ARTHUR VIEIRA NETTO JUNIOR

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE
CONTROLE PARA PERMITIR A DIRIGIBILIDADE DE UM
VEÍCULO POR MEIO DO ACIONAMENTO DE UM JOYSTICK**

São Paulo

2012

ARTHUR VIEIRA NETTO JUNIOR

Projeto e desenvolvimento de um sistema de controle para permitir a dirigibilidade de um veículo por meio do acionamento de um joystick.

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do Título de Doutor em Engenharia.

Área de concentração:

Engenharia Elétrica / Sistemas

Orientador:

Prof. Dr. Fuad Kassab Junior

São Paulo

2012

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, dede 2012

Assinatura do autor

Assinatura do orientador

FICHA CATALOGRÁFICA

Netto Junior, Arthur Vieira

Projeto e desenvolvimento de um sistema de controle para permitir a dirigibilidade de um veículo por meio do acionamento de um joystick / A.V. Netto Junior. -- ed.rev. -- São Paulo, 2012. 159 p.

Tese (Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle.

1. Veículos automotores 2. Sistemas de controle (Desenvolvimento) 3. Dispositivos eletrônicos 4. Joystick I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle II. t.

Agradecimentos.

À minha querida esposa Marta e meus filhos, Felipe e Maria Luiza, pelo apoio e incentivo para elaborar este trabalho.

Ao Prof. Dr. Fuad Kassab Junior por sua amizade, pela orientação precisa, pelo incentivo no desenvolvimento desta pesquisa e por sua paciência dispensada com o autor.

Ao Prof. Dr. José Luiz Antunes de Almeida, grande amigo e incentivador deste trabalho, por todas as inúmeras horas dispensadas ao repartir seu conhecimento com o autor.

Ao Prof. Dr. Ricardo Paulino Marques pelas observações e análise deste trabalho sempre realizadas de maneira construtiva.

Ao Prof. Thiago Ragozo Contim, pela amizade verdadeira, pelo apoio técnico imprescindível a este projeto e pela imensa paciência para corrigir os meus erros.

A todos os professores e amigos da Fatec-Sorocaba, pelo apoio irrestrito para a execução desta pesquisa.

Ao Prof. Dr. Argemiro Costa, por suas sugestões sempre importantes e oportunas para a melhoria da qualidade deste trabalho.

A todos os professores da Faculdade de Engenharia de Sorocaba, em especial ao Prof. Dr. Marcos Carneiro, grande amigo, pelo auxílio no início desta pesquisa.

SUMÁRIO

SUMÁRIO.....	I
LISTA DE FIGURAS.....	III
LISTA DE TABELAS, ABREVIATURAS E SIGLAS.....	VIII
LISTA DE SÍMBOLOS.....	VIII
RESUMO.....	XIII
ABSTRACT.....	XIV
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - Objetivos.....	1
1.2 - Justificativa do projeto.....	2
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
CAPÍTULO 3 - DINÂMICA VEICULAR NA TRANSLAÇÃO E	
ROTAÇÃO DO CHASSI.....	23
3.1 - Sistema de coordenadas, eixos de rotação e translação.....	23
3.2 - Modelo do pneu.....	26
3.2.1 – Determinação experimental do coeficiente de adesão.....	30
3.2.2 – Determinação teórica do coeficiente de adesão.....	33
3.3 – O modelo do chassi e a roda.....	38
3.4 - Forças de resistência atuando no chassi e pneu.....	42
3.5 - Movimento de rotação e translação do chassi.....	44
3.5.1 - Somatória de momentos em torno do eixo Z	44
3.5.2 - Somatória de momentos em torno do eixo X.....	45
3.5.3 - Somatória de momentos em torno do eixo Y.....	46

3.5.4 - Forças laterais em função dos ângulos de escorregamento do pneu	
α_F e α_R	49
CAPÍTULO 4 - IMPLEMENTAÇÃO DO SIMULADOR DA DINÂMICA VEICULAR.....	52
4.1 – Sistema motor e transmissão para as rodas.....	54
4.1.1 – Detalhamento do sistema de embreagem entre o motor e a transmissão para as rodas.....	56
4.1.2 – Cálculo do torque transmitido pela embreagem.....	60
4.1.3 – Modelagem do torque transmitido pela embreagem.....	62
4.1.4 – Modelagem do sistema motor com o sistema de transmissão para as rodas através da embreagem.....	64
4.2 – Sistema da suspensão e ângulos de rolamento (φ) e arfagem (χ).....	67
4.2.1 – Dinâmica vertical.....	67
4.2.2 – Rolamento.....	69
4.2.3 – Arfagem.....	70
4.3 – Sistema das rodas com interface dos pneus.....	71
4.4 – Sistema de frenagem e aceleração com interface dos pneus.....	74
4.5 – Sistema de direção e ângulo de esterçamento.....	78
4.6 – Sistema de comandos do joystick.....	81
CAPÍTULO 5 - SIMULAÇÃO DA DINÂMICA VEICULAR COM O SIMULADOR “CARRO VIRTUAL”.....	83
5.1 - Teste de desempenho de aceleração e frenagem com o veículo A.....	84
5.2 - Teste de desempenho de dinâmica lateral com o veículo B.....	89

CAPÍTULO 6 – DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE	
ACIONAMENTO DE DIREÇÃO, FREIOS E ACELERADOR	
INTERLIGADO AO SIMULADOR “CARO VIRTUAL”.....	96
6.1 – Protótipo do joystick.....	97
6.2 – Placa de controle.....	98
6.3 – Drivers dos motores e sistema de potência.....	100
6.4 – Motores de passo da direção e freio.....	101
6.5 – Placa de aquisição de dados.....	103
CAPÍTULO 7 – ANÁLISE DE FALHAS PARA A DIRIGIBILIDADE	
SEGURA.....	107
7.1 – Abordagem usando a programação estruturada.....	115
7.2 – Abordagem usando a árvore de falhas padrão.....	128
7.3 – Propostas para dirigibilidade segura baseadas na análise de falhas.....	136
7.4 – Proposta de um protocolo de segurança para sistemas que utilizam a	
tecnologia drive-by-wire.....	143
CAPÍTULO 8 – CONCLUSÃO.....	148
BIBLIOGRAFIA.....	152
APÊNDICE – Diagramas dos módulos do simulador.....	159

Lista de figuras.

Figura 1.1-Visão geral do trabalho para a prova de conceito na Fase I com	
ênfase no simulador.....	2
Figura 3.1 – Sistema geral de coordenadas e movimentos do veículo.....	23
Figura 3.2 - Veículo realizando uma curva à esquerda ao redor do centro	
instantâneo de rotação (CIR).....	25

Figura 3.3 – Sistema de coordenadas da roda e vista de cima da área de contato pneu/pavimento.....	27
Figura 3.4 – Forças longitudinal e lateral em conjunto com ângulo de deriva e área de contato.....	28
Figura 3.5 – Curva de força lateral versus ângulo de escorregamento e carga vertical para pneu P195/60R15.....	29
Figura 3.6 – Equipamento rebocado por veículo para medir de coeficiente de adesão.....	32
Figura 3.7 – Esquerda: Vista geral do equipamento; Direita: Dispositivo de espargimento de água.....	32
Figura 3.8 – Escorregamento da roda durante a frenagem.....	33
Figura 3.9 – Posicionamento dos escorregamentos longitudinal e lateral no modelo da roda.....	35
Figura 3.10 – Coeficientes de adesão em função do escorregamento e do tipo de pavimento.....	37
Figura 3.11 – Variáveis do modelo simplificado em curva à esquerda.....	38
Figura 3.12 – Modelo simplificado das rodas mostrando o cálculo de α_f e α_r	41
Figura 3.13 – Vista traseira de um veículo em curva, com disposição de forças na roda e CG.....	45
Figura 3.14 – Vista lateral de um veículo em aceleração com disposição de forças na roda e CG.....	46
Figura 4.1 - Visão geral dos módulos e funções do simulador “Carro Virtual” ..	53
Figura 4.2 – Diagrama ilustrativo das relações mecânicas entre o eixo do motor e rodas.....	54
Figura 4.3 – Curva de torque e potência de um motor em função da rotação.....	56

Figura 4.4 – Vista explodida da embreagem.....	57
Figura 4.5 – Vista explodida dos componentes do platô.....	58
Figura 4.6 – Esquema simplificado de uma embreagem automotiva.....	59
Figura 4.7 – Acionamento hidráulico da embreagem mostrando pedal, garfo e rolamento.....	63
Figura 4.8 – Definição de sistemas I, II e III em relação ao modelo mecânico..	64
Figura 4.9 – Sequência de torque transmitido pelo motor via embreagem para as rodas via embreagem.....	65
Figura 4.10 - Modelo de suspensão para um quarto de veículo	68
Figura 4.11 - Deflexão da suspensão do veículo em curva.....	70
Figura 4.12 - Deflexão da suspensão do veículo em aceleração.....	71
Figura 4.13 - Forças verticais dinâmicas em um veículo. Vista lateral.....	72
Figura 4.14 - Forças verticais no eixo dianteiro em um veículo. Vista frontal.	73
Figura 4.15 – Forças no pneu dianteiro esquerdo de um veículo fazendo uma curva sob frenagem.....	75
Figura 4.16 – Elipse de aderência típica para pneus radiais.....	76
Figura 4.17 – Esquema do circuito hidráulico para acionamento dos freios do eixo dianteiro e traseiro.....	77
Figura 4.18 – Relação de ângulo de esterçamento da roda e ângulo de acionamento de um joystick.....	79
Figura 4.19 - Comandos do joystick para o veículo.....	81
Figura 5.1 - Gráfico aceleração – Velocidade de 100 km/h em 12.2s.....	85
Figura 5.2 - Gráfico espaço percorrido - 1000m em 33.9s.....	86
Figura 5.3 – Gráfico aceleração – Velocidade máxima atingida 180.4 km/h.....	86
Figura 5.4 - Gráfico de distância de frenagem para diferentes velocidades.....	88

Figura 5.5 – Relação entre velocidade aceleração lateral para curva de raio=25m.....	90
Figura 5.6 – Ângulo de esterçamento das rodas (δ_w) em função da aceleração lateral.....	91
Figura 5.7 – Ângulo de rolamento (ϕ) em função da aceleração lateral.....	91
Figura 5.8 – Gráfico aceleração lateral com $V=40\text{km/h}$; $a_y=0.5g$	92
Figura 5.9 – Gráfico ângulo de rolamento com $V=40\text{km/h}$; $\phi=2.7^\circ$	93
Figura 5.10 – Gráfico aceleração lateral $V=50\text{km/h}$; $a_y=0.77g$	93
Figura 5.11 – Trajetória do veículo B, no plano XY em (m); $R=25\text{m}$	94
Figura 5.12 – Gráfico do ângulo de rolamento com $V=50\text{km/h}$; $\phi=4.1^\circ$	94
Figura 6.1 – Visão geral do trabalho para a prova de conceito na Fase II.....	96
Figura 6.2 - Joystick com dois eixos de atuação.....	97
Figura 6.3 – Placa de controle montada com microprocessador PIC 18F4520...99	
Figura 6.4 – Driver usado para acionamento do motor de passo e comunicação com placa de controle.....	100
Figura 6.5 – Fonte de 24 VDC e 10 A.....	100
Figura 6.6 – Motor da direção e encoder do eixo da direção que mede o ângulo de esterçamento.....	101
Figura 6.7 – Ilustração do servo-freio a vácuo.....	102
Figura 6.8 – Placa de aquisição de dados usada no trabalho.....	103
Figura 6.9 – Vista geral da bancada de trabalho desenvolvida.....	104
Figura 6.10 - Interatividade funcional entre usuário, equipamento simulador .	105
Figura 7.1 – Estrutura fundamental de uma árvore de falhas padrão.....	109
Figura 7.2 - Árvore de falhas resumida enfocando a perda de dirigibilidade do veículo.....	113

