nada e permanece constante. A partir deste ponto, o diferencial $T_{Br} - T_{pista}$, o qual permaneceu mínimo na área estável, rapidamente assume proporções muito

maiores. Este diferencial de torque providencia um índice preciso da desaceleração da roda frenada ($-a_w$).

A seleção de variáveis controladas adequadas é um fator importante para determinar a eficiência do controle. Os valores utilizados para sua determinação são originados pelos sinais dos sensores de velocidade da roda, os quais a unidade de controle (ECU) utiliza para calcular a desaceleração e aceleração periférica da roda. Por si só, nem a desaceleração (aceleração) periférica da roda nem o deslizamento do freio são adequados para utilização como variáveis controladas, pois a reação que uma roda motora apresenta para a frenagem é muito diferente daquela apresentada por uma roda não motora. Porém estas variáveis podem ser usadas para se obter resultados satisfatórios quando combinadas em relações lógicas definidas.

Na prática, o valor do deslizamento não pode ser medido diretamente, primeiramente devido à falta de meios práticos e baratos para se efetuar a medição direta da velocidade linear v_w de um pneu durante a frenagem. A ECU portanto calcula um valor representativo, baseado em uma velocidade de referência que corresponde à velocidade característica para condições de frenagem ideal (deslizamento ideal). A ECU determina esta velocidade através de uma formulação baseada em parâmetros que podem ser medidos de forma simples. Dentre esses parâmetros estão a velocidade angular e a aceleração/desaceleração angular das rodas e a desaceleração linear do veículo. Seus valores são obtidos através de um constante fluxo de sinais recebidos dos sensores.

Para monitorar a rotação dos pneus ou dos componentes rotativos da linha de potência, são utilizados sensores de posição eletromagnéticos ou com rodas dentadas. Para monitorar a velocidade angular média dos pneus no eixo motor, os sensores podem ser montados no cabo de saída do velocímetro, e para a obtenção da rotação individual de cada roda, os sensores são montados no cubo da roda. Eles são capazes de operar a uma frequência de até 200 Hz. A velocidade angular e a aceleração (ou desaceleração) angular são determinadas a partir dessas medições através de diferenciação com relação ao tempo. Em alguns sistemas de frenagem assistida um acelerômetro é utilizado para monitorar a desaceleração longitudinal do veículo.

A ECU seleciona uma diagonal (por exemplo, roda dianteira frontal e roda traseira esquerda) e utiliza isto como base para a velocidade de referência. Sob frenagem moderada, a

velocidade de referência será usualmente baseada na roda que está girando com maior velocidade. Durante paradas de pânico com controle ativo, as velocidades das rodas divergem da velocidade do veículo, e a não ser que um fator de correção seja utilizado, elas são inadequadas para se calcular a velocidade de referência. Durante a fase de controle, a ECU gera essa velocidade baseada em uma extrapolação em rampa da velocidade no início do ciclo. A unidade processa sinais lógicos e avalia relações para calcular o ângulo de inclinação preciso da rampa.

As taxas de aceleração e de desaceleração na circunferência da roda podem geralmente servir como variáveis controladas confiáveis para rodas não motrizes.

Qualquer limite fixo definindo a desaceleração periférica acima da qual o controle de frenagem assume controle ativo não deve ter um limiar excessivamente alto, o que permitiria que as rodas adentrassem bem na área instável antes que o sistema anti-travamento respondesse à instabilidade iniciante.

Quando uma roda atinge primeiro o limiar fixado para desaceleração periférica durante uma parada de pânico, os sistema não deve responder automaticamente reduzindo a pressão do freio desta roda, pois isto pode levar ao sacrifício de uma distância de frenagem valiosa.

Se o veículo é freado com primeira ou segunda marcha engatada, o motor atuará nas rodas motrizes. Isto se refletirá em um aumento substancial no momento de inércia da roda J_w . O resultado final é uma perda proporcional no nível ao qual as taxas de desaceleração periférica da roda reagem a variações no torque de frenagem dentro da região instável da curva coeficiente de frenagem por deslizamento. Neste ponto a roda motriz poderia já estar bem na área instável da curva de coeficiente de frenagem por deslizamento, com perdas na estabilidade veicular como resultado.

3.3 Controle de Tração

Situações críticas de direção não são restritas à frenagem: elas podem também ocorrer durante acelerações de partidas e em movimento (especialmente em inclinações escorregadias) e em curvas. O controle de tração é projetado para resolver estes problemas. O propósito primário deste, uma versão expandida do sistema anti-travamento, é reduzir demandas colocadas no motorista para manter a estabilidade e dirigibilidade do veículo sob aceleração. Este controle faz

isso adaptando o torque do motor a níveis correspondentes à tração disponíveis na superfície da pista. Combinando ambos os sistemas é possível obter níveis de segurança mais altos.

O controle de tração deve ser capaz de inibir derrapagens das rodas durante a aceleração inicial ou em movimento nas mais diversas condições. Essas condições incluem quando a pista está escorregadia em um ou ambos os lados, durante aceleração quando curvando e quando partindo em uma inclinação escorregadia.

A intervenção do controle de tração é importante pois quando uma roda derrapa as forças laterais que ela pode transmitir são limitadas, e o veículo se torna instável. Além disso, derrapagens levam ao aumento do desgaste da banda de rolagem e fadiga do trem de engrenagens. O controle de tração evita cargas no trem de engrenagens que ocorrem quando as rodas motrizes repentinamente encontram tração em uma superfície com alta adesão.

3.3.1 Operação

Quando o motorista pressiona o acelerador, o torque do motor e o resultante torque motriz aumentam. Se a superfície da pista é capaz de suportar este aumento de torque, então o veículo pode acelerar sem restrições. No entanto, pelo menos uma das rodas motrizes começará a derrapar logo que o torque motriz exceder o máximo que pode ser aplicado através da pista.

Variações no torque T_{pista} podem ser empregadas para influenciar as velocidades das rodas monitoradas, e com elas o deslizamento λ . O torque T_{pista} consiste no torque motriz T_{motor} , no torque de frenagem T_{Br} e no fator da superfície da pista $T_{pista,max}$ (representando o torque que pode ser transferido para a superfície da pista). Em veículos com ignição à centelha, o torque motriz T_{motor} é regulado utilizando-se os seguintes sistemas:

- Válvula de estrangulamento,
- Sistema de ignição (ajuste no ângulo de avanço, supressão de pulsos de ignição individuais), e
- Sistema de injeção (supressão de pulsos de injeção individuais)

Em veículos equipados com motor diesel o torque motriz T_{motor} é regulado ajustando-se a alavanca de controle na bomba de injeção (redução da quantidade de combustível injetado).

O sistema de freio pode ser utilizado para controlar o torque de frenagem T_{Br} nas rodas individuais. No caso de veículos com duas rodas motrizes, a demora de resposta relativamente extensa significa que não é possível obter resultados satisfatórios com controle baseado exclusivamente em ajustes na válvula de estrangulamento.

No caso de um eixo motor com um diferencial simples, o torque motriz é igualmente distribuído entre os lados direito e esquerdo. Como resultado, quando operando em uma pista assimétrica, com diferentes valores de coeficiente de atrito entre os lados direito e esquerdo, o pneu no lado da pista com o menor coeficiente de atrito escorrega excessivamente. Esse pneu impõe um limite na força de tração que o outro pneu pode desenvolver. Enquanto que uma trava diferencial, um diferencial com escorregamento limitado ou acoplamento viscoso solucionariam esse problema, um controle de tração se mostra uma alternativa bastante viável. Quando o deslizamento de um pneu em um lado do eixo motor é excessivo, um torque de frenagem é aplicado no pneu através de modulações na pressão do freio de modo a aumentar o torque motriz disponível ao outro pneu. Para um veículo com somente um eixo motor, o deslizamento pode ser determinado diretamente usando a velocidade angular dos pneus livres no eixo não motor como referência.

Quando o veículo opera em uma superfície escorregadia com um baixo coeficiente de atrito ou durante a partida, ambos os pneus no eixo motor podem escorregar excessivamente. Nestas condições, o controle de tração aplicará torques de frenagem em ambos pneus e/ou diminuirá o torque de saída para reduzir o esforço de tração e o deslizamento. Isto garante controle direcional adequado para um veículo com tração dianteira ou estabilidade veicular para um veículo com tração traseira. Quando operando em uma longa distância de pista escorregadia, para evitar superaquecimento dos freios, uma combinação da modulação de pressão de freio com controle do motor é necessária.

3.4 Controle do momento de *Yaw*

O controle do momento de *yaw* é um sistema que depende do sistema de frenagem do veículo como um meio de estabilizar o veículo. Enquanto a frenagem assistida pode prevenir o travamento das rodas durante frenagem e o controle de tração pode evitar que as rodas girem em falso durante a aceleração, estes são incapazes de controlar ativamente o comportamento direcional do veículo. Quando a função de controle de estabilidade assume operação esta muda as prioridades que governam o sistema de freios para manter o veículo estável e no curso, independente das condições. Este controle é conhecido também por vários nomes, como Programa de Estabilidade Eletrônica (*electronic stability program*, ESP), Controle Dinâmico Veicular (*vehicular dynamic control*, VDC), Assistente de Estabilidade Veicular (*vehicular stability assistent*, VSA), Controle de Estabilidade Veicular (*vehicular stability control*, VSC), entre outros.

Intervenções específicas de frenagem são direcionadas para as rodas individualmente. Para otimizar a implementação dos objetivos de estabilidade, um controle do momento de *yaw* pode tanto iniciar a intervenção do freio, como também intervir no motor para acelerar as rodas motrizes. Assim, o sistema conta com duas opções podendo tanto frear rodas selecionadas ou acelerar as rodas motrizes.

Enquanto as características de projeto podem variar de um fabricante para outro, os princípios básicos de operação desses sistemas são bem semelhantes. O sistema de controle de estabilidade do momento de *yaw* utiliza os componentes dos sistemas de frenagem assistida e controle de tração. De modo a acomodar a grande quantidade de variações de motores e equipamentos com uma multidão de diferentes requerimentos, as ECU apresentam uma função de código de versão. Esta função seleciona a coleção de dados para o veículo em questão dentre aqueles dados armazenados nos chips.

Os microprocessadores transmitem seus sinais de saída para as unidades de potência capazes de gerar energia suficiente para ativar os atuadores diretamente.

3.4.1 Sistema de controle e variáveis controladas

A aplicação do controle de estabilidade é destinada a prevenir que a velocidade linear (longitudinal), a velocidade lateral e a variação do momento angular (*yaw rate*) ultrapassem os limites de controle.

1 sensor de *yaw* com sensor de aceleração lateral, 2 sensor do ângulo do volante, 3 sensor de pressão primário, 4 sensor de velocidade da roda, 5 unidade de controle ESP, 6 modulador hidráulico, 7 freios das rodas, 8 ECU de gerenciamento do motor, 9 ângulo de ignição, 10 injeção de combustível, 11 válvula de aceleração (ETC)

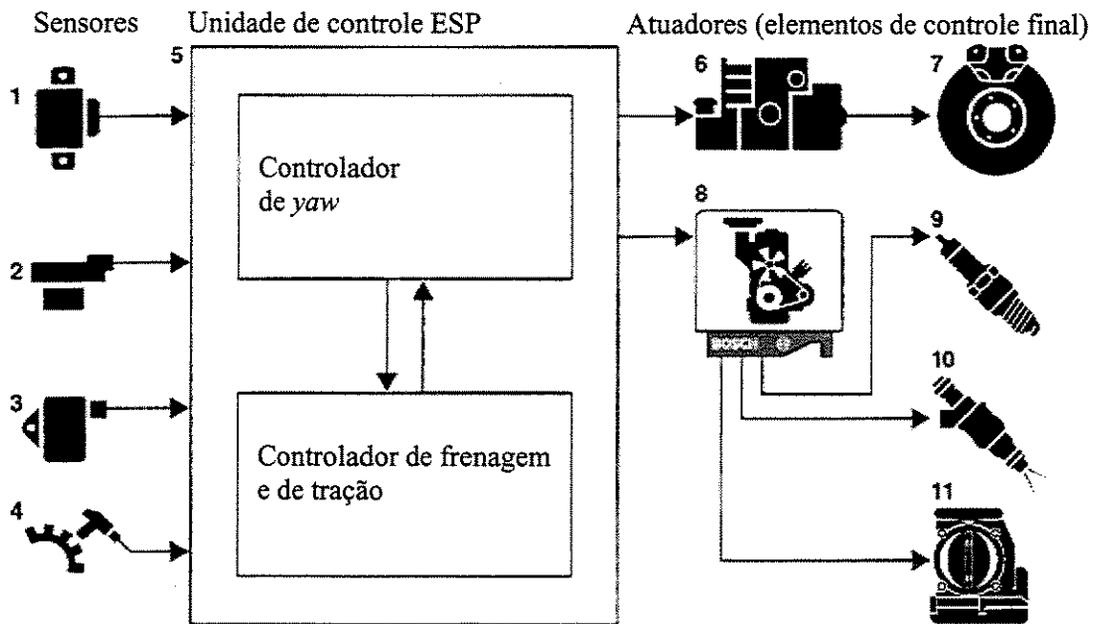


Figura 3.5 Diagrama esquemático do ESP (controle de *yaw rate* da Bosch) (Bosch-1999)

Assumindo entradas apropriadas por parte do operador, demandas do motorista são traduzidas em respostas veiculares dinâmicas que são adaptadas para as características da pista em um processo de otimização projetado para garantir segurança máxima. Para isso, normalmente o primeiro passo é determinar como o veículo deveria reagir à demanda do motorista (reação desejada) e também como ele realmente reage (reação real). Os atuadores são então aplicados para minimizar a diferença entre as reações desejada e real (desvio de controle) através de influências indiretas nas forças que atuam nos pneus. A reação desejada do veículo é estabelecida a partir das entradas do motorista, tais como ângulo do volante, posição do pedal do acelerador e pressão do freio, assim como de certas variáveis do movimento veicular, como

velocidade angular das rodas. A reação real do veículo é obtida através de variáveis medidas, como taxa de variação do movimento de *yaw* e acelerações lateral e longitudinal.

A Figura 3.5 mostra um diagrama esquemático do controle do momento de *yaw* com: os sensores que determinam os parâmetros de entrada do controlador, a ECU e seu controlador hierárquico e os atuadores usados para o controle de frenagem, torque e forças laterais.

3.4.2 Controlador do controle de momento de *yaw*

As funções são determinar o comportamento atual do veículo e atingir a convergência máxima possível entre a reação do veículo em situações extremas e em operação normal.

Como a única maneira de modificar diretamente as forças laterais é através da variação automática nos ângulos de esterçamento das rodas (proibido por lei), o movimento lateral é produzido pela geração de um momento de *yaw*, o qual induz a rotação do veículo e assim faz com que os ângulos de *sideslip* do corpo e de *sideslip* dos pneus mudem em direção ao ótimo. Para gerar esse momento angular, o controlador pode também intervir na variação do deslizamento de um pneu selecionado para influenciar indiretamente as forças longitudinal e transversal atuando em cada roda.

O processo de intervenção é projetado para manter as características de manuseio do veículo desejadas pelo fabricante e para servir de base para garantir um controle consistentemente confiável. Os controladores subordinados de frenagem assistida e de controle de tração ativam os atuadores administrando o sistema hidráulico dos freios e o sistema de gerenciamento do motor usando os dados gerados no controlador do controle do momento de *yaw*.

Para gerar os dados de controle, o controlador, baseado na variação no momento de *yaw* (parâmetro medido), no ângulo de direção da roda (parâmetro medido), na aceleração lateral (parâmetro medido), na velocidade linear do veículo (parâmetro estimado) e nas forças longitudinais dos pneus e variação do escorregamento (parâmetros estimados) determina as forças laterais que atuam nas rodas, o ângulo de *sideslip* do corpo, o ângulo de *sideslip* dos pneus e a velocidade lateral do veículo.

O ângulo de *sideslip* do corpo e a variação do momento de *yaw* são determinados tendo como base os seguintes parâmetros: ângulo de esterçamento da roda, velocidade estimada do veículo, coeficiente de atrito (o qual é determinado com base nos dados longitudinais estimados e na aceleração lateral medida) e o torque do motor ou a força no pedal de freio.

O controlador governa os dois parâmetros “variação do momento de *yaw*” e “deslizamento dos pneus” enquanto calcula o momento de *yaw* requerido para fazer os parâmetros reais e do estado desejado convergirem. O controle de programa é baseado em dados que dizem respeito à máxima aceleração lateral potencial e outros dados selecionados para refletir os padrões de resposta dinâmica do veículo. Em operação do veículo em regime permanente, assim como durante frenagens e acelerações, estes dados, definindo como o ângulo de direção e a velocidade do veículo se relacionam com a variação no momento de *yaw*, e servem de base para a definição do movimento desejado do veículo.

3.4.3 Controlador do sistema anti-travamento

O controlador do sistema anti-travamento entra em operação sempre que a taxa de deslizamento desejada é excedida durante frenagem e torna-se necessária sua intervenção. O sistema necessita de dados precisos com relação ao deslizamento como uma pré-condição para definir a sua intervenção.

Uma das maneiras para poder determinar a velocidade do veículo é o controlador reduzir a frenagem levemente em uma roda, diminuindo o torque de freio atual por um incremento definido. Este torque é mantido por um dado período, e é assumido que a roda estabilizou e está rodando livremente, sem deslizamento ao final deste período. Assim ela pode servir como uma fonte adequada para determinar a velocidade sem deslizamento das rodas.

Esta velocidade calculada no centro de gravidade pode ser usada para determinar a velocidade efetiva nas quatro rodas, e assim ser feito o cálculo das taxas de deslizamento reais nas outras três rodas.

3.4.4 Controlador de tração

O controlador do sistema de controle de tração é ativado nos casos em que é necessária a intervenção deste sistema, que deve evitar que as rodas motrizes escorreguem, através de limitações no torque do motor a níveis correspondentes ao torque que as rodas conseguem transferir para a superfície da pista.

Comparado ao sistema anti-travamento, o controle de tração recebe variáveis de referência extras do controle de momento de yaw. Estas são os valores especificados para média das taxas absolutas de escorregamento para ambas rodas motrizes e o torque especificado usado para diretamente ajustar o momento de yaw.

Frenagem ativa para as rodas não motrizes é administrada diretamente pelo controlador do sistema anti-travamento, já para as rodas motrizes o módulo do controle de tração calcula o torque de frenagem desejado, assim como o torque do motor.

O torque no eixo motriz é regulado ao nível desejado usando frenagem simétrica assim como intervenção no motor. Ajustes feitos através da válvula de estrangulamento são relativamente lentos para terem efeito. Retardamento do tempo de ignição e, como outra opção, a supressão seletiva de pulsos de injeção é empregada para intervenção rápida, enquanto a frenagem simétrica pode ser aplicada para uma transição breve da redução do torque do motor.

Como as rodas não começam a deslizar de uma vez, o sistema de controle de momento de yaw explora este fato reagindo com frenagens ativas e selecionadas para devolver a estabilidade ao veículo.

3.5 Conclusão

Um *handling* satisfatório é definido sempre que um veículo mantém um caminho que reflete precisamente o ângulo de esterçamento enquanto ao mesmo tempo permanece estável. A reação de curvatura dinâmica é um fator crítico na equação geral. O padrão de resposta é definido baseado no movimento de curvatura do veículo (ângulo de *sideslip* do corpo) e sua tendência a rodar ao redor de seu eixo vertical (*yaw rate*). Os sistemas descritos neste capítulo trabalham em

prol de um melhor *handling* do veículo, aumentando a sua dirigibilidade e estabilidade, e tornando sua operação mais segura.

O estudo das características dos sistemas de segurança utilizados comercialmente é importante quando do desenvolvimento de um novo sistema de segurança, para que todos os requerimentos desses sistemas sejam preenchidos pelo novo desenvolvimento. Deste modo, as estratégias de controle a serem desenvolvidas para essa dissertação serão verificadas quanto ao preenchimento dos requisitos apresentados nesse capítulo.

Visto que não é o objetivo dessa dissertação a implementação dos controles desenvolvidos em um veículo de teste, no capítulo seguinte será discutida a modelagem veicular, cuja simulação é necessária para a implementação e teste das estratégias de controle.

Capítulo 4

Modelagem Veicular

O objetivo deste capítulo é o conhecimento das equações de movimento no plano XY, pois a partir destas pode-se implementar as equações dinâmicas provenientes da modelagem em simulações dinâmicas ou mesmo como forma de determinar parâmetros para o controle de um veículo. O conhecimento destas equações de movimento é de suma importância para sistema de controle de trajetória, que visam ao aumento da segurança veicular, que conseqüentemente tem como objetivo maior salvar vidas. As equações do modelo veicular são escritas no referencial global e não no referencial local. A modelagem adequada das rodas proporciona uma análise mais real do comportamento veicular, através de seus limites de estabilidade dinâmicos.

4.1 Modelo da Roda

O ponto mais importante para a criação de um modelo de simulação veicular é a observação exata das forças horizontais na roda. A tarefa do modelo da roda é derivar estas forças. Para que seja possível o cálculo das forças atuantes nas rodas, é necessário conhecer-se o deslizamento das mesmas, o ângulo de *sideslip* do pneu e os coeficientes de adesão, pois estas são as entradas para as equações de força. Para a derivação do deslizamento é necessário determinar as velocidades individuais das rodas. Para o cálculo do ângulo de *sideslip* do pneu, o

caster da roda tem que ser levado em consideração e os raios da curva das rodas individuais calculados.

4.1.1 Velocidades do ponto de contato da roda

O objetivo dessa seção é o cálculo da velocidade linear das rodas em relação a algum ponto de referência fixo - a chamada velocidade do ponto de contato da roda ou velocidade da roda v_W . Nesse desenvolvimento, a velocidade de rotação das rodas não é considerada. Isto é em contraste com a determinação da velocidade rotacional equivalente das rodas, v_R , que será considerada mais adiante.

Há dois métodos principais para a derivação das velocidades nos pontos de contato roda-pista. Uma aproximação usa o método de calcular as quatro velocidades da roda através de uma transformação da velocidade do CG em um modelo de bicicleta duplo. Com este modelo, o componente adicional da velocidade da roda causado pela *yaw rate* não é mais ortogonal ao eixo central longitudinal do veículo e o cálculo é significativamente mais complexo. A segunda aproximação deve obter o movimento do veículo como uma órbita em torno do centro instantâneo com velocidades angulares $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$ e calcular então o raio da curva para cada roda individual. Isto é possível pelo arranjo ortogonal entre a velocidade do ponto de contato e a linha entre o ponto de contato e o centro instantâneo. Ambos os métodos são equivalentes e a escolha depende da complexidade e da oportunidade para a simplificação. Para ambos os métodos o exato conhecimento da distância do CG ao centro da região de contato roda-pista é requerido.

A segunda aproximação, por causa da sua simplicidade, é preferível se somente o valor das velocidades da roda for requerido. A primeira aproximação deve ser usada quando o ângulo de *sideslip* da roda deve ser derivado individualmente para todas as quatro rodas. Como mostrado em (Kiencke & Nielsen, 2000), ambas aproximações fornecem resultados muito parecidos, e neste trabalho a segunda aproximação é utilizada.

Se for considerado o veículo durante uma curva de uma vista superior, percebe-se que cada roda segue uma curva individual. As velocidades do CG e dos pontos de contato roda-pista são perpendiculares às linhas que conectam ao centro instantâneo de rotação. Um método exato para calcular os raios individuais da curva R_{ij} existe, mas tem a desvantagem de que a distância do CG

ao centro instantâneo deve ser conhecida. Com a suposição de que a distância R do CG do veículo ao centro instantâneo é muito maior do que as distâncias r_{ij} , pode-se considerar os raios diferenciais ΔR_{ij} como linhas paralelas, como mostrado na figura 4.1.

Com a aproximação dos raios ΔR_{ij} tem-se a possibilidade de determinar as velocidades dos pontos de contato v_{wij} , sem necessidade de se conhecer o raio absoluto R . Os valores ΔR_F e ΔR_R são calculados na seguinte maneira:

$$\Delta R_F = l_F \tan \beta \qquad \Delta R_R = l_R \tan \beta \qquad (\text{Eq. 4.1})$$

Desconsiderando o efeito de *caster*, os quatro raios ΔR_{ij} são encontrados pela inspeção da figura 4.1 e são dados pelas seguintes equações:

$$\begin{aligned} \Delta R_{FL} &= \left(\frac{b_F}{2} - \Delta R_F \right) \cos \beta = \frac{b_F}{2} \cos \beta - l_F \sin \beta \\ \Delta R_{FR} &= \frac{b_F}{2} \cos \beta + l_F \sin \beta \\ \Delta R_{RL} &= \frac{b_R}{2} \cos \beta + l_R \sin \beta \\ \Delta R_{RR} &= \frac{b_R}{2} \cos \beta - l_R \sin \beta \end{aligned} \qquad (\text{Eq. 4.2})$$

As velocidades dos pontos de contato da roda podem agora ser calculadas usando uma superposição da velocidade do CG e da velocidade angular adicional devido à distância ΔR_{ij} da roda ao centro de gravidade (Eq. 4.3)

$$\begin{aligned} v_{WFL} &= v_{CG} - \dot{\psi} \left(\frac{b_F}{2} \cos \beta - l_F \sin \beta \right) \\ v_{WFR} &= v_{CG} + \dot{\psi} \left(\frac{b_F}{2} \cos \beta + l_F \sin \beta \right) \\ v_{WRL} &= v_{CG} - \dot{\psi} \left(\frac{b_R}{2} \cos \beta + l_R \sin \beta \right) \end{aligned} \qquad (\text{Eq. 4.3})$$

$$v_{WRR} = v_{CG} + \dot{\psi} \left(\frac{b_R}{2} \cos \beta - l_R \sin \beta \right)$$

O deslizamento da roda deve ser precisamente calculado. Devido ao gradiente extremamente elevado da característica do coeficiente da coesão, erros em milésimos podem resultar em reações da força de dimensões consideráveis. O cálculo dos deslizamentos da roda s_L e s_S requer o ângulo de *sideslip* do pneu, α , porque o deslizamento da roda é um vetor e assim as velocidades no sentido do deslizamento devem ser transformadas.

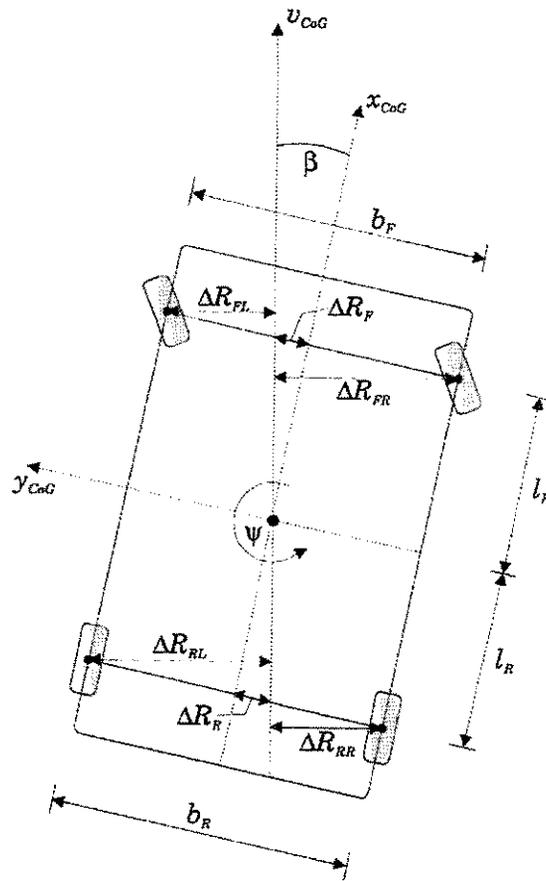


Figura 4.1 Raios de curvatura diferenciais ΔR_{ij} (Kiencke & Nielsen)

4.1.2 Cálculo do deslizamento das rodas

Se as movimentações do veículo ocorrem sem o deslizamento lateral do pneu, o escorregamento da roda é simplesmente a diferença entre a velocidade rotacional equivalente da roda e a velocidade do CG. Para o surgimento simultâneo do escorregamento longitudinal e lateral da roda há uma série de definições na literatura. (Kiencke & Nielsen, 2000) apresentou a

aproximação de Burckhardt. O escorregamento longitudinal s_L é definido no sentido da velocidade do ponto de contato da roda v_{Wij} , e o escorregamento lateral s_S em ângulos retos a este (Tabela 4.1). A velocidade equivalente rotacional da roda v_{Rij} é multiplicada pelo co-seno do ângulo de *sideslip* do pneu para obter a projeção na direção da velocidade da roda v_W .

Tabela 4.1 Equações para o cálculo de s_L e s_S

	Frenagem $v_R \cos \alpha \leq v_W$	Aceleração $v_R \cos \alpha > v_W$
Deslizamento longitudinal	$s_L = \frac{v_R \cos \alpha - v_W}{v_W}$	$s_L = \frac{v_R \cos \alpha - v_W}{v_R \cos \alpha}$
Deslizamento lateral	$s_S = \frac{v_R \sin \alpha}{v_W}$	$s_S = \frac{v_R \sin \alpha}{v_R \cos \alpha} = \tan \alpha$

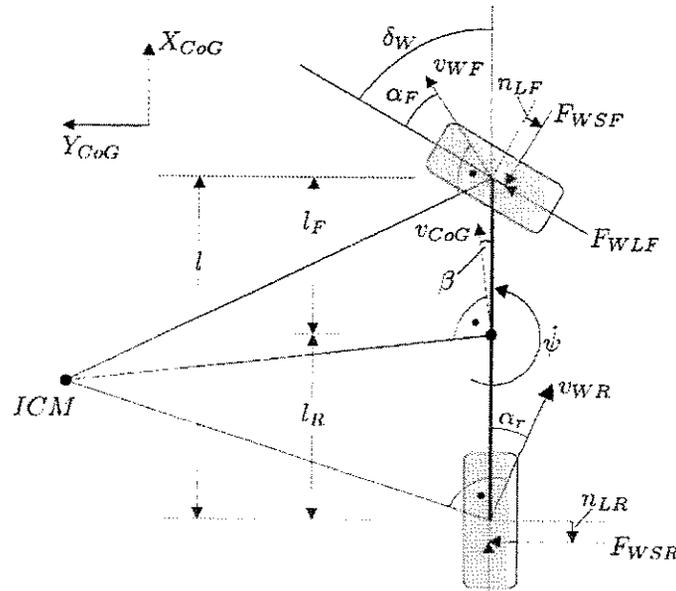


Figura 4.2 Modelo de bicicleta e variáveis (Kiencke & Nielsen, 2000)

O escorregamento resultante s_L deve sempre ser menor de 1. Conseqüentemente, a diferença da velocidade é dividida pela velocidade maior, isto é, v_W para frenagens e v_R ao acelerar. Com estas definições o limite do s_L é assegurado. O escorregamento resultante da roda é a soma geométrica do escorregamento longitudinal e lateral:

$$s_{res} = \sqrt{s_L^2 + s_S^2} \quad (\text{Eq. 4.4})$$

No modelo de bicicleta simples, as rodas em cada eixo são consideradas como uma única unidade, como mostrado na figura 4.2. Por causa disso, é possível derivar somente um único ângulo de *sideslip* do pneu para as rodas esquerdas e direitas no eixo dianteiro, e um para as rodas no eixo traseiro.

O centro instantâneo de rotação é tal que os vetores da velocidade do CG e das rodas são perpendiculares às linhas que conectam estes pontos ao centro instantâneo. Para um ângulo de *sideslip* conhecido β os ângulos de deslizamento do pneu α podem ser calculados.

Os ângulos de *sideslip* do pneu α_F e α_L são calculados de acordo com equações do balanço de velocidade nos sentidos longitudinal e lateral do veículo. Os chassis e as rodas têm velocidades idênticas nos pontos de contato com o pista. Para a roda dianteira no sentido lateral:

$$v_{WF} \sin(\delta_W - \alpha_F) = l_F \cdot \dot{\psi} + v_{CG} \sin \beta \quad (\text{Eq. 4.5})$$

e na direção longitudinal:

$$v_{WF} \cos(\delta_W - \alpha_F) = v_{CG} \cos \beta \quad (\text{Eq. 4.6})$$

Dividindo as duas equações resulta na equação para o cálculo do ângulo de *sideslip* para o eixo frontal:

$$\tan(\delta_W - \alpha_F) = \frac{l_F \cdot \dot{\psi} + v_{CG} \sin \beta}{v_{CG} \cos \beta} \quad (\text{Eq. 4.7})$$

Similarmente, para o eixo traseiro:

$$\tan \alpha_R = \frac{l_R \cdot \dot{\psi} - v_{CG} \sin \beta}{v_{CG} \cos \beta} \quad (\text{Eq. 4.8})$$

Em condições estáveis de dirigibilidade, o ângulo de *sideslip* do pneu não é maior que 5° e as equações acima podem ser simplificadas substituindo-se $\sin \beta \approx \beta$ e $\cos \beta \approx 1$. As equações clássicas para os ângulos de *sideslip* do pneu são então dadas por:

$$\alpha_F = -\beta + \delta_W - \frac{l_F \cdot \dot{\psi}}{v_{CG}} \quad \alpha_R = -\beta + \frac{l_R \cdot \dot{\psi}}{v_{CG}} \quad (\text{Eq. 4.9})$$

Ou então sem as aproximações acima:

$$\alpha_F = \delta_W - \arctan\left(\frac{v_{CG} \sin \beta + l_F \cdot \dot{\psi}}{v_{CG} \cos \beta}\right)$$

$$\alpha_R = \arctan\left(\frac{l_F \cdot \dot{\psi} - v_{CG} \sin \beta}{v_{CG} \cos \beta}\right)$$
(Eq. 4.10)

4.1.3 Cálculo do Coeficiente de Adesão

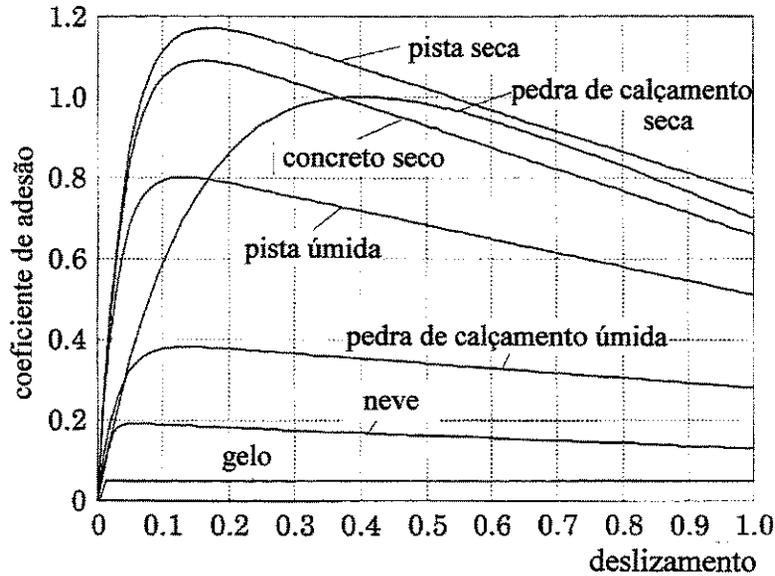


Figura 4.3 Característica de coeficientes de adesão típicos (Kiencke & Nielsen, 2000)

O comportamento do adesão das rodas pode ser aproximado com características paramétricas, como mostrado na figura 4.3. A adesão, ou coeficiente da coesão μ é definido como a razão da força de adesão que age no plano da roda F_{fric} e a força no ponto contato da roda F_Z :

$$\mu = \frac{F_{fric}}{F_Z}$$
(Eq. 4.11)

Em (Kiencke & Nielsen, 2000) o cálculo de forças de adesão ou forças de contato é realizado usando o método de Burckhardt. Esse método é uma maneira empírica de se estimar o valor do coeficiente de adesão da pista em função do deslizamento resultante da roda.

$$\mu(s_{res}) = c_1 \left(1 - e^{-c_2 \cdot s_{res}} \right) - c_3 s_{res} \quad (\text{Eq. 4.12})$$

A Eq. 4.12, pode ser estendida através de um par de fatores, resultando na Eq. 4.13, onde c_4 descreve a influência de uma velocidade maior e c_5 a influência de uma carga mais elevada da roda. Ambos os fatores têm um valor máximo de 1, isto é, eles conduzem a uma redução do coeficiente de adesão. Uma pressão incorreta do pneu também pode levar a uma redução do coeficiente de adesão. O efeito, entretanto pode ser negligenciado para variações de pressão menores do que 0.3 bar. O coeficiente de adesão resultante é então dado por:

$$\mu_{res}(s_{res}) = \left(c_1 \left(1 - e^{-c_2 \cdot s_{res}} \right) - c_3 s_{res} \right) e^{-c_4 \cdot s_{res} \cdot v_{CG}} \left(1 - c_5 F_z^2 \right) \quad (\text{Eq. 4.13})$$

Os parâmetros c_1 , c_2 , e c_3 são dados para várias superfícies de pavimento na tabela 4.2. O parâmetro c_4 situa-se entre os valores 0,02 s/m e 0,04 s/m. Isto resulta, para um deslizamento de 10 % e uma velocidade de 20 m/s, em uma mudança do coeficiente de adesão de quase 8%.

O escorregamento resultante s_{res} é direcionado no mesmo sentido que o coeficiente resultante de adesão. Isto resulta nas seguintes equações para os coeficientes de adesão nos sentidos longitudinal e lateral:

$$\mu_L = \mu_{res} \frac{s_L}{s_{res}} \quad \mu_S = k_s \mu_{res} \frac{s_S}{s_{res}} \quad (\text{Eq. 4.14})$$

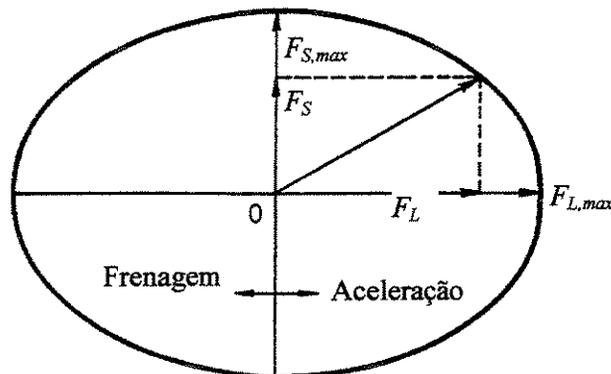


Figura 4.4 Conceito do círculo de adesão (Wong, 2001)

Supondo que o comportamento da adesão do pneu é independente do sentido do deslizamento, o comportamento da Eq. 4.14 pode ser descrito usando um círculo de adesão, com os valores dos coeficientes de adesão no lugar das forças.

A idéia desse conceito, representado na figura 4.4, é fornecer a informação sobre a distribuição direcional das forças no ponto de contato. O contato entre o pneu e o pista, junto com a velocidade do veículo e a carga da roda, determinam o nível da força resultante máxima, a qual pode então ser dividida em força longitudinal e lateral.

Dependendo do perfil da banda de rolagem do pneu, o comportamento do adesão pode também ser dependente do sentido. O coeficiente máximo do adesão no sentido lateral em alguns casos acaba sendo menor do que no sentido longitudinal. Nestes casos, o círculo de adesão degenera a uma elipse, como mostrado na figura 4.4. Na fórmula, este fato é expresso usando um fator de atenuação k_s para o coeficiente de adesão lateral. Pneus comuns de perfil baixo têm um fator de atenuação entre 0.9 e 0.95. O comportamento também pode ser diferente durante frenagem e aceleração, mas este efeito não será considerado nessa dissertação, pois a diferença é suficientemente pequena para ser desconsiderada.

Com exceção de pedras de calçamento molhadas as características da tabela 4.2 correspondem muito precisamente às características medidas (Kiencke & Nielsen, 2000). Um coeficiente de adesão medido característico para pedras de calçamento exibe um gradiente inicial mais elevado, porém este se nivela para valores de adesão de aproximadamente 0.4, e então continua com um gradiente menor até o valor máximo, onde pode novamente ser bem aproximado.

Tabela 4.2 Grupo de parâmetros para determinação do coeficiente de adesão

	c_1	c_2	c_3
Asfalto seco	1.2801	23.99	0.52
Asfalto úmido	0.857	33.822	0.347
Concreto seco	1.1973	25.168	0.5373
Pedra de calçamento seca	1.3713	6.4565	0.6691
Pedra de calçamento molhada	0.4004	33.7080	0.1204
Neve	0.1946	94.129	0.0646
Gelo	0.05	306.39	0

4.1.4 Cálculo das forças de contato

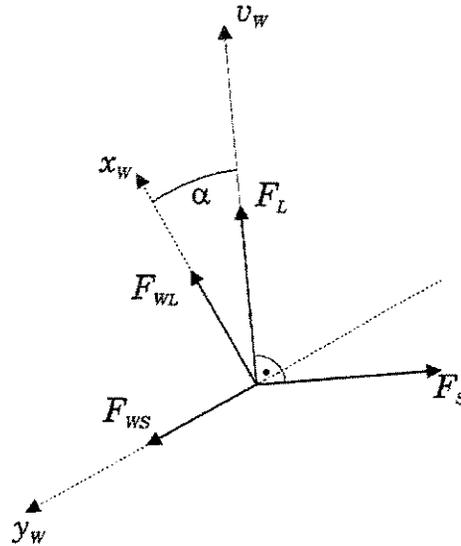


Figura 4.5 Direção das forças de contato (Kiencke & Nielsen, 2000)

Os coeficientes de adesão no sentido da velocidade da roda v_w e ortogonais a ela podem ser calculados usando as Eqs 4.4, 4.13 e 4.14. As forças de contato podem então ser calculadas dos coeficientes de adesão usando a Eq. 4.11. Este cálculo resulta nas forças de adesão F_L e F_S no sentido da velocidade do ponto de contato da roda v_w , e em ângulos retos a ele, mostradas na figura 4.5. No sentido de v_w :

$$F_L = \mu_L F_Z = \mu_{res} \frac{s_L}{s_{res}} F_Z \quad (\text{Eq. 4.15})$$

No sentido em ângulos retos a v_w :

$$F_S = \mu_S F_Z = \mu_{res} k_S \frac{s_S}{s_{res}} F_Z \quad (\text{Eq. 4.16})$$

Transformando para o sistema de coordenadas da roda (x_w, y_w):

Na direção x_w :

$$F_{WL} = F_L \cos \alpha + F_S \cos(90 + \alpha) = F_L \cos \alpha - F_S \sin \alpha \quad (\text{Eq. 4.17})$$

Na direção y_w :

$$F_{WS} = F_L \cos(90 + \alpha) + F_S \cos(180 - \alpha) = -F_S \cos \alpha - F_L \sin \alpha \quad (\text{Eq. 4.18})$$

Substituindo a Eq. 4.15 na Eq. 4.17, e Eq. 4.16 na Eq. 4.18 resulta em:

$$F_{WL} = \mu_{res} \frac{s_L}{s_{res}} F_Z \cos \alpha - \mu_{res} k_S \frac{s_S}{s_{res}} F_Z \sin \alpha = \left(\mu_{res} \frac{s_L}{s_{res}} \cos \alpha - \mu_{res} k_S \frac{s_S}{s_{res}} \sin \alpha \right) F_Z \quad (\text{Eq. 4.19})$$

$$F_{WS} = -\mu_{res} k_S \frac{s_S}{s_{res}} F_Z \cos \alpha - \mu_{res} \frac{s_L}{s_{res}} F_Z \sin \alpha = -\left(\mu_{res} k_S \frac{s_S}{s_{res}} \cos \alpha + \mu_{res} \frac{s_L}{s_{res}} \sin \alpha \right) F_Z \quad (\text{Eq. 4.20})$$

As forças de contato longitudinal F_{WL} e lateral F_{WS} são transformadas agora do sistema de coordenadas da roda para o sistema de coordenadas da estrutura. Para as rodas no eixo traseiro nenhuma transformação é necessária, pois o plano da roda é paralelo ao eixo longitudinal do veículo, na maioria dos veículos atuais:

$$\begin{aligned} F_{XRL} &= F_{WL,RL} & F_{YRL} &= F_{WS,RL} \\ F_{XRR} &= F_{WL,RR} & F_{YRR} &= F_{WS,RR} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.21})$$

Para as rodas no eixo dianteiro as forças são transformadas pelo ângulo δ_W da roda:

$$\begin{aligned} F_{XFL} &= F_{WL,FL} \cos \delta_{WL} - F_{WS,FL} \sin \delta_{WL} \\ F_{YFL} &= F_{WS,FL} \cos \delta_{WL} + F_{WL,FL} \sin \delta_{WL} \\ F_{XFR} &= F_{WL,FR} \cos \delta_{WR} - F_{WS,FR} \sin \delta_{WR} \\ F_{YFR} &= F_{WS,FR} \cos \delta_{WR} + F_{WL,FR} \sin \delta_{WR} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.22})$$

4.1.5 Efeito do ângulo de cambagem no valor de α

Até aqui se tem suposto que a roda permanece perpendicular à pista. Na prática, a roda permanece em um ângulo de cambagem γ com relação ao eixo vertical. O sentido do ângulo de cambagem é definido de acordo com: γ é negativo quando a roda se inclina para o centro da curva. Isto corresponde à inclinação para dentro da curva de uma bicicleta. O ângulo de *sideslip* do pneu α é diminuído por este fato. Aproximando $s_S = \tan \alpha$ por $s_S \approx \alpha$, a curva característica de adesão é deslocado para cima com γ negativo. Usando o deslocamento aproximadamente paralelo das curvas de *sideslip* do pneu, o ângulo de cambagem pode ser interpretado como um

deslocamento do ângulo de *sideslip* do pneu α . Com isto, um ângulo negativo de cambagem γ significa um deslocamento para ângulos menores de *sideslip* do pneu. A seguinte aproximação é usada:

$$\alpha^* = \alpha + k_{camb}\gamma \quad (\text{Eq. 4.23})$$

o k_{camb} é geralmente escolhido como 0.1. Com isto, um ângulo de cambagem de 10° resulta no mesmo efeito que um ângulo de *sideslip* do pneu de 1° .

Para um cálculo exato da cambagem do pneu, deve-se observar a geometria do eixo. Um ângulo de cambagem $\gamma = 0.5^\circ$ é ajustado para a posição neutra da suspensão do chassi. No topo disto uma mudança do ângulo de cambagem para $\gamma = 0.3^\circ$ é gerada por *cm* de deslocamento da mola Δz_W . Em curvaturas, isto resulta em um movimento estabilizante das rodas traseiras. O ângulo máximo da curvatura é aproximadamente $\gamma = 3^\circ$.

4.1.6 Definição dos raios das rodas

Para calcular a velocidade angular ω da roda, um balanceamento de torque é feito para cada roda. O torque de aceleração é o torque motriz T_{Motor} do trem de potência. Os efeitos desaceleradores vêm do torque de frenagem T_{Br} e do torque de adesão $r_{eff}F_{WL}$. Com o momento da inércia da roda, J_W , obtém-se:

$$J_W \dot{\omega} = T_{Motor} - T_{Br} - r_{eff}F_{WL} \quad (\text{Eq. 4.24})$$

O raio dinâmico efetivo de rolamento r_{eff} , utilizado nos cálculos, é diferente do raio estático do pneu r_{stat} .

O raio estático do pneu r_{stat} relaciona a força de contato estacionária da roda F_Z com a rigidez de mola do pneu k_T . Essas variáveis são mostradas na figura 4.6.

$$r_{stat} = r_0 - \frac{F_Z}{k_T} \quad (\text{Eq. 4.25})$$

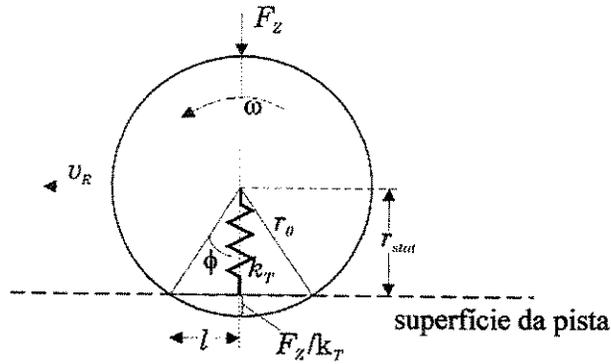


Figura 4.6 Raios da roda (Kiencke & Nielsen, 2000)

O raio dinâmico do pneu r_{eff} relaciona a velocidade angular ω da roda com velocidade rotacional equivalente v_R . A velocidade rotacional equivalente v_R pode ser calculada como:

$$v_R = 2\pi r_{eff} \times n_T = r_{eff} \omega \quad (\text{Eq. 4.26})$$

A velocidade rotacional equivalente v_R pode também ser calculada, juntamente com a rotação angular ω , por:

$$v_R = \frac{l}{t} \quad \omega = \frac{\phi}{t} \quad (\text{Eq. 4.27})$$

$$\frac{l}{t} = r_{eff} \frac{\phi}{t} \quad r_{eff} = \frac{l}{\phi} \quad (\text{Eq. 4.28})$$

Das relações geométricas:

$$r_{stat} = r_0 \cos \phi \quad l = r_0 \sin \phi \quad (\text{Eq. 4.29})$$

pode ser obtido o seguinte:

$$r_{eff} = r_0 \frac{\sin \left(\arccos \left(\frac{r_{stat}}{r_0} \right) \right)}{\arccos \left(\frac{r_{stat}}{r_0} \right)} \quad (\text{Eq. 4.30})$$

4.1.7 Cálculo do ângulo de *sideslip* do corpo do veículo

Para o cálculo direto do ângulo β de *sideslip* do corpo do veículo a velocidade do CG deve ser dada em coordenadas inerciais $v_{CG,X}$ e $v_{CG,Y}$ e o ângulo de *yaw* subtraído do sentido do chassi (figura 4.1):

$$\beta = \arctan\left(\frac{v_{CG,Y}}{v_{CG,X}}\right) - \psi \quad (\text{Eq. 4.31})$$

4.2 Movimentos translacionais e rotacionais do chassi

As equações do cálculo são balanços de força para os três sentidos coordenados do sistema de coordenadas inercial:

$$m_{CG} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{In} \\ \ddot{y}_{In} \\ \ddot{z}_{In} \end{bmatrix} = \underline{T}_{UIn} \begin{bmatrix} F_{XFL} + F_{XFR} + F_{XRL} + F_{XRR} + F_{ventoX} + F_{GX} + F_R \\ F_{YFL} + F_{YFR} + F_{YRL} + F_{YRR} + F_{ventoY} + F_{GY} \\ F_{ZCFL} + F_{ZCFR} + F_{ZCRL} + F_{ZCRR} + F_{ventoZ} + F_{GZ} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.32})$$

Forças no sistema de coordenada s da estrutura

Onde, F_{Xij} , F_{Yij} são as forças da roda, F_{ZCij} as forças verticais do chassi, F_{vento} são as forças do vento, F_G as forças gravitacionais e F_R é a resistência ao rolamento. O termo \underline{T}_{UIn} é uma matriz de transformação para girar o vetor do sistema de coordenadas da estrutura para o inercial. No caso do modelo reduzido, os sistemas de coordenadas da estrutura e do centro de gravidade são coincidentes.

A transformação de coordenadas do sistema de coordenadas do CG para o sistema de coordenadas inercial, quando o sistema de coordenadas do CG tem uma rotação de *yaw* ao redor do eixo vertical, na forma matricial pode ser escrita como:

$$\begin{bmatrix} x_{In} \\ y_{In} \\ z_{In} \end{bmatrix} = \underline{T}_{RotZ} \begin{bmatrix} x_{CG} \\ y_{CG} \\ z_{CG} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.33})$$

Onde \underline{T}_{RotZ} , que é a matriz que realiza a transformação T_{CGIn} requerida devido à rotação com relação ao eixo z, é dada por

$$\underline{T}_{RotZ} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.34})$$

Para girar no sentido oposto (isto é do inercial para o CG) \underline{T}_{RotZ} deve ser invertida. Devido à estrutura especial desta matriz isto corresponde a uma rotação com um ângulo de *yaw* ψ negativo ou a uma transposição da matriz:

$$\underline{T}_{RotZ}^{-1} = \underline{T}_{RotZ}^T = \underline{T}_{RotZ}(-\psi) \quad (\text{Eq. 4.35})$$

Para rotações de *pitch* e *roll*, utiliza-se matrizes similares à apresentada para rotações de *yaw*. Para o ângulo de *pitch*:

$$\underline{T}_{RotY} = \begin{bmatrix} \cos \chi & 0 & \sin \chi \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \chi & 0 & \cos \chi \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.36})$$

E para o ângulo de *roll*:

$$\underline{T}_{RotX} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.37})$$

Para transformar entre os sistemas de coordenadas quando existe rotação ao redor de múltiplos eixos, as matrizes de rotação são multiplicadas entre si. Nesse caso a ordem da multiplicação é importante para o resultado final. A ordem padrão encontrada na literatura para a dinâmica veicular é *yaw-pitch-roll* (Kiencke & Nielsen, 2000).

As variáveis rotacionais podem ser calculadas diretamente no sistema de coordenadas da estrutura desde que se suponha que os eixos de *roll* e de *pitch* encontram-se no nível da pista. Para isto as equações de torque são usadas.

Balanceamento de torque em torno do eixo vertical do veículo (*yaw rate*):

$$\begin{aligned}
J_z \ddot{\psi} = & (F_{YFR} + F_{YFL})(l_F - n_{LF}) - (F_{YRR} + F_{YRL})(l_R + n_{LR}) + (F_{XRR} - F_{XRL})\frac{b_R}{2} + \\
& + F_{XFR}\left(\frac{b_F}{2} - n_{SFR} \sin \delta_W\right) - F_{XFL}\left(\frac{b_F}{2} + n_{SFL} \sin \delta_W\right)
\end{aligned} \tag{Eq. 4.38}$$

Nas equações seguintes, as forças verticais do chassi F_{ZCij} são igualadas às forças do contato da roda com o pista F_{Zij} , isto é negligenciando a dinâmica da suspensão. Isto é justificado, pois os movimentos de *roll* e de *pitch* são mais lentos do que movimentos verticais da roda em uma pista rugosa, ou seja, as frequências de oscilação de *roll* e *pitch* são menores.

Balanceamento do torque em torno do eixo longitudinal do veículo (*roll rate*):

$$J_X \ddot{\phi} = (F_{ZFL} - F_{ZFR})\frac{b_F}{2} + (F_{ZRL} - F_{ZRR})\frac{b_R}{2} + m_{CG} a_Y h_{CG} \tag{Eq. 4.39}$$

Balanceamento de torque em torno do eixo lateral do veículo (*pitch rate*):

$$J_X \ddot{\chi} = (F_{ZFL} + F_{ZFR})l_F - (F_{ZRL} + F_{ZRR})l_R + m_{CG} a_X h_{CG} \tag{Eq. 4.40}$$

As distâncias $n_{F,R}$ são devidas às inclinações longitudinais do pneu:

$$n_{LF} = \frac{n_{LFL} + n_{LFR}}{2} \quad n_{LR} = \frac{n_{LRL} + n_{LRR}}{2} \tag{Eq. 4.41}$$

Assim, como mostrado na figura 2.23, pode-se utilizar as distâncias dadas pela Eq. 4.41 para a determinação do torque auto-alinhante e do ponto de aplicação das forças. A fórmula para a aproximação dessas distâncias é mostrada no apêndice 1, Eq. A1.5.

4.3 Modelo de bicicleta dupla não-linear reduzido

O modelo reduzido deve conter somente aquelas variáveis de estado que são essenciais para o controle dinâmico do veículo e o controle do ABS. Estas são a velocidade do veículo v_{CG} , o ângulo do *sideslip* do corpo do veículo β e a *yaw rate* $\dot{\psi}$. Iniciando com o lado esquerdo da equação 4.51, somente os componentes de x e de y são considerados, isto é, o componente z é desconsiderado. Neste caso, as forças F_{Xij} e F_{Yij} são idênticas nos sistemas de coordenadas da

estrutura e do CG. A velocidade do veículo v_{CG} pode ser transformada no sistemas de coordenadas inercial fixo por:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{In} \\ \dot{y}_{In} \end{bmatrix} = v_{CG} \begin{bmatrix} \cos(\beta + \psi) \\ \sin(\beta + \psi) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.42})$$

Por diferenciação, as acelerações na Eq. 4.43 são obtidas:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{In} \\ \ddot{y}_{In} \end{bmatrix} = v_{CG} (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \begin{bmatrix} -\sin(\beta + \psi) \\ \cos(\beta + \psi) \end{bmatrix} + \dot{v}_{CG} \begin{bmatrix} \cos(\beta + \psi) \\ \sin(\beta + \psi) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.43})$$

Estas acelerações são agora transformadas do sistema inercial para o da estrutura (que é idêntico ao sistema do CG para direções de x e de y). A matriz da transformação requerida T_{RotZ}^{-1} (Eq. 4.54) é reduzida à ordem 2, e multiplicada na equação acima.

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{CG} \\ \ddot{y}_{CG} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi \\ -\sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{In} \\ \ddot{y}_{In} \end{bmatrix} = v_{CG} (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \end{bmatrix} + \dot{v}_{CG} \begin{bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.44})$$

Se as forças gravitacionais F_{GX} e F_{GY} , a força da resistência ao rolamento F_R , a força do vento lateral F_{windY} , e a velocidade do vento v_{wind} forem desconsideradas, a Eq 4.51 para o movimento translacional horizontal é dada no sistema de coordenadas do CG por

$$v_{CG} (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \end{bmatrix} + \dot{v}_{CG} \begin{bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{bmatrix} = \frac{1}{m_{CG}} \begin{bmatrix} F_{XFL} + F_{XFR} + F_{XRL} + F_{XRR} + F_{windX} \\ F_{YFL} + F_{YFR} + F_{YRL} + F_{YRR} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.45})$$

As duas variáveis de estado são resolvidas para as derivadas da velocidade do veículo \dot{v}_{CG} e do ângulo de *sideslip* do corpo do veículo $\dot{\beta}$:

$$\dot{v}_{CG} = \frac{1}{m_{CG} \cos \beta} \left[F_{XFL} + F_{XFR} + F_{XRL} + F_{XRR} - c_{aerX} A_L \frac{\rho}{2} v_{CG}^2 \right] + v_{CG} (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \tan \beta \quad (\text{Eq. 4.46})$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m_{CG} v_{CG} \cos \beta} \left[F_{YFL} + F_{YFR} + F_{YRL} + F_{YRR} - m_{CG} \dot{v}_{CG} \sin \beta \right] - \dot{\psi} \quad (\text{Eq. 4.47})$$

Em uma última etapa, a interdependência mútua entre \dot{v}_{CG} e $\dot{\beta}$ é eliminada.

$$\dot{v}_{CG} = \frac{\cos \beta}{m_{CG}} \left[F_{XFL} + F_{XFR} + F_{XRL} + F_{XRR} - c_{aerX} A_L \frac{\rho}{2} v_{CG}^2 \right] + \frac{1}{m_{CG}} (F_{YFL} + F_{YFR} + F_{YRL} + F_{YRR}) \sin \beta \quad (\text{Eq. 4.48})$$

$$\dot{\beta} = \frac{\cos \beta}{m_{CG} v_{CG}} [F_{YFL} + F_{YFR} + F_{YRL} + F_{YRR}] - \frac{\sin \beta}{m_{CG} v_{CG}} \left(F_{XFL} + F_{XFR} + F_{XRL} + F_{XRR} - c_{aerX} A_L \frac{\rho}{2} v_{CG}^2 \right) - \dot{\psi} \quad (\text{Eq. 4.49})$$

O movimento rotacional de *yaw* é descrito pela Eq. 4.50.

$$J_z \ddot{\psi} = (F_{YFR} + F_{YFL})(l_F - n_{LF}) - (F_{YRR} + F_{YRL})(l_R + n_{LR}) + (F_{XRR} - F_{XRL}) \frac{b_R}{2} + F_{XFR} \left(\frac{b_F}{2} - n_{SFR} \sin \delta_W \right) - F_{XFL} \left(\frac{b_F}{2} + n_{SFL} \sin \delta_W \right) \quad (\text{Eq. 4.50})$$

As Eqs.4.48, 4.49 e 4.50 representam o modelo de bicicleta dupla não-linear. As forças da roda são encontradas a partir das Eqs. 4.21 e 4.22 ou então das equações 4.32 e 4.33. Negligenciando o *sideslip* do pneu α , isto é, as direções diferentes de x_W e de v_W , as forças da roda podem ser calculadas como:

$$\begin{aligned} F_{XFL} &\approx F_{LFL} \cos \delta_{WL} - F_{SFL} \sin \delta_{WL} \\ F_{YFL} &\approx F_{SFL} \cos \delta_{WL} + F_{LFL} \sin \delta_{WL} \\ F_{XFR} &\approx F_{LFR} \cos \delta_{WR} - F_{SFR} \sin \delta_{WR} \\ F_{YFR} &\approx F_{SFR} \cos \delta_{WR} + F_{LFR} \sin \delta_{WR} \\ F_{XRL} &\approx F_{LRL} & F_{YRL} &\approx F_{SRL} \\ F_{XRR} &\approx F_{LRR} & F_{YRR} &\approx F_{SRR} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 4.51})$$

Estas forças são introduzidas nas três equações do modelo não-linear. As forças laterais da roda F_S são aproximadas agora de maneira a serem proporcionais aos ângulos de *sideslip* do pneu α .

$$\begin{aligned}
F_{SFL} &= c_{FL} \alpha_{FL} = c_{FL} \left(\delta_{WL} - \beta - \frac{l_F \dot{\psi}}{v_{CG}} \right) \\
F_{SFR} &= c_{FR} \alpha_{FR} = c_{FR} \left(\delta_{WR} - \beta - \frac{l_F \dot{\psi}}{v_{CG}} \right) \\
F_{SRL} &= c_{RL} \alpha_{RL} = c_{RL} \left(-\beta + \frac{l_R \dot{\psi}}{v_{CG}} \right) \\
F_{SRR} &= c_{RR} \alpha_{RR} = c_{RR} \left(-\beta + \frac{l_R \dot{\psi}}{v_{CG}} \right)
\end{aligned} \tag{Eq. 4.52}$$

Onde c_{ij} são as constantes de *sideslip* do pneu, ou constantes de rigidez de curvatura. Supõe-se que os ângulos esquerdos e direitos de esterço da roda são os mesmos, isto é $\delta_{WL} \approx \delta_{WR} \approx \delta_W$. A obtenção das constantes c_{ij} é demonstrada no Apêndice 1, seção A1.8, na equação A1.26 e a transferência de carga lateral devido à aceleração lateral em manobras com curvas é derivada na seção A1.7, equações A1.17, A1.18, A1.19 e A1.20.

O ângulo de esterço da roda e as forças longitudinais da roda F_{Lij} são utilizados como entradas de controle para o controle dinâmico do veículo através de esterçamento e da aplicação de uma pressão de frenagem apropriada. O modelo de bicicleta dupla não-linear reduzido pode então ser dado pelas equações 4.53, 4.54 e 4.55. A figura 4.1 mostra esse modelo, enquanto a figura 4.2 é uma representação do modelo de bicicleta simples, mostrando as variáveis envolvidas. Na figura 4.5 pode-se ver um diagrama de corpo livre das forças aplicadas em um pneu.

$$\begin{aligned}
f_1 = \dot{v}_{CG} &= \frac{1}{m_{CG}} \{ F_{LFL} \cos(\beta - \delta_W) + F_{LFR} \cos(\delta_W - \beta) + \\
&+ \left[F_{LRL} + F_{LRR} - c_{aer} A_L \frac{\rho}{2} v_{CG}^2 \right] \cos \beta + \left[c_{FL} \delta_W - c_{FL} \beta - \frac{1}{v_{CG}} c_{FL} l_F \dot{\psi} \right] \sin(\beta - \delta_W) + \\
&+ \left[c_{FR} \beta - c_{FR} \delta_W + \frac{1}{v_{CG}} c_{FR} l_F \dot{\psi} \right] \sin(\delta_W - \beta) + \\
&+ \left. \left[\frac{1}{v_{CG}} c_{RL} l_R \dot{\psi} - c_{RL} \beta - c_{RR} \beta + \frac{1}{v_{CG}} c_{RR} l_R \dot{\psi} \right] \sin \beta \right\}
\end{aligned} \tag{Eq. 4.53}$$

$$\begin{aligned}
f_2 = \dot{\beta} = & \frac{1}{m_{CG} v_{CG}} \left\{ -F_{LFL} \sin(\beta - \delta_w) + F_{LFR} \sin(\delta_w - \beta) + \right. \\
& + \left[c_{FL} \delta_w - c_{FL} \beta - \frac{1}{v_{CG}} c_{FL} l_F \dot{\psi} \right] \cos(\beta - \delta_w) + \\
& + \left[c_{FR} \delta_w - c_{FR} \beta - \frac{1}{v_{CG}} c_{FR} l_F \dot{\psi} \right] \cos(\delta_w - \beta) + \\
& + \left[\frac{1}{v_{CG}} c_{RL} l_R \dot{\psi} - c_{RL} \beta - c_{RR} \beta + \frac{1}{v_{CG}} c_{RR} l_R \dot{\psi} \right] \cos \beta + \\
& \left. + \left[c_{aer} A_L \frac{\rho}{2} v_{CG}^2 - F_{LRL} - F_{LRR} \right] \sin \beta \right\} - \dot{\psi}
\end{aligned} \tag{Eq. 4.54}$$

$$\begin{aligned}
f_3 = \ddot{\psi} = & \frac{1}{2J_z v_{CG}} \left\{ c_{FL} \delta_w v_{CG} b_F - c_{FL} \beta v_{CG} b_F - c_{FL} l_F \dot{\psi} b_F + 2F_{LFL} v_{CG} l_F \right\} \sin \delta_w + \\
& + \left[2c_{FL} \delta_w v_{CG} l_F - 2c_{FL} \beta v_{CG} l_F - 2c_{FL} l_F \dot{\psi} l_F - F_{LFL} v_{CG} b_F \right] \cos \delta_w + \\
& + \left[c_{FR} \beta v_{CG} b_F - c_{FR} \delta_w v_{CG} b_F + c_{FR} l_F \dot{\psi} b_F + 2F_{LFR} v_{CG} l_F \right] \sin \delta_w + \\
& + \left[2c_{FR} \delta_w v_{CG} l_F - 2c_{FR} \beta v_{CG} l_F - 2c_{FR} l_F \dot{\psi} l_F + F_{LFR} v_{CG} b_F \right] \cos \delta_w + \\
& + \left[2c_{FL} + 2c_{FR} \right] l_F \dot{\psi} n_{LF} + \left[-2c_{RL} l_R - 2c_{RL} n_{LR} - 2c_{RR} l_R - 2c_{RR} n_{LR} \right] l_R \dot{\psi} + \\
& + \left[2c_{FL} v_{CG} n_{LF} + 2c_{FR} v_{CG} n_{LF} + 2c_{RL} v_{CG} n_{LR} + 2c_{RL} v_{CG} l_R + 2c_{RR} v_{CG} n_{LR} + 2c_{RR} v_{CG} l_R \right] \beta + \\
& + \left[-2c_{FL} v_{CG} n_{LF} - 2c_{FR} v_{CG} n_{LF} \right] \delta_w - F_{LRL} v_{CG} b_R + F_{LRR} v_{CG} b_R \}
\end{aligned} \tag{Eq. 4.55}$$

No formato do espaço de estados, o modelo de bicicleta dupla não-linear reduzido pode ser escrito como:

$$\begin{aligned}
\dot{\underline{x}} &= \underline{A}(\underline{x}, \underline{u}) \underline{x} + \underline{B}(\underline{x}, \underline{u}) \underline{u} \\
\underline{y} &= \underline{C}(\underline{x}, \underline{u}) \underline{x}
\end{aligned} \tag{Eq. 4.56}$$

O vetor de estados é:

$$\underline{x} = [v_{CG} \quad \beta \quad \dot{\psi}]^T \tag{Eq. 4.57}$$

E as entradas de controle:

$$\underline{u} = [F_{LFL} \quad F_{LFR} \quad F_{LRL} \quad F_{LRR} \quad \delta_w]^T \tag{Eq. 4.58}$$

E o vetor de medidas:

$$\underline{y} = [v_{CG} \quad \psi]^T \quad (\text{Eq. 4.59})$$

As equações são:

$$\dot{\underline{x}} = \begin{bmatrix} \dot{v}_{CG} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}) = \begin{bmatrix} f_1(\underline{x}, \underline{u}) \\ f_2(\underline{x}, \underline{u}) \\ f_3(\underline{x}, \underline{u}) \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. 4.60})$$

$$\underline{y} = \underline{C}(\underline{x}, \underline{u})\underline{x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \underline{x} \quad (\text{Eq. 4.61})$$

4.4 Simulação do modelo de bicicleta dupla

Para a simulação foi utilizado o programa MATLAB. A verificação da consistência do modelo foi feita através de três simulações, conforme mostrado na tabela 4.3. Os parâmetros veiculares utilizados nas simulações podem ser vistos no Apêndice 2.

A primeira simulação representa uma frenagem de emergência, até a parada, após uma partida do repouso com aceleração máxima. Esses parâmetros representariam, por exemplo, uma situação onde o motorista, distraído, parte com seu veículo sem notar outro veículo parado em frente, ou um semáforo fechado. Ao perceber a iminência de um acidente, o motorista executa uma frenagem com força máxima, característica de uma situação de pânico ou distração. Os resultados dessa simulação podem ser vistos nas figuras 4.7, para superfície de asfalto seco, e 4.8, para superfície de asfalto úmido.

Por se tratar de um movimento totalmente longitudinal, era de se esperar que, para nenhum dos casos da Simulação 1, ocorresse algum distúrbio nas variáveis envolvidas com o movimento lateral. Essa expectativa pode ser comprovada analisando-se as figuras 4.7 (a) e (c) e 4.8 (a) e (c). Pode-se ver nessas figuras que os ângulos beta e de yaw, assim como a aceleração na direção Y permanecem com valores nulos. Devido ao alto valor do torque enviado às rodas, pode-se notar também, nas figuras 4.7 (d) e 4.8 (d) que, durante a aceleração, o deslizamento longitudinal é bastante alto, na faixa de 90%. Um dos efeitos desse alto deslizamento é visto nas figuras 4.7 (e) e 4.8 (e). Nessas figuras pode ser visto que a velocidade equivalente rotacional das rodas motrizes (rodas 1 e 2) é bastante elevada, e cresce rapidamente, sem que a velocidade linear do veículo

acompanhe esse crescimento. Outro efeito, que ocorreria em uma situação real, onde existem desníveis e falhas no pista, seria a perda parcial da estabilidade lateral, devido à menor capacidade dos pneus em gerarem forças laterais com alto deslizamento.

Tabela 4.3 Parâmetros das simulações de teste do modelo veicular

Parâmetros	Simulação 1	Simulação 2	Simulação 3
Velocidade inicial	20 m/s	20 m/s	20 m/s
Frenagem	Degrau de 8 MPa em $t = 5$ s até $v_{CG} = 5$ m/s	Sem	Degrau de 6 MPa em $t = 5$ s
Aceleração	Degrau de aceleração total de $t = 0$ s até 5 s	Sem	Sem
Esterçamento	Sem	Senoidal de amplitude 7 graus e frequência 0,7 Hz	Esterçamento fixo de 0,1 rad
Terreno	Asfalto seco e úmido	Asfalto seco e úmido	Asfalto seco e úmido
Figuras	4.7 e 4.8	4.9 à 4.12	4.13 à 4.16

As diferenças devidas ao tipo de terreno também estão bem evidentes nas duas figuras. Pode-se ver que, na figura 4.7, os valores da aceleração e da desaceleração longitudinais são maiores (em valores absolutos) do que aqueles vistos na figura 4.8. Também na primeira figura, o módulo da força média que atua nos pneus durante a manobra é mais alto, bem como o valor da velocidade máxima atingida pelo veículo. Essas diferenças ocorrem, como é de se esperar, devido ao menor coeficiente de adesão entre o pneu e o pista para o caso da superfície de asfalto úmido. Outra diferença de importância que se nota é na curva de deslizamento. Vê-se na figura 4.7 (e) que as rodas traseiras apresentam um breve período de travamento, em maior parte devido ao final do movimento e à baixa velocidade do que ao torque de frenagem em si. Na figura 4.8 (e), porém, ocorre um travamento total das quatro rodas assim que os freios são acionados.

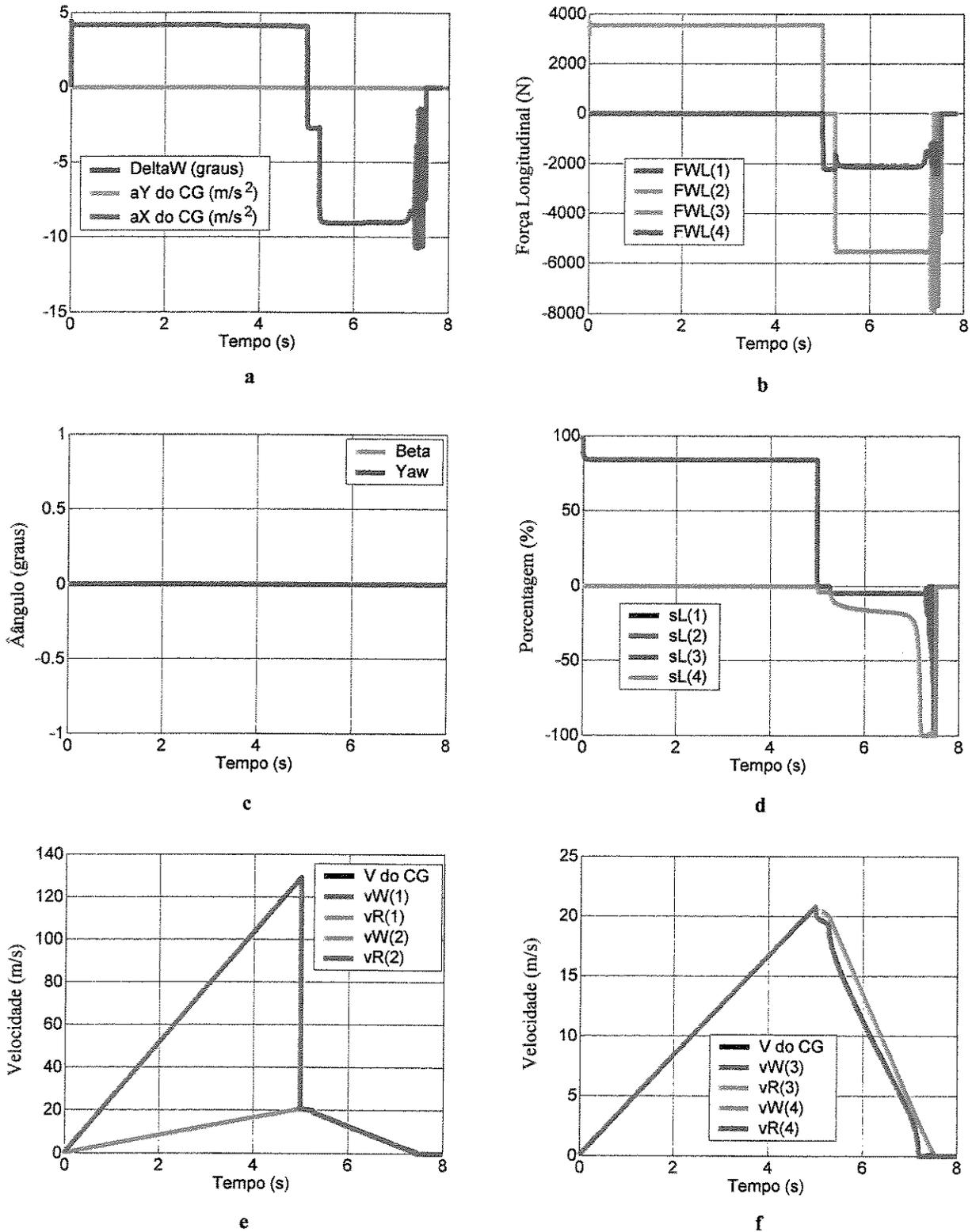


Figura 4.7 Simulação 1 em terreno de asfalto seco. (a) ângulo de esterçamento, aceleração em X e em Y. (b) forças longitudinais nas rodas. (c) ângulos beta e de yaw. (d) deslizamento longitudinal. (e) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas dianteiras. (f) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas traseiras.

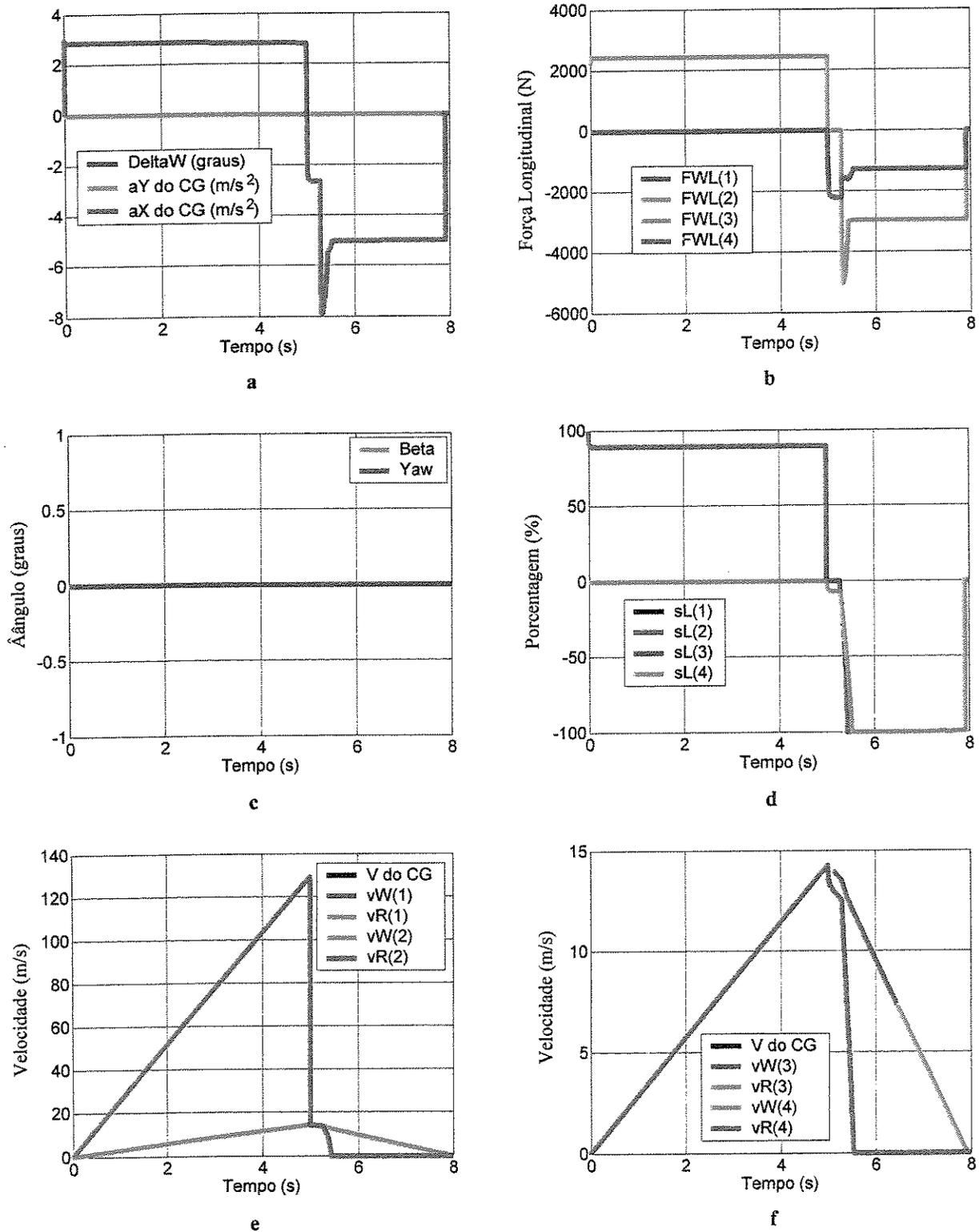


Figura 4.8 Simulação 1 em terreno de asfalto úmido. (a) ângulo de esterçamento, aceleração em X e em Y. (b) forças longitudinais nas rodas. (c) ângulos beta e de yaw. (d) deslizamento longitudinal. (e) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas dianteiras. (f) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas traseiras.

A segunda simulação é a de uma entrada senoidal de esterçamento com o veículo em movimento. Essa simulação não representa uma situação real de movimento veicular, porém, as pistas de esterçamento senoidal, sem a presença de torques motriz ou de frenagem, são bastante comuns na literatura. Nessa simulação uma entrada senoidal com frequência $0,7 \text{ Hz}$ e amplitude 7 graus foi escolhida, para possibilitar que os resultados obtidos fossem comparados com os gráficos apresentados em (Kiencke & Nielsen, 2000).