Figura 7.3 - Detalhamento de falha no driver do motor da direção.....	114
Figura 7.4 – Detalhamento de falha no sensor da direção no joystick.....	115
Figura 7.5 – Representação da árvore de falhas no modelo de programação estruturada.....	117
Figura 7.6 – Desenvolvimento de falha após transferência no fluxo de programação.....	118
Figura 7.7 - Desenvolvimento da falha de programação do microcontrolador.....	120
Figura 7.8 - Desenvolvimento da falha do sensor/potenciômetro da direção/freio localizados no joystick.....	122
Figura 7.9 – Desenvolvimento da falha na bateria.....	123
Figura 7.10 - Desenvolvimento da falha no acionamento do motor do freio....	125
Figura 7.11 - Desenvolvimento de falha na placa de controle que não envia sinal para driver do freio.....	127
Figura 7.12–Árvore principal abordando a perda de dirigibilidade do veículo.....	129
Figura 7.13 – Desenvolvimento de falha na placa de controle.....	130
Figura 7.14 – Desenvolvimento de falha na programação do microcontrolador.....	131
Figura 7.15 – Desenvolvimento de falha no sensor/potenciômetro do joystick.....	132
Figura 7.16 – Desenvolvimento de falha da bateria.....	133
Figura 7.17 – Desenvolvimento de falha no acionamento do motor do freio...	134
Figura 7.18 – Desenvolvimento de falha na placa de controle em relação ao drive do freio.....	135

Figura 7.19 - Visão geral da relação das fases do protocolo com o desenvolvimento do sistema.....	146
---	-----

Lista de tabelas

Tabela 3.1 – Valores médios de adesão em função da condição do pavimento asfáltico.....	33
Tabela 3.2 – Parâmetros para várias superfícies.....	36

Lista de abreviaturas e siglas.

ABS – Antilock braking system ou sistema antitravamento das rodas

ESC – eletronic stability control ou controle de estabilidade eletrônico.

TCS – traction control system ou sistema de controle de tração.

DBW – Drive-by-wire

BBW – Brake-by-wire

SBW – Steer-by-Wire

NHTSA - National Highway Traffic Safety Administration ou Administração Nacional de Segurança de Tráfego em Estradas dos Estados Unidos.

Lista de símbolos.

a_l = área frontal do veículo.

a_x - aceleração longitudinal

a_y - aceleração lateral

b - coeficiente de amortecimento médio do amortecedor

b_{af} - coef. de amortecimento médio amortecedor dianteiro.

b_{ar} - coef. de amortecimento médio amortecedor traseiro.

br - distância entre rodas no eixo traseiro.

bf- distância entre rodas eixo dianteiro.

bs - distância entre centros dos conjuntos mola/amortecedor das rodas

C - coeficiente de rigidez lateral (cornering stiffness)

cfl – coeficiente de rigidez lateral roda dianteira esquerda.

cfr – coeficiente de rigidez lateral roda dianteira direita.

crl – coeficiente de rigidez lateral roda traseira esquerda.

err – coeficiente de rigidez lateral roda traseira direita

Caero - coeficiente de arrasto aerodinâmico

CIR – centro instantâneo de rotação

CG – centro de gravidade do veículo

Fa - força de arrasto aerodinâmico

Fd – fator de distribuição de força nos freios.

Ffed – força de frenagem eixo dianteiro.

Ffet – força de frenagem eixo traseiro.

Fft – força total de frenagem.

Flf- força longitudinal no eixo dianteiro

Flr- força longitudinal no eixo traseiro.

Fsf- força lateral no eixo dianteiro.

Fsr- força lateral no eixo traseiro.

Fsfl - força lateral na roda da frente esquerda.

Fsfr - força lateral na roda da frente direita.

Fsrl - força lateral na roda traseira esquerda.

Fsrr - força lateral na roda traseira direita

Fzfl - força vertical na roda da frente esquerda.

F_{zfr} – força vertical na roda da frente direita.

F_{zrl} - força vertical na roda traseira esquerda.

F_{zrr} - força vertical na roda traseira direita

F_{rol} - força de resistência ao rolamento do pneu

g – aceleração gravitacional.

h_{cg} - altura do CG do veículo e relação ao solo.

i_d - relação de transmissão entre engrenagem da caixa de câmbio e engrenagem do diferencial..

i_t - relação de transmissão entre engrenagem do eixo motor e engrenagem da caixa de câmbio.

J_e, J_t, J_d, J_w - momento de inércia do motor, transmissão, diferencial e das quatro rodas respectivamente.

J_x - momento de inércia do veículo no eixo x.

J_y - momento de inércia do veículo no eixo y.

J_z - momento de inércia do veículo no eixo z.

k_{bf} - rigidez vertical da barra estabilizadora dianteira.

k_{br} - rigidez vertical da barra estabilizadora traseira.

k - rigidez média da mola.

k_f - rigidez da mola dianteira.

k_r - rigidez da mola traseira.

l_f - distância entre eixo frontal e o CG.

l_r - distância entre eixo traseiro e o CG.

l_s - distância entre centros dos conjuntos mola/amortecedor dos eixos dianteiro e traseiro

l - comprimento entre eixos do veículo

m_e - massa equivalente de um quarto de veículo levando em conta a posição do centro de gravidade.

m_{CG} - massa do veículo.

n_L - cáster dinâmico longitudinal

n_S - cáster dinâmico lateral

n_{LF} - efeito do cáster no eixo frontal.

n_{LR} - efeito do cáster no eixo traseiro.

R_{est} - raio efetivo da roda medido entre centro da roda e pavimento.

S_L – escorregamento longitudinal da roda

S_S – escorregamento lateral da roda

S_R – escorregamento resultante da roda

T_e - torque do motor.

T_{atrito} - torque de atrito resistente do motor.

V_{ch} - velocidade característica do veículo.

V_{wf} - direção da velocidade da roda eixo dianteiro.

V_{wr} - direção da velocidade da roda eixo traseiro.

V_{wfl} - velocidade da roda da frente esquerda.

V_{wfr} - velocidade da roda da frente direita.

V_{wrl} - velocidade da roda traseira esquerda.

V_{wrr} - velocidade da roda traseira direita

X_{CG}, Y_{CG}, Z_{CG} – eixos de coordenadas do CG

$\ddot{x}_{cg}$ - aceleração na direção x no CG.

$\ddot{y}_{cg}$ - aceleração na direção y no CG.

V_{cg} – velocidade do CG

$\dot{V}_{cg}$ - derivada da velocidade do CG

Símbolos do alfabeto grego

α - ângulo de deriva do pneu.

α_F - ângulo de deriva roda dianteira.

α_R - ângulo de deriva roda traseira.

α_W - ângulo rotacionado pela roda

β - ângulo de escorregamento lateral do veículo.

$\dot{\beta}$ - derivada em relação ao tempo, do ângulo de escorregamento lateral.

δ_W : ângulo de esterçamento da roda

μ_l - coeficiente de adesão longitudinal.

μ - coeficiente de adesão entre pneu/pavimento

μ_r - coeficiente de adesão resultante.

μ_s - coeficiente de adesão lateral.

ϕ - (roll) ângulo de rolamento;

ρ - densidade do ar

ψ - (yaw) ângulo de guinada

$\dot{\psi}$ - velocidade angular de guinada.

$\ddot{\psi}$ - aceleração angular de guinada.

χ - (pitch) ângulo de arfagem.

RESUMO

Este trabalho visa o desenvolvimento de um sistema de controle, para permitir a dirigibilidade de um veículo automotor, por meio do acionamento de um joystick por um usuário, que substitui o volante e os pedais do acelerador e do freio.

Foi construída uma placa de controle, que recebe os sinais de controle tais como esterçamento, aceleração e frenagem vindos do joystick operado pelo usuário, processa esses sinais e aciona eletronicamente os atuadores mecânicos no volante da direção, no servo freio e no acelerador, permitindo o controle dinâmico do veículo.

Para testar esse sistema de controle foi desenvolvido um simulador de dinâmica veicular, que fornece em tempo real, as respostas dinâmicas de um veículo quando solicitado pelo usuário, por meio de comandos de direção, aceleração e frenagem.

Associada ao referido simulador foi desenvolvida uma bancada de testes, que inclui os atuadores mecânicos, sensores, placa de controle e o joystick, que são testados em tempo real por um usuário, dirigindo um veículo com o auxílio do simulador em uma estrada virtual, realizando manobras como curvas, acelerações e frenagens variadas.

Durante os testes mencionados foi encontrada uma série de falhas, que comprometiam a segurança e a dirigibilidade do veículo. Com base nessas falhas foi construída uma árvore de falhas, para o sistema proposto, cuja falha principal era a perda da dirigibilidade do veículo. Partindo da análise qualitativa da árvore de falhas foi proposta uma série de ações corretivas, visando manter o sistema no âmbito da dirigibilidade segura, para o usuário. Finalmente, uma proposta de um protocolo de segurança, para desenvolvimento de sistemas *drive-by-wire* é sugerida tendo como base o desenvolvimento deste trabalho.

ABSTRACT

This work aims the development of a control system, to allow the handling of a automotive vehicle, by moving a joystick, which replaces the steering wheel, accelerator and braking pedals and is operated by a user.

An electronic control board was built to receive control signals, such as steering, acceleration and braking signals, using a joystick handled by a user. It converts those signals and activates the mechanical actuators in the steering wheel, brake booster and accelerator, to allow the dynamic control of the vehicle.

To test that control system, it was developed a vehicle dynamics simulator, which provides, in real time, the dynamics responses of a vehicle when driven by a user, by steering, braking and accelerating commands.

Together with the simulator it was developed a test bench, with mechanical actuators, sensors, a control board and a joystick, which were tested in real time, by a user driving a vehicle with the assistance of the simulator, on a virtual road, performing maneuvers like curves, accelerations and varied braking.

During the test it was found a series of faults, which affected the safety and driveability of the vehicle. Based on these faults, it was built a fault tree, to the proposed system, whose main fault was the loss of driveability of the vehicle.

Based on the qualitative analysis of the fault tree, it was proposed a series of corrective actions, in order to keep the system on scope of the safe driveability.

Finally, a proposal for a safety protocol for drive-by-wire systems was made, based on the development of this work.

Capítulo 1 – Introdução.

1.1 – Objetivos.

Este trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um sistema de controle, incluindo instrumentação e programação, para permitir a dirigibilidade de um automóvel através do acionamento de um *joystick*.

Em outras palavras o automóvel é comandado pelo usuário através do *joystick* que envia os comandos de direção, frenagem e aceleração para uma placa de controle a qual aciona eletronicamente os atuadores mecânicos no volante de direção, no pedal de freio e o pedal do acelerador.

Para testar esse sistema de controle que atua sobre a placa de controle foi desenvolvido um simulador simplificado de veículos de passeio/utilitário que fornece graficamente, em tempo real, as respostas dinâmicas de um veículo quando solicitado pelo motorista através de sinais de entrada como esterçamento, frenagem e aceleração.

O referido simulador cujo nome é “Carro virtual”, foi modelado matematicamente sendo implementado no Matlab/Simulink, para testar o *hardware* e o *software* usados no sistema de controle que une o *joystick*, a placa de controle e os motores de acionamento da direção, freios e acelerador.

Este trabalho foi desenvolvido em duas fases distintas que são:

Fase I – Desenvolver e modelar matematicamente um simulador de dinâmica veicular para automóveis (Carro Virtual) que forneça as respostas dinâmicas em função da solicitação do usuário.

Fase II - Realizar uma prova de conceito do sistema de controle (*hardware/software*), desenvolvido em laboratório, usando o “Carro Virtual” para validar o desempenho e segurança desse sistema.

Uma visão geral da fase I é apresentada na figura 1.1 abaixo.

Figura 1.1 – Visão geral do trabalho para a Fase I com enfoque no simulador “Carro Virtual” em azul.

1.2 - Justificativa do projeto.

Nos últimos anos surgiram várias tendências dentro da área de sistemas de transportes inteligentes, que provavelmente terão seus desenvolvimentos acentuados nos próximos anos.

Duas principais tendências segundo Steinfeld (2006) que podem ser destacadas que são:

a) Controles do veículo multifuncionais. Corresponde ao uso de poucos controles para gerenciar uma grande quantidade de comandos como freios antitravamento; comando de voz para abertura de portas e acionamento do motor entre outros.

b) Controle veicular ativo. Uma variada tecnologia de atuação em tempo real como controle de velocidade de cruzeiro, sistema de aviso anticolisão, controle de estabilidade e sistema de direção sem ligação física com o volante entre outras, que confirma a tendência mencionada neste trabalho.

Paralelamente a essas tendências, o sistema eletrônico *drive-by-wire* (**DBW**) surge como um enorme potencial para melhorar a segurança e o desempenho dos veículos, convergindo como solução apropriada para as tendências vistas acima.

Estudos recentes sobre a arquitetura de *software* e segurança do sistema **DBW** mostram a preocupação com a adoção de metodologias de análise, implementação e manipulação de falhas que podem levar a acidentes fatais (PIMENTEL, 2004).

O sistema *drive-by-wire* por sua vez abrange vários aspectos de como dirigir o veículo através de comandos eletrônicos, ou seja, a aceleração, a frenagem e a direção são comandadas eletronicamente.

Outro aspecto que merece ser abordado se refere aos estudos sobre um sistema de frenagem com comando eletrônico (*brake-by-wire system*) que substitui a tradicional abordagem com componentes hidráulicos e mecânicos por atuadores eletromecânicos e sistema de controle eletrônico.

Quanto ao sistema de direção que permite a dirigibilidade do veículo, surgiram alguns estudos que introduzem o conceito de direção acionada por comando eletrônico e atuação eletromecânica (*steer-by-wire system*). Em particular os esforços no sentido de

tornar seguro este sistema contra falhas de controle têm sido bastante analisados, segundo Hoseinnezhad e Bab-Hadiashar, (2005), por diferentes pesquisadores.

O sistema de controle proposto nesta pesquisa se encaixa nessa tendência mundial aqui relatada existindo vantagens em termos de segurança veicular, para os usuários em geral, que serão detalhadas mais adiante.

Vantagens particularmente úteis para aqueles usuários com limitação de movimentos, onde a presença de um comando único, como o *joystick*, possibilita a dirigibilidade sem comprometimento da segurança.

O projeto até aqui exposto permitirá, uma vez desenvolvido e implementado, o estabelecimento de um protocolo de segurança para dirigibilidade de veículos que utilizarão a tecnologia *drive-by-wire*. Esse protocolo deverá ser o produto dos conhecimentos adquiridos nas fases I e II anteriormente citadas.

O projeto também atende a demanda de usuários de veículos com deficiência física leve e moderada, que têm dificuldades para dirigir os automóveis fabricados hoje.

Como exemplos de deficiência física são citados os seguintes casos:

- Indivíduos com amputação de membro superior e/ou inferior.
- Indivíduos com seqüela motora decorrente de acidente vascular cerebral.
- Indivíduos com seqüela motora decorrente de paralisia cerebral.
- Indivíduos portadores de distrofia muscular.
- Indivíduos com esclerose múltipla em estágio inicial.

Outras vantagens imediatas decorrentes do sistema proposto são relativas ao tempo de reação para *frear* o veículo, que é menor do que no sistema por pedal hoje adotado, que utiliza a musculatura da perna para tirar o pé do pedal do acelerador e pressionar o pedal de freio. No sistema exposto o motorista simplesmente aciona o *joystick* cortando

a aceleração e freando imediatamente. Assim sendo, destacam-se as seguintes vantagens adicionais:

- Sabe-se que os pedais e volante são causadores de traumas em colisões de veículos. No sistema com *joystick*, eles não são necessários, o que por consequência, torna o veículo mais seguro.
- O tempo de aprendizagem para dirigir um veículo torna-se menor, pois utiliza-se apenas um controle que conecta direção, freio e acelerador.
- É possível programar o sistema de controle para evitar que o motorista efetue manobras bruscas em alta velocidade, que causam o descontrole do veículo e consequentes acidentes.

Em resumo o desenvolvimento do projeto proposto pode trazer uma nova contribuição no campo do conhecimento sobre essa tecnologia, tornando o sistema de controle do veículo mais seguro, bem como ampliar a fronteira da pesquisa automobilística nacional, seja no âmbito acadêmico, seja no âmbito industrial.

Capítulo 2 – Revisão bibliográfica.

Segundo Cruz (2006), o primeiro sistema de direção eficiente na história do automóvel foi patenteado por Rudof Ackermann em 1817, cujo projeto permitia que as rodas da frente sofressem esterçamento com ângulos diferentes, reduzindo em muito o arraste e conseqüente desgaste dos pneus.

Posteriormente em 1878, um projeto de direção com ligações entre os tirantes em forma de paralelogramo foi apresentado, possibilitando o desenvolvimento da suspensão independente.

À medida que os veículos foram ficando mais pesados, foi necessário desenvolver sistemas de direção com assistência hidráulica, para diminuir o esforço do usuário ao girar o volante, sendo que o primeiro sistema desse tipo projetado em 1928, porém, somente nos anos 50 a indústria automotiva utilizou-os de maneira massiva (Cruz, 2006).

Nos últimos anos, surgiram vários sistemas novos, no tocante à dinâmica veicular, como **ABS** (*Antilock braking system*), **ESC** (*Electronic stability control*) e **TCS** (*Traction control system*), entre outros, que permitiram um grande avanço na segurança veicular. (PIYABONGKARN et al., 2010)

Particularmente em relação ao controle eletrônico de estabilidade (**ESC**), Piyabongkarn et al. (2010) sugerem a adoção de uma equação simples, baseada na velocidade, ângulo de esterçamento e dimensões do veículo, equação essa que determina o ângulo máximo de guinada que um veículo pode suportar em uma curva, antes de se tornar instável.

Esse equacionamento foi adotado na elaboração do simulador de dinâmica veicular realizado nesse trabalho, visando evitar que o usuário efetuasse manobras potencialmente perigosas.

Em conjunto com esses sistemas (**ESC**; **ABS**; **TCS**), a tecnologia *drive-by-wire* (**DBW**) assumiu um papel importante na evolução dos mesmos, oferecendo vantagens em relação à segurança ativa e passiva, por permitir uma integração entre eles.

Segundo Ambekar et al. (2000), devido à integração desses sistemas, o risco de uma falha em algum deles pode levar a uma situação dinâmica de difícil controle, podendo até gerar um acidente.

Para promover uma maior confiabilidade nesses sistemas, Ambekar et al. (2000) sugerem um programa de segurança ao se projetar um sistema, no qual constam dezesseis técnicas que detectam as prováveis falhas.

Uma dessas técnicas é o modelo de árvore de falhas (*Fault Tree Model*) que identifica as causas de uma falha principal, decompondo-a em falhas intermediárias até um nível em que essas falhas se tornam básicas, mostrando as origens reais da falha principal. Esse modelo foi amplamente utilizado neste trabalho, para identificar problemas potencialmente catastróficos para o sistema de direção com o *joystick*.

Pimentel (2004) sugere uma arquitetura de segurança de *software* e *hardware* mais complexa, em particular para o sistema *steer-by-wire* (**SBW**) quando usado em situações críticas, em veículos, propondo entre outras coisas, a duplicação de componentes como microcontroladores e sensores, para garantir a redundância do sistema e aumentar a segurança. Tal proposta foi utilizada no modelo deste trabalho, como solução para alguns problemas específicos de segurança no sistema projetado.

Posteriormente Pimentel (2006) sugeriu um planejamento de *software* e *hardware* para validar sistemas *steer-by-wire* mesmo em situações críticas tendo em vista os aspectos de segurança veicular usando arquitetura *FlexCan*.

Frisoli et. al. (2001) apresentaram uma modelagem dos comandos de esterçamento e troca de marchas de um veículo através de um *joystick* comercial, com retro alimentação de força (*force feedback*) usando o Matlab/Simulink.

Usando dados experimentais da alavanca de câmbio de um veículo, em relação à sincronização de marchas e à resistência na mudança da marcha sentida pelo usuário, aqueles pesquisadores reproduziram, em um simulador, a dinâmica de movimento/força efetuada no veículo em tempo real.

O estudo mostra que a capacidade de um modelo matemático em reproduzir devidamente a realidade, para o usuário, por meio da dinâmica de retro alimentação de força, determina o êxito desse simulador.

Yih (2005) analisou as implicações do sistema *steer-by-wire* quanto à segurança e grau de dirigibilidade percebido pelo usuário. Segundo Yih (2005), o usuário deve receber informações tácteis ao girar o volante, usando o sistema *steer-by-wire*, de modo que perceba as reações do veículo ao seu comando.

Essas informações são a resistência do volante ao esterçamento e, também, as vibrações presentes nos sistemas de direção convencionais. No sistema *steer-by-wire*, porém, o usuário não as sente, devido ao fato de o volante não está conectado mecanicamente ao sistema de direção do veículo.

O acionamento do mecanismo da direção é feito por um motor elétrico e o volante está conectado a um *encoder*/sensor, que registra qual é a posição de esterçamento desejada pelo usuário.

A análise supracitada serviu como um alerta para o projeto do *joystick*, realizado neste trabalho, pois a princípio, não foi previsto um sistema de retroalimentação que possibilitasse tanto a reprodução da resistência do volante ao girar e as vibrações transmitidas pelo contato entre pneu e o pavimento.

Durante o desenvolvimento e teste deste trabalho, constatou-se a necessidade de fornecer informações tácteis para o usuário, pois elas permitem uma maior interação entre o sistema, as reações dinâmicas do veículo e o usuário.

Um projeto que demonstra essa interação, foi realizado por Ko e Choi (2007), usava um *joystick* para controlar um veículo remotamente. Esse *joystick* tinha uma retroalimentação de força resistiva tátil, que estava indexada à distância que o veículo estava de possíveis obstáculos. Em outras palavras, quando o veículo se aproximava de algum obstáculo em potencial, sensores enviavam um sinal para o *joystick* realizar um movimento na direção contrária, informando o usuário, de modo tátil, sobre o perigo.

Um sistema de controle, idealizado por Cortesão e Bajcinca (2004), para a arquitetura do sistema *steer-by-wire*, relacionava o torque exercido pelo usuário em um volante, em teste em um laboratório, com a resposta dinâmica do mesmo, em uma simulação, em presença de perturbações externas encontradas em uma rodovia, tais como vibrações, vento e irregularidades no pavimento.

Tais perturbações, como vento lateral e defeitos na pista, eram reconhecidas pelo sistema de controle, o qual mantinha o veículo com um comportamento dinâmico próximo ao do veículo dirigido por um usuário, que não possui o sistema *steer-by-wire*.

Embora esse estudo fosse uma simulação, seu conteúdo mostra a possibilidade de inclusão de funções específicas de controle, que auxiliem o usuário em condições de dirigibilidade adversas.

Em relação aos sistemas de freios e controle de tração, é importante ressaltar o começo do desenvolvimento do sistema **ABS**, patenteado em 1936 pela Bosch, que desenvolveu um mecanismo para prevenir o travamento das rodas em veículos motorizados (Bosch, 2003).