Os resultados da segunda simulação podem ser vistos nas figuras 4.9 e 4.10 para uma pista de asfalto seco e nas figuras 4.11 e 4.12 para uma situação de pista de asfalto úmido.

O comportamento do gráfico da aceleração lateral nas figuras é o mesmo comportamento encontrado em (Kiencke & Nielsen, 2000), assim como a escala de grandeza apresenta valores bem próximos. O mesmo pode ser visto para os gráficos dos ângulos alfa e beta e da *yaw rate*. A desaceleração do veículo no modelo proposto é maior do que aquela apresentada nos gráficos encontrados na referência acima. Porém o comportamento das curvas de velocidade do centro de gravidade e de velocidades das rodas é também o mesmo.

A terceira simulação representa uma situação onde o veículo inicia uma curva fechada à alta velocidade e o motorista aciona os freios no meio da manobra. Nessa situação o veículo perde a estabilidade e a capacidade de continuar aumentando o valor do ângulo de *yaw*. Os resultados podem ser vistos nas figuras 4.13 e 4.14 para uma situação de asfalto seco e 4.15 e 4.16 para asfalto úmido.

Um exemplo prático da situação apresentada na terceira simulação é quando um veículo abandona uma rodovia utilizando-se de uma saída lateral, e o motorista aciona os freios ao notar um veículo mais lento à sua frente. Essa é uma situação bastante comum. Quando os freios são acionados, o veículo derrapa lateralmente, em direção quase tangencial à curva. No caso da superfície de asfalto úmido, o veículo tende a roda com relação ao eixo vertical. Essa tendência de rotação foi comprovada através de outros programas de simulação veicular. Quanto maior a velocidade e menor o coeficiente de adesão, mais intensa é essa rotação, podendo até o veículo completar uma volta e ficar com a parte traseira apontando para a frente.

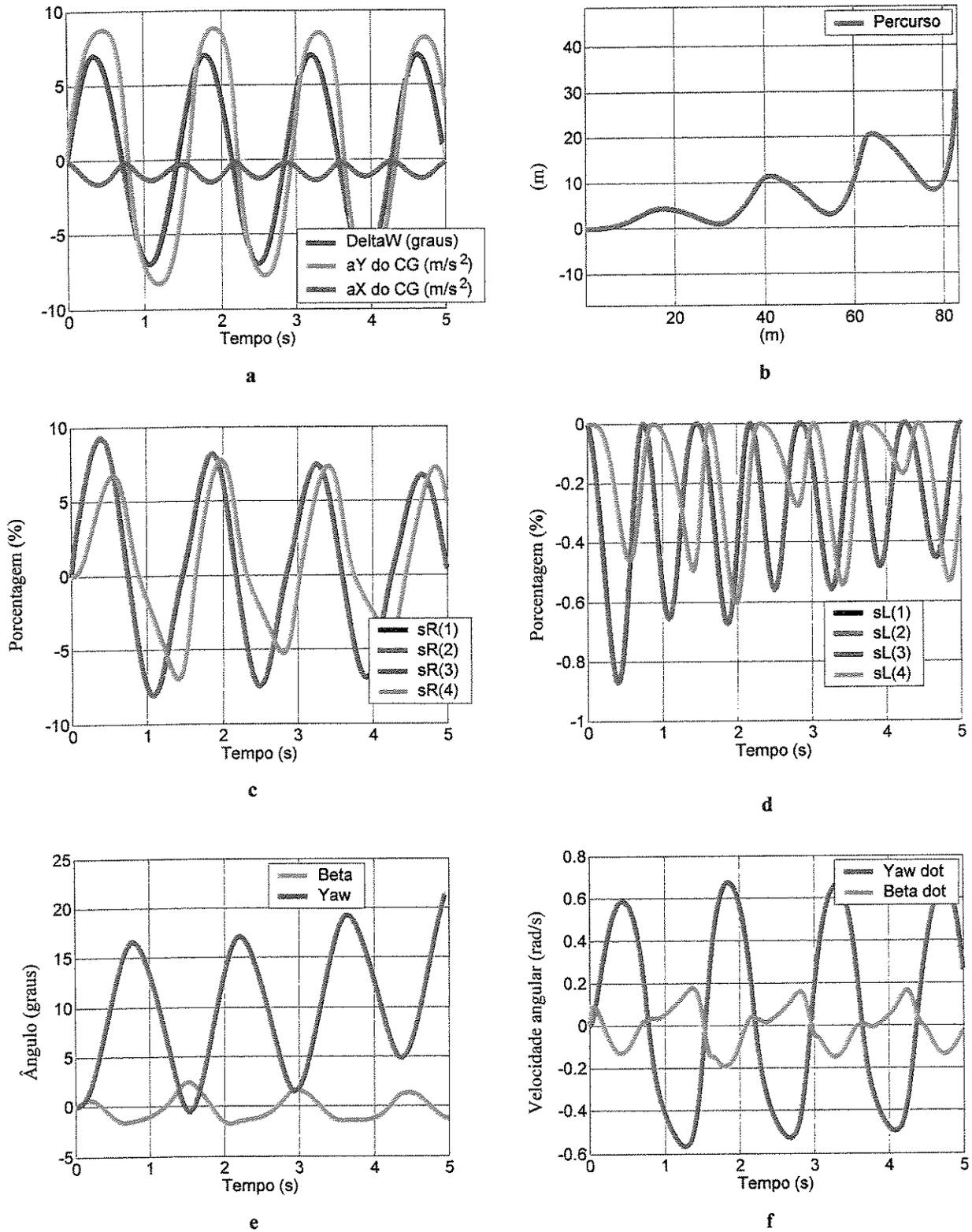
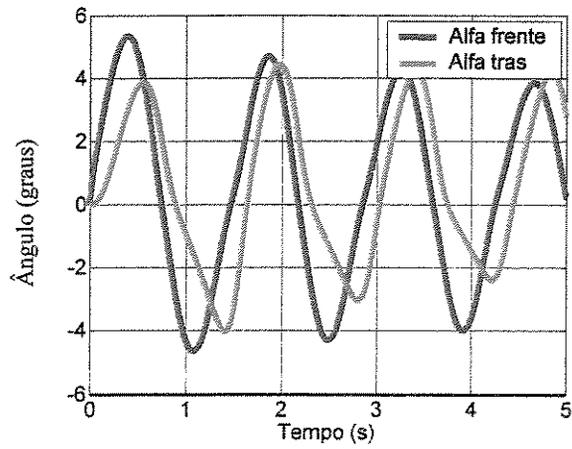
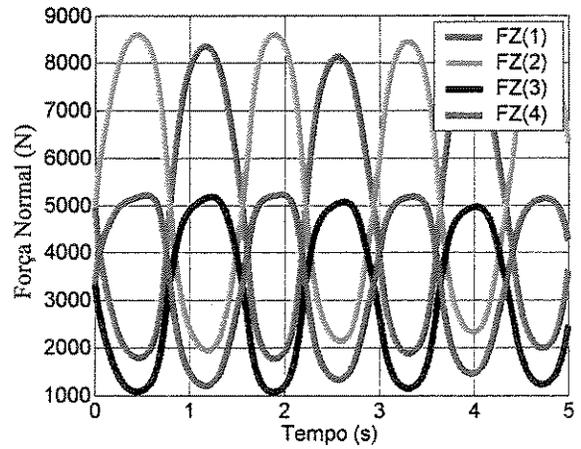


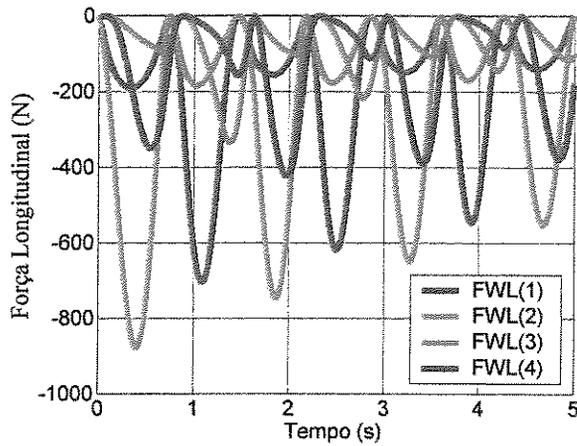
Figura 4.9 Simulação 2 em terreno de asfalto seco. (a) ângulo de esterçamento, aceleração em X e em Y. (b) trajeto do veículo. (c) deslizamento lateral. (d) deslizamento longitudinal. (e) ângulos beta e de yaw. (f) velocidade angular de beta e de yaw (yaw rate).



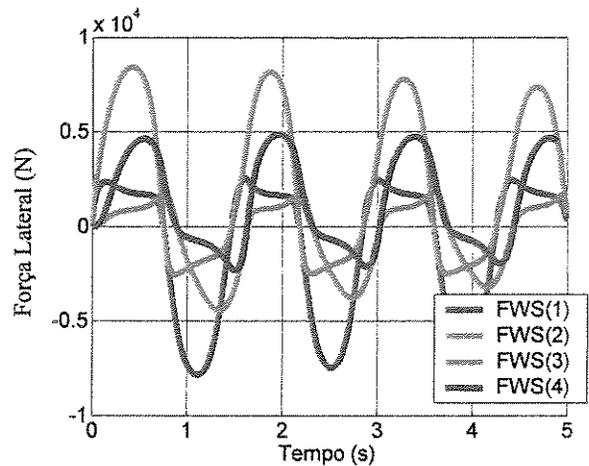
a



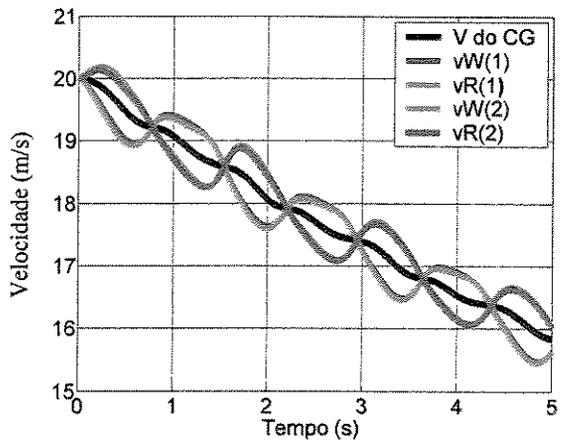
b



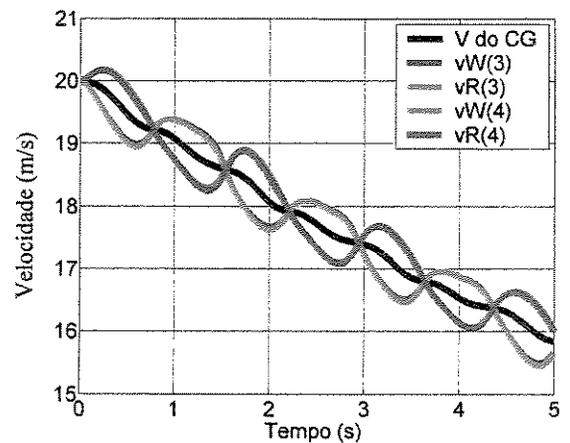
c



d



e



f

Figura 4.10 Simulação 2 em terreno de asfalto seco. (a) ângulos alfa frontal e traseiro. (b) forças normais nas rodas. (c) forças longitudinais nas rodas. (d) forças laterais nas rodas. (e) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas dianteiras. (f) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas traseiras.

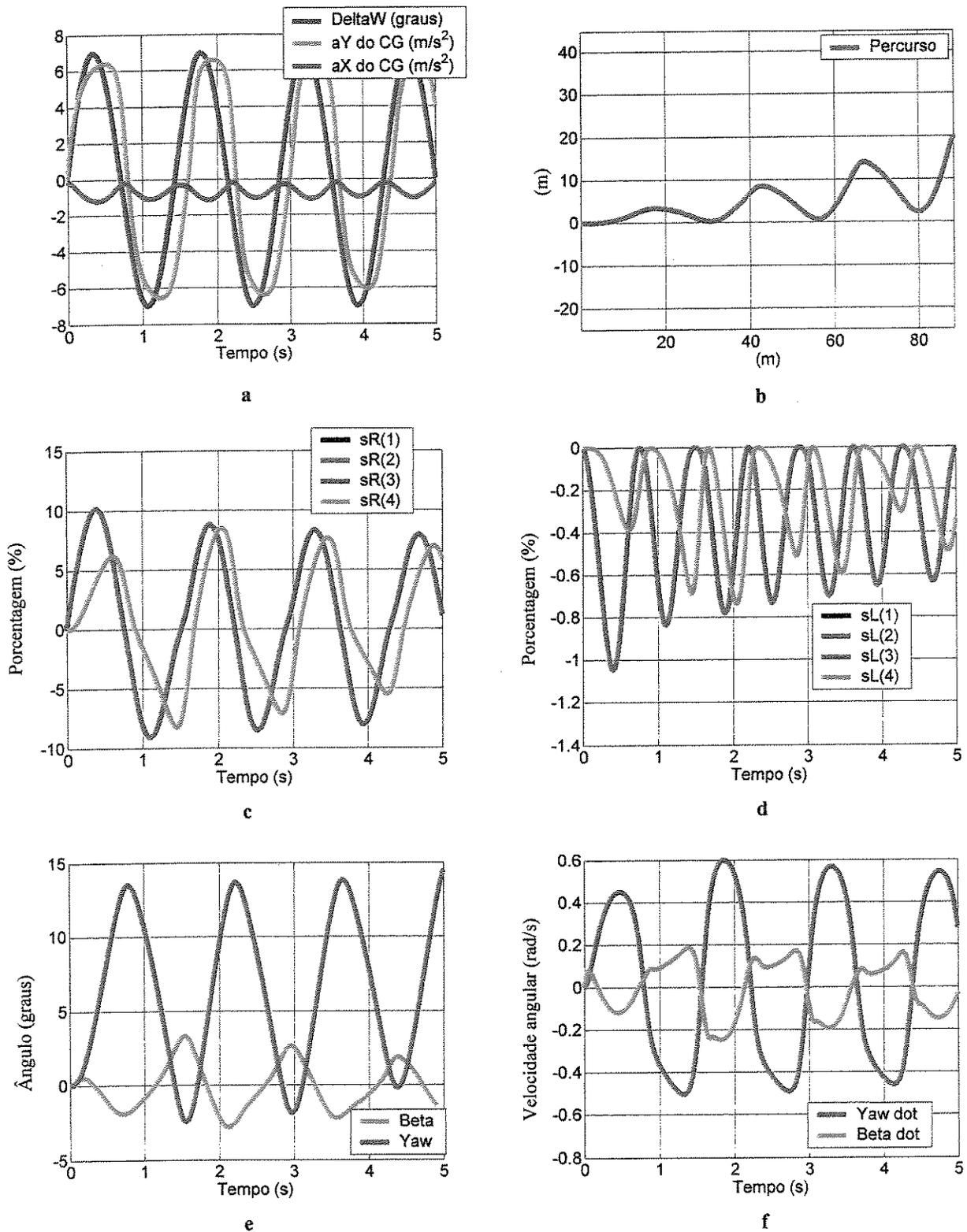


Figura 4.11 Simulação 2 em terreno de asfalto úmido. (a) ângulo de esterçamento, aceleração em X e em Y. (b) trajeto do veículo. (c) deslizamento lateral. (d) deslizamento longitudinal. (e) ângulos beta e de yaw. (f) velocidade angular de beta e de yaw (yaw rate).

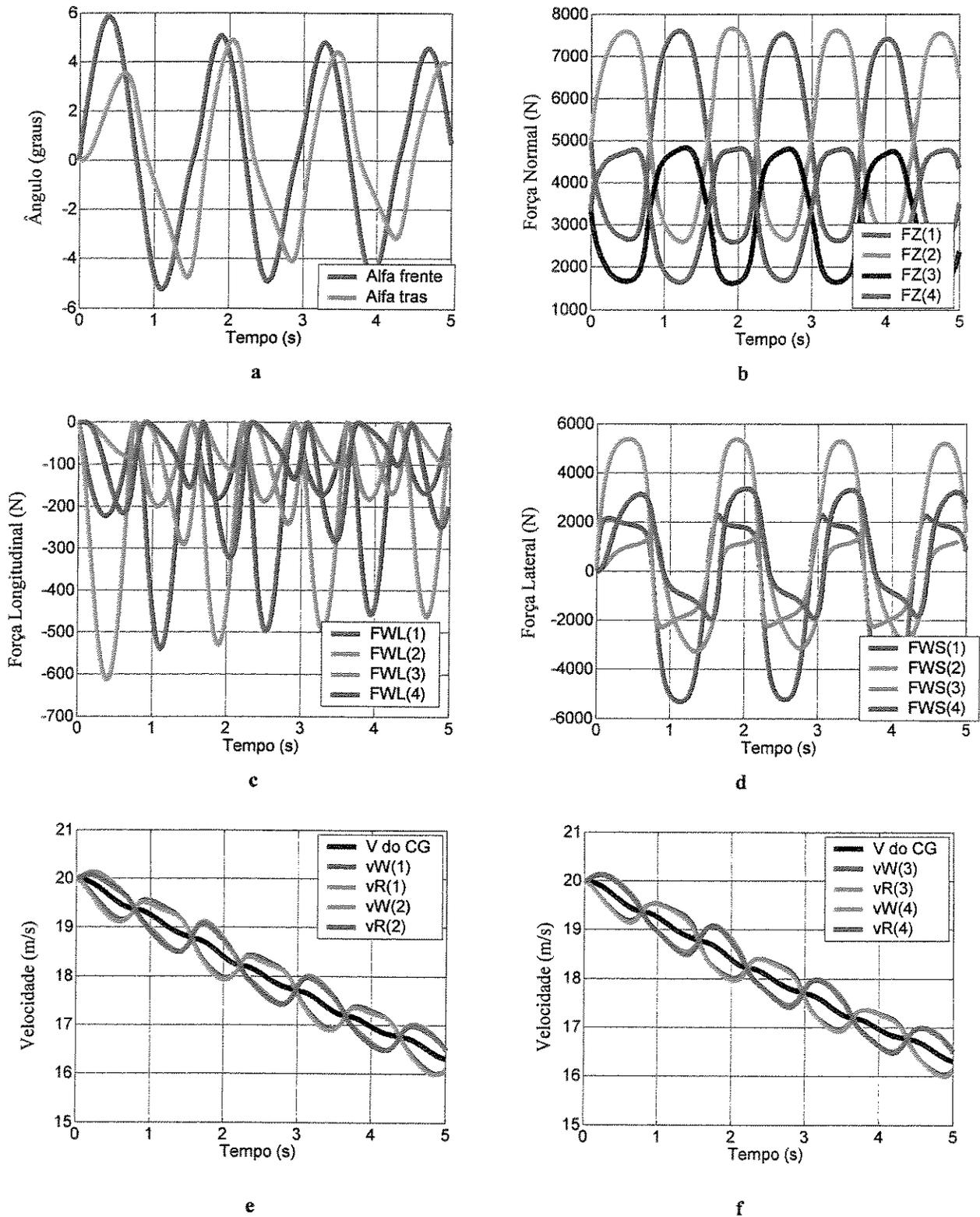


Figura 4.12 Simulação 2 em terreno de asfalto úmido. (a) ângulos alfa frontal e traseiro. (b) forças normais nas rodas. (c) forças longitudinais nas rodas. (d) forças laterais nas rodas. (e) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas dianteiras. (f) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas traseiras.

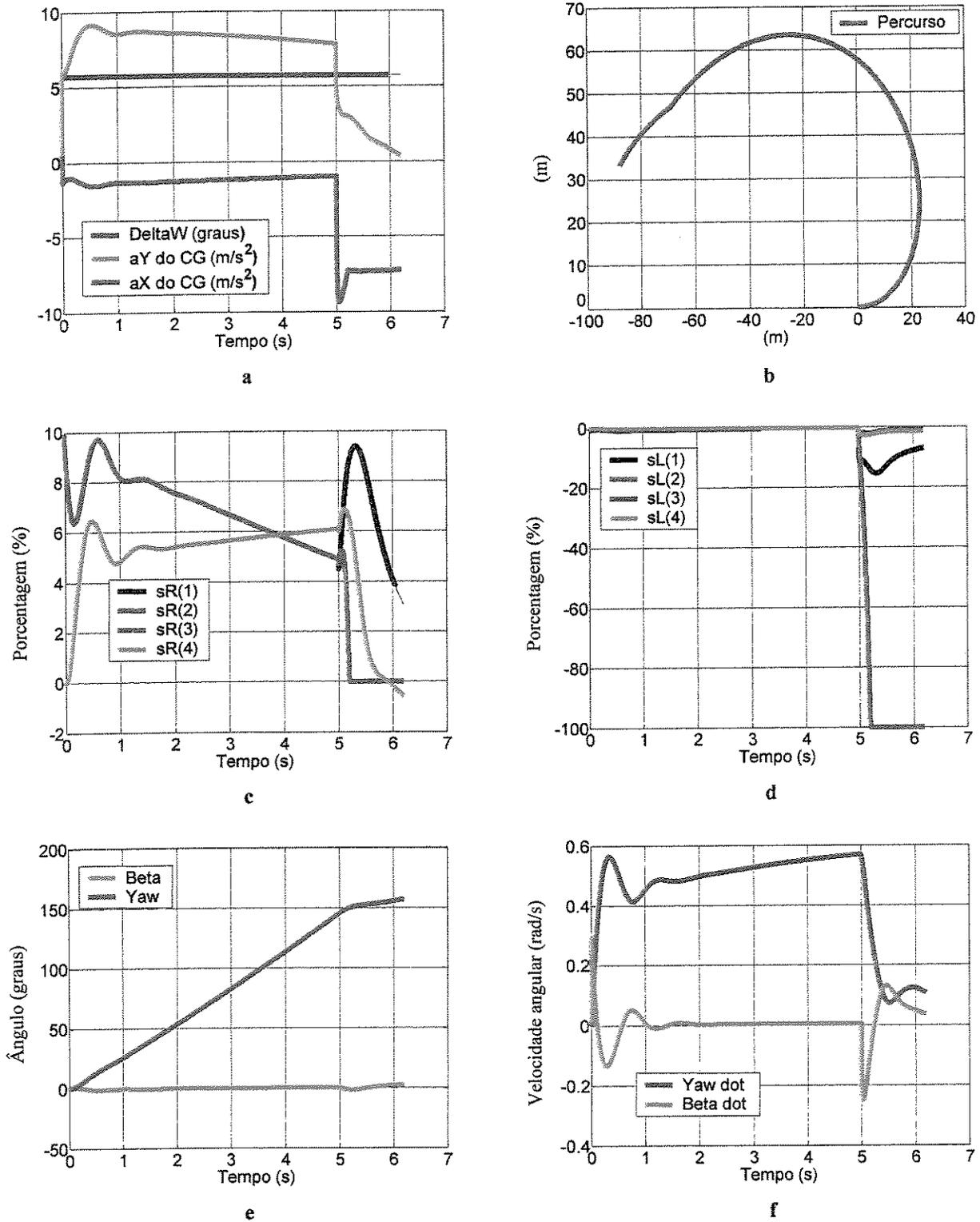


Figura 4.13 Simulação 3 em terreno de asfalto seco. (a) ângulo de esterçamento, aceleração em X e em Y. (b) trajeto do veículo. (c) deslizamento lateral. (d) deslizamento longitudinal. (e) ângulos beta e de yaw. (f) velocidade angular de beta e de yaw (yaw rate).

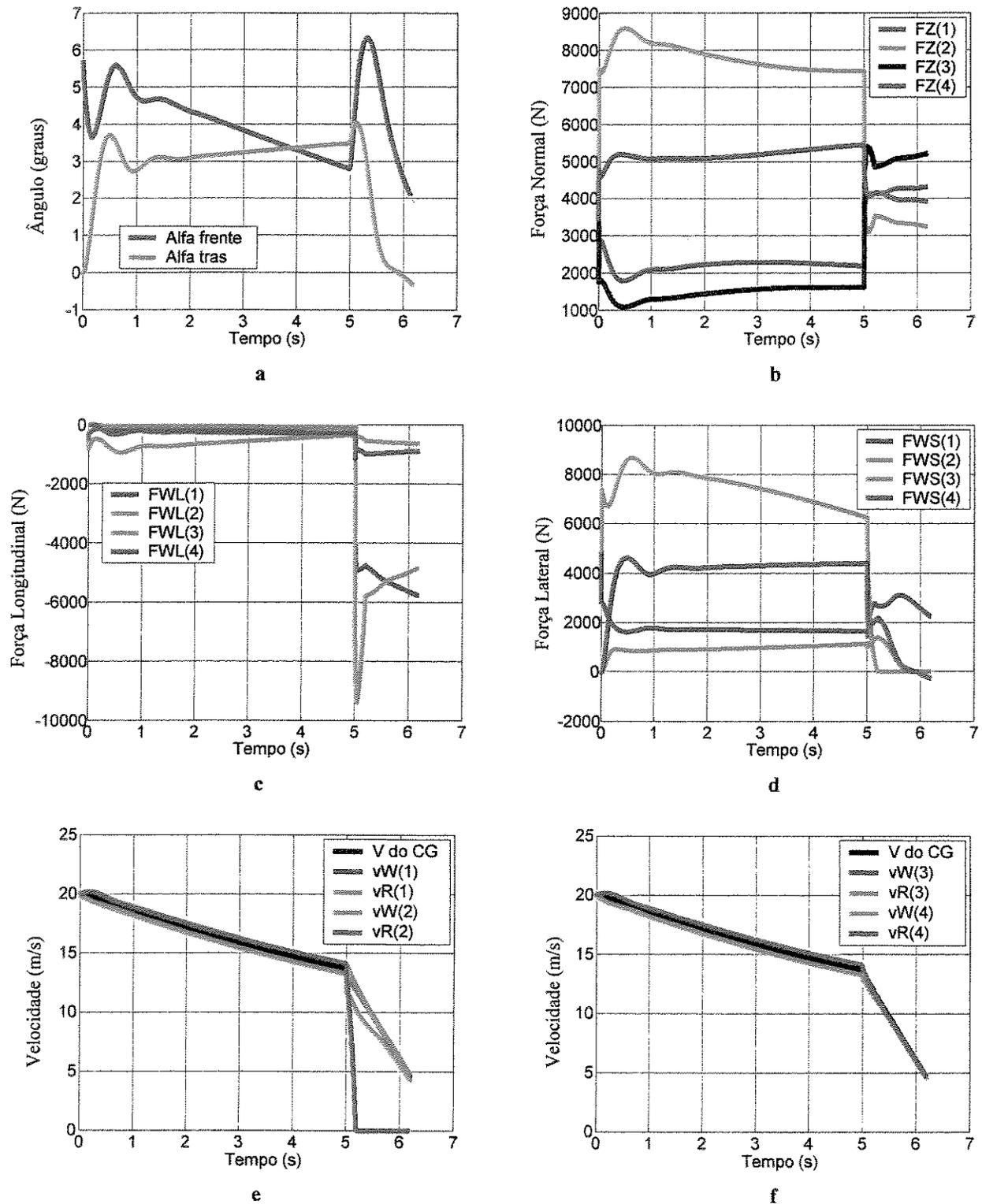


Figura 4.14 Simulação 3 em terreno de asfalto seco. (a) ângulos alfa frontal e traseiro. (b) forças normais nas rodas. (c) forças longitudinais nas rodas. (d) forças laterais nas rodas. (e) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas dianteiras. (f) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas traseiras.

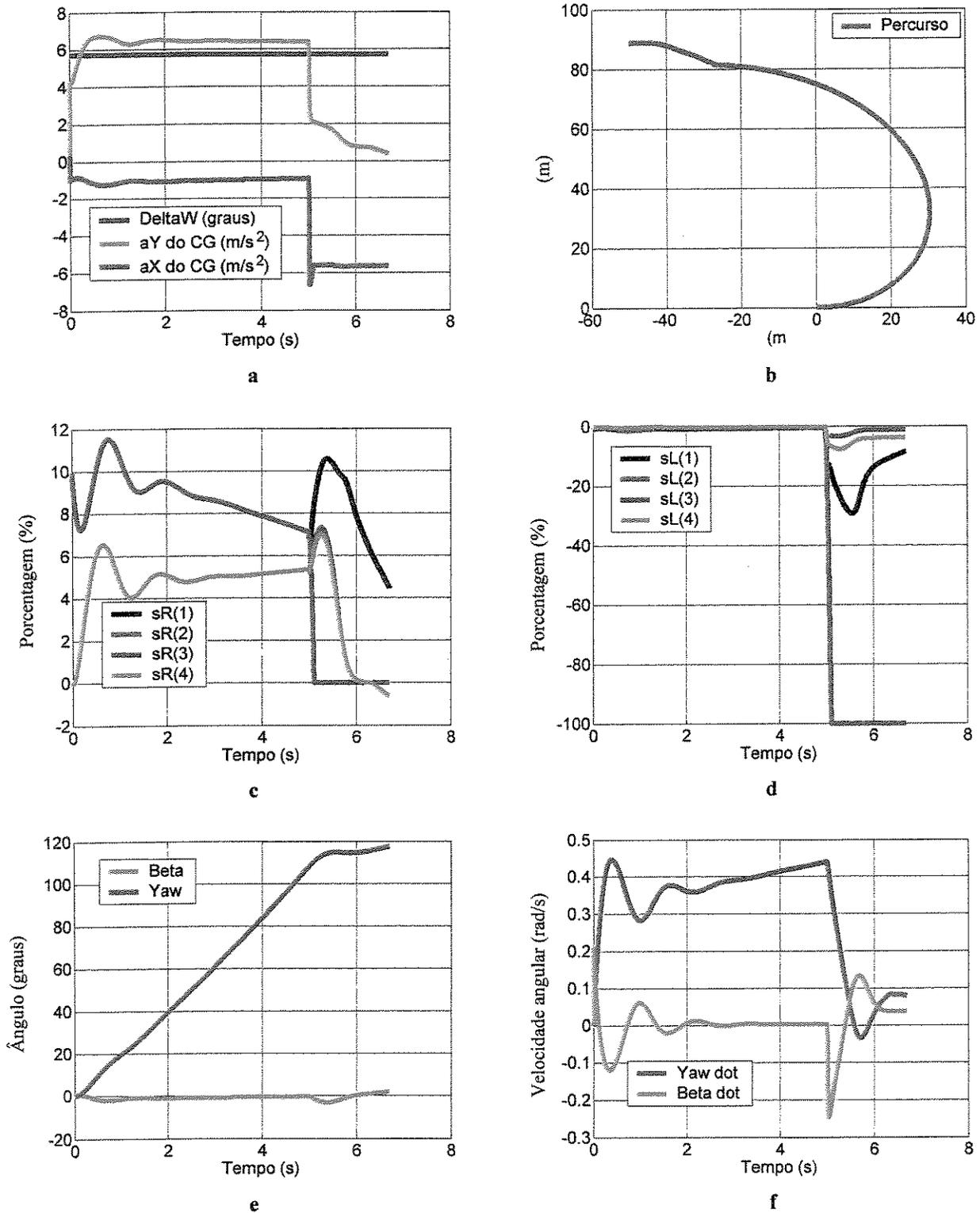


Figura 4.15 Simulação 3 em terreno de asfalto úmido. (a) ângulo de esterçamento, aceleração em X e em Y. (b) trajeto do veículo. (c) deslizamento lateral. (d) deslizamento longitudinal. (e) ângulos beta e de yaw. (f) velocidade angular de beta e de yaw (yaw rate).

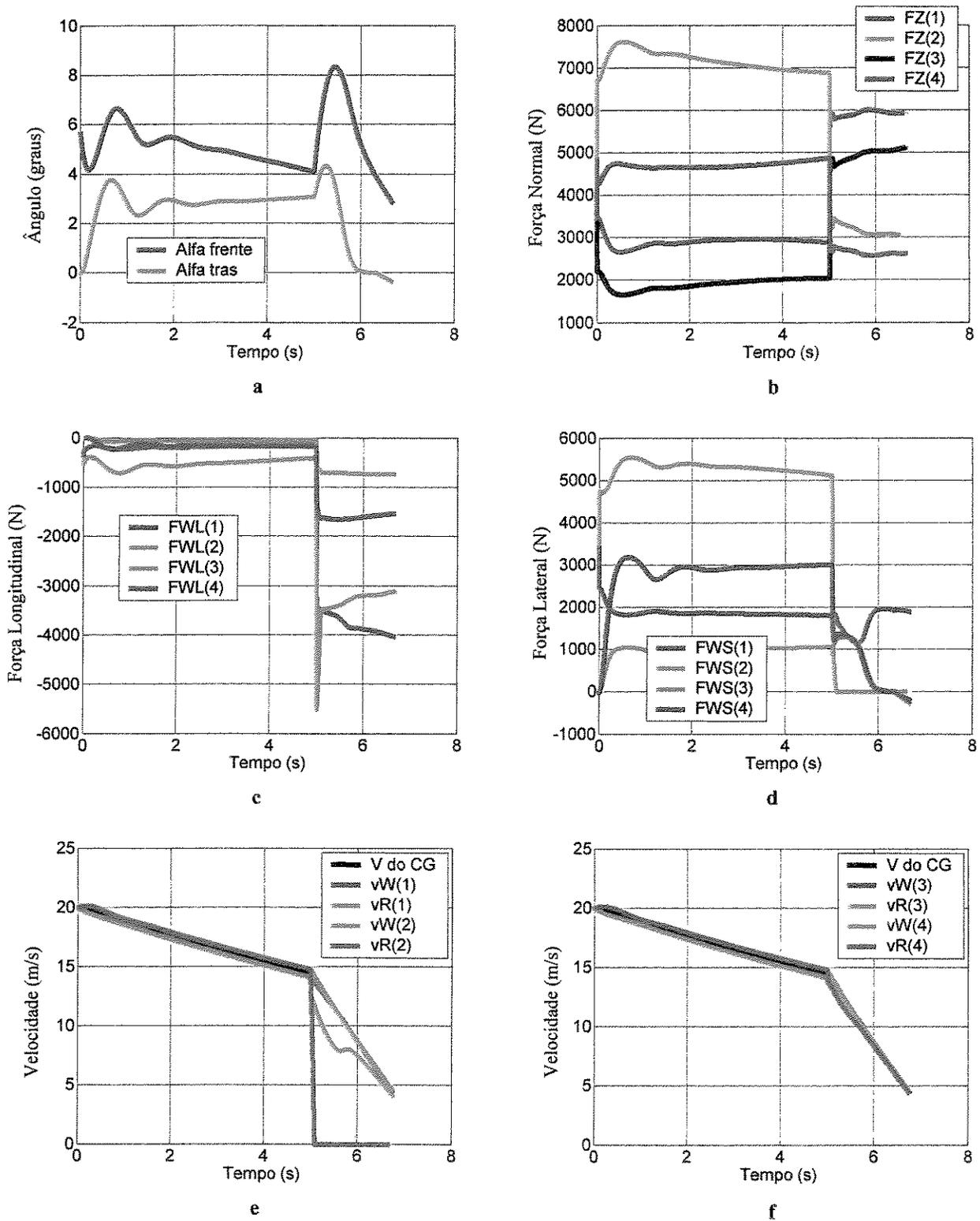


Figura 4.16 Simulação 3 em terreno de asfalto úmido. (a) ângulos alfa frontal e traseiro. (b) forças normais nas rodas. (c) forças longitudinais nas rodas. (d) forças laterais nas rodas. (e) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas dianteiras. (f) velocidades linear e rotacional equivalente das rodas traseiras.

Uma indicação da instabilidade dessa manobra pode ser vista através da análise do gráfico da *yaw rate* (figuras 4.13 (f) e 4.15 (f)). Pode-se ver que no momento da frenagem ocorre uma grande variação na *yaw rate*. No decorrer da curva, após o início transiente, a *yaw rate* cresce com uma variação constante, de modo linear e pouco inclinado. Uma variação muito abrupta na *yaw rate* dificulta o controle do veículo por parte de motoristas menos experientes.

A situação apresentada nas figuras 4.13 à 4.16 é o tipo de situação em que um sistema de controle de *yaw* é um fator primordial para a manutenção da estabilidade e da dirigibilidade veicular, contribuindo para isso com o aumento da segurança para motorista, passageiros e pedestres.

Todas as simulações foram feitas com os mesmos parâmetros e para as mesmas condições de carregamento do veículo.

4.5 Conclusão

Este capítulo apresentou a modelagem da dinâmica veicular que será utilizada para a simulação e o controle. Neste modelo apresentado, foram feitas algumas simplificações, para melhorar e facilitar a implementação, sem que com isso os resultados obtidos fossem prejudicados.

O modelo apresentado foi implementado no programa MATLAB e se mostrou bastante preciso e próximo dos resultados encontrados na literatura de referência e obtidos em programas comerciais (como o programa CarSim Ed.)

Com esse modelo, é possível a implementação de estratégias de frenagem assistida e de controle do momento de *yaw*. Essas estratégias serão desenvolvidas e testadas, utilizando o modelo desenvolvido, no capítulo seguinte.

Capítulo 5

Controle Veicular

Neste capítulo será tratado o controle de frenagens, acelerações e do momento de yaw . Esse tipo de controle visa melhorar a estabilidade, a manobrabilidade e aumentar a segurança da operação dos veículos, tanto em condições normais como naquelas situações denominadas críticas ou em manobras de pânico. Por isso, os métodos de controle empregados devem ser confiáveis e rápidos, de modo a agirem no menor tempo possível. E também, no caso de falhas, sejam elas nos sensores, atuadores ou demais componentes do sistema, o controle deve ser sempre desativado, para evitar acidentes decorrentes de uma decisão imprecisa e incorreta da unidade de controle.

5.1 Sistemas de controle de frenagem assistida

O sistema de frenagem assistida tem por objetivo minimizar a distância de frenagem mantendo a dirigibilidade durante a mesma. A distância de frenagem mais curta pode ser alcançada quando as rodas operam no deslizamento do máximo coeficiente de adesão μ_L .

As estratégias de controle de frenagem assistida existentes podem ser divididas em dois grupos: controle da aceleração da roda e controle de deslizamento. O primeiro grupo utiliza a velocidade angular medida de cada umas das rodas. À estratégia deste controle é regular o deslizamento indiretamente através do controle da aceleração/desaceleração das rodas. Então,

dados alguns limites para os valores de aceleração e desaceleração, a pressão é aumentada, mantida ou diminuída prevenindo travamento da roda durante frenagem (Kiencke & Nielsen, 2000). O segundo grupo faz a estimativa ou observação do deslizamento e ajusta o valor desejado do deslizamento como o ponto onde o coeficiente de adesão tem seu valor de pico. O controle tenta manter o valor do erro entre o valor atual e o desejado do deslizamento próximo de zero.

Modelando-se o balanço de torque no contato da roda com o solo pode-se ter uma melhor compreensão de como os sistemas de frenagem assistida podem operar em torno da adesão máximo. A Figura 5.1 mostra as forças que agem na roda.

Em freios hidráulicos, o torque do freio na base da roda depende da pressão de frenagem p_{Br} aplicada:

$$T_{Br} = F_{Br} r_{eff} = r_{Br} \mu_{Br} A_{Br} P_{Br} = r_{eff} k_{Br} P_{Br} \quad (\text{Eq. 5.1})$$

Desconsiderando o torque motor, o balanço de torque é:

$$J_W \dot{\omega} = r_{eff} \mu_L(s_L) F_Z - r_{eff} k_{Br} P_{Br} \quad (\text{Eq. 5.2})$$

Isto é mostrado esquematicamente na figura 5.2.

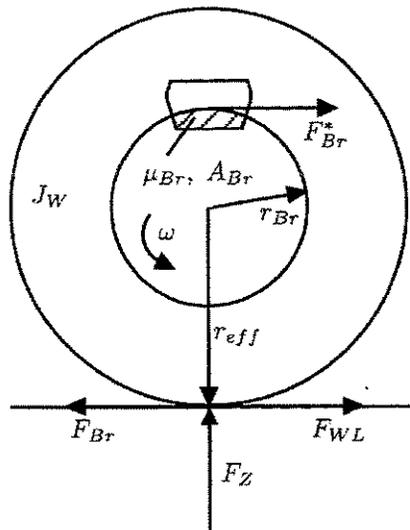


Figura 5.1 Balanço de forças no contato pneu-solo (Kiencke & Nielsen, 2000)

Ao aplicar-se a pressão de frenagem p_{Br} , o torque do freio T_{Br} aumenta. A diferença entre o torque de adesão T_{WL} e o torque do freio T_{Br} é negativa, resultando em uma desaceleração da

roda. A velocidade equivalente rotacional da roda v_R (após o integrador na figura 5.2) começa a diminuir e resulta em um deslizamento s_L crescente. No início, o coeficiente de adesão $\mu_L(s_L)$ também aumenta, aumentando o torque de adesão T_{WL} o que estreita a diferença de torques.

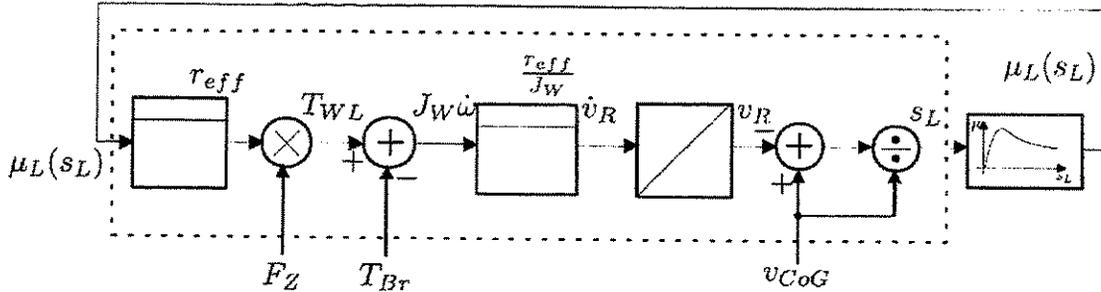


Figura 5.2 Diagrama de blocos do balanço de torque na base da roda (Kiencke & Nielsen, 2000)

Após ter passado pelo ponto do coeficiente de adesão máximo, a curva de adesão muda o sinal de seu gradiente. Assim o sistema torna-se instável, resultando, no caso de uma falta de controle, em desacelerações rotacionais das rodas extremamente elevadas, com o resultado final de travamento da roda.

Para esta dissertação foram desenvolvidos três diferentes controles baseados em regras. O primeiro verifica a existência de um torque de frenagem. Caso o torque seja existente, o sistema procura manter o valor do deslizamento longitudinal próximo a 0,2, um valor que foi verificado como o mais robusto para todas as situações de condição de pista simuladas. Foi escolhida uma variação de 1% para que o controle atue. Caso o valor do deslizamento longitudinal da roda em questão esteja acima de 21%, o torque de frenagem é reduzido de acordo com a equação (5.3):

$$\Delta T_{Br}(i) = -k_1^1 T_{Br}(i) (|s_L(i)| - 0,20) \quad (\text{Eq. 5.3})$$

Onde k_1^1 é um fator determinado através das simulações, e os índices i referem-se às rodas individuais. Para o caso do valor do deslizamento menor do que 19%, o torque de frenagem é acrescido de um valor dado pela equação (5.4):

$$\Delta T_{Br}(i) = +100 + T_{Br}(i) (0,20 - |s_L(i)|) \quad (\text{Eq. 5.4})$$

O valor do torque de frenagem aplicado pelo motorista através do pressionamento do pedal de freio é considerado como o valor máximo de torque de frenagem possível, e um valor mínimo de 10% do valor máximo é considerado em todos os casos. A utilização do módulo do

deslizamento longitudinal permite que essa mesma lógica seja utilizada para o caso em que é necessário o controle da aceleração. Neste caso, porém, varia-se o torque de aceleração e não o de frenagem.

O segundo controle baseado em regras é ligeiramente similar ao primeiro. Neste controle são utilizadas duas constantes k_1^2 e k_2^2 , com valores diferentes para o caso de aumento da pressão de frenagem e de diminuição da mesma. Quando o deslizamento longitudinal da roda é menor do que 19%, a variação do torque de frenagem é:

$$\Delta T_{Br}(i) = -\text{sgn}(s_L(i))k_1^2 |T_{Br}(i)| \quad (\text{Eq. 5.5})$$

Quando o valor do deslizamento for maior do que 21%, a variação do torque de frenagem é dada pela equação (5.6):

$$\Delta T_{Br}(i) = +\text{sgn}(s_L(i))k_2^2 |T_{Br}(i)| \quad (\text{Eq. 5.6})$$

Neste controle, a utilização da função $\text{sgn}(s_L(i))$ permite que a mesma lógica seja funcional tanto para o controle de frenagem como para o controle de tração, desde que os valores obtidos sejam aplicados como variação no torque correspondente. No caso de um torque motor maior do que o suportado pela superfície, o valor do deslizamento é positivo. Isso resulta em uma variação negativa do torque de frenagem quando o deslizamento é menor do que o desejado, e o torque motor deve ser aumentado. Para o caso da frenagem, o valor do deslizamento é negativo, e quando o deslizamento é menor do que o desejado, o torque de frenagem deve ser aumentado.

Através das simulações foi possível a obtenção dos valores mais robustos para as constantes. No segundo controle baseado em regras também foi adotado um valor máximo para o torque de frenagem como o valor do torque de frenagem aplicado pelo motorista através do pressionamento do pedal de freio. Neste modelo, porém, um valor de torque de frenagem nulo é possível.

O terceiro controle baseado em regras foi baseado no controle descrito em (Kiencke & Nielsen, 2000). Os ciclos deste controle são mostrados na figura 5.3.

Ao frear, o motorista aumenta a pressão de frenagem (fase 1). As velocidades equivalentes rotacionais das rodas v_{Rij} são medidas e diferenciadas para fornecer as acelerações das rodas \dot{v}_{Rij} . O ponto de adesão máximo é ultrapassado quando a derivada da velocidade da roda está abaixo de um dado valor limite a_1 :

$$\dot{v}_R < -a_1 \quad (\text{Eq. 5.7})$$

No primeiro ciclo de controle, um valor limite até mesmo mais baixo a_2 é aplicado. Entre a_1 e a_2 , a pressão de frenagem é mantida constante (fase 2). A introdução do valor limite adicional a_2 serve para suprimir eventuais influências de ruídos.

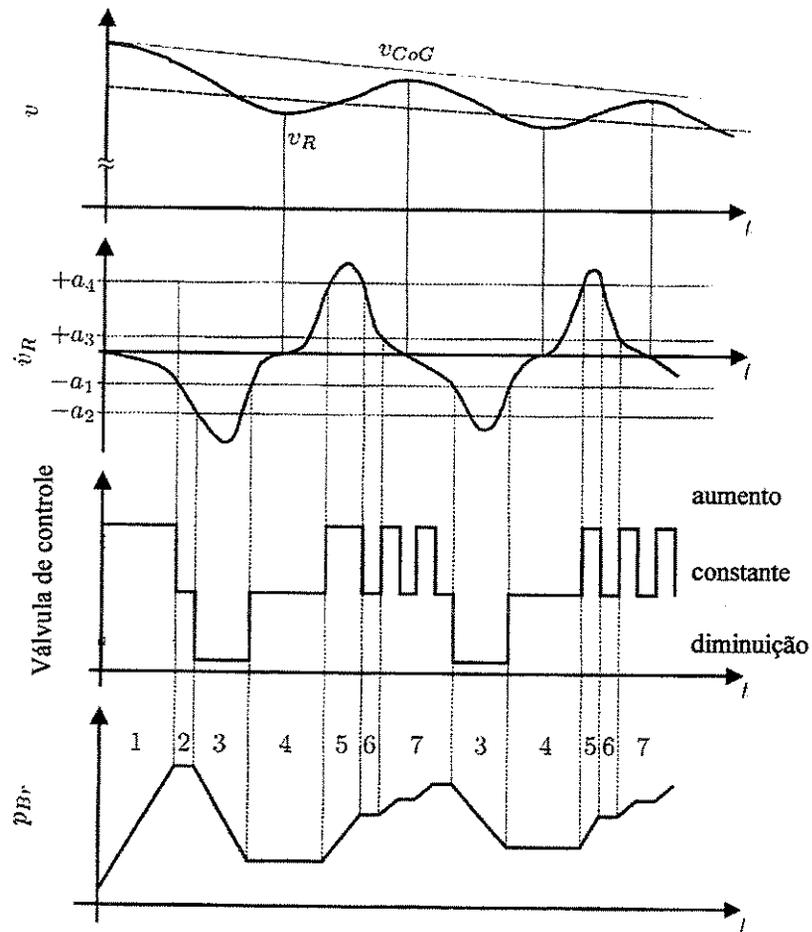


Figura 5.3 Ciclos de controle do sistema de frenagem assistida (Kiencke & Nielsen, 2000)

Para:

$$\dot{v}_R < -a_2 \quad (\text{Eq. 5.8})$$

A pressão de frenagem é reduzida (fase 3). A roda ganha velocidade outra vez. Quando o valor limite a_l é novamente atingido, a redução de pressão é finalizada (fase 4). Quando a derivada da velocidade da roda passar além de:

$$\dot{v}_R > a_4 \quad (\text{Eq. 5.9})$$

A pressão de frenagem é aumentada de modo a impedir que a roda retorne a valores demasiadamente pequenos de deslizamento (fase 5). Entre:

$$a_4 > \dot{v}_R > a_3 \quad (\text{Eq. 5.10})$$

A pressão é mantida constante (fase 6), e abaixo:

$$\dot{v}_R < a_3 \quad (\text{Eq. 5.11})$$

É lentamente aumentada (fase 7). Quando a derivada da velocidade da roda novamente for abaixo de:

$$\dot{v}_R < -a_1 \quad (\text{Eq. 5.12})$$

Inicia-se o segundo ciclo de controle. Agora a pressão de frenagem é diminuída imediatamente sem esperar que o valor limite a_2 seja alcançado (segunda fase 3). Nas etapas de diminuição de pressão de frenagem, a variação é dada por:

$$\Delta T_{Br}(i) = -k_1^3 T_{Br}(i) \quad (\text{Eq. 5.13})$$

E na etapa de aumento da pressão de frenagem, a variação da mesma é dada por:

$$\Delta T_{Br}(i) = +k_2^3 T_{Br}(i) \quad (\text{Eq. 5.14})$$

Tanto os valores das constantes k_1^3 e k_2^3 como os valores das acelerações limites serão determinados a partir das simulações.

No caso de um grande momento de inércia da roda J_W , de pequenos coeficientes de adesão $\mu_L(s_L)$ e do aumento lento da pressão de frenagem (devido a uma frenagem cautelosa, por exemplo em pistas congeladas), a roda pode travar sem alcançar o valor limite de desaceleração $-a_l$. Tal situação colocaria em risco a dirigibilidade do veículo. Independente dos ciclos de

controle acima, a pressão de frenagem é conseqüentemente reduzida se a velocidade equivalente rotacional da roda for abaixo de:

$$v_R < (1 - s_{L,max}) v_{CG} \quad (\text{Eq. 5.15})$$

Sob quaisquer circunstâncias, um deslizamento máximo $s_{L,max}$ não será ultrapassado, mesmo se o coeficiente máximo de adesão $\mu_L(s_L)$ não puder ser alcançado. Como nos casos anteriores, esse deslizamento foi escolhido como sendo de 20%.

Para essa dissertação foram desenvolvidos dois controles de frenagem assistida utilizando lógica *fuzzy*, um controle de deslizamento e outro de aceleração. Para o controle de deslizamento, torna-se necessário a obtenção do valor da taxa de variação do mesmo. Das equações de movimento, levando em consideração que a velocidade do carro varia muito mais lentamente do que as outras variáveis envolvidas, obtém-se a dinâmica do deslizamento:

$$\dot{s}_L = \left(-\frac{1}{v_{CG}} \right) \left(\frac{(1 - s_L)}{m} + \frac{r_{eff}^2}{J_W} \right) F_L + \left(\frac{1}{v_{CG}} \right) \frac{r_{eff}}{J_W} T_{Br} \quad (\text{Eq. 5.16})$$

Para um controlador de lógica *fuzzy* padrão, que visa controlar o deslizamento cuja taxa de variação é dada pela equação 5.16, a variação do deslizamento real (s_L) e a diferença percentual (s_{Le}) entre este o e o deslizamento desejado (s_{Ldes}) são escolhidas como as variáveis de entrada para o controle. Na equação:

$$s_{Le} = \frac{(s_L - s_{Ldes})}{|\max(s_L, s_{Ldes})|} \quad (\text{Eq. 5.17})$$

s_L é o valor do deslizamento longitudinal medido (negativo para frenagem) e s_{Ldes} é o valor desejado para o deslizamento (para frenagem, $s_{Ldes} = -0,20$).

Tabela 5.1 Tabela de regras para um controlador de deslizamento (Lee & Tomizuka, 1995)

		s_{Le}				
		NG	NP	ZE	PP	PG
\dot{s}_L	NG	PG	PG	PP	NP	NP
	NP	PG	PG	PP	NP	NP
	ZE	PG	PP	ZE	NP	NG
	PP	PP	PP	NP	NG	NG
	PG	PP	PP	NP	NG	NG

Vinte e cinco regras são derivadas através de julgamento de engenharia (Lee & Tomizuka, 1995), o que envolve conhecimento prévio do sistema, experimentação e experiência prática com lógica *fuzzy*. Por exemplo, se o erro do deslizamento é positivo (PG ou PP) e continua crescendo ($\dot{s}_L = PG$ ou PP) então o torque de entrada deve ser reduzido ($val = NG$ ou NP). Um resumo das regras utilizadas pode ser visto na tabela 5.1.

A resposta da lógica *fuzzy* é o valor utilizado como parâmetro para a variação do torque:

$$\Delta T_{Br}(i) = -k_1^4(i)I_{Br}(i) \quad (\text{Eq. 5.18})$$

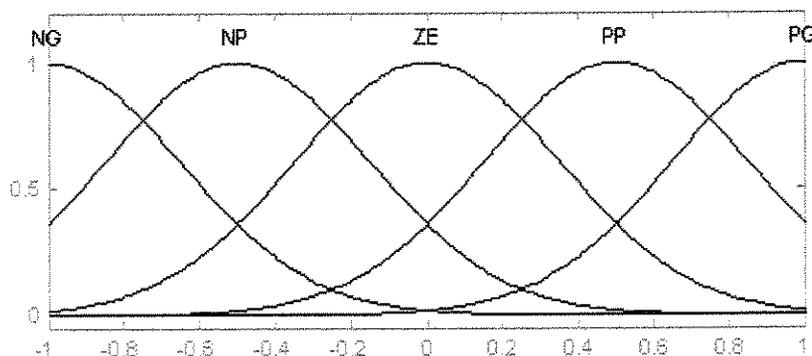


Figura 5.4 Função de pertinência de fuzzificação para o erro do deslizamento

No controle de frenagem, para valores de s_{Le} negativos, ou seja, o deslizamento medido, em módulo, é maior do que o desejado, a saída é um valor positivo, resultando em redução do torque de frenagem. Quando a entrada é um valor positivo, ou seja, o deslizamento real, em módulo, é

menor do que o deslizamento desejado, a saída é negativa. Isso resulta em um aumento do torque de frenagem.

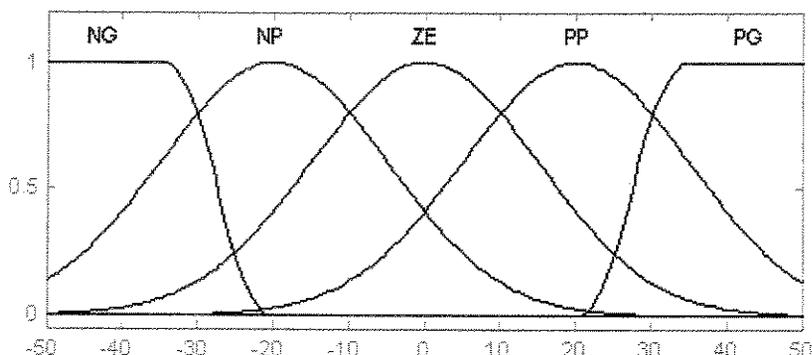


Figura 5.5 Função de pertinência de fuzzificação para a variação do deslizamento

Para o controle de tração, o valor do deslizamento desejado deve ser positivo. Nesse caso, quando o deslizamento medido for menor do que o desejado, o erro é negativo, o que resulta em uma saída positiva. Do mesmo modo que no segundo controle por regras, o torque motor deve ser aumentado. O gráfico das funções de pertinência para a entrada do erro do deslizamento pode ser visto na figura (5.4). A figura (5.5) mostra as funções de fuzzificação para a variação do deslizamento, e o gráfico das funções de defuzzificação podem ser vistos na figura (5.6).

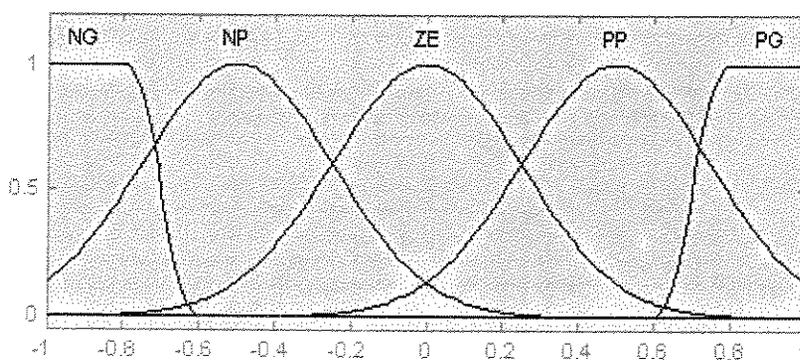


Figura 5.6 Função de defuzzificação para o controle de frenagem

Na figura (5.7) é mostrada a superfície de controle para a frenagem assistida através da lógica *fuzzy* descrita:

Como entradas no controle de aceleração com lógica *fuzzy* foram utilizadas também duas variáveis. A primeira é o erro no valor da desaceleração do veículo com o valor da desaceleração desejada, dada pela equação (5.19).

$$\dot{v}_{CGe} = \frac{(\dot{v}_{CG} - \dot{v}_{CGdes})}{|\max(\dot{v}_{CG}, \dot{v}_{CGdes})|} \quad (\text{Eq. 5.19})$$

O valor máximo para a desaceleração longitudinal do sistema é estimado durante os primeiros 0,1 s após o início da atuação dos freios. A segunda entrada para o estimador *fuzzy* é a diferença entre o deslizamento medido e o deslizamento máximo permitido, onde, como anteriormente, é utilizado um deslizamento de 20%. Para a frenagem, o valor dessa diferença é dado por:

$$Ds_L = 100 (s_L(i) + 0.2) \quad (\text{Eq. 5.20})$$

A diferença mostrada na equação 5.20 é utilizada em valor percentual para que a mesma função de pertinência da lógica anterior fosse aproveitada.

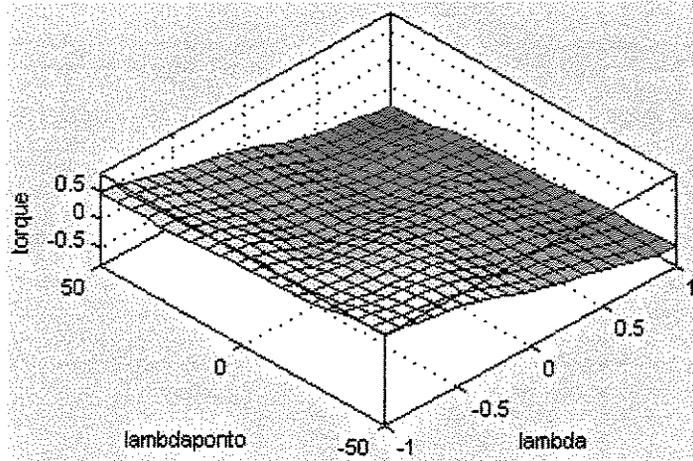


Figura 5.7 Superfície de controle para a frenagem assistida com lógica fuzzy

Novamente a resposta da lógica *fuzzy* é o valor utilizado como parâmetro para a variação do torque:

$$\Delta T_{Br}(i) = +k_1^5(i) T_{Br}(i) \quad (\text{Eq. 5.21})$$

Nesta lógica também foram utilizadas 25 regras. Por exemplo, se o erro da aceleração é grande (MG ou G) e o valor do deslizamento maior do que o máximo permitido ($Ds_L = NP$ ou NG) então o torque de entrada deve ser reduzido ($val = NG$ ou NP). Um resumo das regras pode ser visto na tabela 5.2.

Tabela 5.2 Tabela de regras para um controlador de aceleração

		Ds_L				
		NG	NP	ZE	PP	PG
\dot{v}_{CGe}	Z	NP	NP	ZE	ZE	PP
	MP	NG	NP	NP	PP	PG
	M	NG	NP	NP	PP	PG
	MG	NG	NP	NP	PP	PG
	G	NG	NG	NP	PP	PG

O gráfico das funções de pertinência para a entrada do erro da aceleração pode ser visto na figura (5.8). As funções de fuzzificação para a diferença entre os deslizamentos foram as mesmas utilizadas para a variação do deslizamento na lógica anterior, mostradas na figura 5.5, e o gráfico das funções de defuzzificação podem ser vistos na figura (5.9).

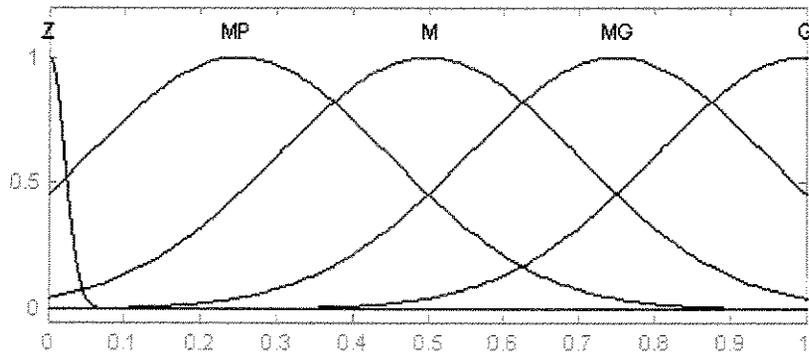


Figura 5.8 Função de pertinência de fuzzificação para o erro da aceleração

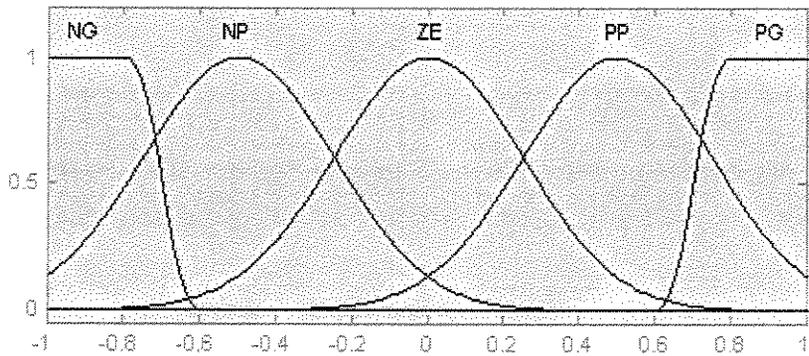


Figura 5.9 Função de defuzzificação para o segundo controle de frenagem com lógica fuzzy

Na figura (5.10) é mostrada a superfície de controle para a frenagem assistida através da lógica fuzzy descrita:

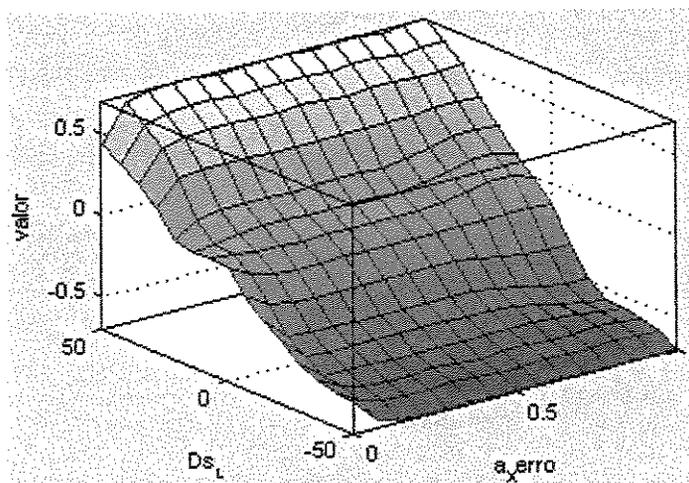


Figura 5.10 Segunda superfície de controle para a frenagem assistida com lógica *fuzzy*

5.2 Determinação das constantes de controle para a frenagem assistida

Diferentes valores para as constantes k foram utilizados para os diferentes controles desenvolvidos. Para cada valor das constantes e cada tipo de terreno, foram utilizados para comparação quantitativa o tempo entre o início da frenagem e a parada do veículo, no caso do asfalto seco e do asfalto úmido, e entre o início da frenagem e o ponto onde o veículo atinge uma velocidade de 10 m/s , para o caso de terreno com neve. Todos os valores das constantes utilizados, assim como os tempos resultantes em cada simulação, podem ser vistos na tabela 5.4.

Tabela 5.3 Parâmetros para as simulações de teste da frenagem assistida

Parâmetros	Situação 1	Situação 2	Situação 3
Velocidade Inicial	20 m/s		
Frenagem	Degrau de 8 MPa em $t = 0 s$		
Velocidade final	0 m/s	0 m/s	10 m/s
Terreno	asfalto seco	asfalto úmido	neve

Tabela 5.4 Resultados das simulações de teste de frenagem assistida

Situação	1	2	3
Sem controle	2,25	3,88	7,50
Controle 1 $k_1^1 = 0,1$	2,23	2,72	5,55
Controle 1 $k_1^1 = 0,50$	2,23	2,67	5,48
Controle 1 $k_1^1 = 1,00$	2,23	2,67	5,47
Controle 1 $k_1^1 = 5,00$	2,23	2,65	5,45
Controle 1 $k_1^1 = 10,00$	2,23	2,65	5,45
Controle 2 $k_1^2 = 0,10$ e $k_2^2 = 0,15$	2,23	2,66	5,46
Controle 2 $k_1^2 = 0,30$ e $k_2^2 = 0,35$	2,23	2,65	5,42
Controle 2 $k_1^2 = 0,50$ e $k_2^2 = 0,55$	2,23	2,65	5,43
Controle 2 $k_1^2 = 0,60$ e $k_2^2 = 0,70$	2,23	2,65	5,42
Controle 3 $k_1^3 = 0,05$ e $k_2^3 = 0,05$	2,29	2,64	5,52
Controle 3 $k_1^3 = 0,05$ e $k_2^3 = 0,10$	2,29	2,63	5,51
Controle 3 $k_1^3 = 0,08$ e $k_2^3 = 0,15$	2,27	2,66	5,44
Controle 3 $k_1^3 = 0,10$ e $k_2^3 = 0,20$	2,29	2,64	5,41
Controle 3 $k_1^3 = 0,20$ e $k_2^3 = 0,35$	2,36	2,71	5,38
Fuzzy com s_L	2,23	2,62	5,44
Fuzzy com a_X	2,29	2,60	5,44

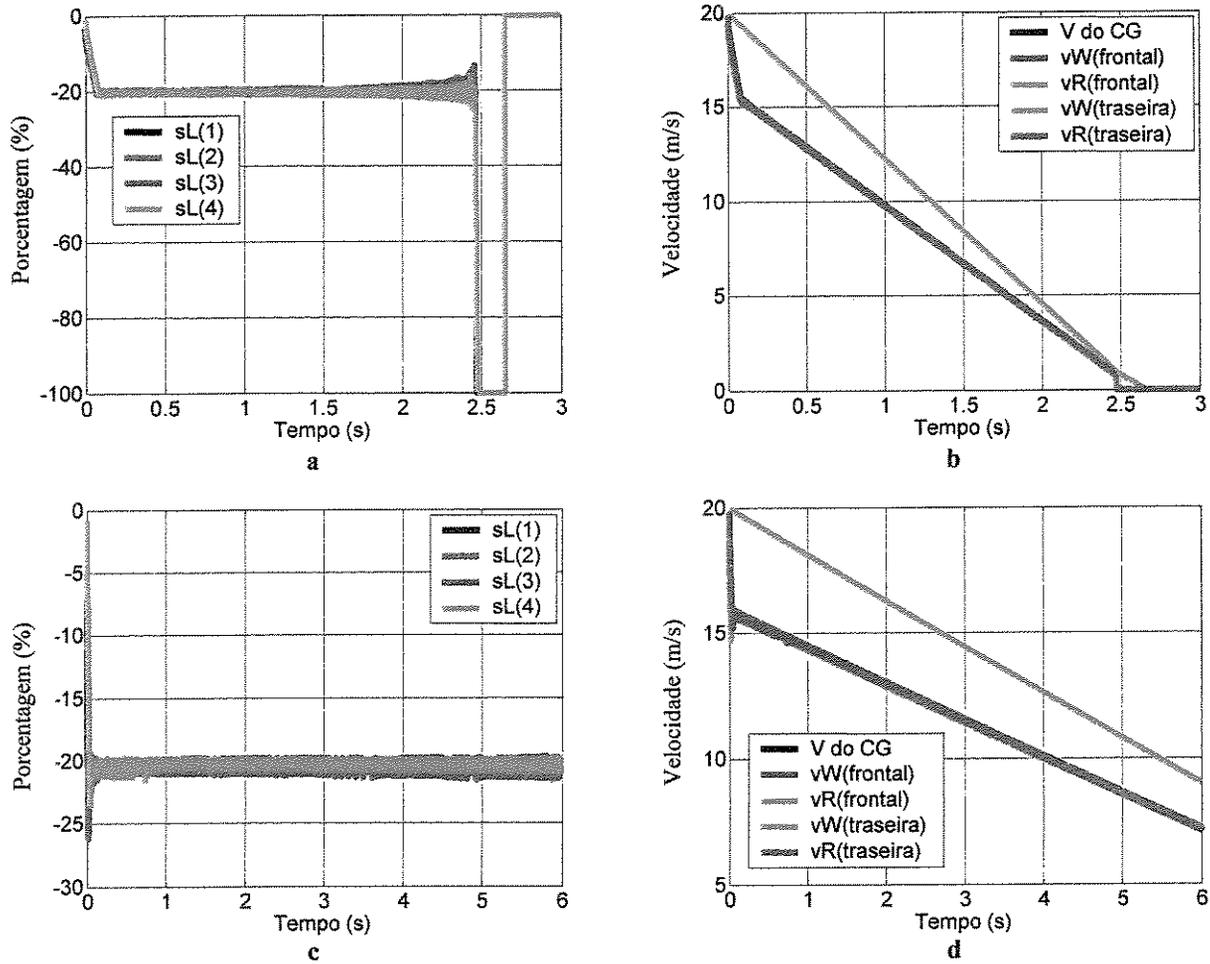


Figura 5.11 Controle de frenagem 1 com $k_1^1 = 5,00$. (a) Deslizamento longitudinal no asfalto úmido. (b) Velocidades no asfalto úmido. (c) Deslizamento longitudinal na neve. (d) Velocidades na neve.

Para a determinação dos melhores valores para as constantes de controle utilizadas na frenagem assistida, foram realizadas diversas simulações de teste, todas partindo de uma velocidade inicial de 20 m/s , com uma frenagem de 8 MPa , o que resulta em um torque de 1200 N.m nas rodas dianteiras e 640 N.m nas rodas traseiras. As simulações foram feitas para três diferentes tipos de terrenos: asfalto seco, asfalto úmido e neve. Os parâmetros das simulações estão resumidos na tabela 5.3.

Para o controle 1, os valores $k_1^1 = 5,00$ e $k_1^1 = 10,00$ apresentaram os mesmos resultados quantitativos.

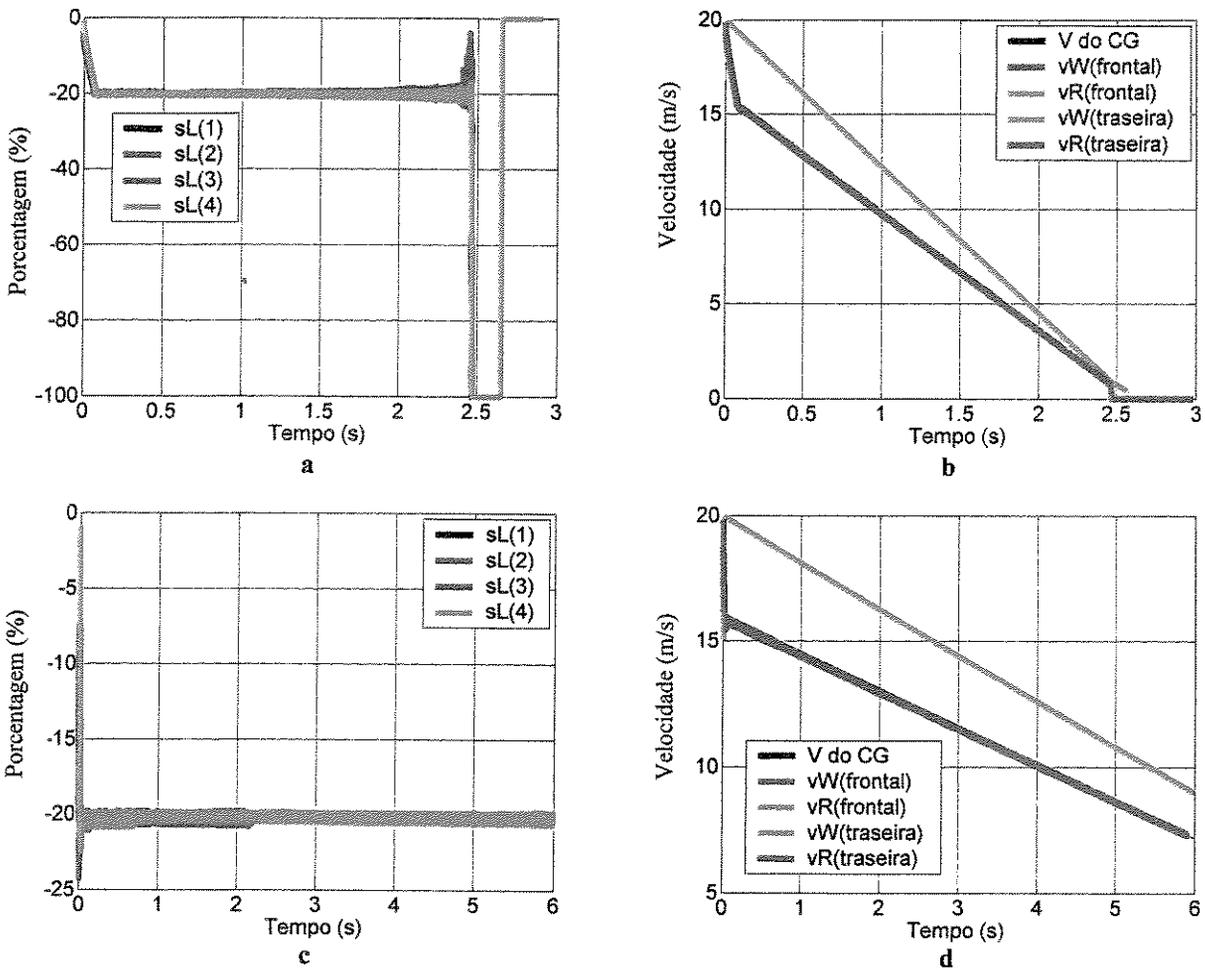


Figura 5.12 Controle de frenagem 1 com $k_1^1 = 10,00$. (a) Deslizamento longitudinal no asfalto úmido. (b) Velocidades no asfalto úmido. (c) Deslizamento longitudinal na neve. (d) Velocidades na neve.

Para uma análise qualitativa dos resultados obtidos, foram comparados os gráficos da figura 5.11 para $k_1^1 = 5,00$ e da figura 5.15 para $k_1^1 = 10,00$. A única diferença presente está na faixa de valores entre os quais o deslizamento longitudinal oscila. Na figura 5.11 o valor médio do deslizamento é o valor desejado de 20%, mas a diferença entre os valores máximo e mínimo é maior do que a apresentada na figura 5.12. Caso o valor do deslizamento desejado fosse o ideal para a superfície, $k_1^1 = 10,00$ seria o valor mais ideal. No caso de um valor de deslizamento padrão para todas as superfícies, como foi adotado nessa dissertação, a princípio é indiferente a utilização desses dois valores para a constante de controle. Portanto, o valor de $k_1^1 = 5,00$ será utilizado para as futuras simulações utilizando esse método.

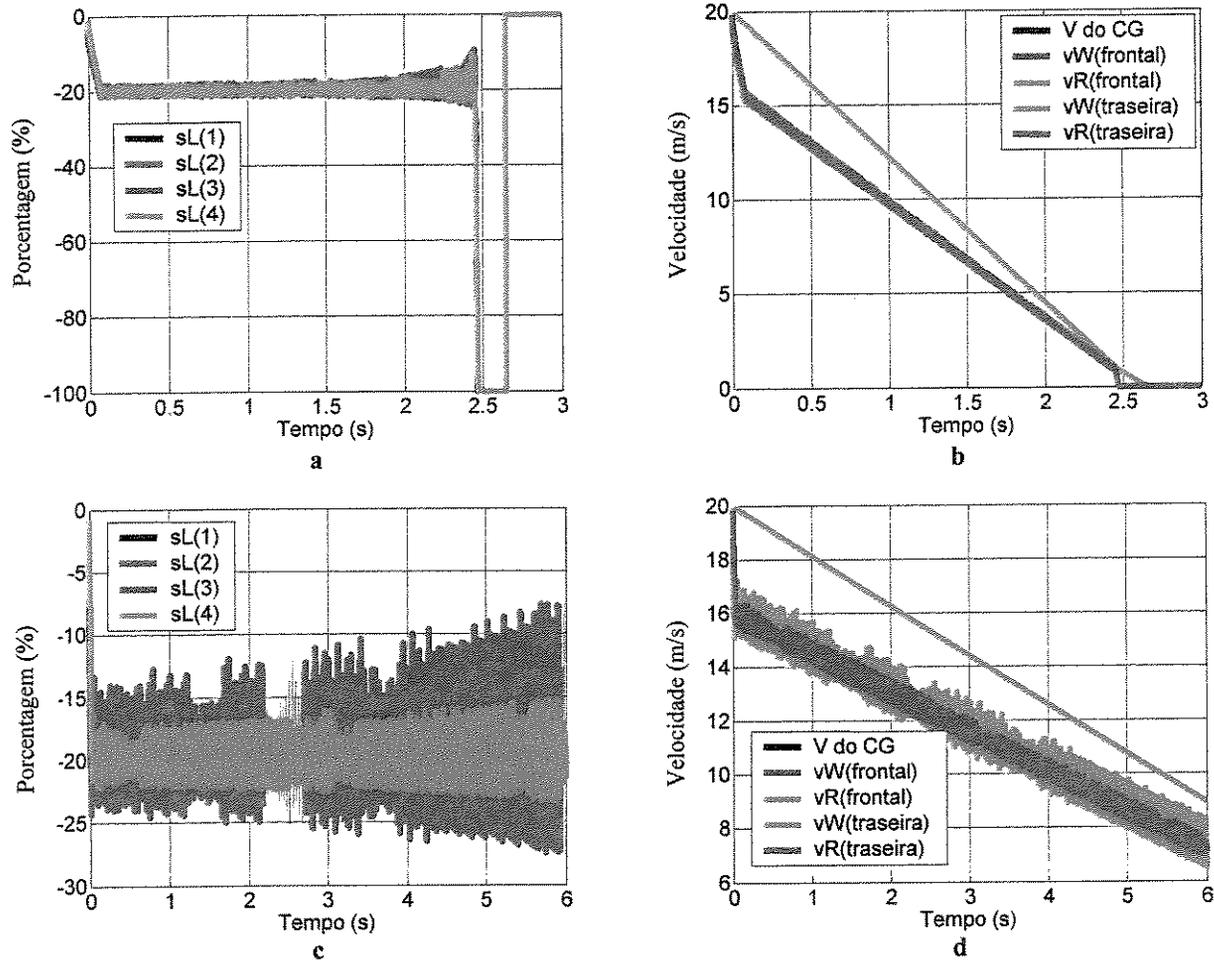


Figura 5.13 Controle de frenagem 2 com ($k_1^2 = 0,30$, $k_2^2 = 0,35$). (a) Deslizamento longitudinal no asfalto úmido. (b) Velocidades no asfalto úmido. (c) Deslizamento longitudinal na neve. (d) Velocidades na neve.