Em 1978 teve início a produção seriada do primeiro sistema **ABS**, cujo fornecimento destinava-se para a Mercedes-Benz e **BMW**.

Em 1987, a Bosch começou a produção em massa de um sistema de controle de tração (**TCS**) usado em veículos de passageiros (Bosch, 2003).

Um estudo interessante sobre a eficiência do sistema **ABS**, em relação ao sistema de freios convencional, foi realizado por Gioria (2008), em que se faz uma análise desses sistemas e posteriormente, uma modelagem matemática do sistema **ABS**.

Essa modelagem foi implementada na ferramenta Matlab/Simulink, para simular a frenagem em variados casos e estimar a probabilidade de travamento das rodas, em função do acionamento do freio.

O estudo mostrou que o sistema **ABS** fornece maior segurança nas frenagens, em relação ao sistema convencional, mesmo que os freios deste último estejam perfeitamente balanceados para uma dada condição da relação pneu/pavimento.

Particularmente interessantes nesse estudo, são as descrições do controle de frenagem em superfícies de baixa aderência e as estratégias para cálculo da velocidade de referência do veículo, quando em situação de bloqueio das rodas. No simulador desenvolvido neste trabalho, existe um módulo experimental no qual é simulado um sistema de frenagem que evita o bloqueio das rodas, usando parte das estratégias relatadas por Gioria (2008).

Outro estudo, realizado por Kawaguchi (2005), relacionava o conforto de frenagem, da perspectiva do usuário, em função do esforço exercido no pedal do freio, o

curso do pedal e a desaceleração do veículo. Para o desenvolvimento e construção do *joystick* efetuado neste trabalho, foi levado em conta essa relação de proporcionalidade entre movimento do *joystick*, executado pelo usuário e a desaceleração do veículo. Embora o estudo de Kawaguchi (2005) fosse especificamente para pedais de freio em veículos de passeio, foi possível fazer uma correlação para o caso do uso do *joystick* como instrumento de controle na frenagem.

A análise objetiva do conforto de frenagem sugere alguns parâmetros para o projeto de sistemas *brake-by-wire* (**BBW**), embora nesse sistema a interface entre o usuário e o freio não se realize mecanicamente, mas por meio de sinais eletrônicos oriundos de um dispositivo de controle.

Segundo Hoseinnezhad e Bab-Hadiashar (2006) o sistema *brake-by-wire*, por sua natureza, é um sistema crítico de segurança e uma falha na comunicação de sinais entre a unidade de controle eletrônica e os sensores deve ser tratada de maneira que o sistema não entre em colapso ou pare de funcionar.

Esses pesquisadores concluem que deve ser aumentada a redundância no sensoramento das partes vitais de controle do sistema, ou seja, vários tipos de diferentes sensores enviam seus sinais para uma unidade de controle eletrônica e esta controla a dinâmica de frenagem.

Para processar os sinais os pesquisadores ainda sugerem o uso de lógica *fuzzy*, com o intuito de aumentar a eficiência da unidade de controle de estabilidade do sistema como um todo.

Especificamente na construção do *joystick* para este trabalho, o aumento da redundância foi associado ao aumento do número de sensores de um para três, por eixo, que será comentado adiante, de modo que o sistema não incorresse em uma falha crítica, confirmando a conclusão dos pesquisadores supracitados.

Em relação à teoria da dinâmica veicular, inúmeros pesquisadores abordaram o tema para uma modelagem matemática que representasse, com confiabilidade, o movimento dinâmico de um veículo.

O modelo básico adotado pela maioria dos pesquisadores é conhecido como o modelo da bicicleta, no qual são relacionadas as variáveis dinâmicas do veículo, ao se fazer uma curva, em torno de um centro instantâneo de rotação (Kiencke e Nielsen, 2005).

No caso do modelo da bicicleta, o conjunto de rodas dianteiras mais o conjunto de rodas traseiras são admitidos como uma unidade, partindo do pressuposto que as respostas dinâmicas desses dois conjuntos são semelhantes e, portanto podem ser aglutinadas nos respectivos eixos, no centro do veículo.

Os pesquisadores Kiencke e Nielsen (2005) realizaram uma modelagem veicular que abrange o veículo de modo mais completo. A modelagem começa pelo motor, com análise termodinâmica, e sistema de controle que regula a injeção de combustível, ar e ponto de ignição fornecendo uma estimativa de potência e rotação.

Em seguida, é analisado o sistema de transmissão, para uma modelagem que aborda a caixa de mudança de marchas, embreagem, diferencial resultando em um sistema de controle que estima o torque e potência nas rodas em função do torque e rotação do motor.

Posteriormente Kiencke e Nielsen (2005) efetuam a modelagem do chassi utilizando o modelo tipo bicicleta em conjunto com o modelo do pneu em que se inclui a dinâmica longitudinal, lateral e vertical mantendo as mais importantes não linearidades do sistema.

Finalmente, a modelagem incorpora ao sistema a trajetória prevista do veículo em função dos parâmetros da rodovia, tais como curvas e inclinação da pista, em conjunto com a interface ativa do usuário do veículo.

Neste trabalho foi adotada a metodologia de análise da dinâmica veicular preconizada por Kiencke e Nielsen (2005), no tocante ao equacionamento das variáveis principais que são a velocidade do veículo (V_{cg}), o ângulo de guinada (ψ) e o ângulo de deriva (β).

Jazar (2008) adota também o modelo tipo bicicleta, expandindo o seu equacionamento para a dinâmica longitudinal e lateral, tratando os movimentos rotacionais do veículo, arfagem, rolamento e deriva de maneira convencional.

Pacejka (2006) também adota o modelo da bicicleta para equacionar a dinâmica veicular, sendo pronunciado o enfoque na relação pneu/pavimento.

Segundo Pacejka (2006), quatro fatores têm papel fundamental na modelagem do pneu: propriedades de adesão na interface pneu/pavimento, distribuição da pressão de contato, rigidez dos compostos de borracha e rigidez da estrutura portante.

A extensa análise das forças longitudinais, laterais e verticais que atuam nos pneus, levou o pesquisador a elaborar uma fórmula que representasse com fidelidade tal comportamento dinâmico, para várias condições operacionais.

Essa fórmula ficou conhecida como Fórmula Mágica (*Magic Formula*), sendo baseada em um modelo empírico de pneu. Tal equacionamento permite prever as forças dinâmicas, em um determinado pneu, usando coeficientes e parâmetros próprios.

MacIssac e Garrot (2002), por sua vez, realizaram um estudo detalhado para determinar o coeficiente de adesão em rodovias americanas, submetendo dois tipos de pneus comerciais a testes padronizados, em pista seca e molhada.

Nesse estudo, os pesquisadores também correlacionaram a pressão dos pneus com o coeficiente de adesão, e concluíram que essa relação depende do tipo do pneu e suas características construtivas.

Grosch (2006) realizou um estudo aprofundado, relacionando o efeito da borracha do pneu sob temperatura e velocidades variadas, em diversos tipos de pavimentos, constatando que a vida útil do pneu é proporcionalmente reduzida, à medida que o pneu opera em altas velocidades, com acentuadas acelerações/desacelerações, em altas temperaturas de trabalho e em pavimentos com alta rugosidade superficial.

A partir dos estudos de Pacejka (2006), MacIssac e Garrot (2002) e Grosch (2006), é possível identificar uma contribuição importante, no sentido que o modelo do pneu em contato com o pavimento determina todas as forças de reação que atuam na dinâmica do veículo. Se o modelo do pneu não corresponde adequadamente à realidade, então o modelo dinâmico do veículo será comprometido, na mesma medida, em relação à sua precisão e comportamento dinâmico.

Tahami et al. (2003) desenvolveram, para veículos elétricos com tração nas quatro rodas, um sistema de controle para controle da estabilidade em situações dinamicamente instáveis.

O sistema controla o escorregamento dos pneus e o torque nas rodas, para manter o veículo dentro da trajetória desejada pelo usuário. O sistema infere o desvio da rota desejada, por meio de um acelerômetro e sensores de velocidade nas rodas e aplica o torque necessário para o veículo se manter na curva, estabilizando o mesmo.

O sistema se baseia no ângulo de guinada previsto, que é fornecido por uma equação simples, também usada por Piyabongkarn et al. (2010), relatada anteriormente, para verificar o desvio de rota.

O estudo relatado acima trouxe uma contribuição importante para este trabalho, pois alerta que o sistema de dirigibilidade através do *joystick* deve ser portátil para veículos elétricos e híbridos, os quais apresentam diferenças significativas de motorização e controle dinâmico. Os fundamentos do sistema de controle usado por Tahami et al. (2003) foram, incorporados a este trabalho posteriormente.

Outro estudo igualmente voltado para sistemas de assistência ativa ao usuário, realizado por Kelber et al. (2005), integra um *joystick* ao comando de um pequeno veículo. Os pesquisadores desenvolveram um controle de compensação de esterçamento e aceleração/frenagem do veículo, criando uma interface com o usuário, de assistência para direção.

Esse estudo de Kelber et al. (2005) mostra que quando se utiliza um *joystick* para controle da dirigibilidade, ocorre uma diminuição da sensibilidade do usuário, em relação ao ajuste e à correção da rota desejada. Isso se deve ao fato que a faixa de movimentação/curso do *joystick* ser pequena para a faixa de respostas dinâmicas.

Em outras palavras, para um pequeno toque de aceleração efetuado no *joystick*, ocorre um aumento repentino de rotações do motor, dificultando o estabelecimento de uma velocidade estável para o veículo. Para contornar esse problema, os pesquisadores criaram um controle de compensação, denominado de interface com o usuário, que em altas velocidades, não permite a realização de manobras bruscas, tornando desse modo o veículo mais estável.

Esse tipo de controle de compensação também foi incorporado no desenvolvimento da placa de controle construída para este trabalho, particularmente no controle de esterçamento usando o *joystick* projetado.

Outros dois pesquisadores, Rosseter e Gerdes (2000), analisaram a importância das características de dirigibilidade de um veículo (*oversteering/understeering*) para os

sistemas de estabilidade assistida com interação ambiental. Nesse estudo, os pesquisadores simulam forças virtuais, que atuam no veículo, e estabelecem alguns parâmetros de estabilidade, para evitar a perda da mesma em velocidades críticas.

Segundo esses pesquisadores, as características construtivas de um veículo, tais como posição do centro de gravidade, momentos de inércia, coeficiente de rigidez do pneu entre outras determinam a estabilidade do mesmo em velocidades críticas. Essa informação é particularmente importante ao se projetar um sistema para controle de direção do veículo, como é o caso deste trabalho, no qual o *joystick* tem importância central para o sistema de direção.

Um estudo relevante, em sistemas de controle de estabilidade, foi realizado por Wikström (2006), em que são projetados dois sistemas de monitoramento dos sinais dos sensores de aceleração lateral e ângulo de deriva.

Esses sistemas visam detectar falhas nos dois sensores e evitá-las, por meio de uma modelagem dinâmica do veículo, que fornece uma estimativa de qual seria o valor provável do sinal do sensor em falha, de maneira a não comprometer o sistema de controle de estabilidade.

Shraim et al. (2008) realizaram estudo semelhante, para estimar parâmetros de estabilidade, possibilitando a atuação de um controlador para efetuar correções de direção, através de frenagem quando o veículo apresentasse instabilidade dinâmica.

Um fato relevante no estudo de Shraim et al. (2008) é o uso integral da metodologia de Kiencke e Nielsen (2005), para prever o ângulo de deriva e aceleração lateral, metodologia que também foi utilizada neste trabalho.

A partir dos estudos de Rosseter e Gerdes (2000), Wikström (2006) e Shraim et al. (2008) foi possível antever quais são os parâmetros principais de estabilidade que devem ser previstos por um simulador, ou adquiridos por sensores, de modo que esses

parâmetros sejam suficientes para estabelecer um panorama fidedigno da dinâmica do veículo, em tempo real.