Nas figuras 5.11 (b) e 5.12 (b), ocorre um travamento das rodas dianteiras quando o valor da velocidade do veículo atinge 2 m/s . A ocorrência de um travamento das rodas a uma velocidade bastante baixa e bem abaixo das velocidades usuais de manobra de um veículo, é aceitável, tanto do ponto de vista de estabilidade como de segurança. Na lógica do programa, quando a velocidade do veículo atinge 2 m/s , é aplicado o torque máximo de frenagem. Essa velocidade é suficientemente baixa para garantir que quaisquer travamentos que venham a ocorrer sejam breves e não coloquem em risco a estabilidade do veículo.

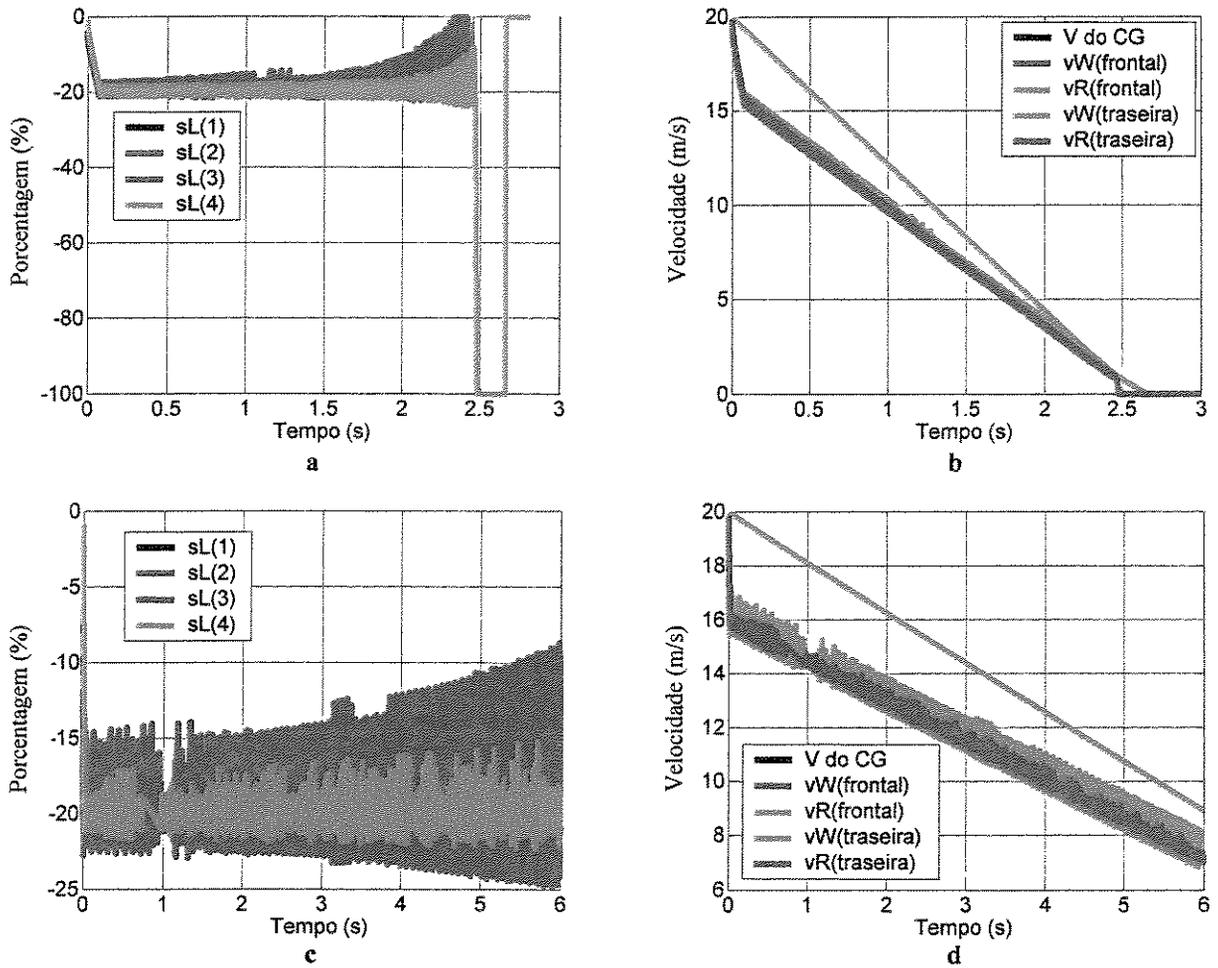


Figura 5.14 Controle de frenagem 2 com $(k_1^2 = 0,60, k_2^2 = 0,70)$. (a) Deslizamento longitudinal no asfalto úmido. (b) Velocidades no asfalto úmido. (c) Deslizamento longitudinal na neve. (d) Velocidades na neve.

Para o controle 2, os melhores valores das constantes foram os pares $(k_1^2 = 0,30, k_2^2 = 0,35)$ e $(k_1^2 = 0,60, k_2^2 = 0,70)$, ambos com uma diferença de aproximadamente +17% entre o primeiro e o segundo valor. A diferença nos tempos obtidos utilizando-se esses valores e os outros apresentados na tabela 5.4, porém, são de ordem bastante reduzida. Esse resultado indica que a segunda estratégia de controle é a mais robusta com relação a variações nos valores das constantes utilizadas.

Como pode ser visto na figura 5.13 e na figura 5.14, para o primeiro par de constantes, a diferença entre o deslizamento obtido e o desejado para uma superfície de asfalto úmido é menor do que a diferença obtida com o segundo par. Porém, na neve, ocorre o inverso, onde se pode ver

que o deslizamento para o primeiro par de constantes atinge valores menores do que -25%, e no caso do segundo par de constantes o valor mínimo não ultrapassa -25%.

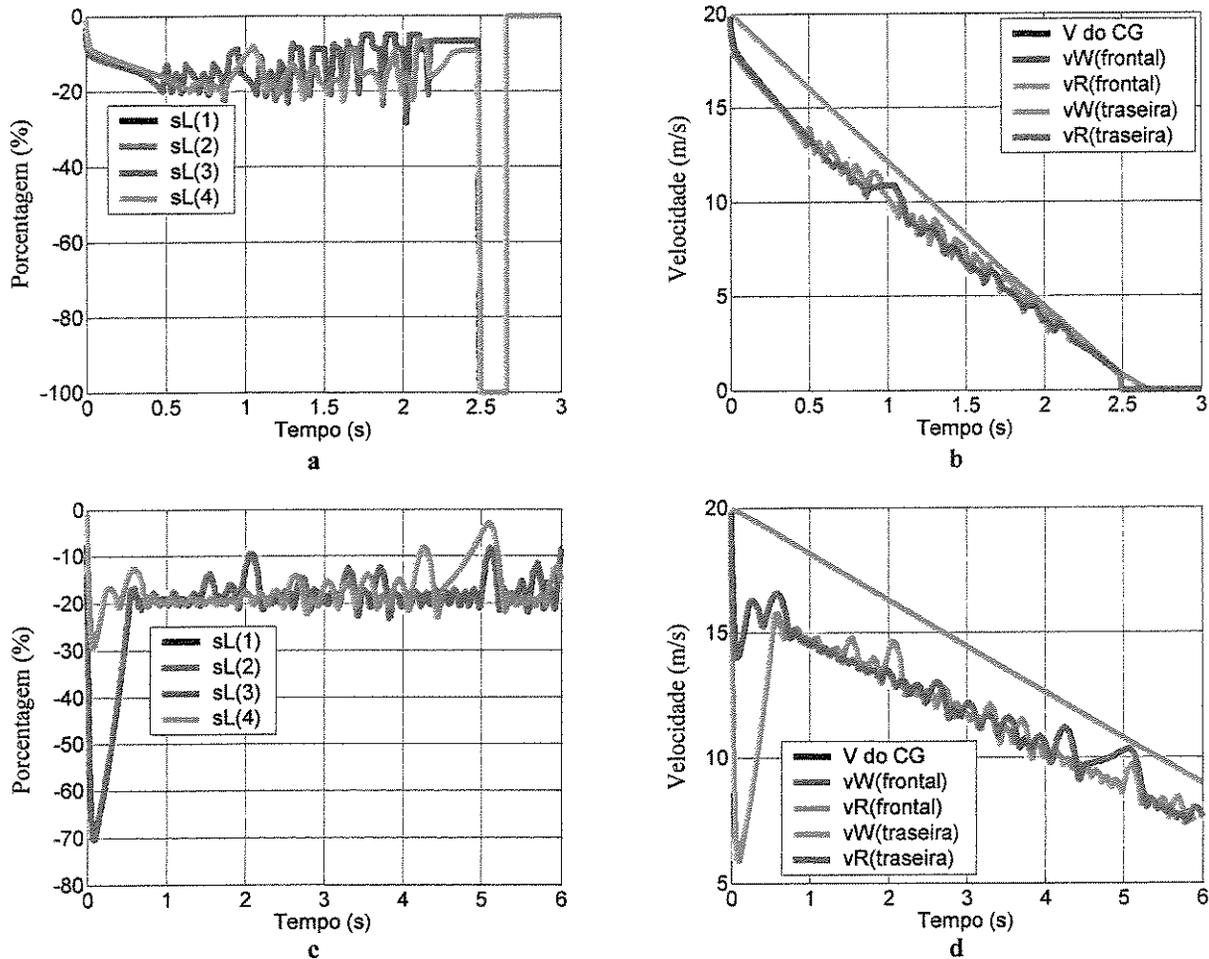


Figura 5.15 Controle de frenagem 3 com ($k_1^3 = 0,08$, $k_2^3 = 0,15$). (a) Deslizamento longitudinal no asfalto úmido. (b) Velocidades no asfalto úmido. (c) Deslizamento longitudinal na neve. (d) Velocidades na neve.

Como a diferença qualitativa entre os gráficos das figuras 5.13 e 5.14 para a neve é menor do que as diferenças para o asfalto úmido, e como o par de constantes ($k_1^2 = 0,30$, $k_2^2 = 0,35$) apresentou melhores valores para essa superfície, este par será utilizado nas futuras simulações envolvendo esse controle.

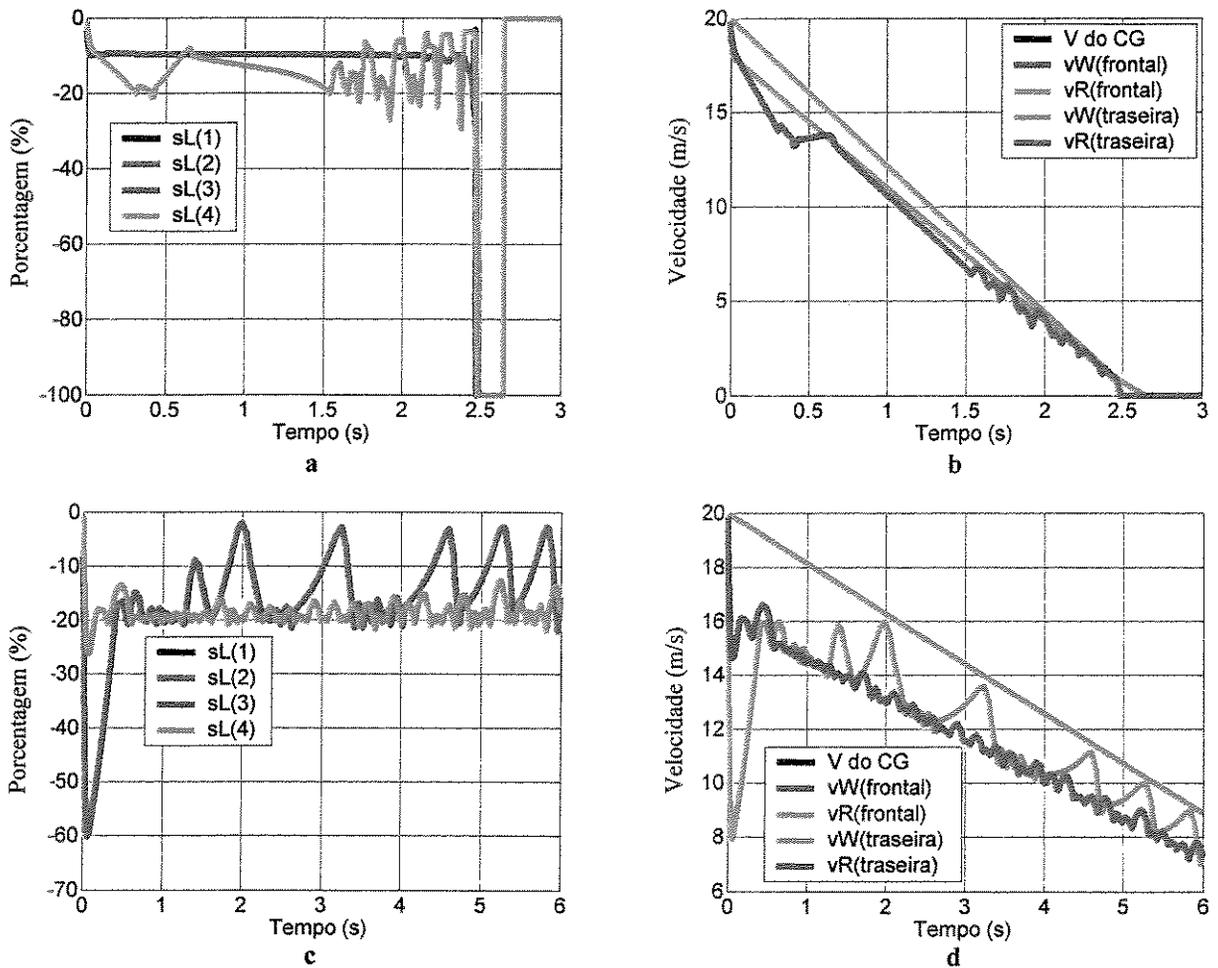


Figura 5.16 Controle de frenagem 3 com $(k_1^3 = 0,10, k_2^3 = 0,20)$. (a) Deslizamento longitudinal no asfalto úmido. (b) Velocidades no asfalto úmido. (c) Deslizamento longitudinal na neve. (d) Velocidades na neve.

O terceiro controle foi o que apresentou maior dificuldade na determinação das constantes de controle. Como nesse controle são utilizados valores limites de aceleração e desaceleração das rodas, primeiramente foi necessária a determinação desses valores limites, através de extensivas simulações visando a um maior e mais aprimorado conhecimento do sistema e do modelo. Após diversas simulações e onde vários valores diferentes para o conjunto e acelerações limites foram utilizados, foram obtidos os valores mais adequados para essas acelerações. Os valores utilizados para as acelerações e desacelerações foram: $a_1 = -20,0 \text{ rad/s}^2$, $a_2 = -50,0 \text{ rad/s}^2$, $a_3 = 0,0 \text{ rad/s}^2$ e $a_4 = 0,1 \text{ rad/s}^2$.

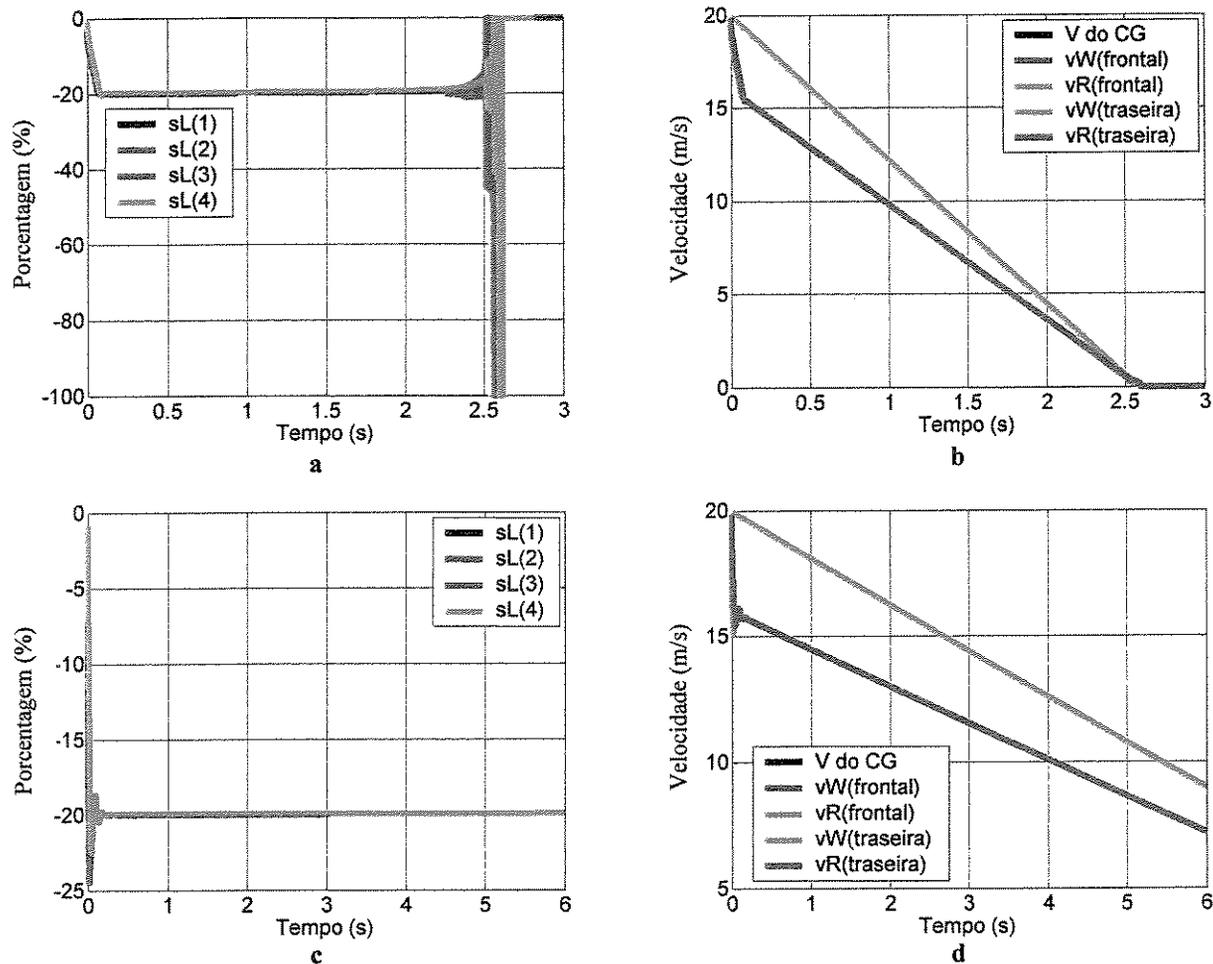


Figura 5.17 Controle de frenagem fuzzy com s_L . (a) Deslizamento longitudinal no asfalto úmido. (b) Velocidades no asfalto úmido. (c) Deslizamento longitudinal na neve. (d) Velocidades na neve.

Os pares de constantes que resultaram nos melhores valores foram ($k_1^3 = 0,08$, $k_2^3 = 0,15$) e ($k_1^3 = 0,10$, $k_2^3 = 0,20$). Com os valores utilizados para as acelerações, o sistema com o terceiro controle de frenagem apresentou valores maiores para o tempo de parada no asfalto seco do que aqueles obtidos com o sistema sem controle. Quando o valor de a_2 é diminuído para $-80,0 \text{ rad/s}^2$, os tempos obtidos com o terceiro controle para o asfalto seco ficam abaixo daqueles sem controle, porém os tempos nos outros tipos de terreno são bastante prejudicados. Como o controle precisa ser mais efetivo e atuante nos tipos de solo com menor coeficiente de adesão, e como a diferença nos tempos obtidos com controle para asfalto seco é pequena, o fato descrito não é um empecilho à utilização da terceira estratégia de controle. Além disso, esse controle é o mais simples por necessitar somente dos valores das rotações das rodas em cada instante de tempo, ao contrário dos outros, que necessitam dos valores estimados dos deslizamentos.

O segundo par de constantes resultou em melhores valores para neve e asfalto úmido, e o primeiro par em melhores valores para o asfalto seco. Analisando-se as figuras 5.15 (primeiro par) e 5.16 (segundo par), percebe-se que o segundo par atua mais rapidamente no sistema. Esse fato explica os melhores valores para neve e asfalto úmido e o pior valor para asfalto seco. Esse é o par escolhido para o terceiro controle, por atuar mais rapidamente e ser mais eficiente nas situações onde a frenagem assistida é mais requisitada.

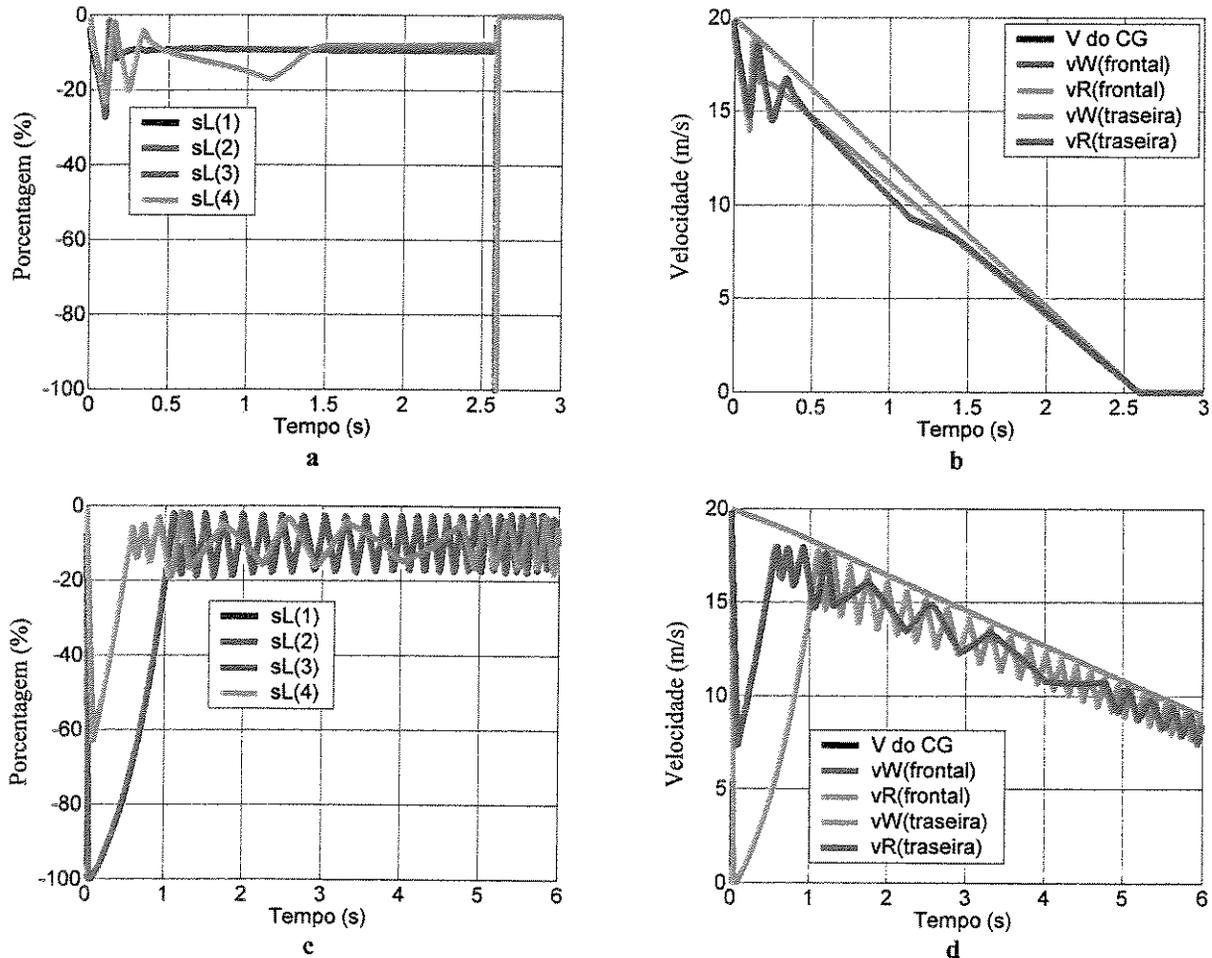


Figura 5.18 Controle de frenagem *fuzzy* com α_x . (a) Deslizamento longitudinal no asfalto úmido. (b) Velocidades no asfalto úmido. (c) Deslizamento longitudinal na neve. (d) Velocidades na neve.

Nos controladores utilizando lógica *fuzzy*, os valores das constantes de controle são dados pelo estimador *fuzzy*. No caso desses controles, a dificuldade está no acerto das funções de pertinência, na determinação das variáveis de entrada e na escolha das regras mais adequadas. Como o primeiro controlador foi baseado nos trabalhos de (Lee & Tomizuka, 1995), a sua regulagem e adequação à lógica desenvolvida foram bastante simplificados. No caso do segundo

controlador, a obtenção das regras mais adequadas para o controle foi feita da mesma maneira que a obtenção das constantes de controle, e o conjunto de regras que se apresentou mais adequado foi o escolhido.

O controle com lógica *fuzzy* visando a um valor específico de s_L pode ser visto na figura 5.17. Esse controle se mostrou bastante eficiente e de resposta muito rápida. Em poucas interações o valor do deslizamento longitudinal atinge o valor especificado de 20%, e permanece nesse valor até o final do movimento. Esse comportamento sugere que, caso fosse utilizado um controle adaptativo, que buscasse o deslizamento mais ideal para a superfície, o controle *fuzzy* com s_L seria o mais eficiente de todos. Com deslizamento objetivo de 20%, esse controle se comportou muito bem para os terrenos de asfalto úmido e com neve.

Na figura 5.18 está o resultado da simulação quando utilizado o controle *fuzzy* que procura manter o valor da desaceleração no máximo. Para a pista de asfalto úmido, esse foi o controle que se mostrou mais eficiente. No terreno com neve esse controle não manteve o valor do deslizamento constante, mas mesmo assim o resultado obtido ficou entre os melhores de todas as simulações.

5.3 Controle de frenagem em superfícies com diferentes coeficientes de atrito

Um sistema de frenagem assistida, além de prevenir o travamento das rodas durante frenagens em superfícies com baixo coeficiente de atrito, deve manter o veículo estável durante frenagens em superfícies com diferença entre os coeficientes de adesão nos lados do veículo. Um exemplo dessa situação é quando o veículo freia com as rodas de um lado na pista de asfalto seco enquanto os pneus do outro lado estão em uma poça (asfalto úmido) ou no acostamento com grama ou areia. Em uma situação como essas, o veículo perde estabilidade pois as forças geradas do lado com maior coeficiente de adesão são maiores. Essa diferença nas forças faz com que o veículo gire ao redor do eixo Z. A figura 5.19 mostra uma dessas situações sem a presença do sistema de controle.

Nessa simulação, as rodas da esquerda encontravam-se em uma superfície com maior coeficiente de adesão do que as rodas da direita. Como era de se esperar, o veículo executou um movimento ao redor do eixo Z, enquanto ainda se deslocando praticamente no mesmo sentido.

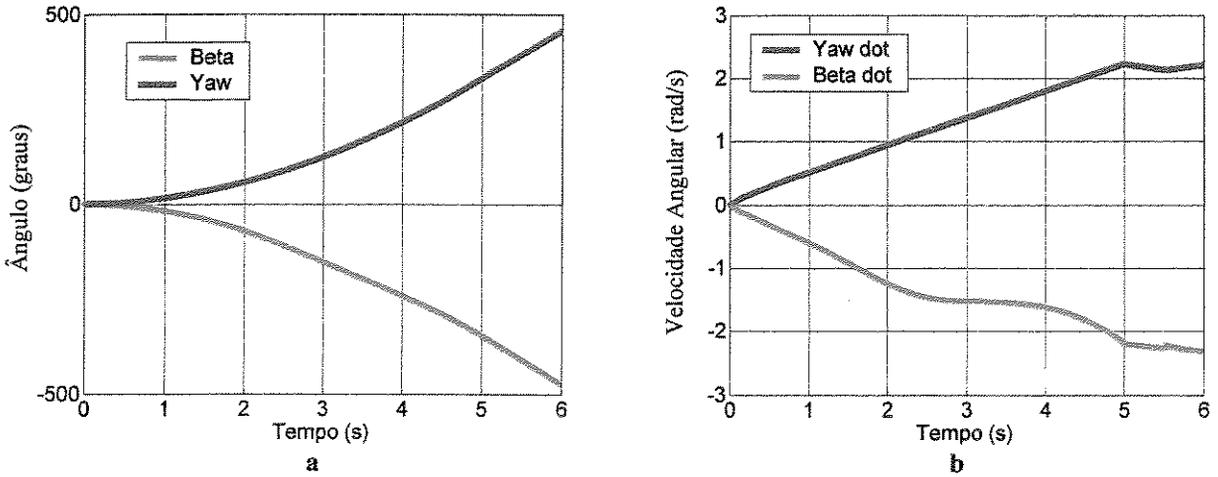


Figura 5.19 Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , sem controle. (a) Ângulo beta e de *yaw*. (b) Velocidade angular ($\dot{\beta}$ e *yaw rate* - $\dot{\psi}$).

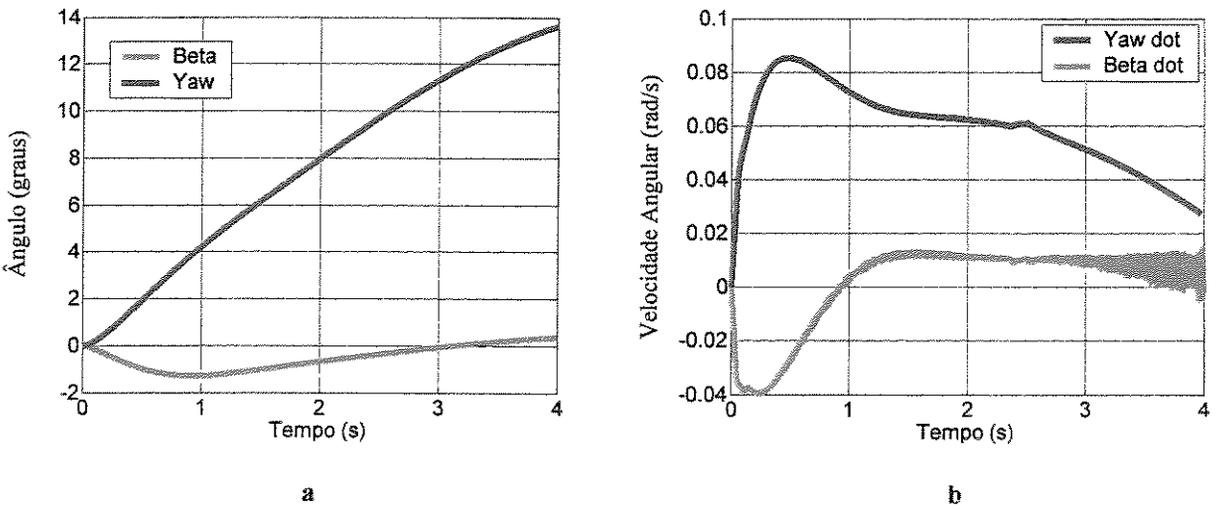


Figura 5.20 Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle 1. (a) Ângulo beta e de *yaw*. (b) Velocidade angular ($\dot{\beta}$ e *yaw rate* - $\dot{\psi}$).

Neste desenvolvimento foi utilizada a mesma estratégia para manter a dirigibilidade veicular que foi utilizada para o controle de *yaw*, que é restringir o ângulo de *sideslip* β e a *yaw rate* $\dot{\psi}$ de modo a estarem contidas em limites superior e inferior. Também foi incluído nessa limitação o valor de $\dot{\beta}$.

Para os controles baseados em regras, uma lógica de redução do aumento do momento de *yaw* parecida com aquela descrita em (Bosch, 1995) foi desenvolvida. No início da frenagem, os valores dos torques de frenagem aplicados nas rodas em um mesmo eixo são o mínimo entre os

valores calculados após a atuação do controlador de frenagem assistida. Após o ciclo inicial, o torque de frenagem na roda frontal que ainda não tenha atingido um valor limite de deslizamento é lentamente aumentado. Para as rodas traseiras, é utilizado sempre o mesmo valor do torque em ambos os lados do eixo, como é o mais usual nos sistemas de controle de frenagem assistida atuais.

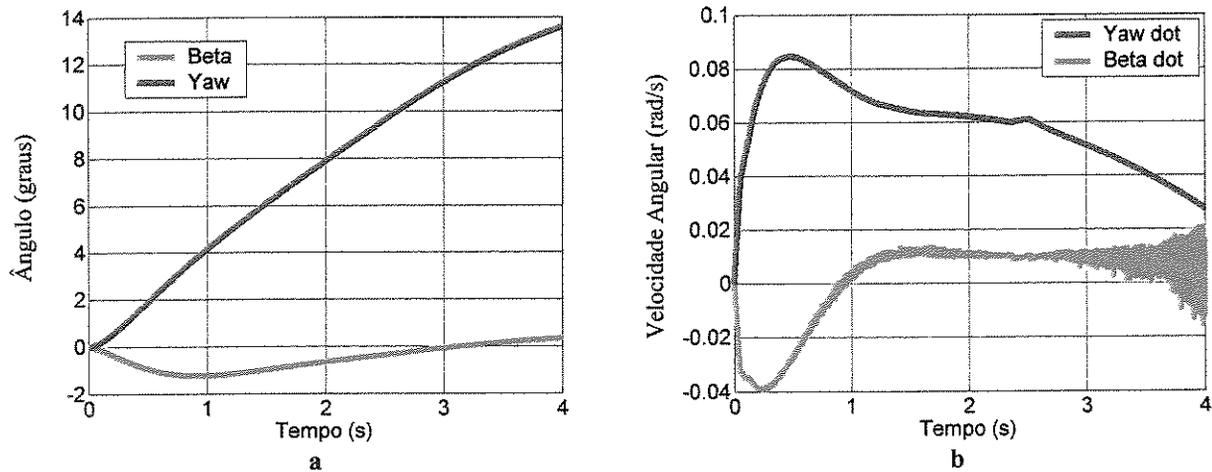


Figura 5.21 Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle 2. (a) Ângulo beta e de yaw. (b) Velocidade angular ($\dot{\beta}$ e yaw rate - $\dot{\psi}$).

Quando o torque de frenagem na roda com o menor deslizamento atinge um valor limite, inicia-se o controle de frenagem da roda em questão, sempre mantendo-se o torque aplicado nas rodas traseiras igual. Para o controle com a lógica *fuzzy*, foram feitas simulações com e sem essa lógica adicional.

Foram feitas simulações para todas as estratégias de controle propostas. Para o controle 1, utilizando-se a lógica adicional de redução da yaw rate, foram obtidos os gráficos mostrados na figura 5.20. Pode-se ver na figura que os valores controlados foram bastante reduzidos, de modo que o veículo permaneceu estável e facilmente controlável pelo motorista.

A resposta do controle 2 na simulação com superfícies de diferentes atritos e com redução de yaw é mostrada na figura 5.21. Nota-se que a resposta é bastante parecida com aquela obtida para o controle 1.

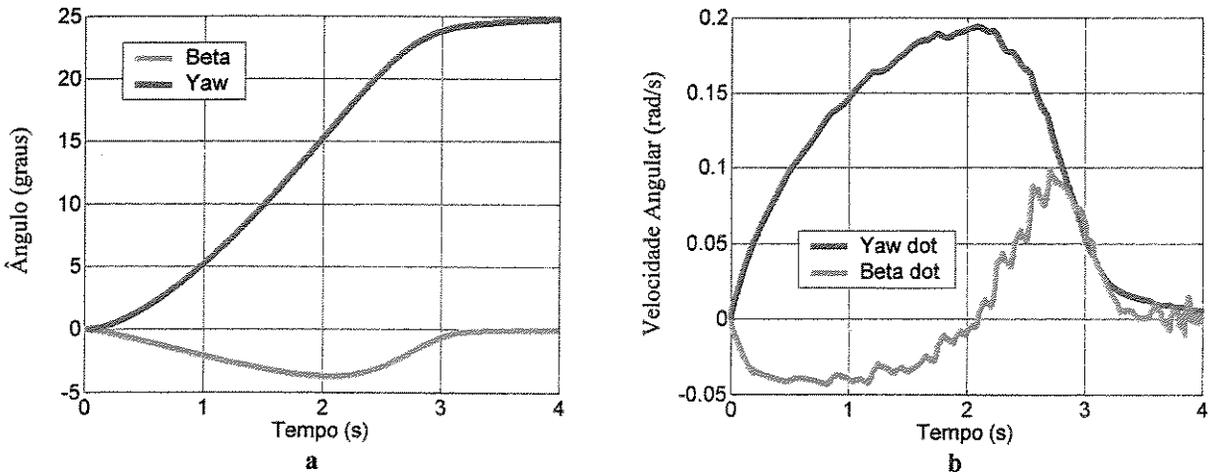


Figura 5.22 Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle 3. (a) Ângulo beta e de *yaw*. (b) Velocidade angular ($\dot{\beta}$ e *yaw rate* - $\dot{\psi}$).

O terceiro controle baseado em regras (figura 5.22) apresentou uma resposta diferente, para a mesma lógica de redução de *yaw*, do que aquela apresentada pelos dois primeiros. Tanto o comportamento das curvas como os valores máximos para as três variáveis em questão foram outros. Porém, mesmo para a *yaw rate*, que atinge valores próximos à 0.2 rad/2 , esse controle se mostrou satisfatório quando o freio é acionado em um situação de diferentes coeficientes de atrito.

Os controles que utilizam lógica *fuzzy*, por permitirem um melhor controle individual das rodas, foram testados com e sem a lógica adicional. Para o primeiro controle *fuzzy* sem a lógica adicional, pode-se ver na resposta um comportamento parecido com o obtido no terceiro controle por regras, como mostrado na figura 5.23. O resultado obtido para esse mesmo controle com a lógica adicional é mostrado na figura 5.24.

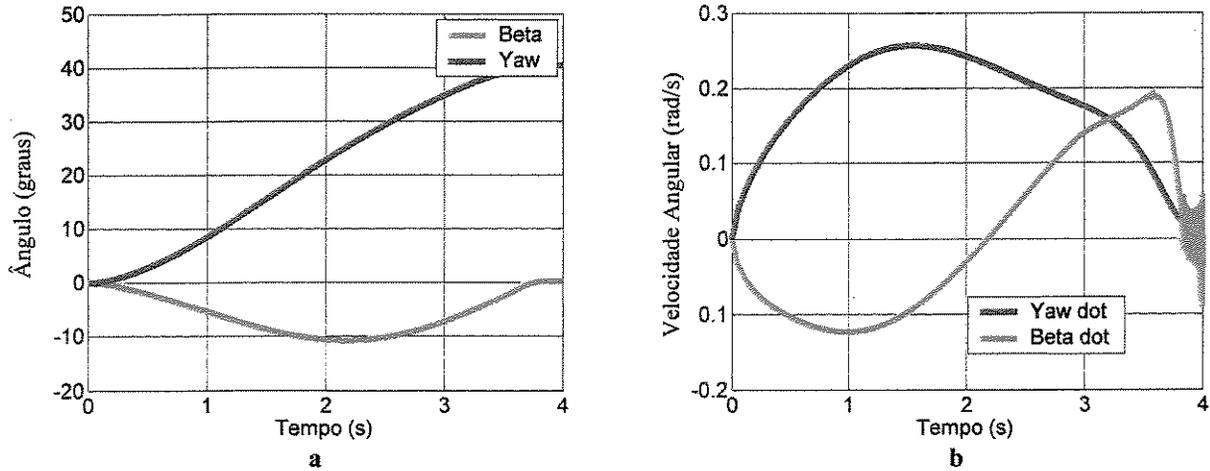


Figura 5.23 Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle *fuzzy* 1 sem lógica adicional. (a) Ângulo beta e de yaw. (b) Velocidade angular ($\dot{\beta}$ e yaw rate - $\dot{\psi}$).

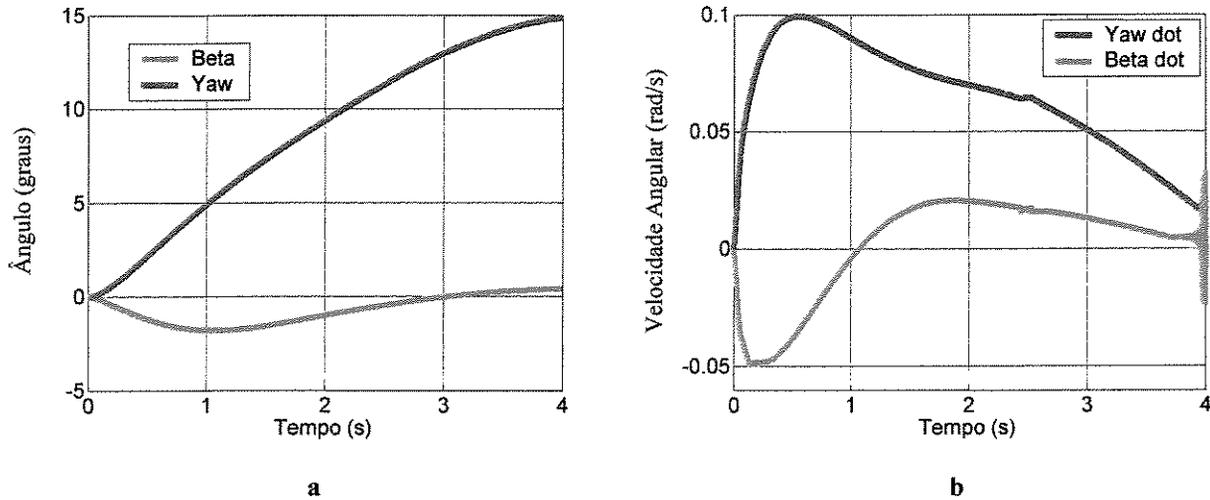


Figura 5.24 Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle *fuzzy* 1 com lógica adicional. (a) Ângulo beta e de yaw. (b) Velocidade angular ($\dot{\beta}$ e yaw rate - $\dot{\psi}$).

O mesmo comportamento das curvas encontrado para o primeiro controle com lógica *fuzzy* pode ser visto no segundo controle com lógica *fuzzy*. Nesse caso porém, os valores obtidos para a situação sem a lógica adicional são um pouco menores do que os obtidos nas mesmas condições com o primeiro controle. A figura 5.25 mostra a resposta para o segundo controle com lógica *fuzzy* sem a lógica adicional de redução de yaw e a figura 5.26 mostra a resposta para o mesmo controle com a lógica adicional de redução de yaw.

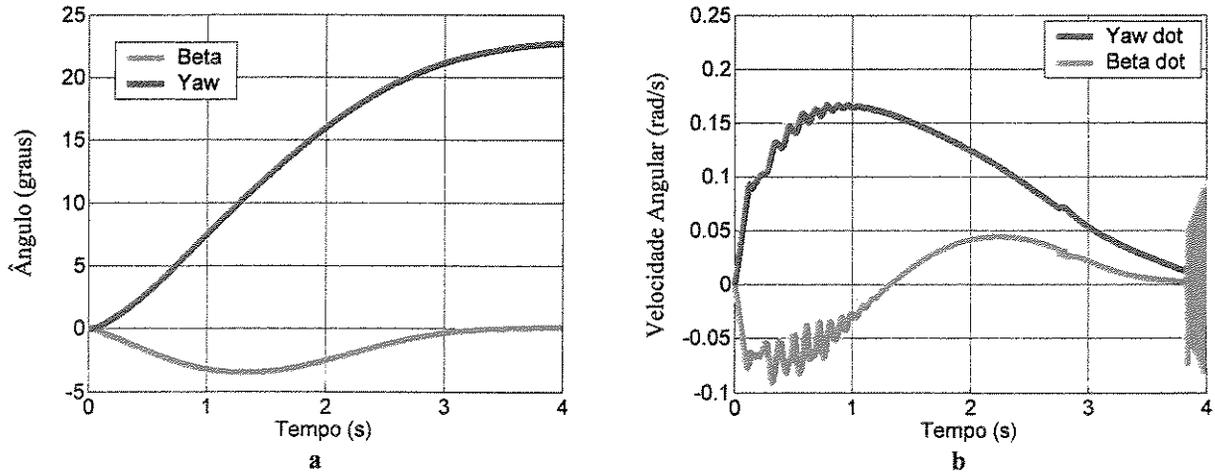


Figura 5.25 Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle *fuzzy 2* sem lógica adicional. (a) Ângulo beta e de *yaw*. (b) Velocidade angular ($\dot{\beta}$ e *yaw rate* - $\dot{\psi}$).

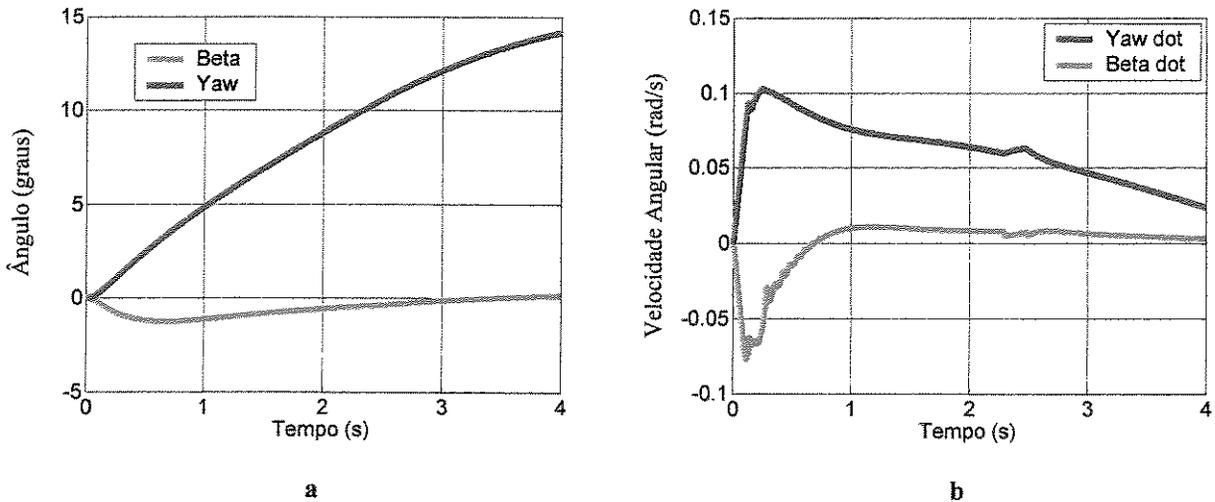


Figura 5.26 Frenagem em superfície com diferentes valores de μ , controle *fuzzy 2* com lógica adicional. (a) Ângulo beta e de *yaw*. (b) Velocidade angular ($\dot{\beta}$ e *yaw rate* - $\dot{\psi}$).

Com a lógica adicional, as curvas obtidas durante a simulação para o ângulo beta, o ângulo de *yaw*, e a variação desses, se aproximam mais daquelas curvas obtidas para as estratégias de controle 1 e 2.

5.4 Controle da dinâmica de *Yaw*

Momento de *yaw* desejado pode ser gerado pela aplicação de torque de frenagem nas rodas. Porém nem todas as rodas são igualmente efetivas em gerar o momento de *yaw*. Torque de frenagem aplicado em uma determinada roda pode ser mais efetivo que nas outras para gerar o

momento requerido. E a efetividade de uma roda em gerar esse momento muda dependendo de suas condições de operação.

Uma maior correção de sobre-esterçamento pode ser obtida através da aplicação de um torque de frenagem na roda dianteira externa. Similarmente, uma correção de sub-esterçamento significativa é obtida pela aplicação de torque de frenagem na roda interna traseira, independente da taxa de deslizamento. (Park & Ahn, 1999). Apenas a frenagem da roda traseira interna, no entanto, tem pouco efeito em suprimir o sub-esterçamento. Assumindo um veículo com tração dianteira, o efeito desejado pode ser atingido através da aplicação de pressão somente às rodas da frente, através de um controle de tração (Horiuchi, 1998).

De modo que o sistema de controle alcance um comportamento veicular consistente não importando quais sejam as condições de direção, é desejável que seja aplicado o torque de frenagem na roda mais efetiva. Outra vantagem de se aplicar o torque de frenagem em somente uma roda é que essa estratégia desacelera o veículo menos do que se o torque de frenagem fosse aplicado em duas ou mais rodas, com a mesma quantidade de momento de yaw aplicada.

A estratégia apresentada em (Nielsen & Kiencke, 2001) e (Tondel & Johansen, 2003) para manter a dirigibilidade veicular é restringir o ângulo de *sideslip* β e a *yaw rate* $\dot{\psi}$ de modo a estarem contidas em limites superior e inferior. Além dessa estratégia proposta, é importante atentar-se para $\dot{\beta}$, pois altos valores dessa variação podem também levar a uma certa instabilidade do veículo.

A aceleração lateral a_y é limitada pelo coeficiente de adesão μ_S . Teoricamente, um veículo pode curvar com uma aceleração lateral de 9.81 vezes o coeficiente máximo de adesão lateral, isto é para $\mu_S = 1$, a aceleração lateral do veículo poderia ser 9.81 m/s^2 , se o ângulo de *sideslip* do corpo do veículo fosse zero. Para ângulos de *sideslip* do corpo do veículo maiores que zero, uma aceleração máxima de 8 m/s^2 é adotada (Kiencke & Nielsen, 2000). Para coeficientes de adesão abaixo de 1, a aceleração lateral máxima é dada por:

$$a_{y_{max}} = \mu_S \cdot 8 \text{ m/s}^2 \quad (\text{Eq. 5.22})$$

O ângulo de *sideslip* do corpo do veículo β também é limitado. A variável predominante que afeta isto é a velocidade do veículo v_{CG} :

$$\beta_{max} = 10^\circ - 7^\circ \frac{v_{CG}^2}{(40 \text{ m/s})^2} \quad (\text{Eq. 5.23})$$

O ângulo de *sideslip* do corpo do veículo de referência é assim dado por:

$$\beta_{ref} = \begin{cases} \beta & , \quad |\beta| \leq |\beta_{max}| \\ \pm \beta_{max} & , \quad \text{demais casos} \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.24})$$

Quando o ângulo de *sideslip* do corpo do veículo estiver abaixo de seu limite máximo, $(\beta_{ref} - \beta) = \Delta x_2 = 0$.

No caso de sobre-esterçamento, a *yaw rate* $\dot{\psi}$ deve também ser limitada por meio do controle dinâmico de *yaw*. De acordo com a equação 4.47:

$$\dot{\psi} \approx \frac{1}{v_{CG} \cos \beta} \left(\underbrace{\frac{F_{YFL} + F_{YFR} + F_{YRL} + F_{YRR}}{m_{CG}}}_{a_y} - \dot{v}_{CG} \sin \beta \right) - \dot{\beta} \quad (\text{Eq. 5.25})$$

$$\dot{\psi}_{max} = \frac{1}{v_{CG} \cos \beta} (a_{y_{max}} - \dot{v}_{CG} \sin \beta_{ref}) - \dot{\beta} \quad (\text{Eq. 5.26})$$

No desenvolvimento da equação 5.26, Kiencke & Nielsen (2000) consideram $\dot{\beta}$ nulo. Conforme averiguado nas simulações apresentadas, essa afirmação não é totalmente correta. Deste modo, nesta dissertação será também utilizado o valor de $\dot{\beta}$ para o cálculo da *yaw rate* máxima. A *yaw rate* de referência no caso de sobre-esterçamento é então,

$$\dot{\psi}_{ref} = \begin{cases} \dot{\psi} & , \quad |\dot{\psi}| \leq |\dot{\psi}_{max}| \\ \pm \dot{\psi}_{max} & , \quad \text{demais casos} \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.27})$$

Quando a *yaw rate* está abaixo de seu limite máximo, a diferença $(\dot{\psi}_{ref} - \dot{\psi}) = \Delta x_3 = 0$.

No caso de sub-esterçamento, o ângulo de *sideslip* do corpo do veículo β e a *yaw rate* $\dot{\psi}$ estão bem abaixo de seus valores máximos permissíveis. O motorista tenta manter o veículo no curso desejado aumentando o ângulo de esterçamento. Se o ângulo de *sideslip* do pneu α e conseqüentemente o deslizamento lateral da roda s_s se tornarem demasiadamente grandes, o coeficiente de adesão lateral excede o máximo. O veículo sairia então do curso planejado. De modo a impedir tais situações, o corpo do veículo deve girar na curva com uma *yaw rate* maior do que a real.

Os ângulos de *sideslip* dos pneus traseiros α_R serão usados como uma referência para determinar quando o ângulo de *sideslip* dos pneus dianteiros α_F atingem um valor crítico. Uma

relação crítica de $\left| \frac{\alpha_F}{\alpha_R} \right| = 1.5$ é sugerida por Kiencke & Nielsen (2000) e será adotada aqui.

A *yaw rate* de referência no caso de sub-esterçamento é:

$$\dot{\psi}_{ref} = \begin{cases} \pm \dot{\psi}_{max}, & \left| \frac{\alpha_F}{\alpha_R} \right| \geq 1.5 \\ \dot{\psi}, & \text{demais casos} \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.28})$$

Em situações de dirigibilidade não críticas, a diferença entre os valores de referência e os valores reais é zero:

$$\begin{aligned} \Delta x_1 &= (v_{CGref} - v_{CG}) = 0 \\ \Delta x_2 &= (\beta_{ref} - \beta) = 0 \\ \Delta x_3 &= (\dot{\psi}_{ref} - \dot{\psi}) = 0 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 5.29})$$

Nestes casos a entrada do controle é igual a zero. Somente para $|\beta| > |\beta_{max}|$, $|\dot{\psi}| > |\dot{\psi}_{max}|$ ou $\left| \frac{\alpha_F}{\alpha_R} \right| = 1.5$, situações em que as diferenças das Eq. 5.29 não são nulas, o controle torna-se ativo.

Nessa dissertação foram desenvolvidos três controles para o momento de *yaw*. O primeiro é baseado em regras. Como apresentado nas equações acima, valores de referência para a *yaw rate* e o ângulo de *sideslip* do corpo do veículo podem ser calculados. Caso o valor da *yaw rate* real

seja maior do que o valor máximo, o veículo apresenta um comportamento de sobre-esterçamento. Sendo a *yaw rate* menor do que a máxima possível, porém tendo o ângulo de *sideslip* dos pneus dianteiros α_F atingido seu valor crítico, o veículo encontra-se sub-esterçado. Em ambos os casos, o controle deve atuar para corrigir a trajetória do veículo.

No caso do sobre-esterçamento, a roda dianteira externa recebe um torque de frenagem, enquanto as outras rodas são deixadas livres para rodar. Quando o veículo se encontra em uma situação de sub-esterçamento, o torque de frenagem é aplicado na roda interna traseira.

Para o cálculo do valor do torque a ser aplicado, são considerados os erros da *yaw rate* e do valor de β , dados por:

$$\begin{aligned}\dot{\psi}_e &= \dot{\psi} - \dot{\psi}_{ref} \\ \beta_e &= \beta - \beta_{ref}\end{aligned}\tag{Eq. 5.30}$$

Com as definições acima, o valor da variação do torque a ser aplicada nas rodas é de:

$$\Delta T_{Br}(i) = k_1 |\beta_e| + k_2 |\dot{\psi}_e|\tag{Eq. 5.31}$$

Os valores das constantes são determinados através das simulações, sendo escolhidos os valores que resultam em um controle mais eficaz e confiável.

Um segundo controle da *yaw rate* testado foi um controle por alocação de pólos, conforme descrito em Kiencke & Nielsen (2000) e Ogata (1998). Vários valores e configurações diferentes para a matriz de pólos foram usados. Esse controle se mostrou inadequado para os objetivos dessa dissertação, visto que a posição mais ideal dos pólos de um sistema depende fortemente das características desse sistema. No caso de um sistema automotivo, a variação e as incertezas inerentes ao sistema são muitas. Esse fato exige que, para cada configuração do sistema, um pólo diferente seja utilizado. Como uma lógica para a determinação da matriz de pólos tornaria esse controle muito dependente das características do sistema e aumentaria a sua complexidade, essa estratégia não foi utilizada.

O terceiro controle da *yaw rate* desenvolvido nessa dissertação utiliza uma estratégia de controle com lógica *fuzzy* baseada naquela apresentada por (Buckholtz, 2002). Definindo um erro relativo da *yaw rate* e como:

$$e = \frac{|\dot{\psi}| - |\dot{\psi}_{des}|}{\max(|\dot{\psi}|, |\dot{\psi}_{des}|)} \quad (\text{Eq. 5.32})$$

E utilizando $\dot{\psi}_{des}$ como o valor de referência para a *yaw rate*. Se $e > 0$, então o veículo está em uma situação de sobre-esterçamento e a *yaw rate* deve ser reduzida. Se $e < 0$ então o veículo está com sub-esterçamento e a *yaw rate* precisa ser aumentada.

Para corrigir a *yaw rate*, o controlador determina e designa um determinado deslizamento para cada roda do veículo. Cada um desses deslizamentos deve ser tratado como um deslizamento de entrada de referência. No controlador implementado, o erro relativo, definido na equação (5.32) será utilizado como variável de entrada.

Existem 4 conjuntos de funções de pertinência, referentes às quatro rodas do veículo, que resultam no valor do deslizamento. Essas funções são as mesmas. A diferença de roda para roda está nos elementos de cada tabela de regras. Essa lógica é responsável por designar o valor correto do deslizamento interno ou externo para cada roda dianteira e traseira.

Tabela 5.5 Designação do momento de *yaw* gerado por cada roda freada (Buckholtz, 2002)

Força no pneu	Interna dianteira	Externa dianteira	Interna traseira	Externa traseira
Aumenta F_x	Pró curva	Contra curva	Pró curva	Contra curva
Diminui F_y	Contra curva	Contra curva	Pró curva	Pró curva

Pode-se pensar no objetivo do controle como tentar gerar um momento corretivo através da designação do deslizamento correto para cada roda. Se o veículo está sobre-esterçado, então é desejado gerar um momento na direção oposta (contra) à curva e se o veículo está sub-esterçado então deseja-se gerar um momento na mesma direção (pró) da curva.

Da tabela 5.5, a roda interna traseira é mais adequada para gerar momento de *yaw* corretivo na mesma direção da rotação do veículo no plano lateral. A roda externa dianteira é mais

adequada para gerar um momento de *yaw* corretivo na direção oposta da curva. A roda traseira externa pode ser designada para auxiliar a roda interna traseira em gerar um momento a favor da curva. Do mesmo modo, a roda interna dianteira poderia ser designada para auxiliar a frontal externa a gerar um momento contra a curvatura.

A figura 5.27 mostra as funções de pertinência de fuzzificação de acordo com a entrada *e*. A figura 5.28 mostra as funções de pertinência de defuzzificação para obter o valor do deslizamento de cada roda. Um resumo das regras da lógica *fuzzy* pode ser vista na tabela 5.6.

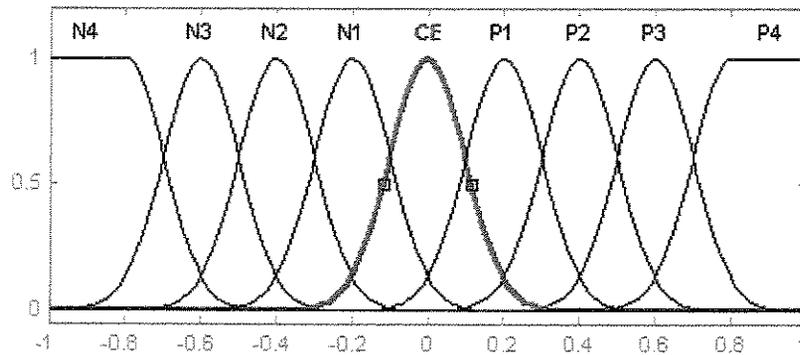


Figura 5.27 Funções de pertinência de fuzzificação para o controle de *yaw*

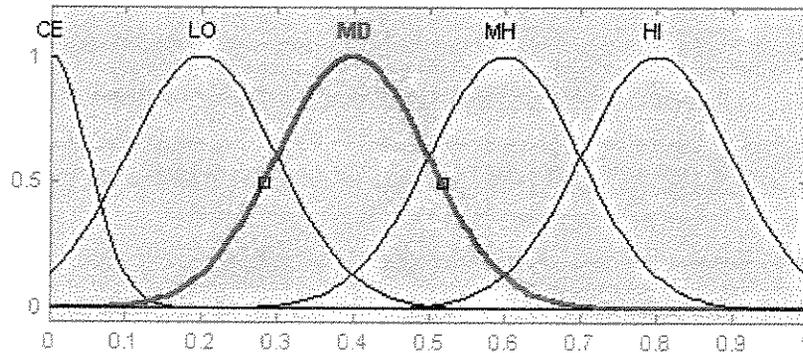


Figura 5.28 Funções de pertinência de defuzzificação para o controle de *yaw*

De acordo com cada valor de entrada, tem-se uma estratégia de controle diferente:

Entrada do controlador $e > 0$

Se a entrada de controle for fuzzificada em *P2*, *P3* ou *P4*, então a roda frontal interna deve ser utilizada como assistente. O deslizamento das duas rodas remanescentes deve ser selecionado como *CE* para permitir que a roda tenha o melhor potencial de resposta na direção longitudinal (para aumentar a frenagem) e na direção lateral (para melhor resposta ao esterçamento).

Entrada do controlado $e < 0$

Se a entrada de controle for fuzzificada em $N2$, $N3$ ou $N4$, então a roda traseira externa deve ser utilizada como assistente. O deslizamento nas duas rodas remanescentes é ajustado para CE de modo a permitir que as rodas tenham a melhor resposta potencial.

Tabela 5.6 Tabela de regras para um controlador de *yaw* (Buckholtz, 2002)

Entrada e	Externa dianteira	Externa traseira	Interna dianteira	Interna traseira
N4	CE	HI	CE	HI
N3	CE	HI	CE	MH
N2	CE	HI	CE	MD
N1	CE	CE	CE	LO
CE	CE	CE	CE	CE
P1	LO	CE	CE	CE
P2	MD	CE	HI	CE
P3	MH	CE	HI	CE
P4	HI	CE	HI	CE

Com o valor do deslizamento em cada roda, uma lógica parecida com a do primeiro controle de frenagem é utilizada para definir a variação da pressão de frenagem em cada roda individual. Para o caso onde o valor do deslizamento real está 1% acima do deslizamento desejado:

$$\Delta T_{Br}(i) = -kT_{Br}(i)(|s_{res}(i)| - s_{des}(i)) \quad (\text{Eq. 5.33})$$

Onde $s_{des}(i)$ é o valor resultante do estimador *fuzzy*. Para o caso onde o valor do deslizamento real está 1% abaixo do desejado:

$$\Delta T_{Br}(i) = +100 + T_{Br}(i)(s_{des}(i) - |s_{res}(i)|) \quad (\text{Eq. 5.34})$$

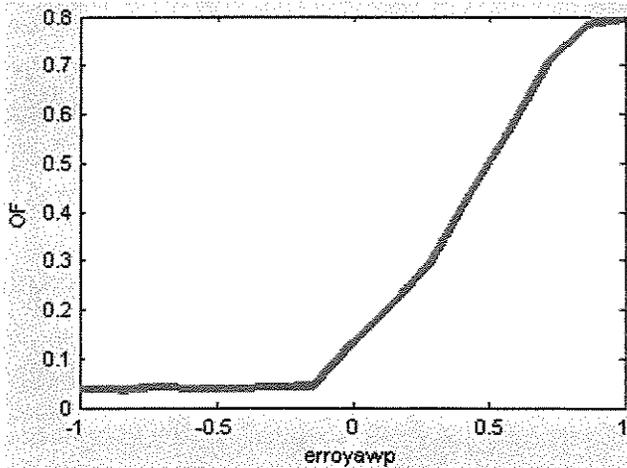


Figura 5.29 Superfície de controle para a roda externa frontal

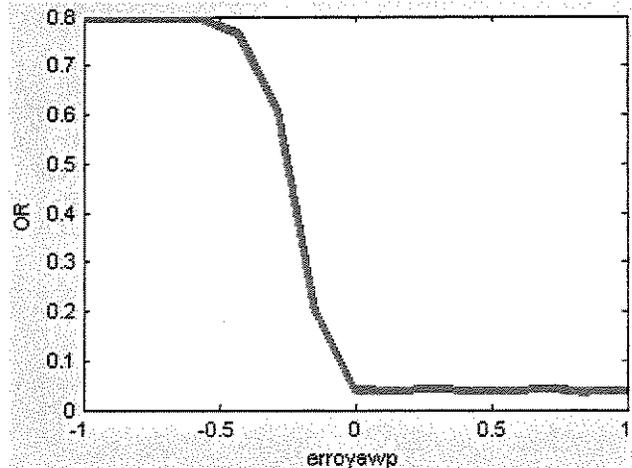


Figura 5.30 Superfície de controle para a roda externa traseira

A tabela 5.6 é preenchida baseada no conhecimento prático do sistema, de seu funcionamento e dos fatores que o influenciam. Os gráficos de superfície de controle para as quatro saídas da lógica fuzzy podem ser vistas nas figuras (5.29), (5.30), (5.31) e (5.32).

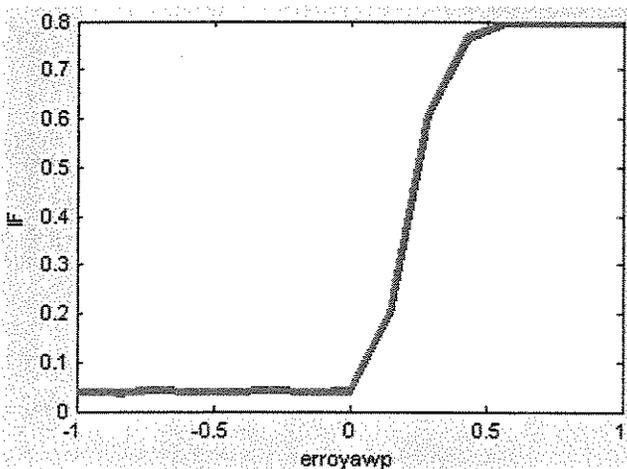


Figura 5.31 Superfície de controle para a roda interna frontal

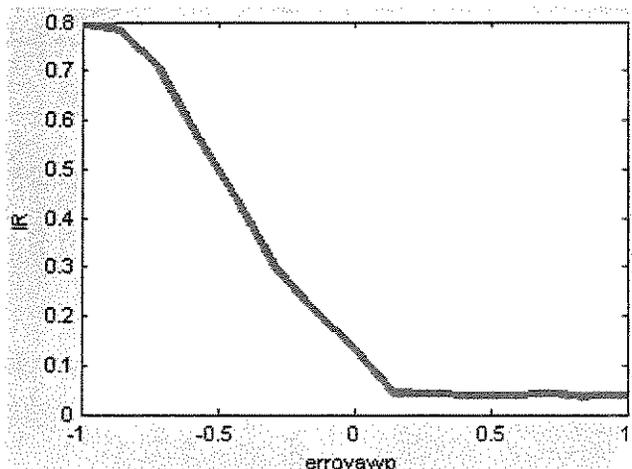


Figura 5.32 Superfície de controle para a roda interna traseira

Como no caso dos controles baseados em regras para a frenagem assistida, o valor máximo do torque de frenagem é definido pela força aplicada ao pedal do freio, e nesse controle do momento de yaw, um valor nulo para a pressão de frenagem é possível. Além disso, o controle somente atua para valores do erro da *yaw rate* maiores do que 20% e para valores da *yaw rate* maiores do que 0.2 *rad/s*. Esse atraso na atuação do controle permite que o motorista tenha uma chance de manualmente corrigir o erro da *yaw rate* antes da intervenção do controlador. Deste

modo, o controle não atua até o momento em que realmente seja necessário manter o veículo estável. Esse recurso evita ativações do controle devido a ruídos.

5.5 Determinação das constantes para o controle de *yaw*

Vários testes de resposta veicular foram desenvolvidos, baseados em diferentes tipos de entradas de controle. A norma ISO 7401 especifica métodos de teste para determinar o comportamento de veículos de passageiros (conforme especificado na norma ISO 3833) com relação ao comportamento lateral. Essa norma considera entradas de esterçamento em degrau, senoidal, randômica e de pulsos. Outras normas utilizadas em testes de dinâmica veicular são a ISO 4138 para testes circulares, a ISO/TR 8725 para mudança de pista e a ISO 15037-1, que especifica métodos gerais de testes dinâmicos em veículos de passageiros.

Tabela 5.7 Parâmetros para as simulações de teste do controle de *yaw*

	1	2	3
Velocidade Inicial	20 m/s	20 m/s	30 m/s
Frenagem	Sem	Sem	6 MPa em $t=3s$
Aceleração	Sem	Sem	Sem
Terreno	Pedra úmida	Pedra úmida	Asfalto úmido
Esterçamento	Senoidal com amplitude 7° e frequência 0.7 Hz	Degrau de 0,2 rad de $t = 0$ até 2 s, -0,2 rad até 4 s.	Fixo de 0.1 rad

As respostas mais usuais que são utilizadas para averiguar o resultado desses testes são a velocidade de *yaw*, a aceleração lateral e o ângulo de *sideslip* β . A velocidade mais usual para esses testes é de 30 m/s, mas diferentes velocidades podem ser utilizadas. Para essa dissertação, vários testes foram feitos. Foram simuladas condições de frenagem e aceleração em curvas com ângulo de esterçamento constante, situações de entradas de esterçamento conhecidas, como senóides e degraus, e esterçamento variável com ou sem frenagem e aceleração. Vários resultados foram obtidos, e três diferentes manobras foram escolhidas para demonstrar a eficiência e funcionalidade dos controles propostos. Essas manobras são descritas na tabela 5.7.

Tabela 5.8 Resultados das simulações de teste do controle de *yaw* (*yaw rate*, variação de β e β máximos)

Manobra	1	2	3
Sem controle	0,541 / -0,415 / 5,913	-0,549 / 0,404 / 53,462	0,385 / -0,168 / -4,143
Controle por Regras			
k1= 500 e k2= 1000	0,466 / 0,295 / 4,515	-0,757 / 0,675 / 85,248	0,394 / -0,174 / -6,655
k1= 1000 e k2= 500	0,514 / 0,329 / 5,385	-0,894 / 0,937 / 123,810	0,394 / -0,174 / 4,418
k1= 10000 e k2= 5000	0,267 / 0,132 / -2,377	-0,636 / 0,588 / -9,144	0,369 / -0,151 / -3,423
k1= 5000 e k2= 5000	0,267 / 0,132 / -2,377	-0,627 / 0,579 / -9,072	0,369 / -0,151 / -3,423
Controle <i>Fuzzy</i>			
k= 0,1	0,417 / 0,386 / 6,902	0,475 / 0,468 / 27,819	0,478 / 0,339 / -10,444
k= 0,5	0,412 / 0,271 / 5,362	0,958 / 0,954 / 60,153	0,420 / -0,208 / -4,406
k= 1	0,403 / 0,265 / 4,847	0,961 / 0,943 / 78,285	0,407 / -0,190 / -3,980
k= 5	0,365 / 0,218 / 4,485	0,953 / 0,933 / 50,505	0,390 / -0,169 / -3,569
k= 10	0,388 / 0,237 / 3,263	0,548 / 0,521 / 12,637	0,386 / -0,168 / -3,532

As simulações utilizando as manobras descritas na tabela 5.7 foram feitas para diferentes valores das constantes k em ambos os controles do momento de *yaw* e para o sistema sem controle. Um resumo dos resultados dessas simulações pode ser visto na tabela 5.8. Nesta tabela estão os valores máximos obtidos de $\dot{\psi}$, $\dot{\beta}$ e β . Estes valores foram inicialmente utilizados para determinar quantitativamente a eficiência de cada estratégia de controle para cada valor de constante de controle. Após a primeira análise quantitativa, foi feita uma análise qualitativa, utilizando-se para isso os gráficos obtidos.

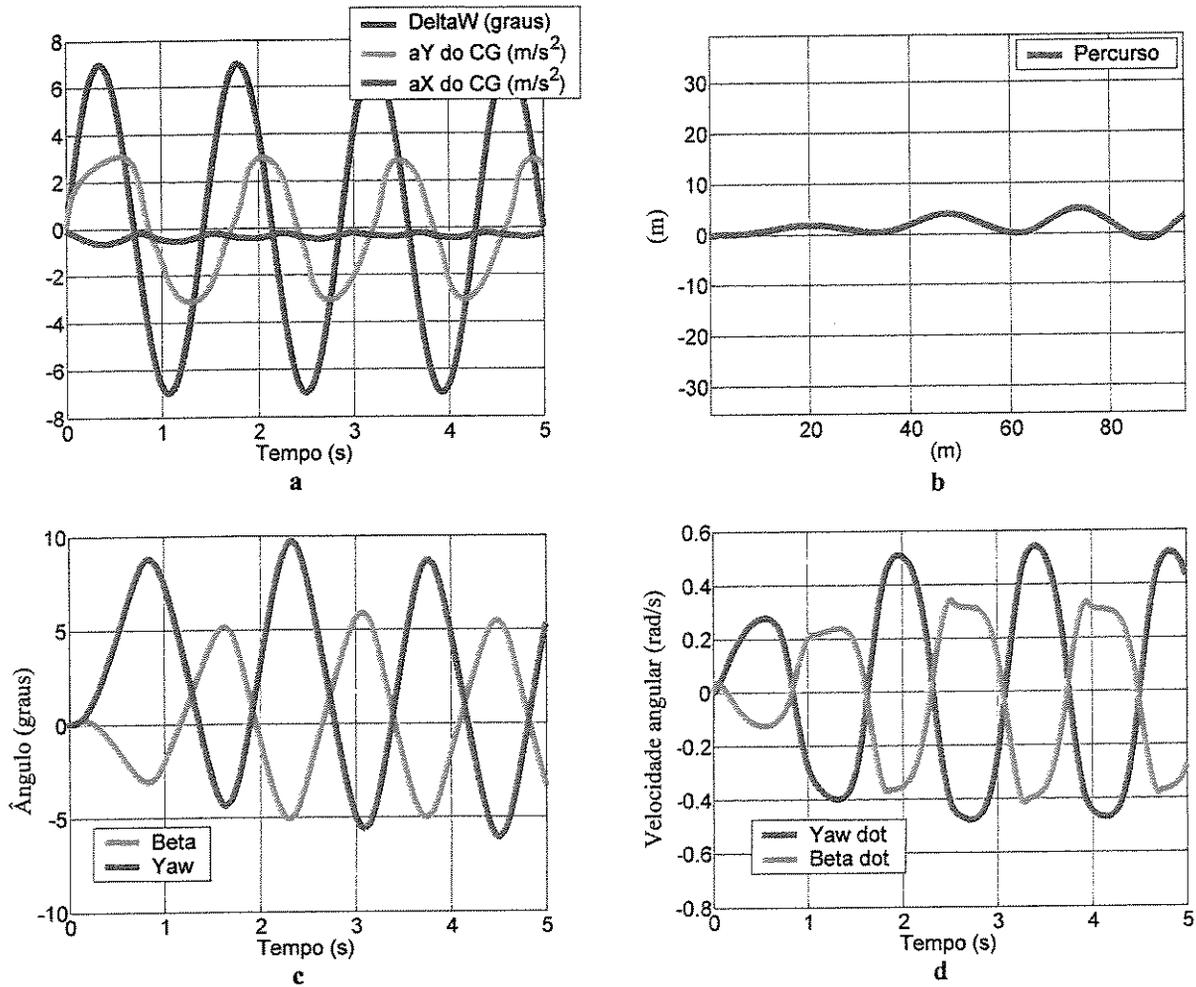


Figura 5.33 Manobra 1 sem controle. (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de yaw. (d) Velocidade angular.

Das três variáveis analisadas, a de maior relevância para a determinação de instabilidade ou não é o valor do ângulo β . Quando o veículo está sub-esterçado, a manobra é efetuada com um valor da *yaw rate* inferior ao valor máximo possível. Sendo assim, quando o sistema de controle atua, o valor da *yaw rate* obtido é maior do que aquele sem o controle, como mostrado nos resultados obtidos com a manobra 3 (tabela 5.8). Caso seja utilizado somente o valor da *yaw rate* para determinar a eficiência do controle, erros de julgamento poderiam ser cometidos. Da mesma maneira deve-se decidir a eficiência de um determinado controle ou a instabilidade do veículo com base em $\dot{\beta}$. Em situações como quando o motorista precisa efetuar uma manobra rápida para desviar de um obstáculo repentino (por exemplo, uma criança que corre em frente ao veículo), é desejável um alto valor de $\dot{\beta}$ para que o veículo seja desviado mais rapidamente. Por

outro lado, um alto valor para o ângulo de *sideslip* significa que o veículo se movimenta em uma direção bastante diferente de sua orientação.

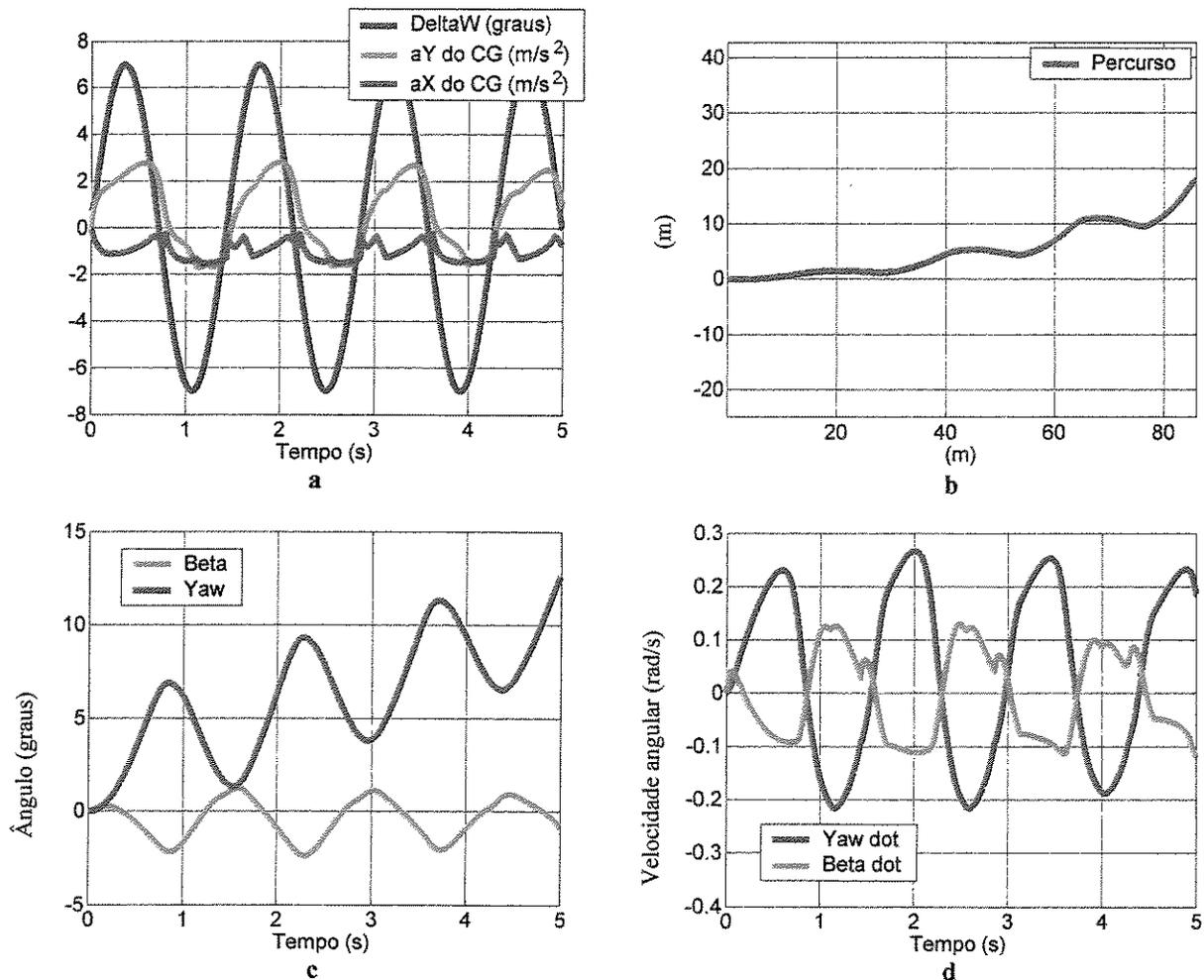


Figura 5.34 Manobra 1 com controle por regras ($k_1=5000$ e $k_2=5000$). (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de yaw. (d) Velocidade angular.

O resultado da simulação da entrada de esterçamento em forma senoidal, com amplitude de 7° e frequência $0,7 \text{ Hz}$, em uma pista de pedra de calçamento úmida, sem a presença de controle, pode ser vista na figura 5.33. Nessa simulação, diferentemente do resultado obtido para a mesma entrada em um terreno de asfalto úmido (figura 4.11 e figura 4.12), o valor máximo da *yaw rate* a cada ciclo da entrada senoidal não diminui. Na simulação feita em condição de asfalto úmido, os valores de pico de $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$ diminuem a cada iteração, mantendo o veículo estável. Assim, o valor máximo do ângulo de *sideslip* também diminui a cada ciclo, e o veículo entra em regime permanente. No terreno com menor coeficiente de adesão, o valor de pico dessas variáveis

mantém-se alto, o que caracteriza uma maior instabilidade do veículo, com maiores valores do ângulo β .