Um estudo efetuado por Baffet e Stefant (2006) sugere uma comparação entre modelos matemáticos de pneus, para estimar a força lateral, o ângulo de escorregamento dos pneus e o coeficiente de adesão do pavimento, baseada nas informações medidas de aceleração, posição espacial e ângulo de direção entre outras.

Nesse estudo são comparados três modelos de pneu que são: modelo linear de Segel, modelo de Pacejka e o modelo de Burckhardt.

Um fato interessante indicado por Baffet e Stefant (2006), é a correspondência muito próxima dos valores encontrados pelos modelos de Pacejka e Burkhardt para força lateral do pneu em uma simulação de dinâmica veicular. O modelo de Burkhardt foi adotado neste trabalho, para modelagem do pneu do simulador porque tem boa aproximação com a realidade, sendo de utilização simples. Esse modelo será detalhado mais adiante, na sua totalidade.

Posteriormente Rajamani et al. (2010) realizaram um estudo relevante, estimando o coeficiente de adesão do pavimento, baseando-se nas informações medidas, em um veículo instrumentado, de aceleração, posição espacial, ângulo de direção e torque nas rodas.

Os pesquisadores apresentam três métodos para estimar o coeficiente de adesão médio dos pneus, e fazem uso de um quarto método, para estimar o mesmo coeficiente para cada pneu em particular, utilizando um acelerômetro e um GPS, para determinação da posição do veículo.

Esse estudo permite vislumbrar a possibilidade de incorporar, no controle do veículo, efetuado pelo *joystick*/placa de controle neste trabalho, um sistema de assistência a frenagem ao usuário, pois, uma vez conhecido o coeficiente de adesão

entre pneu/pavimento, torna-se possível avaliar se uma manobra de frenagem será bem sucedida ou não.

Outro aspecto da dinâmica veicular é a avaliação de “*rides*”, que segundo Perseguin (2005), é um sistema que transforma as excitações de entrada de um veículo (aceleração e vibrações) em sensações subjetivas relativas a conforto para o usuário.

Do conceito de “*rides*” surge um outro termo para designar a medição quantitativa dessas sensações, denominado de métrica, sendo essa denominação associada a um atributo como, por exemplo, métrica do conforto ou métrica vibracional.

Segundo Vilela (2010), denomina-se como métrica cada um dos atributos ou variáveis objetivas que são avaliados pela ferramenta de simulação. O resultado numérico que se persegue, para cada uma das métricas, é denominado de valor ou critério objetivo para esta mesma métrica.

Para exemplificar o conceito de métrica, pode-se citar a sensação de dirigibilidade ou de conforto que o usuário tem no uso de um veículo.

A partir dessas métricas, é possível otimizar o projeto do veículo, porém Vilela (2010) chama a atenção para o fato que a otimização do conforto e dirigibilidade é usualmente conflitante. Como exemplo, pode-se citar que uma suspensão considerada ótima para o conforto vibracional, é aquela menos rígida, ou seja, que tem melhor desempenho em isolar as irregularidades do pavimento.

Por outro lado, para uma boa dirigibilidade, se procura uma suspensão mais rígida, que permita boa aderência e minimize o rolamento do veículo em curvas.

O mesmo conceito de métrica é utilizado por Forkenbrock et al. (2002), em extenso estudo para testar quatro veículos quanto a propensão de sofrer um capotamento.

A métrica proposta pelos autores é baseada na transferência dinâmica de peso do veículo, utiliza manobras previamente padronizadas pela administração nacional de segurança de tráfego em estradas (**NHTSA**) dos Estados Unidos.

Posteriormente Whitehead et al. (2004) fizeram um modelo dinâmico veicular, para correlacionar as propriedades de cada veículo testado no estudo de Forkenbrock et al. (2002), com a propensão de capotar quando solicitado em manobras dinâmicas.

O conceito de métrica também foi relacionado em estudos nos quais o *joystick* substituiu os comandos tradicionais, como volante e pedais.

Em um importante e extenso estudo correlacionando o uso de *joystick* para dirigir um veículo, com fatores humanos, efetuado por Andonian et al. (2003), mostrou que os resultados variavam consideravelmente, em função da experiência adquirida de cada participante no estudo.

Outra contribuição relevante, encontrada nessa pesquisa, é a constatação inequívoca que os *joysticks* que ofereciam uma força resistiva de retro alimentação (*force feedback*), simulando as reações reais da direção do veículo, diminuía em muito os erros cometidos pelos usuários na condução do veículo durante a simulação.

Hill et al. (2008) efetuaram um extenso estudo sobre as implicações do sistema *drive-by-wire*, quando usado em conjunto com um *joystick*, introduzindo a interface entre usuário e veículo (*human-machine-interface*) como um fator preponderante no sucesso do referido sistema.

Segundo Hill et al. (2008), quando o veículo se move rapidamente, a magnitude da aceleração lateral aumenta, durante a manobra de esterçamento, elevando o risco de perda de controle e consequentemente levando a uma colisão.

No caso do controle ser efetuado por um *joystick*, um modo de controlar esse risco é variar a taxa de esterçamento, variando a relação de redução da caixa de direção, em função da velocidade do veículo.

Segundo Hill et al. (2008), no sistema de direção ativa do veículo **BMW** série 5, foi adotado uma relação de redução da caixa de direção, da ordem de 10:1, para baixas velocidades; enquanto que para velocidades maiores essa relação sobe para 20:1

No caso de falha do sistema de controle da direção ativa, a relação se torna fixa, na ordem de 14:1, possibilitando ao usuário manter o controle do veículo.

Essa variação da taxa de esterçamento foi incorporada ao desenvolvimento do sistema com *joystick* realizado neste trabalho, na forma de diminuição da taxa, em função do aumento da velocidade do veículo, tendo como referência uma aceleração lateral máxima permitida. Essa taxa de variação pode ser definida pelo usuário, para maior conforto.

Peters e Ostlund (2005) realizaram um interessante estudo analisando a dirigibilidade de um veículo controlado por um *joystick*, por usuários com limitação de movimentos e debilidade motora. Nesse estudo foi analisada a interação física do usuário com o *joystick*, em conjunto com a capacidade do mesmo de manter um determinado trajeto de modo seguro.

A capacidade cognitiva do usuário é também enfocada de maneira sistêmica, demonstrando que a avaliação dos eventos externos, tais como curvas, trânsito de pedestres e condições da rodovia são importantes para o tempo de resposta do usuário, frente a uma situação perigosa.

Outro fato importante relatado por Peters e Ostlund (2005), se refere ao aprendizado no manuseio do *joystick*, no sentido de habilitar o usuário a ter controle do sistema como um todo. Esse aprendizado requer treinamento em várias situações

encontradas no trânsito das cidades e em rodovias, o que pode ser feito inicialmente, em um simulador. No projeto do simulador realizado neste trabalho, foi incorporada essa característica de treinamento do usuário, embora a interface gráfica de visualização na tela ainda deva ser melhorada.

Na mesma linha de pesquisa, Fowler et. al. (2010) realizaram uma avaliação da capacidade de dirigir um veículo comandado por um *joystick*, com usuários com debilidade motora. Para esse fim, utilizaram um simulador com interface gráfica, em cujo teste o usuário tinha que executar, manobras de aceleração e frenagem em um determinado percurso com o veículo. O resultado final mostrou que os usuários treinados antecipadamente, com o *joystick*, não tiveram problemas para conduzir o veículo no teste, enquanto os que não tiveram o treinamento não obtiveram êxito.

Sovenyi e Gillespie (2007) realizaram outro estudo, no qual foi construído um assento/plataforma de automóvel, posteriormente colocado em frente a uma tela em que estava identificada a posição do assento em relação a uma posição alvo.

Esse assento era ocupado por um usuário que comandava o deslocamento do mesmo (com motor linear), por meio de um *joystick*, ao longo de um trilho em frente da tela. À medida que o usuário, usando o *joystick*, se deslocava pelo trilho, sua posição era atualizada na tela. O objetivo do teste era fazer coincidir a posição do assento com a posição alvo na tela.

Ao realizar o deslocamento, o usuário sofria uma aceleração no seu corpo, que dificultava o controle do *joystick*, pois os braços se deslocavam involuntariamente, em função da aceleração, e causavam um movimento adicional no *joystick*.

Para neutralizar esse efeito, Sovenyi e Gillespie (2007) elaboraram um sistema de controle que incluía um modelo biodinâmico do próprio usuário, atuando em conjunto com o sistema composto de assento e acionamento eletromecânico.

Esses pesquisadores obtiveram uma diminuição expressiva de desvios, nas tentativas dos usuários de fazer coincidir a posição do assento com a posição alvo, ambos identificados na tela, quando usavam o sistema de controle mencionado.

Nesse estudo fica clara a interferência do efeito das acelerações no corpo humano, em relação ao posicionamento desejado do *joystick* pelo usuário.

Essa interferência pode gerar, em um veículo equipado com o sistema proposto neste trabalho, uma perda de controle, pelo usuário, em situações de manobras bruscas ou de emergência, devido à própria magnitude das acelerações/desacelerações.

Portanto, é importante a inclusão dessa abordagem biodinâmica, no planejamento de sistemas com interface de comando com o usuário.

Wada e Kameda (2009), por outro lado, construíram, no Japão todo um sistema de comando para um veículo, baseado no *joystick*, dedicado aos usuários com cadeira de rodas. Nesse caso, o usuário entra no veículo com a cadeira de rodas, que se torna um assento, e dirige o veículo pelo comando do *joystick*; embora devido a impedimentos impostos pela legislação japonesa, os pesquisadores mantiveram o volante e os pedais de freio e aceleração em seus lugares originais.

Uma solução interessante adotado por Wada e Kameda (2009) está no fato que o *joystick* ser usado como uma alavanca para aceleração e frenagem, atuando direta e mecanicamente nos pedais. Para a direção o *joystick* envia o sinal do ângulo de esterçamento desejado pelo usuário para um motor/redutor, que gira o volante de direção.

Capítulo 3 - Dinâmica veicular na translação e rotação do chassi.

Para se modelar matematicamente a complexa dinâmica veicular, é necessário fixar claramente os sistemas de coordenadas que servirão de base para este trabalho. Foi adotada a metodologia de análise dinâmica baseada nos estudos de Kiencke e Nielsen (2005), que compreende os itens 3.3 e 3.5. O objetivo principal é correlacionar as variáveis de rotação e translação do veículo, em um sistema de referência que permita uma análise das mesmas em função do tempo.

3.1 – Sistema de coordenadas, eixos de rotação e translação.

Na figura abaixo estão relacionados os eixos principais de movimento de

Figura 3.1 – Sistema geral de coordenadas e movimentos do veículo. Adaptado de Kiencke e Nielsen (2005).

translação que são X_{CG} , Y_{CG} e Z_{CG} ; que estão fixados no centro de gravidade (CG) do veículo.

Os movimentos rotacionais também são mostrados através das variáveis ϕ , ψ e χ , sendo ϕ (roll) a rotação do veículo em torno do eixo X_{CG} , também chamada de rolamento, ψ (yaw) a rotação do veículo em torno do eixo Z_{CG} , chamada de guinada e χ (pitch) a rotação em torno do eixo Y_{CG} , denominada de arfagem.

Com o objetivo de diferenciar os vários sistemas de coordenadas que serão utilizados, serão definidos os seguintes sistemas com o respectivo sufixo:

- Para o chassi com sistema de coordenadas cuja origem está no centro de gravidade do veículo será usado “cg”.
- Para o sistema de coordenadas inercial (fixas) cuja origem deve ser fixada em um ponto no pavimento (estrada), será usado o sufixo “in”.
- Para o sistema de coordenadas da roda cuja origem está na intersecção do plano do pavimento com o plano de rolamento da roda e o plano vertical que contém o centro da roda, será usado o sufixo “w”.

Em relação à posição dos eixos e rodas, será adotada a terminologia descrita abaixo.

- Para eixo dianteiro “f” (*front*) e eixo traseiro, “r” (*rear*).
- Para roda à direita do veículo, “r” (*right*); para roda a esquerda, “l” (*left*).

Exemplificando, para a velocidade da roda dianteira esquerda, teríamos a denominação V_{wfl} . Quando um veículo faz uma curva, a velocidade de cada roda varia, em função de diferentes raios de curvatura que têm origem no centro instantâneo de rotação (CIR).

A velocidade de uma determinada roda tem direção perpendicular ao raio de curvatura da mesma. A velocidade do centro de gravidade também tem direção perpendicular ao raio de curvatura, porém, devido ao efeito de esterçamento e escorregamento do pneu em contato com o pavimento, surge um ângulo de deriva do veículo, β , entre o eixo X_{CG} e velocidade instantânea, V_{cg} . Isto pode ser visto na figura 3.2, que apresenta o sistema inercial e o sistema de coordenadas do centro de gravidade.

Figura 3.2 - Veículo realizando uma curva à esquerda ao redor do centro instantâneo de rotação (**CIR**).

Onde:

V_{wfl} : velocidade da roda dianteira esquerda.

V_{wfr} : velocidade da roda dianteira direita.

V_{wrl} : velocidade da roda traseira esquerda.

V_{wrr} : velocidade da roda traseira direita.

β : ângulo de deriva do veículo.

ψ : ângulo de guinada.

l_f : distância entre eixo *frontal* e o CG.

l_r : distância entre eixo traseiro e o CG.

b_r : distância entre rodas no eixo traseiro.

b_f : distância entre rodas eixo dianteiro.

3.2 – Modelo do pneu.

Neste ponto do desenvolvimento deste trabalho, o detalhamento do modelo do pneu se torna necessário, visto que o contato com o pavimento gera forças e deformações que afetam a dinâmica do veículo, como o cáster dinâmico e o ângulo de deriva do pneu, entre outros.

O cáster dinâmico pode ser visto na figura 3.3 que demonstra o ponto de contato médio entre pneu e pavimento, ou seja, o centro da reação das forças de cisalhamento atuando no contato do pneu com o pavimento, cuja origem é o centro da elipse que demarca a área de contato.

Esse ponto de contato médio migra para fora do centro da elipse, em função da aceleração, frenagem e esterçamento, devido à deformação e deflexão do pneu.

Figura 3.3 – Sistema de coordenadas da roda e vista de cima da área de contato pneu/pavimento.

Para calcular as distâncias n_L e n_S que determinam o cáster dinâmico, segundo Breuer (1993) as seguintes fórmulas são válidas:

$$nl = \frac{1}{2} \left(-0.03 + 0.12 \cdot \frac{F_z}{5000} \right) \text{ (m)} \quad (3.1)$$

$$ns = 3 \cdot nl \cdot \tan(\alpha) + \frac{F_s}{230000} \text{ (m)} \quad (3.2)$$

F_z =força vertical na direção z, no pneu em (N) .

F_s =força lateral na direção y, no pneu, em (N).

α = ângulo de deriva (°).

O ângulo de deriva α , ou ângulo de escorregamento, é definido como o ângulo existente entre a direção da trajetória do pneu e o plano da roda. Ao esterçar um veículo para realizar uma curva, o pneu se deforma e o plano da roda diverge da direção da trajetória do pneu, gerando a força lateral, F_s , que permite efetuar a curva, e a força longitudinal F_l , respectivamente, nos eixos Y_w e X_w da roda. A figura 3.4 mostra o relacionamento entre as forças e direções citadas, em conjunto com a área de contato do pneu com o pavimento.

Figura 3.4 – Forças longitudinal e lateral, em conjunto com ângulo de deriva e área de contato.

A inclinação inicial da relação existente entre o ângulo de deriva α e a força lateral F_s , gerada pelo pneu, é chamado de coeficiente de rigidez lateral (*cornering stiffness*) ou C .

Para α pequeno, em torno de 2° , existe uma relação linear entre α e F_s , que é mostrada abaixo.

$$F_s = C \cdot \alpha \quad \text{Onde: } F_s \text{ em (N); } C \text{ em (N/}^\circ\text{); e } \alpha \text{ em (}^\circ\text{)} \quad (3.3)$$

Porém o coeficiente de rigidez lateral C depende ainda da carga vertical (normal) F_z , que é aplicada ao pneu. Quanto maior a carga vertical F_z maior será o valor de C , o que pode ser visto na figura 3.5, onde são mostradas as curvas características de força lateral F_s , de um pneu, em função da carga vertical e ângulo α .

Figura 3.5 – Curva de força lateral versus ângulo de escorregamento (deriva) e carga vertical para pneu P195/60R15. Reproduzido de Vilela (2010).

Fora da região linear, a força lateral cresce de modo não linear, sendo necessária a correção do coeficiente de rigidez lateral (C), para indicar a verdadeira força lateral em função do ângulo de deriva.

O coeficiente de rigidez lateral (C) depende também de outras variáveis como geometria, estrutura, e pressão interna do pneu.

Um equacionamento proposto por Kiencke e Nielsen (2005), para corrigir essa distorção é relatado abaixo, onde a força lateral do pneu está em função da força vertical e do ângulo de deriva.

$$F_s = \left(k_1 - \frac{F_z}{k_2} \right) \cdot F_z \cdot \arctan(k_3 \cdot \alpha) \quad (3.4)$$

Sendo F_s e F_z em (N); α em ($^\circ$); e a função $\arctan()$ em (rad).

Segundo Hiemer et al. (2004), para pneus radiais de carros de passeio atuais adota-se como parâmetros $k_1=1$; $k_2=14000$ e $k_3=0.36$.

Portanto, o coeficiente de rigidez lateral corrigido C , vem a ser a equação (3.4) dividida pelo ângulo de escorregamento.

$$C = \frac{\left[\left(k_1 - \frac{Fz}{k_2} \right) Fz \cdot \arctan(k_3 \cdot \alpha) \right]}{\alpha} \quad (3.5)$$

É importante ressaltar que a força lateral mostrada na equação 3.4 está associada a um determinado coeficiente de atrito existente entre o pneu e o pavimento.

Para adequar a nomenclatura, o coeficiente de atrito descrito acima será chamado de coeficiente de adesão μ , sendo entendido como um valor que representa o atrito para uma dada situação dinâmica, seja ela aceleração ou frenagem, em trajetória curva ou retilínea.

O coeficiente de adesão μ pode ser medido experimentalmente na superfície de contato entre pneu e pavimento através de ensaios, ou previsto através de equacionamento apropriado.

3.2.1 – Determinação experimental do coeficiente de adesão.

Segundo Aps (2006), o coeficiente de adesão obtido para um determinado par pavimento/pneu está vinculado ao equipamento com o qual se realizou o ensaio. Quanto aos equipamentos de medida experimental do coeficiente de adesão, pode-se classificá-los em quatro tipos: estático; roda oblíqua; roda bloqueada e roda parcialmente bloqueada.

O equipamento de roda bloqueada, segundo Aps (2006), produz um bloqueio de 100%, mantendo a velocidade relativa entre o pneu e o pavimento igual à velocidade do

veículo. Ao frear, o equipamento mede a força média longitudinal gerada pelo pneu, pelo tempo de um segundo, até a roda ser completamente bloqueada. Essa força média (F_l) dividida pela carga vertical (F_z) aplicada ao pneu, determina o coeficiente de adesão μ .

Esse equipamento tem um dispositivo de espargimento de água que proporciona uma lâmina de água de 0.5 mm sendo usado para determinar o coeficiente de adesão para pavimento molhado.

O equipamento de roda parcialmente bloqueada, por sua vez, realiza as medidas do coeficiente de adesão de modo contínuo, segundo Aps (2006), sendo constituído por um reboque de três rodas. A roda central que é responsável pela medida do coeficiente de adesão, tem a sua rotação diminuída, de modo controlado, em até 17% em relação as rodas laterais. As rodas laterais giram livremente suportando o peso do equipamento.

MacIssac e Garrot (2002) realizaram um estudo detalhado, para determinar o coeficiente de adesão em rodovias americanas, adotando a norma **ASTM-E 274** (American Society For Testing and Materials). Foram usados dois tipos de pneus comerciais em testes padronizados em pista seca e molhada, sendo usado um equipamento de roda bloqueada mostrado na figura 3.6 e 3.7.

Mediram-se dois coeficientes de adesão: o coeficiente de pico (*peak coefficient of friction*) e o de deslizamento (*slide coefficient of friction*). O coeficiente de adesão de pico foi determinado freando-se gradativamente as rodas do equipamento e medindo o máximo coeficiente antes do bloqueio completo das mesmas.

Figura 3.6 – Equipamento rebocado por veículo para medir de coeficiente de adesão.

Extraído de MacIssac e Garrot (2002).

Figura 3.7 – Esquerda: Vista geral do equipamento; Direita: Dispositivo de espargimento de água. Extraído de MacIssac e Garrot (2002).

O coeficiente de adesão de deslizamento foi determinado com as rodas totalmente bloqueadas, deslizando o pneu sobre o pavimento asfaltado. No estudo foram medidos os coeficientes citados, na rodovia estadual OH 347 (Ohio State Route 347),

variando-se a velocidade do veículo e a pressão dos pneus usados. Os valores determinados podem ser vistos na tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Valores médios de adesão em função da condição do pavimento asfáltico.

Extraído de MacIssac e Garrot (2002).

Coeficiente de adesão	Condição da superfície	Coeficiente médio	Número de testes
Pico	Seca	1.01	5
Pico	Molhada	0.87	5
Deslizamento	Seca	0.83	7
Deslizamento	Molhada	0.63	7

3.2.2 – Determinação teórica do coeficiente de adesão.

Quando o pneu está sendo solicitado por um torque de frenagem ou aceleração, por exemplo, ocorrem deslizamentos entre a banda de rodagem do pneu e o pavimento, que causam uma variação na velocidade tangencial da roda.

No caso de frenagem, essa velocidade tangencial é menor que a velocidade longitudinal da roda, medida no eixo da mesma. Durante a frenagem o pneu, devido ao comportamento viscoelástico da borracha, dissipa energia na forma de calor.

Esta dissipação em forma de calor é a principal componente no atrito dos pneus.

Figura 3.8 – Escorregamento da roda durante a frenagem.

Segundo Reimpell et al. (2001) e Kiencke e Nielsen (2005), o escorregamento relativo da roda, para frenagem sem deriva, é definido como a diferença da velocidade tangencial (V_r) do pneu e a velocidade da roda (V_w), dividida pela velocidade da roda. A velocidade tangencial do pneu é dada por:

$$V_r = \omega \cdot R_{est} \quad (3.6)$$

Sendo ω a velocidade angular da roda (rad/seg) e R_{est} o raio estático da roda medido do centro da mesma até o pavimento, na vertical (m), sendo que a velocidade tangencial V_r será dada em (m/seg). A figura 3.8 mostra as variáveis acima, durante o escorregamento de uma roda na frenagem.

Portanto o escorregamento longitudinal (S_L) pode ser equacionado para a frenagem do veículo quando $V_r \leq V_w$, como mostrado na equação 3.7.

$$S_L = \frac{(V_r - V_w)}{V_w} \quad (3.7)$$

Para a aceleração do veículo, quando $V_r \geq V_w$, S_L pode ser equacionado como mostrado em 3.8.

$$S_L = \frac{(V_r - V_w)}{V_r} \quad (3.8)$$

Desse modo, o escorregamento longitudinal deve permanecer entre $-1 \leq S_L \leq +1$; sendo $S_L = -1$, quando em frenagem com a roda totalmente bloqueada, ($V_r = 0$) e $S_L = +1$, quando em aceleração, com a roda patinando com o veículo parado ($V_w = 0$).