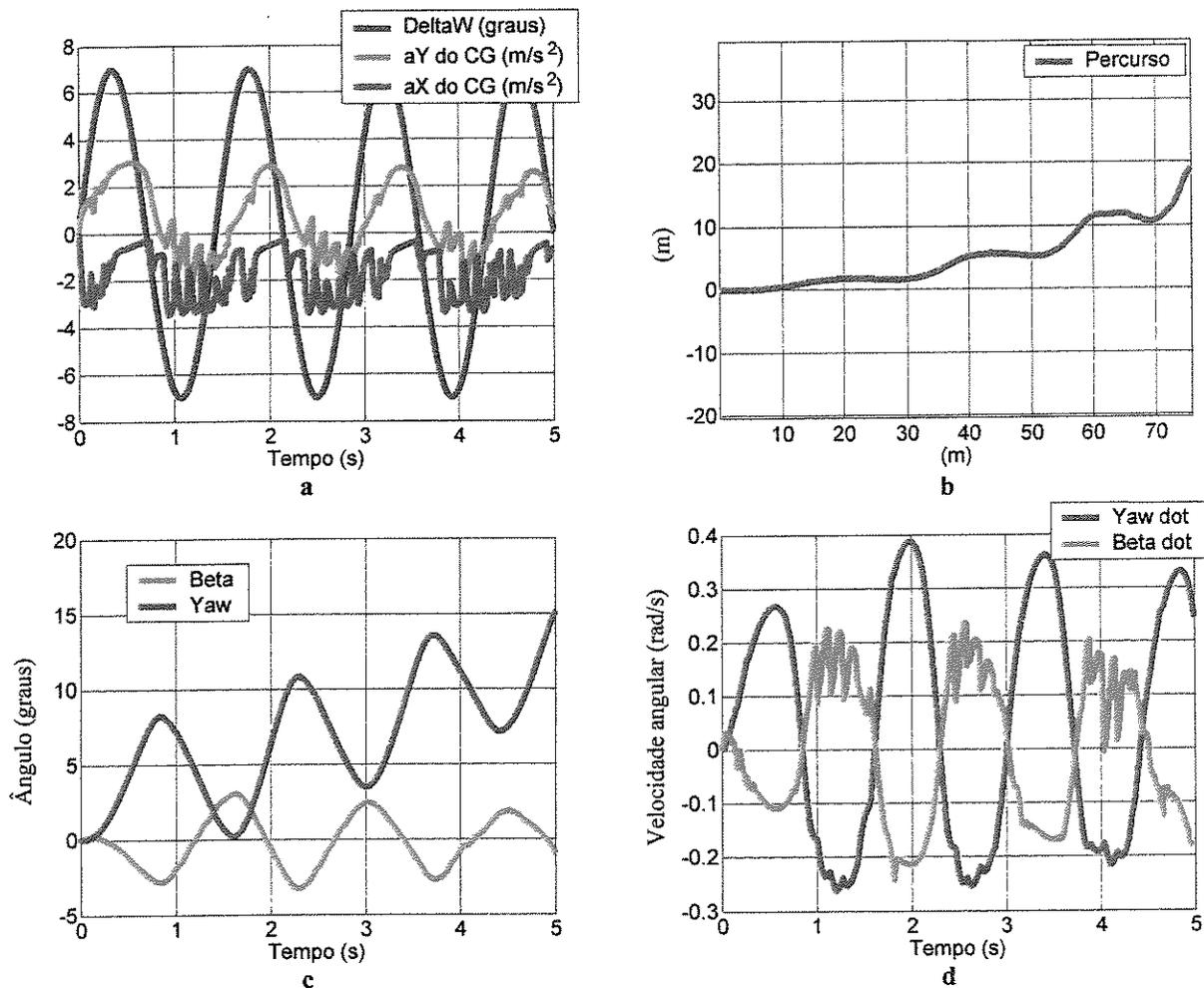


Figura 5.35 Manobra 1 com controle *fuzzy* ($k=10$). (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de *yaw*. (d) Velocidade angular.

O comportamento da resposta do sistema com a utilização do controle de *yaw* por regras é bastante parecido com o resultado obtido nas simulações com mesma entrada de esterçamento e maior coeficiente de aderência da pista. Os gráficos podem ser vistos na figura 5.34. A figura 5.34(d) mostra as curvas de $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$. Como no caso com maior coeficiente de aderência, a cada ciclo o valor de pico de ambas as variáveis é um pouco menor do que no ciclo anterior. Além disso, os valores máximos obtidos para $\dot{\psi}$, $\dot{\beta}$ e β são inferiores aos valores obtidos sem o controle, principalmente para $k_2 = 5000$.

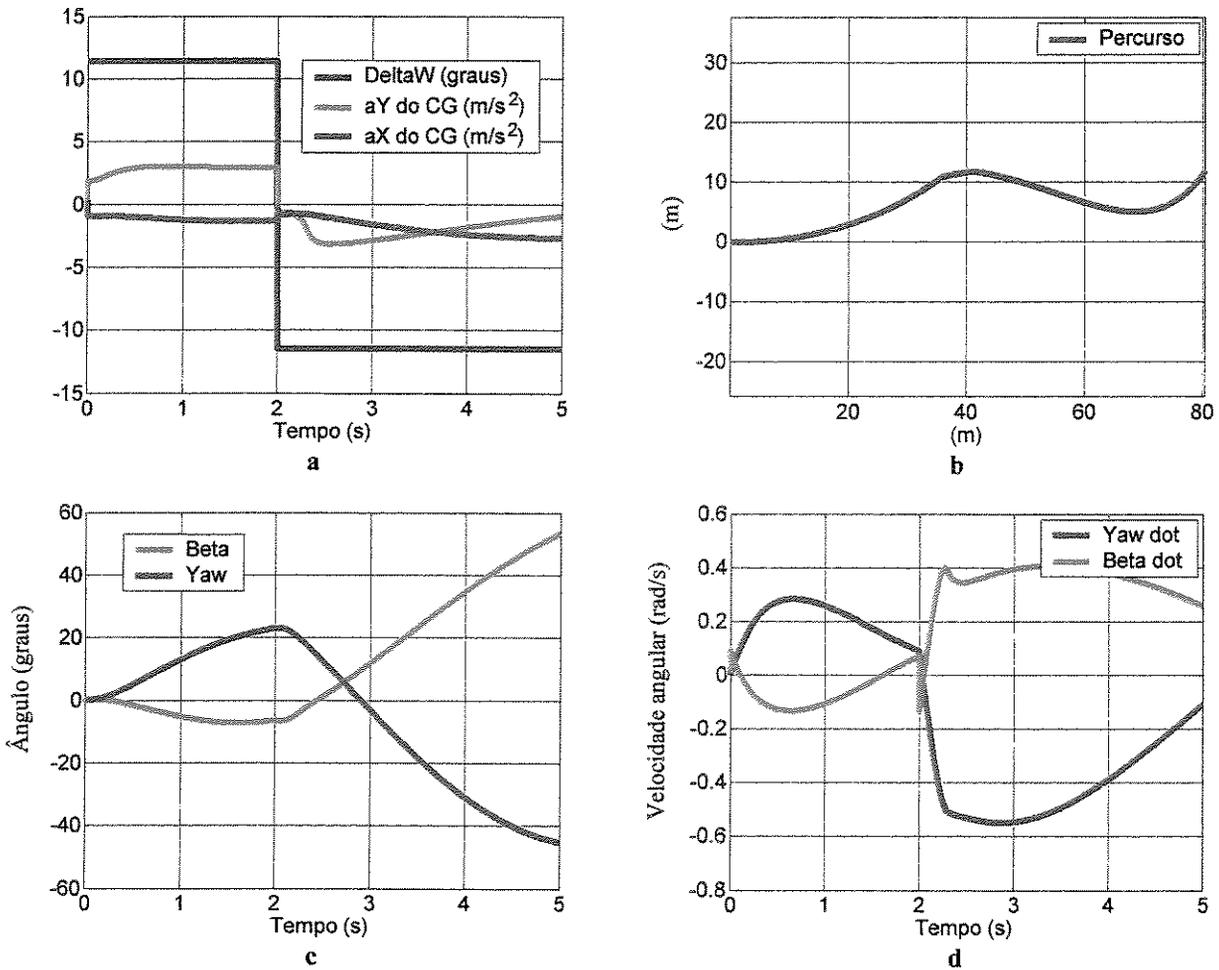


Figura 5.36 Manobra 2 sem controle. (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de yaw. (d) Velocidade angular.

A resposta obtida para o sistema com controle fuzzy também segue a mesma tendência de valores sucessivamente menores para $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$, como mostrado na figura 5.35. Novamente os valores máximos obtidos para as variáveis consideradas são menores do que aqueles obtidos sem o controle. Comparando-se a resposta do controle por regras com o controle *fuzzy*, vê-se que este utiliza melhor a capacidade da pista em gerar momento de yaw. Os valores de $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$ com controle *fuzzy* são um pouco maiores do que os obtidos com controle por regras, porém o valor de β também o é.

A segunda manobra mostra claramente a importância de se avaliar as variáveis em conjunto. Como mostrado na figura 5.36, apesar dos valores não elevados de $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$, o ângulo β , após o segundo degrau de esterçamento, aumenta rapidamente. Acompanhado por um aumento

no ângulo de *yaw* de grandeza semelhante, porém sinal oposto, esse comportamento das variáveis indica que o veículo rotacionou ao redor do eixo Z, com uma pequena mudança no sentido de seu movimento.

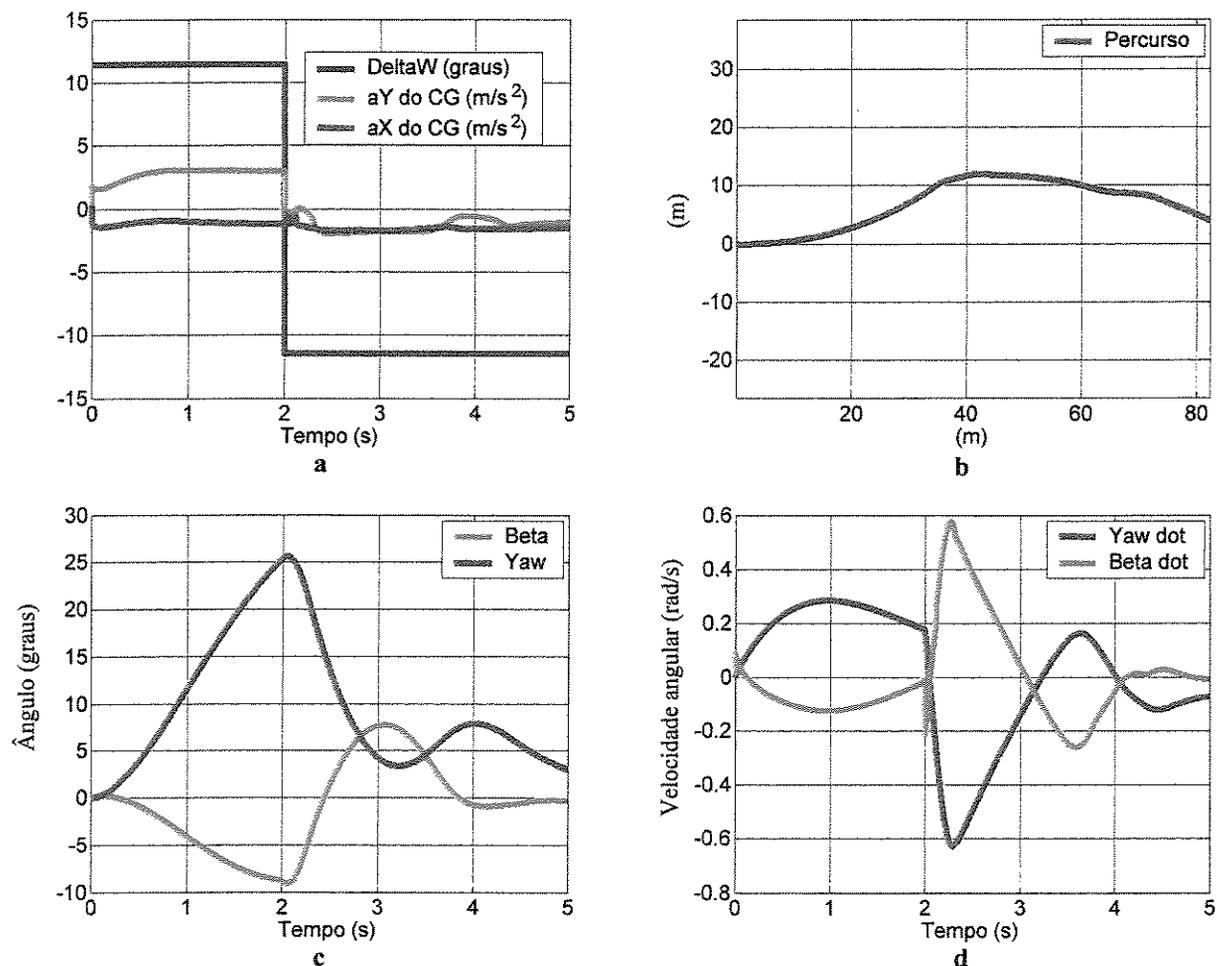


Figura 5.37 Manobra 2 com controle por regras ($k_1=5000$ e $k_2=5000$). (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de *yaw*. (d) Velocidade angular.

Com o controle por regras (figura 5.37), os valores máximos de $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$ ficaram acima dos valores máximos na situação sem controle. O valor de β também cresce rapidamente logo após o segundo esterçamento, mas em pouco tempo, devido à atuação do controle, seu valor diminui até um valor próximo a zero. O valor de $\dot{\psi}$ também se aproxima de zero. Esse comportamento não é necessariamente desejado, pois, apesar de ter permanecido estável, o veículo não seguiu o caminho desejado pelo motorista. Mesmo assim o controle ainda é eficiente pois manteve o veículo estável e passível de ser controlado pelo motorista.

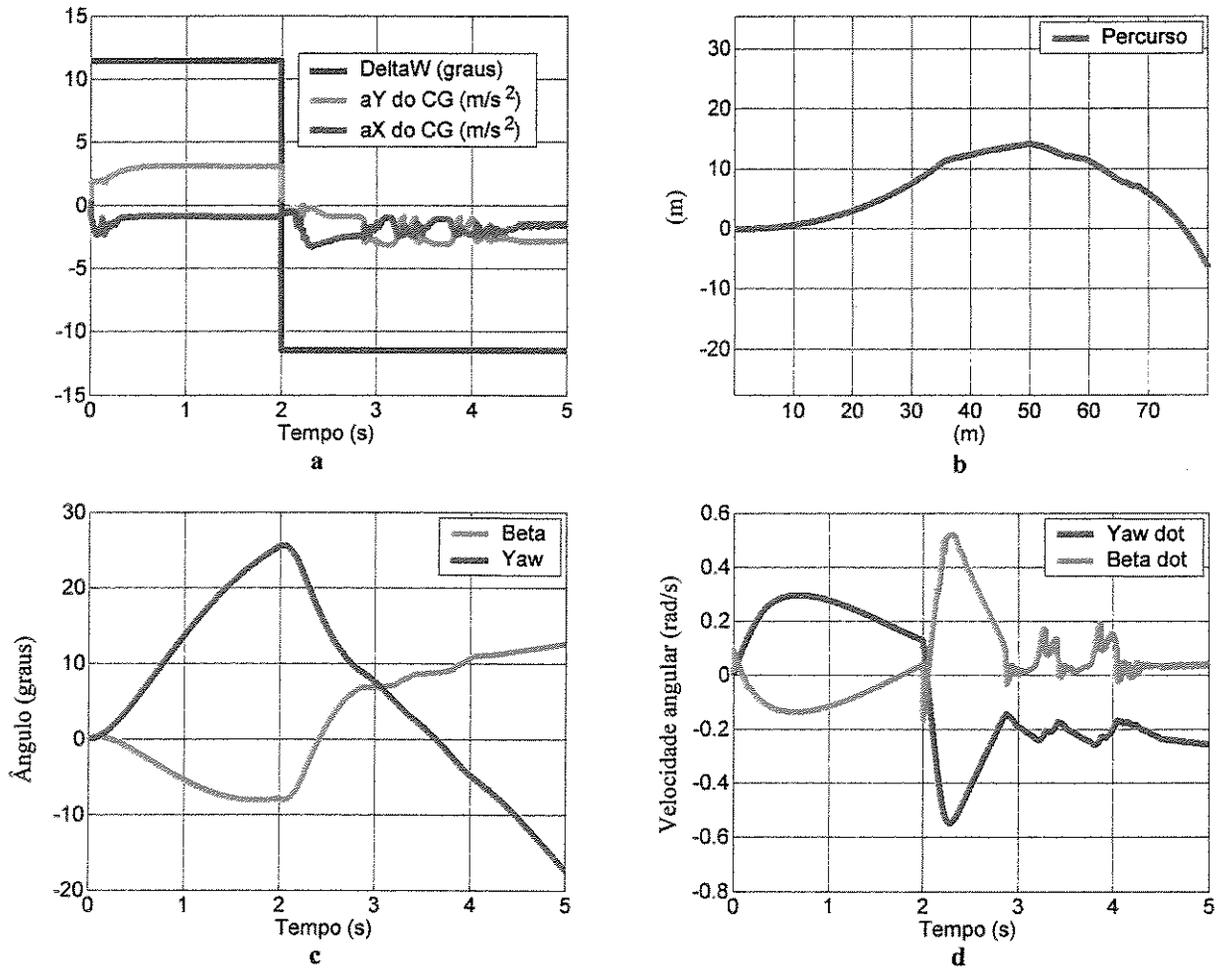


Figura 5.38 Manobra 2 com controle *fuzzy* ($k=10$). (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de yaw. (d) Velocidade angular.

A mesma situação com controle *fuzzy* apresenta dessa vez um comportamento diferente, como mostrado na figura 5.38. A primeira parte do movimento é bem semelhante nas três situações, porém após o esterçamento de $-0,2 \text{ rad}$ ocorre o mesmo pico inicial em $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$, mas no controle com lógica *fuzzy*, apenas o valor de $\dot{\beta}$ aproxima-se de zero. Já o valor de $\dot{\psi}$ aproxima-se de $0,2 \text{ rad/s}$. Deste modo, com este segundo controle, o veículo segue com maior fidelidade o percurso desejado, porém como o valor de β continua a crescer, mesmo que com uma taxa baixa, existe ainda uma tendência à instabilidade, tendência essa que pode ser facilmente controlada pelo motorista através de uma diminuição no ângulo de esterçamento, por exemplo.

Na segunda manobra (uma situação mais crítica de instabilidade, ao contrário da primeira manobra) as estratégias de controle desenvolvidas comportaram-se de maneira bastante diversa. A primeira estratégia mantém o veículo em uma situação mais estável, o que é desejável. Por outro lado, o percurso efetuado pelo veículo com o segundo controle é mais próximo ao percurso desejado do que o percurso efetuado pelo veículo com o primeiro controle.

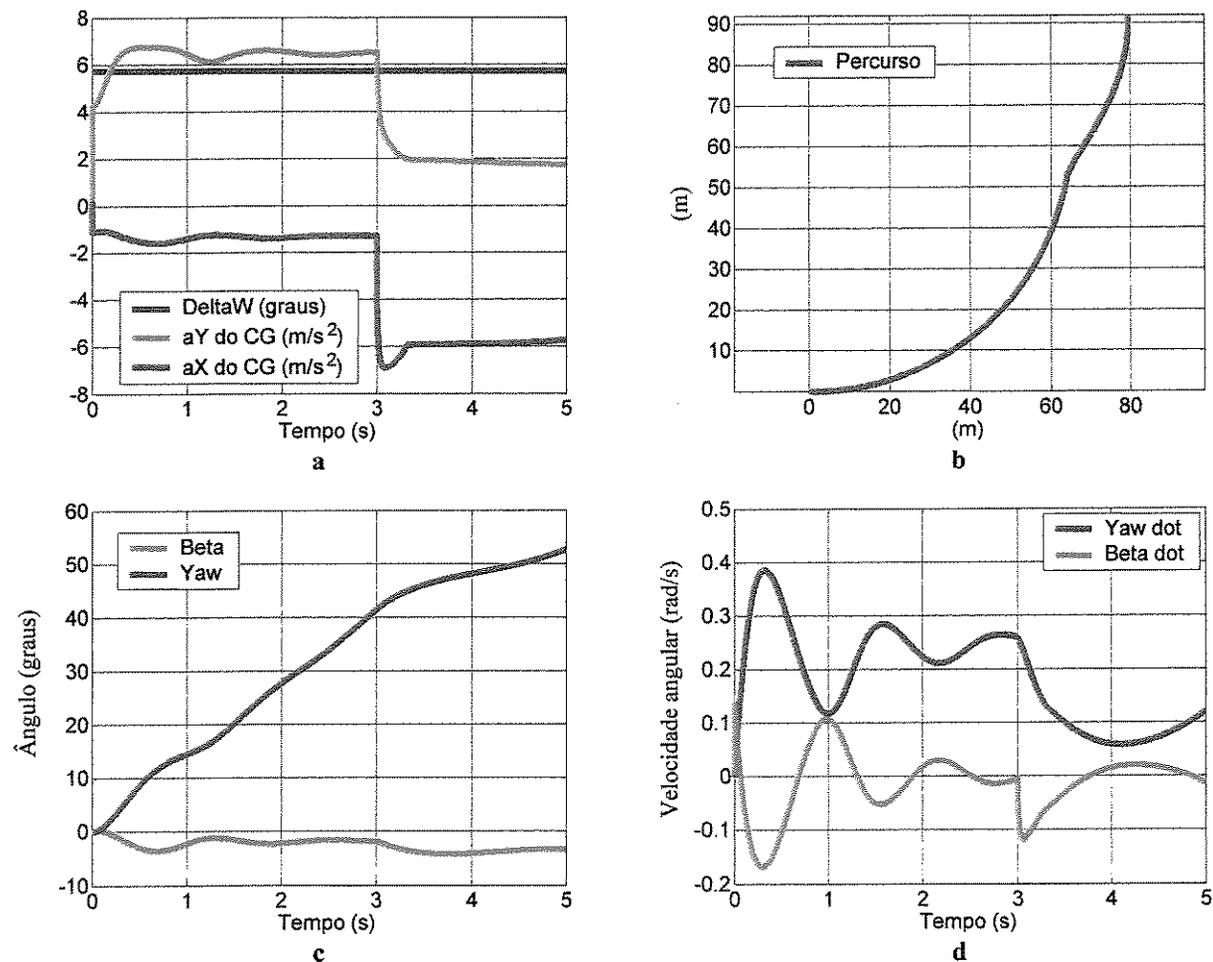


Figura 5.39 Manobra 3 sem controle. (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de yaw. (d) Velocidade angular.

Apesar de demonstrar uma menor estabilidade, por manter o veículo de melhor maneira no percurso desejado, e pelo fato de que o crescimento do ângulo β é pequeno o suficiente para ser controlado pelo motorista, o controle com lógica *fuzzy* pode ser escolhido como o mais funcional dos controles propostos, tendo-se como base as duas primeiras manobras.

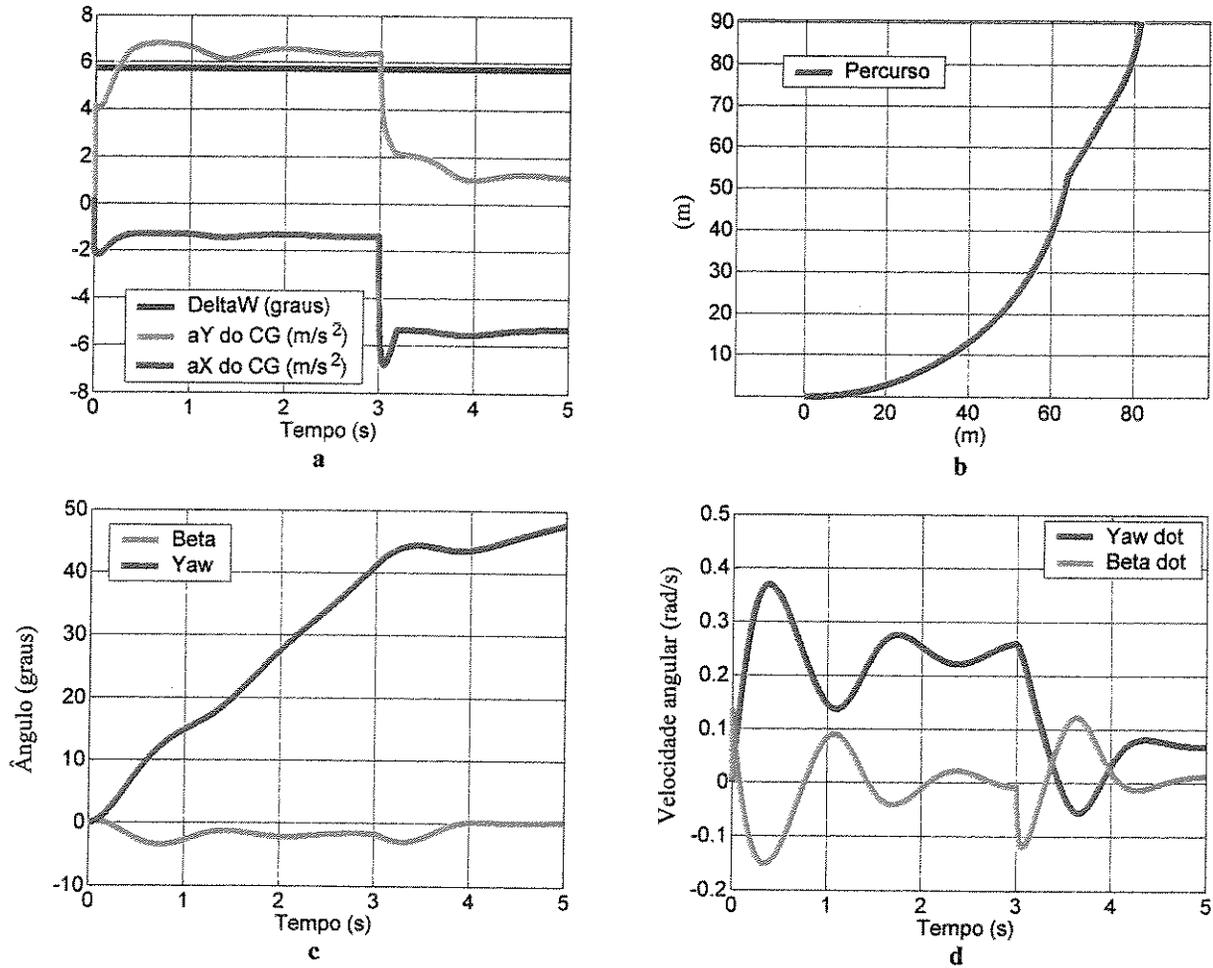


Figura 5.40 Manobra 3 com controle por regras ($k_1=5000$ e $k_2=5000$). (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de yaw. (d) Velocidade angular.

A terceira manobra sem presença de controle é mostrada na figura 5.39. Até $t = 3$ s, antes da atuação do freio, o veículo encontra-se em uma situação estável. Quando se inicia o esterçamento, os valores de $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$ atingem um valor de pico e oscilam durante um tempo, tendendo a um valor limite quando o movimento atingir regime permanente. Quando o freio é aplicado, como também não há a presença de um sistema de frenagem assistida, algumas das rodas travam. As rodas travadas não transmitem forças laterais, e os valores de $\dot{\psi}$ e $\dot{\beta}$ diminuem, aproximando-se de zero. Deste modo o veículo não continua seguindo a curva inicial.

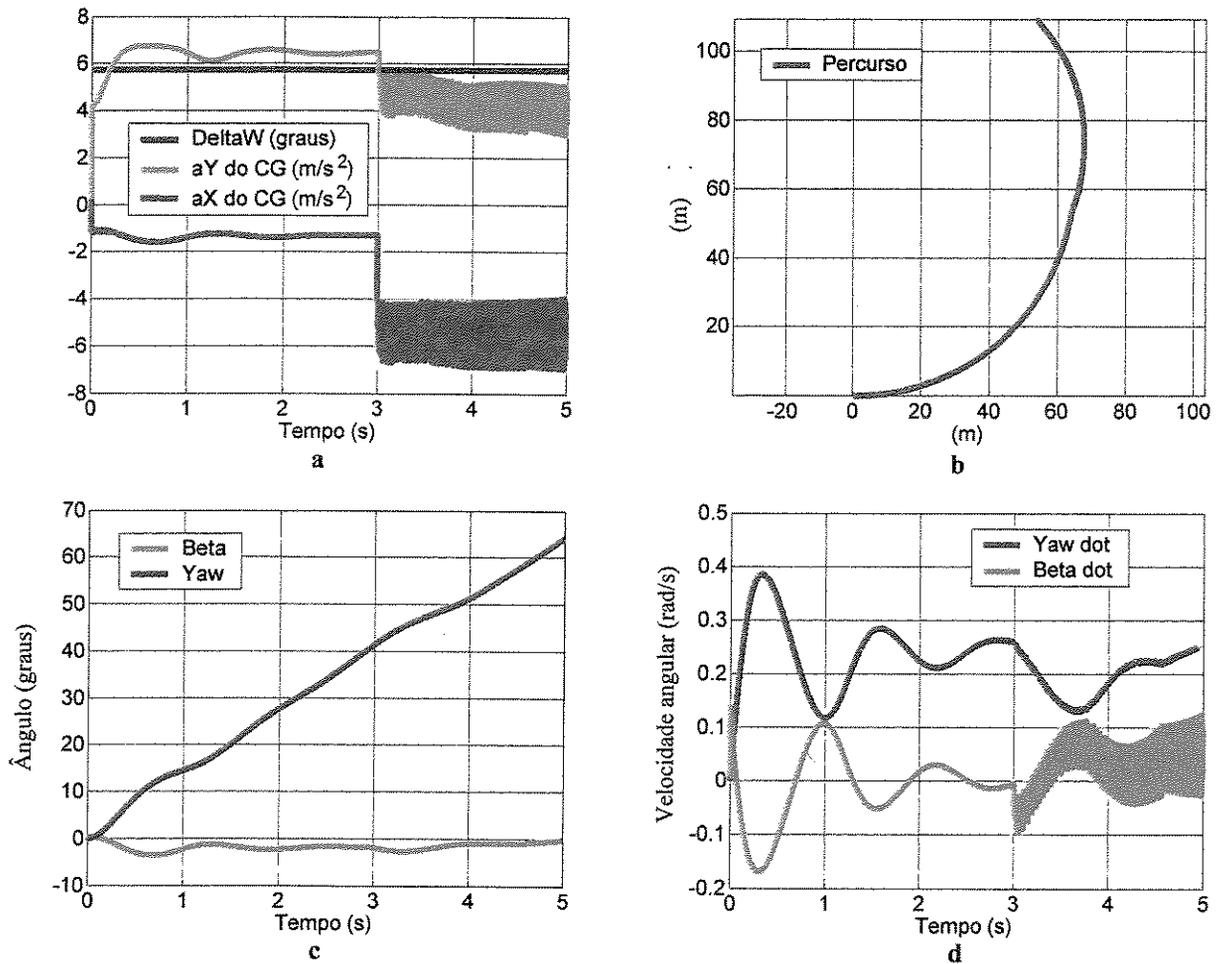


Figura 5.41 Manobra 3 com controle *fuzzy* ($k=10$). (a) Esterçamento, aceleração do CG em X e aceleração do CG em Y. (b) Percurso do CG. (c) Ângulo beta e de *yaw*. (d) Velocidade angular.

Quando o controle por regras é utilizado (figura 5.40) essa instabilidade não é suprimida. Como o controle por regras somente atua na roda que tem maior capacidade de corrigir o movimento, e como não há um sistema de frenagem assistida, ocorre ainda o travamento ou travamento parcial de algumas rodas. No caso do controle com lógica fuzzy (figura 5.41) esse travamento não ocorre, pois esse controle determina um valor para o deslizamento longitudinal de cada roda. Deste modo não ocorre travamento de nenhuma das rodas e o veículo mantém o curso desejado.

5.6 Conclusão

Neste capítulo foram apresentadas três estratégias de controle para a frenagem assistida baseadas em regras, duas de controle do deslizamento e uma de controle da aceleração, e duas estratégias utilizando lógica *fuzzy*, uma para controlar o deslizamento e outra a aceleração. Os valores para as constantes de cada um dos controles foram definidos após várias simulações. Como visto nos resultados das simulações, os controles utilizando lógica *fuzzy* são mais eficazes do que os controles por regras. O controle de deslizamento utilizando lógica *fuzzy* atingiu o valor do deslizamento desejado mais rapidamente, e manteve o valor constante durante toda a manobra.

Para o controle do momento de yaw foram descritas uma estratégia baseada em regras e uma estratégia com lógica *fuzzy*. A não utilização de um controle mais clássico, no caso dessa dissertação por alocação de pólos, foi justificada.

A adequação e a escolha dos valores dos coeficientes dos diversos controles foi feita seguindo-se critérios de robustez e eficiência do controle em questão. O próprio desenvolvimento das estratégias de controle teve como foco principal a obtenção de controles simples, eficientes e que não sofressem perturbações e perdas de eficácia devido à mudanças no sistema controlado.

No capítulo seguinte, os resultados obtidos e as conclusões levantadas no decorrer desta dissertação serão discutidos, e serão propostos outros trabalhos relacionados.

Capítulo 6

Conclusões, Discussões e Sugestões para Trabalhos Futuros

Os sistemas de segurança estudados trabalham em prol de um melhor *handling* do veículo, aumentando a sua dirigibilidade e estabilidade, e tornando sua operação mais segura. Como já foi discutido, um *handling* satisfatório é definido sempre que um veículo mantém um caminho que reflete o ângulo de esterçamento enquanto ao mesmo tempo permanece estável. O conceito de estável para um veículo é bastante subjetivo, pois depende da capacidade do motorista em controlar o veículo sem dificuldade. Quando projetando-se um sistema de segurança veicular, deve-se considerar o motorista padrão, e não os profissionais.

Para o teste e a implementação das estratégias de controle, foi desenvolvido e simulado um modelo veicular. Devido à dificuldade em se modelar matematicamente todos os complexos fenômenos que ocorrem no contato pneu-solo, algumas simplificações foram feitas no modelo. Essas simplificações, que visavam a melhorar e facilitar a implementação, não fizeram com que os resultados obtidos fossem prejudicados. O modelo utilizado se mostrou bastante consistente quando comparado com fontes da literatura ou programas comerciais.

Um controle automotivo satisfatório não precisa "guiar" o veículo, mas apenas mantê-lo dentro de limites de dirigibilidade. É desejável que o veículo permaneça no curso desejado, mas a característica mais importante é que a operação do mesmo seja segura e que o motorista possa facilmente controlá-lo.

Diversas estratégias de controle foram propostas, desenvolvidas e implementadas. Foram apresentadas três estratégias de controle para a frenagem assistida baseadas em regras, duas de controle do deslizamento e uma de controle da aceleração, e duas estratégias utilizando lógica fuzzy, uma para controlar o deslizamento e outra a aceleração. Nas situações simuladas, para os valores de velocidade e massa do veículo utilizados, todos os controles desenvolvidos se mostraram mais eficientes do que alguns métodos de controle comerciais, para condições de veículos leves e com velocidade baixa, conforme foi simulado. Durante uma frenagem, os métodos comerciais permitem breves travamentos das rodas. Já os métodos propostos somente apresentaram travamentos no final do movimento, com velocidades suficientemente baixas, para superfícies com maior coeficiente de atrito. Em superfícies com coeficiente de atrito muito baixo, alguns dos métodos apresentaram um breve travamento das rodas no início da frenagem e ao final.

Como visto nos resultados das simulações, o controle de deslizamento utilizando lógica fuzzy é bastante eficiente. Em poucos instantes o valor desejado de deslizamento longitudinal é alcançado. Caso um controlador adaptativo, que buscasse o melhor deslizamento para a superfície, fosse utilizado, a eficiência do controlador de deslizamento com lógica fuzzy seria bastante superior.

Como descrito no capítulo 3, o objetivo principal da frenagem assistida é manter o veículo estável, enquanto freando o mais rapidamente possível. Apesar de alguns dos controles propostos apresentaram um tempo até a parada do veículo centésimos de segundos maior do que o tempo obtido sem o controle, os poucos centésimos de segundo perdidos na situação de pista seca são compensados pela eficiência das estratégias implementadas nas condições de pista mais escorregadia, onde a atuação eficiente de um sistema de frenagem assistida é mais importante.

Para uma situação de diferentes coeficientes de adesão entre os lados do veículo, foi desenvolvida uma lógica adicional baseada nos sistemas comerciais. Os controladores baseados em regras não mantiveram o veículo estável sem essa lógica adicional. Com a lógica adicional, porém, os valores de $\dot{\beta}$, $\dot{\psi}$ e β ficaram bem abaixo daqueles obtidos sem o sistema de redução do momento de *yaw*. Dos sistemas baseados em regras propostos, o terceiro controle foi o menos eficiente em reduzir o momento de *yaw*. Os controladores com lógica *fuzzy*, por outro lado, funcionaram muito bem mesmo sem a lógica adicional. Os valores obtidos das variáveis em questão com a lógica *fuzzy* sem o sistema adicional foram bem parecidos dos valores obtidos a partir do terceiro controle por regras com lógica adicional. Utilizando-se a lógica adicional com controladores *fuzzy* resultados mais eficientes foram obtidos, próximos dos obtidos com os controles baseados em regras.

Esses resultados mostram que os controladores com lógica *fuzzy* não necessitam de um sistema adicional para lidar com diferentes coeficientes de adesão, mesmo tendo uma roda ou várias delas com coeficientes diferentes. Nas situações de frenagem em terreno escorregadio simulado, os controladores com lógica *fuzzy* foram melhores do que os baseados em regras.

Para o controle do momento de *yaw* foram descritas e implementadas uma estratégia baseada em regras e outra com lógica *fuzzy*. O controle com lógica *fuzzy*, por determinar individualmente e de forma mais precisa o deslizamento longitudinal desejado em cada roda, foi mais eficiente em manter o veículo no percurso desejado. Para o caso de uma pequena instabilidade, como na primeira manobra testada, o controle por regras foi tão eficiente e funcional quanto o controle com lógica *fuzzy*. Em uma situação de grande instabilidade, representada pela manobra 2, o controle baseado em regras manteve o valor das variáveis $\dot{\beta}$, $\dot{\psi}$ e β baixos, de modo que o veículo permanecesse estável e pudesse ser facilmente controlado pelo motorista. Porém o percurso feito pelo veículo com o controle baseado em regras não foi tão preciso quanto aquele obtido na simulação do controle com lógica *fuzzy*.

O controle com lógica *fuzzy* consegue manter o veículo estável e próximo ao percurso desejado em condições de curvas com frenagem ou aceleração. Em frenagens em linha reta,

porém, esse sistema não substitui um sistema de frenagem assistida. Já o controle de *yaw* baseado em regras não elimina problemas de travamentos ou derrapagens nas rodas, e não é muito eficaz nessas situações.

Foram obtidos bons resultados com o modelo utilizado. Porém nesse modelo algumas simplificações foram feitas. Como continuidade desse estudo, pretende-se incluir no modelo as direções e rotações desconsideradas, ou seja, incluir no modelo a dinâmica de suspensão e atuadores, além do eixo Z e das rotações de *pitch* e *roll*. A utilização de um controle adaptativo, principalmente para o controle de frenagem assistida com lógica *fuzzy*, deve melhorar ainda mais os resultados obtidos. Após a implementação do controle adaptativo e do acréscimo das outras direções no modelo, pretende-se também determinar os parâmetros e constantes de controle utilizando uma metodologia específica, que seja mais eficiente e precisa do que a utilização de testes repetidos. Um último passo na continuidade desse trabalho é a implementação dos controles desenvolvidos em um veículo de teste, e comparação com os sistemas comerciais.

Considerando-se todos os resultados obtidos, todas as estratégias de controle propostas e implementadas mostraram-se satisfatórias. Deste modo, o objetivo desse trabalho, em ser uma contribuição do meio acadêmico para o desenvolvimento de sistemas de segurança veicular, desenvolvimento este que em nosso país se limita à indústria e ao conhecimento prático das empresas, foi atingido. A lógica *fuzzy* permite o controle veicular mesmo quando o modelo é desconhecido e mostrou-se satisfatória além das expectativas.