Quando o veículo executa uma curva sob frenagem ou aceleração, ocorre um escorregamento lateral (S_s), devido à força lateral, além do escorregamento longitudinal.

Segundo Burckhardt (1993), o escorregamento longitudinal deve ser medido na direção da velocidade da roda, e o escorregamento lateral deve ser medido ortogonalmente à mesma, como mostra a figura 3.9. Nessa figura, aparecem o ângulo de

deriva (α), o ângulo de esterçamento do veículo (δw), além do posicionamento de S_s e S_L em relação a V_w .

Figura 3.9 – Posicionamento dos escorregamentos longitudinal e lateral no modelo da roda.

Ampliando a análise e equacionamento dos escorregamentos da roda realizando uma curva sob aceleração/frenagem é possível montar a seqüência abaixo.

Para frenagem com $V_r \cdot \cos(\alpha) \leq V_w$:

$$S_L = \frac{(V_r \cdot \cos(\alpha) - V_w)}{V_w} \text{ e } S_s = \frac{V_r \cdot \sin(\alpha)}{V_w} \quad (3.9)$$

Para aceleração com $V_r \cdot \cos(\alpha) \geq V_w$:

$$S_L = \frac{(V_r \cdot \cos(\alpha) - V_w)}{V_w \cdot \cos(\alpha)} \text{ e } S_s = \frac{V_r \cdot \sin(\alpha)}{V_r \cdot \cos(\alpha)} = \tan(\alpha) \quad (3.10)$$

Como resultante do escorregamento total da roda, definido como S_r , a seguinte equação é válida:

$$S_r = \sqrt{S_L^2 + S_s^2} \quad (3.11)$$

A partir da determinação do escorregamento resultante (S_r), torna-se possível calcular o coeficiente de adesão resultante μ_R , em função do tipo de pavimento, velocidade do veículo ($V(m/s)$) e força vertical aplicada na roda ($F_z(N)$), usando a abordagem de Burckhardt (1993), que consiste de um equacionamento com cinco parâmetros como mostrado abaixo, em conjunto com a tabela 3.2

$$\mu_R(S_r) = (C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot S_r}) - C_3 \cdot S_r) \cdot e^{C_4 \cdot S_r \cdot V} \cdot (1 - C_5 \cdot F_z^2) \quad (3.12)$$

Tabela 3.2 – Parâmetros para várias superfícies. Adaptado de Burckhardt (1993).

	C_1	C_2	C_3
Asfalto seco	1.2801	23.99	0.52
Asfalto molhado	0.857	33.822	0.347
Concreto seco	1.1973	25.168	0.5373
Pedra seca	1.3713	6.4565	0.6691
Pedra molhada	0.4004	33.7080	0.1204
Neve	0.1946	94.129	0.0646
Gelo	0.05	306.39	0

C_4 - Influência da velocidade no coeficiente de adesão: $0.002 \text{ s/m} \leq C_4 \leq 0.004 \text{ s/m}$.

C_5 – Influência da força vertical na roda: $0.00015 (1/kN)^2$.

A relação da equação acima entre o coeficiente de adesão teórico e o escorregamento resultante, pode ser vista na figura 3.10.

Figura 3.10 – Coeficientes de adesão em função do escorregamento e do tipo de pavimento. Adaptado de Kiencke e Nielsen (2005).

Posteriormente na seção 4.4 deste trabalho, estes conceitos expostos acima, nesta seção, são retomados, para modelar o sistema de frenagem e aceleração com interface dos pneus.

Na seqüência será delineado o modelo do chassi e sua interface com a roda.

3.3 – O modelo do chassi e roda.

Com o objetivo de facilitar o equacionamento do modelo dinâmico do veículo, será adotado o modelo simplificado do veículo. O conjunto de rodas dianteiras mais o conjunto de rodas traseiras serão admitidos como uma unidade, partindo-se do pressuposto que as respostas dinâmicas desses dois conjuntos são semelhantes e, portanto, podem ser aglutinadas nos respectivos eixos, no centro do veículo. Esse modelo simplificado é mostrado na figura 3.11.

Figura 3.11 – Variáveis do modelo simplificado em curva à esquerda.

As variáveis descritas na figura 3.11 são detalhadas abaixo, sendo importante salientar o uso do sufixo “l” para designar longitudinal, e o sufixo “s” para designar lateral:

Flf: força longitudinal no eixo dianteiro

Flr: força longitudinal no eixo traseiro.

Fsf: força lateral no eixo dianteiro.

Fsr: força lateral no eixo traseiro.

$\dot{\psi}$: velocidade angular de guinada.

δ_w : ângulo de esterçamento da roda

α_F : ângulo de deriva roda frontal.

α_R : ângulo de deriva roda traseira.

β : ângulo de deriva do veículo.

l: comprimento entre eixos do veículo.

lf: distância entre eixo frontal e o CG.

lr: distância entre eixo traseiro e o CG.

n_{LF} : efeito do cáster dinâmico no eixo frontal.

n_{LR} : efeito do cáster dinâmico no eixo traseiro.

Vwf: direção da velocidade da roda eixo dianteiro.

Vwr: direção da velocidade da roda eixo traseiro..

Vcg: direção da velocidade do CG.

Lembrando a terminologia usada para eixo dianteiro “f” (*front*) e eixo traseiro “r” (*rear*), e para roda à direita do veículo “r” (*right*), para roda a esquerda “l” (*left*), é possível fazer a decomposição das forças mostradas na figura 3.11, no sistema de coordenadas (X;Y) do CG.

As forças longitudinais e laterais de cada uma das quatro rodas serão transformadas em forças nas direções X e Y, de acordo com o mencionado anteriormente, da expansão do modelo simplificado para o lado esquerdo e direito do veículo.

Para as rodas traseiras não existe decomposição, pois elas já estão orientadas no sistema de coordenadas. Portanto:

$$\begin{aligned} F_{xrl} &= F_{lrl} \\ F_{yrl} &= F_{srl} \end{aligned} \quad \text{Roda traseira esquerda} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} F_{xrr} &= F_{lrr} \\ F_{yrr} &= F_{srr} \end{aligned} \quad \text{Roda traseira direita.} \quad (3.14)$$

Para o eixo dianteiro:

$$\begin{aligned} F_{xfl} &= F_{lfl} \cdot \cos(\delta_w) - F_{sfl} \cdot \sin(\delta_w) \\ F_{yfl} &= F_{lfl} \cdot \sin(\delta_w) + F_{sfl} \cdot \cos(\delta_w) \end{aligned} \quad \text{Roda dianteira esquerda.} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} F_{xfr} &= F_{lfr} \cdot \cos(\delta_w) - F_{sfr} \cdot \sin(\delta_w) \\ F_{yfr} &= F_{lfr} \cdot \sin(\delta_w) + F_{sfr} \cdot \cos(\delta_w) \end{aligned} \quad \text{Roda dianteira direita.} \quad (3.16)$$

Para um determinado ângulo de deriva do veículo β , é possível calcular os ângulos de deriva dos pneus, que são α_F e α_R , baseado na geometria descrita na figura 3.11.

Para as direções nos eixos Y_{CG} e X_{CG} , respectivamente, segue o equacionamento abaixo.

$$V_{wf} \cdot \sin(\delta_w - \alpha_f) = l_f \cdot \dot{\psi} + V_{cg} \cdot \sin(\beta) \quad , \text{ direção lateral.} \quad (3.17)$$

$$V_{wf} \cdot \cos(\delta_w - \alpha_f) = V_{cg} \cdot \cos(\beta) \quad , \text{ direção longitudinal} \quad (3.18)$$

Dividindo a equação 3.17 pela 3.18 resulta para o eixo dianteiro, em:

$$\tan(\delta_w - \alpha_f) = \frac{l_f \cdot \dot{\psi} + V_{cg} \cdot \sin(\beta)}{V_{cg} \cdot \cos(\beta)} \quad (3.19)$$

De maneira análoga, para o eixo traseiro:

$$\tan(\alpha_r) = \frac{l_f \cdot \dot{\psi} - V_{cg} \cdot \sin(\beta)}{V_{cg} \cdot \cos(\beta)} \quad (3.20)$$

Em condições dinâmicas normais de estabilidade, o ângulo de deriva do veículo não é maior que 5° , sendo também possível simplificar, adotando $\sin(\beta) \cong \beta$ e $\cos(\beta) \cong 1$.

Dessa forma as equações para determinar α_F e α_R respectivamente no eixo *frontal* e traseiro são:

$$\alpha_f = -\frac{l_f \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} + \delta_w - \beta \quad (3.21)$$

$$\alpha_r = +\frac{l_f \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} - \beta \quad (3.22)$$

O equacionamento acima pode ser visto graficamente na figura 3.12.

Figura 3.12 – Modelo simplificado das rodas mostrando o cálculo de α_f e α_r .

3.4 – Forças de resistência atuando no chassi e no pneu.

As duas principais forças externas resistivas à translação do veículo são a resistência do ar e a resistência ao rolamento do pneu.

A força de resistência do ar (F_a) durante o deslocamento do veículo pode ser equacionada de maneira simplificada, através do uso do coeficiente de arrasto aerodinâmico em conjunto com a velocidade relativa do ar e com a área média frontal do veículo.

Para efeito de modelagem, será desprezada a velocidade do vento que pode atuar como uma variável externa ao sistema. Portanto, a velocidade relativa do ar será a velocidade do veículo em relação ao sistema inercial.

$$F_a = C_{aero} \cdot A_l \cdot \frac{\rho}{2} \cdot (V_{cg})^2 \quad (3.23)$$

Sendo: F_a = força de arrasto aerodinâmico (N).

C_{aero} = coeficiente de arrasto aerodinâmico

A_l = área frontal do veículo (m^2).

ρ = Densidade do ar (kg/m^3)

V_{cg} = velocidade do veículo no CG (m/s).

A força de resistência ao rolamento do pneu (F_{rol}) age no sentido contrário ao deslocamento do veículo, sendo causada pela deformação do pneu na superfície de contato com o pavimento.

Essa força varia em função da dissipação de energia por histerese nos compostos de borracha do pneu e da velocidade do mesmo.

Segundo Jazar (2008), essa força pode ser equacionada da seguinte maneira:

$$F_{rol} = F_z.(F_0 + F_1.Vcg^2) \quad (3.24)$$

Sendo:

F_{rol} = força de resistência ao rolamento (N).

F_z = Força vertical atuando no pneu (N).

F_0 = coeficiente estático de resistência ao rolamento (-).

F_1 = coeficiente dinâmico de resistência ao rolamento (s^2/m^2).

Segundo Jazar (2008), para pneus radiais de veículos de passeio em asfalto em bom estado adotam-se os seguintes valores para os coeficientes: $F_0 = 0.015$ e $F_1 = 7.10^{-6}$ (s^2/m^2).

3.5 - Movimento de translação e rotação do chassi.

O movimento de translação do chassi pode ser definido, no sistema inercial, usando-se a Segunda Lei de Newton, fazendo a somatória de forças que atuam nas rodas e relacionando-as com as acelerações nos eixos X_{in} e Y_{in} , como mostra a equação (3.25), através da massa do veículo.

$$m_{CG} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{in} \\ \ddot{y}_{in} \end{bmatrix} = T \cdot \begin{bmatrix} F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} + F_a + F_{rol} \\ F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

A matriz T é a matriz de rotação de coordenadas do CG para o sistema de coordenadas inercial, mostrada nas equações 3.26 e 3.27.