Referências Bibliográficas

BECKER, Marcelo. Estudo sobre robôs de locomoção: formas construtivas, dirigibilidade e controle. 1997. 137 p. Dissertação (Mestrado) - Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

BECKMAN, Brian. The Physics of Racing. Disponível em: <<http://phors.locost7.info/contents.htm>>. Acesso em: 12 nov. 2003.

BELLIS, Mary. Automobile History. Disponível em: <<http://inventors.about.com/library/inventors/blcar.htm>>. Acesso em: 12 nov. 2003.

BODIE, Mark O.; HAC, Aleksander. Closed Loop Yaw Control of Vehicles Using Magneto-Rheological Dampers. In: Brake Technology: ABS/TCS Systems, NVH, and Foundation Brakes, 2000, Detroit. SAE 2002 World Congress. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 2000. 10 p.

BUCKHOLTZ, Kenneth R. Reference Input Wheel Slip Tracking Using Sliding Mode Control. In: Vehicle Dynamics and Simulation, 2002, Detroit. SAE 2002 World Congress. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 2002. 10 p.

BUCKHOLTZ, Kenneth R. Use of Fuzzy Logic in Wheel Slip Assignment – Part I: Yaw Rate Control. In: Vehicle Dynamics and Simulation, 2002, Detroit. SAE 2002 World Congress. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 2002. 9 p.

BUCKHOLTZ, Kenneth R. Use of Fuzzy Logic in Wheel Slip Assignment – Part II: Yaw Rate Control with Sideslip Angle Limitation. In: Vehicle Dynamics and Simulation, 2002, Detroit. SAE 2002 World Congress. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 2002. 9 p.

CANUDAS-DE-WIT, Carlos; HOROWITZ, Roberto. Observer for Tire/Road Contact Friction Using Only Wheel Angular Velocity information. 2000. 6 p. University of California, Berkeley, California U.S.A.

CHANEY, Richard. Car Physics Demo. Disponível em: <<http://homepage.ntlworld.com/richard.chaney/cardemo.zip>>. Acesso em: 12 nov. 2003.

CHOI, Seong Go. Wheel Slip Ratio Control Using Sliding Mode Controller with Pulse Width Modulation for Vehicle Stability Control. 1999

DENATRAN - Departamento Nacional de Trânsito. Anuário Estatístico de Acidentes de Trânsito - 1999. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br>>. Acesso em: 12 nov. 2003.

DENATRAN - Departamento Nacional de Trânsito. Anuário Estatístico de Acidentes de Trânsito - 2000. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br>>. Acesso em: 12 nov. 2003.

DENATRAN - Departamento Nacional de Trânsito. Anuário Estatístico de Acidentes de Trânsito - 2001. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br>>. Acesso em: 12 nov. 2003.

DOUGHTY, Samuel. Mechanics of Machines. 1st ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1988. 400 p.

ELLIS, John R. Vehicle Dynamics. 1st ed. Norwich: Page Bros. Ltd., 1969. 243 p.

FANGJUN, Jiang; ZHIQIANG, Gao. An Adaptive Nonlinear Filter Approach to Vehicle Velocity Estimation for ABS. 1998, 5p., Cleveland, Cleveland State University, 1998 - CD-ROM

FREUDENBERGER, Bob. Beyond the Basics: an Automotive Encyclopedia. Disponível em: <<http://www.autosite.com/garage/encyclop/tocdoc.asp>>. Acesso em: 12 nov. 2003.

GILLESPIE, Thomas D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. 6th ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992. 495 p.

HATTORI, Yoshikazu; et al. Force and Moment Control with Nonlinear Optimum Distribution for Vehicle Dynamics. 2003. 7 p. Modeling, Analysis and Control Methods for Improving Vehicle Dynamic Behavior. Nagakute, Japão - CD-ROM

HORIUCHI, Yutaka. Enhancement of Vehicle Stability by Ccontrolling the Front Brakes and Engine Torque. 1998. 10 p.

JIANG, Fangjun; GAO, Zhiqiang. An Adaptive Nonlinear Filter Approach to Vehicle Velocity Estimation for ABS. 1999. 5 p. Cleveland State University

KIENCKE, Uwe; NIELSEN, Lars. Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle. Berlin; Heidelberg; New York: Society of Automotive Engineers, Inc., 2000. cap. 6 - Vehicle Modelling, p. 223-272. cap. 7 - Vehicle Parameters and States, p. 273-314. cap. 8 - Vehicle Control Systems, p. 315-326.

KIN, Keiyu et. al. Enhancements in vehicle stability and steerability with slip control. 2002, 9 p. JSAE Review 24 (2003) 71-79

KONG, Henry; WALLNER, Ed. Automotive Rollover Angular Rate Sensors and Evaluation. In: Safety Test Methodology, 1999, Detroit. International Congress and Exposition. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 2002. 10 p.

KOSKO, Bart. Fuzzy Engineering. 1st ed. New Jersey: Prentice-Hall Inc., 1997. 547 p.

KUO, Benjamin C. Automatic Control Systems. 7th ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1995. 897 p.

LEE, Hyeongcheol; TOMIZUKA, Masayoshi. Adaptive Traction Control. 1995. 75 p. California PATH Research Report - Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley.

LIU, Chia-Shang; PENG, Huei. Road Friction Coefficient Estimation For Vehicle Path Prediction. 1996 Vehicle System Dynamics, Vol.25 Suppl., 1996, pp.413-425.

MERIAM, J. L.; KRAIGE, L. G. Mecânica - Dinâmica. 4th ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos S.A., 1999. 506 p.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics. 5th ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1995. 890 p.

MONSTER, Marco. Car Physics for Games. Disponível em: <<http://home.planet.nl/~monstrous/tutcar.html>>. Acesso em: 12 nov. 2003.

NIELSEN, Lars; FRÖBERG, Anders. Dynamic Vehicle Simulation -Forward, Inverse and New Mixed Possibilities for Optimized Design and Control. 2002. Diesel Engines, Multi-Dimensional Engine, and Vehicle and Engine Systems. Volume 2002-01-1619 of SAE Technical paper series SP-1826

OGATA, Katsuhiko. Engenharia de Controle Moderno. 1st ed. Rio de Janeiro: Editora Prentice-Hall do Brasil Ltda, 1998. 813 p.

OLSON, Brian J. Nonlinear Dynamics of Longitudinal Ground Vehicle Traction. 2001. 63 p. Dissertação (Mestrado) - Department of Mechanical Engineering, Michigan State University.

ONO, Eiichi; et al. Estimation of Friction Force Characteristics Between Tire and Road Using Wheel Velocity and Application to Braking Control. 2002, 6 p. Nagakute, Japão - CD-ROM

OSCARSSON, Magnus. Variable Vehicle Dynamics Design-Objective Design Methods. 2003. Dissertação (Mestrado) - Linköpings Universitet, Suécia.

PARK, Jong Hyeon; AHN, Woo Sung. H Yaw-Moment Control with Brakes for Improving Driving Performance and Stability. 1999. Proceedings of the 1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, pp. 747-752.

PARK, Kiohng, et. al. Controller design for improving lateral vehicle dynamic stability. 2001, 6 p. JSAE Review 22 (2001) 481–486.

RAMANATA, Peeroon. Optimal Vehicle Path Generator Using Optimization Methods. 1998. 153 p. Dissertação (Mestrado) - Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg.

ROBERT BOSCH GmbH. Brake Systems: Technical Instruction. 2nd ed. Stuttgart: Bauer & Partner, 1995. 53 p.

ROBERT BOSCH GmbH. Conventional Brake Systems: Technical Instruction. 1st ed. Stuttgart: Bauer & Partner, 2000. 61 p.

ROBERT BOSCH GmbH. ESP Electronic Stability Program: Technical Instruction. 1st ed. Stuttgart: Bauer & Partner, 1999. 63 p.

SOLYOM, Stefan. Synthesis of a Modelbased Tire Slip Controller. 2002. 77 p. Tese (Licenciatura) - Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund.

SOLYOM, Stefan; RANTZER, Anders. ABS control — A design model and control structure. 2002. 12 p. Lund Institute of Technology

TONDEL, Peter; Johansen, Tor A. Lateral Vehicle Stabilization Using Constrained Nonlinear Control. 2003. 6 p. Norwegian University of Science and Technology

ÜNSAL, Cem; KACHROO,Pushkin. Sliding Mode Measurement Feedback Control for Antilock Braking Systems. 1999. 10 p. IEEE Transactions on Control Systems Technology, March 1999.

VAN ZANTEN, Anton T. Evolution of Electronic Control Systems for Improving the Vehicle Dynamic Behavior. 2002. 9 p. Robert Bosch GmbH, Stuttgart.

WONG, Jo Yung. Theory of Ground Vehicles. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001. 528 p.

Apêndice 1

Obtenção e aproximação de parâmetros

Neste apêndice serão descritos, de maneira simplificada, os procedimentos para a obtenção, tanto em situações reais como em simulações, dos valores das diversas variáveis envolvidas no cálculo da dinâmica veicular. Alguns desses valores, como a velocidade de rotação das rodas, a aceleração lateral, a aceleração longitudinal, o ângulo de esterçamento do volante, a pressão do freio ou a *yaw rate*, podem ser medidos diretamente. Outros valores, como a aceleração e o ângulo de esterçamento das rodas, podem ser facilmente encontrados através dos valores medidos. Algumas variáveis, porém, são de determinação um pouco mais complexa, e este capítulo descreve aproximações para a estimativa e a observação das variáveis que não são diretamente mensuráveis, como, por exemplo, a velocidade do veículo no sistema de coordenadas inercial, as características de adesão, os momentos de inércia de massa, o ângulo de *sideslip* do corpo do veículo, entre outros valores.

A1.1 Estimativa da velocidade do veículo

Não obstante as diferenças entre os algoritmos de um sistema de frenagem assistida, uma das dificuldades mais importante no controle do veículo é a medida ou estimativa da velocidade do mesmo. O cálculo exato do deslizamento é um fator importante para o controle. É claro que não importando qual algoritmo é aplicado, a verdadeira velocidade do veículo é sempre a base

para o cálculo do deslizamento. A velocidade angular da roda pode ser medida facilmente e com precisão utilizando-se sensores. Entretanto, a medida direta da velocidade do veículo tal como o método de correlação ótico ou o método de filtro espacial, embora disponíveis, são freqüentemente demasiado caros e requerem fiação adicional, o que torna o sistema mais complexo. Confiar em um sensor adicional torna também o sistema mais suscetível a falhas do sensor, diminuindo assim a confiabilidade total do mesmo.

Normalmente a velocidade v_{CG} do veículo é obtida através de uma fusão dos dados de todas as velocidades rotacionais das rodas v_R e sensores longitudinais de aceleração. Através da integração da aceleração, uma quinta estimativa para a velocidade do veículo é disponibilizada. A estimativa deve ser muito precisa, por ser uma base para o cálculo do deslizamento da roda. Alguns sistemas selecionam somente a velocidade rotacional máxima das rodas como a estimativa para a velocidade do veículo. Quando todas as quatro rodas travam simultaneamente, esta aproximação é muito imprecisa.

A velocidade do veículo pode ser estimada também sem a necessidade de um sensor de aceleração (Fangjun & Zhiqiang, 1998). Para isto, um filtro não linear adaptativo é utilizado.

Uma outra maneira muito utilizada para a determinação da velocidade do veículo é a aproximação por filtro de Kallman. Outra maneira, que cada vez mais está sendo utilizada em vários campos, é a aplicação de Lógica *Fuzzy* ou Lógica Nebulosa.

O sistema de freios é um problema de controle bastante desafiador devido ao fato de que a dinâmica do freio veicular é extremamente não linear com parâmetros variantes no tempo.

Controles como *fuzzy* ou neural contornam esse problema. Controladores *fuzzy* ainda têm o benefício de serem robustos e estáveis sem necessitarem do modelo matemático do sistema.. Também, certos projetos de controles *fuzzy* podem ser implementados com habilidade para aprender ou se adaptar de modo a melhorar sua desempenho.

Da velocidade estimada do veículo e das velocidades corrigidas das rodas, os valores dos deslizamentos são calculados sendo mais adequados para a classificação das situações de movimento do que as próprias velocidades das rodas.

A1.2 Características de adesão

A identificação das características de adesão consiste em duas etapas de processamento. Primeiramente os valores da adesão atual μ_L são obtidos e, então, a característica completa da adesão é estimada usando pares de valores (μ_{Res}, s_{Res}) . De modo a calcular os valores da adesão as forças nas rodas devem ser conhecidas. Durante curvas, os valores de adesão podem ser somente calculados sobre a média de todas as rodas, baseadas na aceleração lateral. Entretanto, se uma roda freia durante um movimento em linha reta, o valor real da adesão, e assim as características da adesão, pode ser obtido na presença do deslizamento.

Tanto a estimativa dos coeficientes da adesão e aquela da característica da adesão são realizadas com um algoritmo recursivo de mínimos quadrados (RLS). Esse método é particularmente útil para a estimativa devido aos seus baixos requerimentos computacionais e sua aplicação em tempo real.

Em situações de frenagem durante movimentação em linha reta, uma estimativa do coeficiente de adesão pode ser realizada usando um balanceamento de torque sobre o eixo da roda (modelo de uma roda). Isto resulta na força de adesão longitudinal F_L , da qual o coeficiente de adesão μ_L pode ser calculado:

$$\mu_L(s_L) = \frac{J_W \dot{\omega} + T_{Br} - T_{Motor}}{F_Z r_{eff}} \quad (\text{Eq. A1.1})$$

Os diferentes sentidos da velocidade do ponto de contato da roda com o solo v_W e da velocidade rotacional equivalente da roda v_R são negligenciados. Para obtenção do coeficiente de adesão da Eq. A1.1, a aceleração angular da roda $\dot{\omega}$, os torques do freio e motriz T_{Br} e T_{Motor} e a força do contato da roda com o solo F_Z são requeridos. Essa é uma abordagem diferente daquela descrita na modelagem (capítulo 4), onde se necessita conhecer à priori o coeficiente de adesão para a determinação das forças longitudinal e lateral.

O deslizamento e os coeficientes de adesão não aparecem somente durante frenagens, mas também durante a aceleração. As forças que agem nas rodas durante a aceleração são muito menores do que aquelas durante frenagens. Ao frear em uma pista com pista rugoso,

desacelerações do veículo de até $1g$ são possíveis. Ao contrário disto, acelerações veiculares são muito menores. Grandes deslizamentos podem ocorrer somente em superfícies de pista escorregadia. Por causa disto é somente possível determinar os coeficientes da adesão durante a aceleração quando o veículo está movimentando-se em superfícies de adesão muito baixo. Os balanceamentos de torque para as rodas motoras e a equação do movimento no sentido longitudinal são dados por:

$$\begin{aligned} J_W \dot{\omega}_L &= T_{Motor} - r_{eff} F_{LL} \\ J_W \dot{\omega}_R &= T_{Motor} - r_{eff} F_{LR} \\ m_{CG} a_X &= F_{LL} + F_{LR} \end{aligned} \quad (\text{Eq. A1.2})$$

ω_R e ω_L são as velocidades rotacionais das rodas e F_{LL} e F_{LR} são as forças longitudinais das rodas motrizes direita e esquerda. Este sistema de equações pode ser resolvido para que seja possível a obtenção de uma estimativa para os coeficientes de adesão. Por exemplo, para tração traseira:

$$\begin{aligned} \mu_{LL} &= \frac{m_{CG} a_X r_{eff} + J_W (\dot{\omega}_R - \dot{\omega}_L)}{2 r_{eff} F_{ZRL}} \\ \mu_{LR} &= \frac{m_{CG} a_X r_{eff} + J_W (\dot{\omega}_L - \dot{\omega}_R)}{2 r_{eff} F_{ZRR}} \end{aligned} \quad (\text{Eq. A1.3})$$

Para a estimativa dos coeficientes de adesão durante curvas, deve-se diferenciar entre situações de manobras com e sem frenagem. Para situações com frenagem, o coeficiente de adesão longitudinal μ_L pode ser calculado usando o modelo de roda única (Eq. A1.1). Os ângulos de *sideslip* do pneu $\alpha_{F,R}$ podem ser derivados da Eq. 4.10 quando o ângulo de *sideslip* do veículo observado β for conhecido. Os deslizamentos s_L e s_S são calculados das equações da tabela 4.1. Os coeficientes resultantes de deslizamento e de adesão são derivados usando Eqs 4.4 e 4.13:

Para curvas sem frenagem, os coeficientes de adesão não podem ser derivados nas rodas individuais com a aproximação acima. Uma aproximação global do μ_{res} é então realizada. A força de adesão resultante pode ser derivada da Eq. 4.51 para o movimento translacional do veículo. As forças F_{GX} , F_{GY} , F_R e F_{ventoY} são negligenciadas.

A1.3 Momentos de inércia de massa

Para o cálculo dos movimentos translacionais do veículo, bons resultados podem normalmente ser obtidos supondo uma única massa no CG. O movimento rotacional por outro lado depende da distribuição de massa em torno do eixo relevante.

Para o *pitch* e o *roll* somente o corpo do veículo se movimenta, e não as partes do veículo chamadas de “flexíveis” (as rodas, os eixos). Por outro lado, para o movimento de *yaw* o veículo inteiro gira em torno do eixo.

Uma derivação analítica destes momentos de inércia de massa é muito complexa. Não existem no presente nem técnicas simples da medida nem métodos de cálculo universalmente aplicáveis. Parte da tarefa da identificação é assim a derivação dos momentos de inércia de massa.

Uma maneira mais simples, é utilizar um método aproximado usando os chamados raios de giração $i_{X,Y,Z}$, que são registrados em tabelas para tipos particulares de veículos e condições de carregamento. Os raios de giração i_X e i_Y relacionam-se ao corpo do veículo, e o i_Z ao veículo inteiro:

$$\begin{aligned} J_X &= (m_{CG} - m_{Un}) i_X^2 \\ J_Y &= (m_{CG} - m_{Un}) i_Y^2 \\ J_Z &= m_{CG} i_Z^2 \end{aligned} \tag{Eq. A1.4}$$

m_{CG} é a massa completa do veículo e m_{Un} a massa flexível do veículo (os eixos e as rodas).

Como neste método uma classe veicular inteira é tratada da mesma maneira, os resultados que são obtidos não são precisos (Kiencke e Nielsen, 2000). Os resultados devem ser considerados como uma indicação da variação dos momentos de inércia de massa em dependência das condições de carregamento.

A1.4 Aproximação dos casters das rodas

A equação para o cálculo dos casters n_{LF} e n_{LR} é:

$$n_L = \frac{1}{2} \left(l_0 + l_1 \frac{F_Z}{F_{Z0}} \right) \quad n_S = 3n_L \tan(\alpha) + \frac{F_Y}{c_{press}} \quad (\text{Eq. A1.5})$$

Exemplo para os parâmetros da Eq. A1.5 são dados na tabela A1.1.

Tabela A1.1 Exemplo de parâmetros para equação A1.5 (Kiencke & Nielsen, 2000)

F_{Z0}	5000 N	Força vertical nominal no ponto de contato
c_{press}	230000 N/m	Parâmetro para corrigir devido à distribuição de pressão do pneu
l_0	-0.03 m	Parâmetro de inclinação
l_1	0.12 m	Parâmetro de inclinação

A1.5 Gradiente da pista

A exatidão do modelo para direção real com a inclinação da pista (positiva ou negativa) é influenciada fortemente pelo ângulo real do gradiente da pista χ_{pista} , que é requerido também para o controle da transmissão.

O ponto inicial do método apresentado para a estimativa do gradiente da pista é um erro de deslocamento no sinal da aceleração longitudinal a_x . Este valor de deslocamento é dependente da aceleração gravitacional g e do gradiente da pista χ_{pista} :

$$a_x = \ddot{x} - g \sin \chi_{pista} \quad (\text{Eq. A1.6})$$

Para movimento ascendente, isto é, um ângulo de *pitch* positivo χ_{pista} , a aceleração longitudinal medida é reduzida pelo componente $g \sin \chi_{pista}$ que tem o sentido oposto de \ddot{x} . A aceleração do veículo pode ser calculada usando a velocidade angular da roda ω . Para evitar erros devido a deslizamento excessivo da roda, somente a velocidade angular das rodas movidas deve ser usada.

Resolvendo a Eq. A1.6 para o ângulo do gradiente da pista χ_{pista} e substituindo $\sin(\chi) \approx \chi$ para ângulos pequenos, a equação para o cálculo do gradiente da pista é obtida:

$$\chi_{pista} = \frac{r_{eff}\dot{\omega} - a_x}{g} \quad (\text{Eq. A1.7})$$

Com esta equação, o gradiente da pista pode rapidamente ser obtido das variáveis medidas a_x e ω .

A inclinação da pista pode ser determinada com uma precisão da ordem de 5%.

A1.6 Observador para o ângulo de *sideslip* do corpo do veículo

O observador não-linear é usado para a observação do ângulo de *sideslip* do corpo do veículo β baseado no modelo de bicicleta dupla não-linear reduzido mostrado no capítulo 4. Deste modelo, as forças da roda no sentido longitudinal são definidas explicitamente como entradas, e as forças da roda no sentido lateral aparecem implicitamente nas constantes de *sideslip* do pneu c_F e c_R .

Uma matriz de ganhos do observador \underline{L} deve ser encontrada tal que a matriz dinâmica do observador $\underline{F}(\hat{x}, \underline{u})$ seja constante e seus autovalores se encontram à esquerda do eixo $j -$, de modo que a solução da equação diferencial do erro da estimativa tenda a zero para $t \rightarrow \infty$ para todas as condições iniciais. A escolha apropriada de $\underline{L}(\hat{x}, \underline{u})$ é dada pelo equacionamento de $\underline{F}(\hat{x}, \underline{u})$ com uma matriz constante \underline{G} , cujos valores sejam pré-definidos de acordo com a dinâmica desejada (alocação de pólos).

$$\underline{F}(\hat{x}, \underline{u}) = \frac{\partial f}{\partial \underline{x}}(\hat{x}, \underline{u}) - \underline{L}(\hat{x}, \underline{u}) \cdot \frac{\partial c}{\partial \underline{x}}(\hat{x}) = \underline{G} \quad (\text{Eq. A1.8})$$

Da equação A1.8, obtém-se a Eq. A1.9, de onde a matriz de ganhos do observador \underline{L} pode ser calculada:

$$\underline{L}(\hat{x}, \underline{u}) = \left[\frac{\partial f}{\partial \underline{x}}(\hat{x}, \underline{u}) - \underline{G} \right] \cdot \left[\frac{\partial c}{\partial \underline{x}}(\hat{x}) \right]^+ \quad (\text{Eq. A1.9})$$

A matriz $\partial c / \partial \underline{x}(\hat{x})$ é em geral não quadrada. Conseqüentemente a pseudo-inversão de Moore-Penrose (Kiencke e Nielsen, 2000) é usada:

$$\left[\frac{\partial \underline{c}}{\partial \underline{x}}(\hat{\underline{x}}) \right]^+ = \left[\frac{\partial \underline{c}}{\partial \underline{x}}(\hat{\underline{x}}) \right]^T \cdot \left(\left[\frac{\partial \underline{c}}{\partial \underline{x}}(\hat{\underline{x}}) \right] \cdot \left[\frac{\partial \underline{c}}{\partial \underline{x}}(\hat{\underline{x}}) \right]^T \right)^{-1} \quad (\text{Eq. A1.10})$$

Para determinar a matriz de ganhos do observador $\underline{L}(\hat{\underline{x}}, \underline{u})$, uma matriz dinâmica do observador apropriada \underline{G} deve ser escolhida. A maneira mais simples de determinar os autovalores da matriz dinâmica do observador \underline{F} é ter a matriz \underline{G} em formato diagonal; os autovalores podem então ser lidos diretamente dos elementos da diagonal principal. Por esta razão, a matriz desejada \underline{G} é escolhida como uma matriz diagonal, cujos elementos da diagonal principal sejam os autovalores desejados para a matriz $\underline{F}(\hat{\underline{x}}, \underline{u})$:

$$\underline{G} = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A1.11})$$

Os três autovalores λ_1 , λ_2 e λ_3 devem ser escolhidos com cuidado de modo a influenciar a dinâmica da matriz de ganhos do observador \underline{L} .

Com $\underline{y} = \underline{c}(\underline{x}) = \begin{bmatrix} v_{CG} \\ \psi \end{bmatrix}$, \underline{c} é uma matriz constante 2×3 . O pseudo-inverso pode ser obtido como:

$$\left[\frac{d\underline{c}}{d\underline{x}}(\hat{\underline{x}}) \right]^+ = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A1.12})$$

Os elementos da matriz de ganhos do observador $\underline{L}(\hat{\underline{x}}, \underline{u})$ são obtidos como funções da matriz Jacobiana e dos autovalores desejados:

$$\underline{L}(\hat{x}, \underline{u}, \lambda_1, \lambda_3) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} - \lambda_1 & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} - \lambda_3 \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. A1.13})$$

Note que somente dois dos autovalores escolhidos aparecem no cálculo acima, assim somente dois dos autovalores desejados da matriz $\underline{F}(\hat{x}, \underline{u})$ podem ser colocados nas posições escolhidas. Permanece um autovalor variável no tempo λ_2 .

A1.7 Cálculo das forças do contato do pneu com o solo

Se o acoplamento entre *roll* e *pitch* for negligenciado, as dependências das forças do quarto de veículo F_{ZCij} nas acelerações longitudinal e lateral a_x e a_y , podem ser determinadas separadamente. Desconsiderando-se a dinâmica da suspensão, as forças do quarto de veículo F_{ZC} são idênticas às forças do contato da roda com o solo F_Z . De acordo com esta aproximação, a força do contato da roda dianteira com o solo F_{ZF} é formada como mostrado na figura 5.1.

A força devido à aceleração longitudinal ($m_{CG}a_x$) no CG causa um torque de *pitch* que reduz a carga do eixo dianteiro e aumenta a carga do eixo traseiro.

Construindo o balanço de torque no ponto de contato no eixo traseiro obtemos:

$$F_{ZF} = m_{CG} \left(\frac{l_R}{l} g - \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) \quad (\text{Eq. A1.14})$$

Durante curvaturas, a aceleração lateral causa um torque de *roll* como mostrado na figura 5.2, cuja distribuição sobre os eixos dianteiro e traseiro depende da carga do eixo.

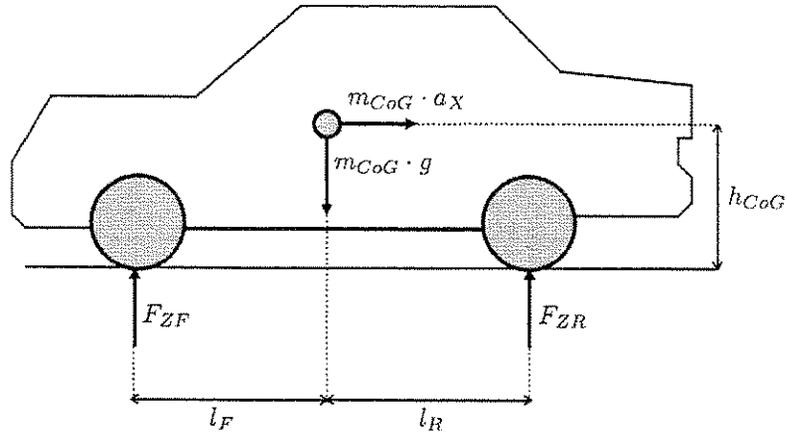


Figura A1.1 Variação de carga no eixo durante aceleração (Kiencke & Nielsen, 2000)

Os dois eixos são considerados desacoplados um do outro. No caso da carga do eixo dianteiro, uma massa virtual m^* é usada:

$$m^* = \frac{F_{ZF}}{g} \quad (\text{Eq. A1.15})$$

Da equação do balanço do torque no ponto de contato com o solo da roda esquerda dianteira:

$$F_{ZFR} b_F = F_{ZF} \frac{b_F}{2} + m^* a_y h_{CG} \quad (\text{Eq. A1.16})$$

Substituindo a massa virtual da Eq. A1.15, e F_{ZF} da Eq. A1.16 e resolvendo para F_{ZFR} , resulta na força dinâmica da roda direita dianteira (Eq. A1.17). Por analogia, as forças das rodas para as outras três rodas podem então ser derivadas:

$$F_{ZFL} = \frac{1}{2} m_{CG} \left(\frac{l_R}{l} g - \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) - m_{CG} \left(\frac{l_R}{l} g - \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) \frac{h_{CG} a_y}{b_F g} \quad (\text{Eq. A1.17})$$

$$F_{ZFR} = \frac{1}{2} m_{CG} \left(\frac{l_R}{l} g - \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) + m_{CG} \left(\frac{l_R}{l} g - \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) \frac{h_{CG} a_y}{b_F g} \quad (\text{Eq. A1.18})$$

$$F_{ZRL} = \frac{1}{2} m_{CG} \left(\frac{l_F}{l} g + \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) - m_{CG} \left(\frac{l_F}{l} g + \frac{h_{CG}}{l} a_x \right) \frac{h_{CG} a_y}{b_R g} \quad (\text{Eq. A1.19})$$

$$F_{ZRR} = \frac{1}{2} m_{CG} \left(\frac{l_F}{l} g + \frac{h_{CG}}{l} a_X \right) + m_{CG} \left(\frac{l_F}{l} g + \frac{h_{CG}}{l} a_X \right) \frac{h_{CG} a_Y}{b_R g} \quad (\text{Eq. A1.20})$$

Utilizando-se o modelo de uma roda, pode-se calcular o valor da força longitudinal através do método RLS.

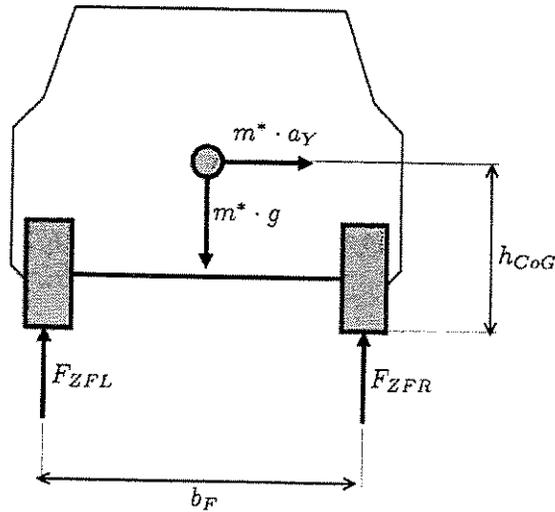


Figura A1.2 Variação de carga nas rodas durante curvas (Kiencke & Nielsen, 2000)

A1.8 Adaptação das constantes de *sideslip* do pneu

No modelo de bicicleta dupla não-linear reduzida, as forças laterais da roda foram aproximadas para serem proporcionais aos ângulos de *sideslip* do pneu α_{ij} :

$$\begin{aligned} F_{SFL} &= c_{FL} \alpha_{FL} \\ F_{SFR} &= c_{FR} \alpha_{FR} \\ F_{SRL} &= c_{RL} \alpha_{RL} \\ F_{SRR} &= c_{RR} \alpha_{RR} \end{aligned} \quad (\text{Eq. A1.21})$$

O deslizamento lateral é definido na tabela 4.1 para situações de aceleração como

$$s_s = \tan \alpha \quad (\text{Eq. A1.22})$$

que é linearizado como

$$s_s \approx \alpha \quad (\text{Eq. A1.23})$$

As forças laterais da roda são então

$$F_{Sij} = \mu_{Sij}(s_{Sij})F_{Zij} = c_{ij}s_{Sij} \quad (\text{Eq. A1.24})$$

ou a constante de *sideslip* do pneu

$$c_{ij} = \frac{\partial \mu_{Sij}(s_{Sij})}{\partial s_{Sij}} F_{Zij} \quad (\text{Eq. A1.25})$$

Isto é aproximado por

$$c_{ij} \approx \frac{\mu_{Sij}}{\alpha_{ij}} F_{Zij} \quad (\text{Eq. A1.26})$$

O ângulo de esterçamento da roda é

$$\delta_w \approx \left(\frac{\delta_s}{i_s} - \frac{n_{LF} + n_C}{k_s} (F_{SFL} + F_{SFR}) \right) \quad (\text{Eq. A1.27})$$

n_{LF} é o *caster* longitudinal das rodas dianteiras. n_C é o *caster* determinado pelo ponto de interseção extrapolado da coluna de direção com a superfície de pista, mostrado na figura 5.3. A força lateral F_{SF} resulta em um torque de auto alinhamento nas rodas. O motorista deve aumentar o ângulo de esterçamento δ_s a fim de compensar por este torque T_{alin} , o qual pode ser suposto proporcional à diferença angular.

$$T_{alin} = k_s \left(\frac{\delta_s}{i_s} - \delta_w \right) \approx (F_{SFL} + F_{SFR})(n_{LF} + n_C) \quad (\text{Eq. A1.28})$$

k_s é uma constante de mola rotacional do esterçamento e i_s é a relação de transmissão do ângulo de esterçamento δ_s . O ângulo de esterçamento efetivo da roda δ_w é menor do que o ângulo de esterçamento transformado δ_s/i_s .

A soma das forças laterais das rodas dianteiras

$$2F_{SF} = F_{SFL} + F_{SFR} = (c_{FL} + c_{FR})\alpha_F = (c_{FL} + c_{FR}) \left(\delta_W - \beta - \frac{l_F \dot{\psi}}{v_{CG}} \right) \quad (\text{Eq. A1.29})$$

é introduzida na Eq. A1. 28, que é resolvida para δ_W .

$$\delta_W = \frac{1}{1 + \frac{(n_{LF} + n_C)(c_{FL} + c_{FR})}{-k_s}} \left(\frac{\delta_S}{i_S} + \frac{(n_{LF} + n_C)(c_{FL} + c_{FR})}{-k_s} \left(\beta + \frac{l_F \dot{\psi}}{v_{CG}} \right) \right) \quad (\text{Eq. A1.30})$$

A equação 5.30 é introduzida na equação da força lateral dianteira, resultando em uma força lateral dianteira média:

$$F_{SF} = \frac{\frac{(c_{FL} + c_{FR})}{2}}{1 + \frac{(n_{LF} + n_C)(c_{FL} + c_{FR})}{-k_s}} \underbrace{\left(\frac{\delta_S}{i_S} - \left(\beta + \frac{l_F \dot{\psi}}{v_{CG}} \right) \right)}_{\approx \alpha_F} \approx c_F^* \alpha_F \quad (\text{Eq. A1.31})$$

A força lateral traseira média é

$$F_{SR} = \frac{(c_{RL} + c_{RR})}{2} \alpha_R = c_R \alpha_R \quad (\text{Eq. A1.32})$$

Para constantes de *sideslip* do pneu iguais

$$c_{FL} = c_{FR} = c_{RL} = c_{RR} = c \quad (\text{Eq. A1.33})$$

uma constante nova para os pneus dianteiros pode ser derivada

$$c_F^* = \frac{1}{1 + \frac{2(n_C + n_{LF})c}{k_s}} c \quad (\text{Eq. A1.34})$$

O qual considera o torque auto-alinhante. As constantes de *sideslip* dos pneus dianteiros médias c_F^* são reduzidas pela influência das forças laterais de deslizamento, que estão auto-alinhando as rodas dianteiras.

A1.9 Aproximação dos ângulos de *pitch* e *roll*

Os ângulos de *pitch* e *roll* χ , φ são calculados do deslocamento relativo do quarto de veículo no alto da suspensão Δz_C . Nesta aproximação simplificada, o impacto de uma superfície de pista áspera é desconsiderado.

$$\hat{\chi} = \frac{1}{l} \left(\frac{\Delta z_{CRL} + \Delta z_{CRR}}{2} - \frac{\Delta z_{CFL} + \Delta z_{CFR}}{2} \right) \quad (\text{Eq. A1.35})$$

Um ângulo de *pitch* positivo significa que o veículo está apontando para baixo na parte dianteira.

$$\hat{\varphi} = \frac{1}{b_F + b_R} \left(\frac{\Delta z_{CFL} + \Delta z_{CRL}}{2} - \frac{\Delta z_{CFR} + \Delta z_{CRR}}{2} \right) \quad (\text{Eq. A1.36})$$

Um ângulo de *roll* positivo significa que o veículo está se inclinando para o lado direito relativo ao sentido para diante.

A1.10 Aproximação da massa do veículo

A massa do veículo m_{CG} um parâmetro que varia lentamente no tempo. Conseqüentemente não é necessário estimar constantemente a massa do veículo, mas somente para determinadas circunstâncias de movimentação. A massa do veículo pode ser estimada por um balanço de forças. Os erros ocorridos serão analisados e a aproximação será executada somente durante condições apropriadas.

Para derivar o balanço de forças, seria necessário considerar todos os consumidores de potência, por exemplo, ar-condicionado e rádio. Todos estes consumidores reduzem o torque disponível para a aceleração do veículo. Para contornar todas estas medidas a estimativa será feita somente em condições de direção com um torque elevado do motor. A saída do motor será reduzida então insignificamente por consumidores parasitas. O resultado é o seguinte balanço de forças:

$$F_{Acc} = F_{Motor} - F_{ventoX} - F_R - F_G \quad (\text{Eq. A1.37})$$

A resistência ao rolamento entre pneus e pista é dada no capítulo 4, a força do vento será aproximada por:

$$F_{vento\chi} = c_{aer} A_L \frac{\rho_0}{2} v_{CG}^2 \quad (\text{Eq. A1.38})$$

F_G é a força gravitacional e surge de:

$$F_G = m_{CG} g \sin \chi_{pista} \quad (\text{Eq. A1.39})$$

O torque do motor é convertido utilizando-se a relação de transmissão da engrenagem e do diferencial, assim como o raio de rolamento estático da roda, na força motriz:

$$F_{Motor} = \frac{T_M}{r_{stat}} i_{engrena} i_{difer} \quad (\text{Eq. A1.40})$$

A força de aceleração não corresponde à massa do veículo m_{CG} multiplicada pela aceleração do veículo. Este fato é devido às peças rotacionais da linha de potência e das rodas que devem também ser aceleradas. Por conseguinte, é necessário adicionar um fator de massa f_{mass} para compensar o efeito.

$$f_{mass} = 1 + \frac{4J_W + i_{difer}^2 (J_{DT} + i_{engrena}^2 J_{eixo})}{m_{CG} r_{stat}^2} \quad (\text{Eq. A1.41})$$

Assim resultando na seguinte equação de estimativa para a massa do veículo:

$$m_{CG} = \frac{F_{Motor} - F_{vento\chi} - F_R}{f_{mass} \dot{v}_{CG} + g \chi_{pista}} \quad (\text{Eq. A1.42})$$

Os valores de entrada na Eq. A1.42 são a velocidade do veículo v_{CG} , o gradiente da pista χ_{pista} , as transmissões da engrenagem e do diferencial $i_{engrena}$ e i_{difer} e o torque do motor T_M . Para a estimativa de massa as condições de direção são determinadas, sempre que o torque do motor é exatamente conhecido.

Apêndice 2

Parâmetros e medidas veiculares utilizados nas simulações

Constantes utilizadas no programa em MATLAB para as simulações veiculares:

```
massa=1700; %massa do veiculo
lR=1.6; %distancia do eixo traseiro ao centro de massa
lF=1.1; %distancia do eixo dianteiro ao centro de massa
bR=1.5; %largura do eixo traseiro
bF=1.5; %largura do eixo dianteiro
h=0.55; %altura do centro de massa
caer=0.33; %coeficiente de arrasto aerodinamico
AL=2.02; %area frontal do veiculo
%tipo do terreno em que a roda se encontra: 1=alfalto seco, 2=asfalto
%umido, 3=concreto seco, 4=pedra seca, 5=pedra molhada, 6=neve, 7=gelo
terreno=[2 2 2 2];
r0=[0.285 0.285 0.285 0.285]; %valor nominal do diametro dos pneus
kt=[2000000 2000000 2000000 2000000]; %coeficiente de rigidez dos pneus
JW=[1.1 1.1 1.1 1.1]; %ineracia dos conjuntos pneu/roda
JZ=3332; %ineracia do veiculo com relacao ao eixo Z
L0=-0.03; L1=0.12; %parametros de caster
```

```
cpress=230000; %parametro para corrigir pela distribuicao de pressao
g=9.8066;
ro=1.2250; %pressao atmosferica e 20o. C
if vCG>=0.1
    constl=caer*AL*(ro/2);
elseif vCG<=-0.1
    constl=-caer*AL*(ro/2);
else
    constl=0;
end
```