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{in} \\ \ddot{y}_{in} \end{bmatrix} = T \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{cg} \\ \ddot{y}_{cg} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

$$T = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

O movimento de rotação em torno dos eixos X , Y e Z podem ser divididos em três rotações principais, sendo equacionadas através da somatória de momentos em torno do CG, que é igual ao produto do momento de inércia e da aceleração angular decorrente desses eixos.

3.5.1 - Somatória de momentos em torno do eixo Z , sendo J_z momento de inércia do veículo no eixo Z e ψ ângulo de guinada.

Adotando-se a figura 3.11 como base para realizar a somatória de momentos no eixo Z que parte do CG, verifica-se o equacionamento abaixo.

$$\begin{aligned}
J_Z \cdot \ddot{\psi} = & (F_{yfr} + F_{yfl}) \cdot (l_F - nlf \cdot \cos(\delta_W)) - (F_{yrr} + F_{yrl}) \cdot (l_R + nlr) + \\
& + (F_{xrr} - F_{xrl}) \cdot \frac{br}{2} + F_{xfr} \left(\frac{bf}{2} + nlf \cdot \sin(\delta_W) \right) - F_{xfl} \left(\frac{bf}{2} - nlf \cdot \sin(\delta_W) \right)
\end{aligned} \quad (3.28)$$

3.5.2 - Somatória de momentos em torno do eixo X, sendo Jx momento de inércia do veículo no eixo X e ϕ ângulo de rolamento.

Adotando-se a figura 3.13 como base para realizar a somatória de momentos no eixo X que parte do CG, verifica-se o seguinte equacionamento.

Figura 3.13 – Vista traseira de um veículo com disposição de forças.

$$J_X \cdot \ddot{\phi} = (F_{zfl} - F_{zfr}) \cdot \frac{bf}{2} + (F_{zrl} - F_{zrr}) \cdot \frac{br}{2} - m \cdot ay \cdot h_{CG} \quad (3.29)$$

3.5.3 - Somatória de momentos em torno do eixo Y, sendo J_y momento de inércia do veículo no eixo Y e χ ângulo de arfagem.

Usando a figura 3.14 como base para realizar a somatória de momentos no eixo y, que parte do CG, verifica-se o equacionamento abaixo.

Figura 3.14 – Vista lateral de um veículo em aceleração com disposição de forças na roda e CG.

$$J_Y \cdot \ddot{\chi} = -(F_{zfl} + F_{zfr}) \cdot l_f + (F_{zrl} + F_{zrr}) \cdot l_r + m \cdot ax \cdot h_{CG} \quad (3.30)$$

Pela figura 3.2 verifica-se que a velocidade do CG pode ser decomposta no sistema de coordenadas inercial, de seguinte forma:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{in} \\ \dot{y}_{in} \end{bmatrix} = V_{cg} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\beta + \psi) \\ \sin(\beta + \psi) \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

Diferenciando a equação 3.31 se obtém:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{in} \\ \ddot{y}_{in} \end{bmatrix} = V_{cg} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \begin{bmatrix} -\sin(\beta + \psi) \\ \cos(\beta + \psi) \end{bmatrix} + \dot{V}_{cg} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\beta + \psi) \\ \sin(\beta + \psi) \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

A matriz de rotação das coordenadas do sistema inercial para o sistema de coordenadas do CG é dada por:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{cg} \\ \ddot{y}_{cg} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & \sin(\psi) \\ -\sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{in} \\ \ddot{y}_{in} \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

$$T^{-1} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & \sin(\psi) \\ -\sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

Substituindo a equação 3.32 em 3.33 se obtém:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{cg} \\ \ddot{y}_{cg} \end{bmatrix} = V_{cg} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \begin{bmatrix} -\sin(\beta) \\ \cos(\beta) \end{bmatrix} + \dot{V}_{cg} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\beta) \\ \sin(\beta) \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Lembrando a equação 3.25, deseja-se transformá-la do sistema inercial (lado esquerdo da equação) para o sistema de coordenadas do CG. Para isso será usado o cálculo descrito nas equações 3.32 e 3.33 obtendo-se então:

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{in} \\ \ddot{y}_{in} \end{bmatrix} = \frac{1}{m_{CG}} \cdot T \cdot \begin{bmatrix} F_{xfl} + F_{xf\dot{r}} + F_{xrl} + F_{xr\dot{r}} + F_a + F_{rol} \\ F_{yfl} + F_{yf\dot{r}} + F_{yrl} + F_{yr\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$T^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_{in} \\ \ddot{y}_{in} \end{bmatrix} = \frac{1}{m_{CG}} \cdot (T \cdot T^{-1}) \cdot \begin{bmatrix} F_{xfl} + F_{xf\dot{r}} + F_{xrl} + F_{xr\dot{r}} + F_a + F_{rol} \\ F_{yfl} + F_{yf\dot{r}} + F_{yrl} + F_{yr\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}_{cg} \\ \ddot{y}_{cg} \end{bmatrix} = \frac{1}{m_{CG}} (1) \cdot \begin{bmatrix} F_{xfl} + F_{xf\dot{r}} + F_{xrl} + F_{xr\dot{r}} + F_a + F_{rol} \\ F_{yfl} + F_{yf\dot{r}} + F_{yrl} + F_{yr\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (3.37)$$

$$V_{cg} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \begin{bmatrix} -\sin(\beta) \\ \cos(\beta) \end{bmatrix} + \dot{V}_{cg} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\beta) \\ \sin(\beta) \end{bmatrix} = \frac{1}{m_{CG}} \cdot \begin{bmatrix} F_{xfl} + F_{xf\dot{r}} + F_{xrl} + F_{xr\dot{r}} + F_a + F_{rol} \\ F_{yfl} + F_{yf\dot{r}} + F_{yrl} + F_{yr\dot{r}} \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

Resolvendo a equação 3.38 para a derivada da velocidade do CG (aceleração do CG) , para a derivada do ângulo de escorregamento do veículo, e desprezando-se a força de resistência ao rolamento (Frol), obtém-se:

$$\dot{V}_{cg} = \frac{1}{m_{CG}} \cdot \left[F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} - C_{aero} \cdot A_l \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_{cg}^2 \right] + V_{cg} \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \tan(\beta) \quad (3.39)$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m_{CG} \cdot V_{cg} \cdot \cos(\beta)} \cdot \left[F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr} - m_{CG} \cdot \dot{V}_{cg} \cdot \sin(\beta) \right] - \dot{\psi} \quad (3.40)$$

Isolando e arranjando as equações acima, para evitar as dependências das derivadas de Vcg e β , obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{cg} &= \frac{\cos(\beta)}{m_{CG}} \cdot \left[F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} - C_{aero} \cdot A_l \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_{cg}^2 \right] \\ &+ \frac{1}{m_{CG}} \cdot (F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr}) \cdot \sin(\beta) \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= -\frac{\sin(\beta)}{V_{cg} \cdot m_{CG}} \cdot \left[F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr} - C_{aero} \cdot A_l \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_{cg}^2 \right] \\ &+ \frac{\cos(\beta)}{V_{cg} \cdot m_{CG}} \cdot (F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr}) - \dot{\psi} \end{aligned} \quad (3.42)$$

Lembrando a equação 3.28, abaixo que descreve o movimento rotacional em torno do eixo Z, se obtém o equacionamento do modelo simplificado. Falta ainda, a substituição das forças nas rodas dianteira (esquerda/direita) e traseira (esquerda/direita), desenvolvidas nas equações 3.13; 3.14; 3.15; 3.16 em conjunto com as forças laterais, que atuam nos quatro pneus, que serão desenvolvidas abaixo.

$$\begin{aligned}
J_Z \cdot \ddot{\psi} = & (F_{yfr} + F_{yfl}) \cdot (l_F - nlf \cdot \cos(\delta_W)) - (F_{yrr} + F_{yrl}) \cdot (l_R + nlr) \\
& + (F_{xrr} - F_{xrl}) \cdot \frac{br}{2} + F_{xfr} \left(\frac{bf}{2} + nlr \cdot \sin(\delta_W) \right) - F_{xfl} \left(\frac{bf}{2} - nlf \cdot \sin(\delta_W) \right)
\end{aligned} \tag{3.28}$$

3.5.4 – Forças laterais em função dos ângulos de escorregamento do pneu α_F e α_R .

Baseando-se nas equações 3.21 e 3.22 pode-se escrever que as forças laterais desenvolvidas nos quatro pneus em função de α_F e α_R são:

$$F_{sfl} = C_{fl} \cdot \alpha_{FL} = C_{fl} \cdot \left(-\frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} + \delta_W - \beta \right) \tag{3.43}$$

$$F_{sfr} = C_{fr} \cdot \alpha_{FR} = C_{fr} \cdot \left(-\frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} + \delta_W - \beta \right) \tag{3.44}$$

$$F_{srl} = C_{rl} \cdot \alpha_{RL} = C_{rl} \cdot \left(+\frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} - \beta \right) \tag{3.45}$$

$$F_{srr} = C_{rr} \cdot \alpha_{RR} = C_{rr} \cdot \left(+\frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} - \beta \right) \tag{3.46}$$

Substituindo as equações 3.13, 3.14, 3.15, 3.16, nas equações 3.41, 3.42, 3.28 e posteriormente introduzindo as equações 3.43, 3.44, 3.45 e 3.46, obtém-se:

$$\dot{V}_{cg} = \frac{1}{m_{CG}} \left\{ \begin{aligned} &(Flfl + Flfr) \cdot \cos(\delta w - \beta) \\ &+ (Flrl + Flrr - Caero \cdot Al \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_{cg}^2) \cdot \cos(\beta) \\ &-(cfl + cfr) \cdot \left(\delta w - \beta - \frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} \right) \cdot \sin(\delta w - \beta) \\ &+ (crl + crr) \cdot \left(-\beta + \frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} \right) \cdot \sin(\beta) \end{aligned} \right\} \quad (3.47)$$

$$\dot{\beta} = \frac{1}{V_{cg} \cdot m_{CG}} \cdot \left\{ \begin{aligned} &(cfl + cfr) \cdot \left(\delta w - \beta - \frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} \right) \cdot \cos(\delta w - \beta) \\ &+ (Flfl + Flfr) \cdot \sin(\delta w - \beta) - \\ &-(Flrl + Flrr - Caero \cdot Al \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V_{cg}^2) \cdot \sin(\beta) \\ &+ (crl + crr) \cdot \left(-\beta + \frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} \right) \cdot \cos(\beta) \end{aligned} \right\} - \dot{\psi} \quad (3.48)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_z} \left\{ \begin{aligned} &(lf - nlf \cdot \cos(\delta w)) \cdot (Flfl + Flfr) \cdot \sin(\delta w) \\ &+ (lf - nlf \cdot \cos(\delta w)) \cdot (cfl + cfr) \cdot \left(\delta w - \beta - \frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} \right) \cdot \cos(\delta w) \\ &+ \frac{b_f}{2} (Flfr - Flfr) \cdot \cos(\delta w) \\ &- \frac{b_f}{2} \cdot (cfr - cfl) \cdot \left(\delta w - \beta - \frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} \right) \cdot \sin(\beta) \\ &- (lr - nlr) \cdot (crl - crr) \cdot \left(-\beta + \frac{lf \cdot \dot{\psi}}{V_{cg}} \right) \\ &+ \frac{b_r}{2} (Flrr - Flrl) \end{aligned} \right\} \quad (3.49)$$

As três equações acima, que determinam as variáveis: velocidade do CG (V_{cg}), ângulo de escorregamento do veículo (β) e ângulo de guinada (ψ), descrevem o

movimento de translação e rotação do chassi, a partir da relação de forças longitudinais nos pneus, geradas pela aceleração ou frenagem, em conjunto com o ângulo de esterçamento (δw).

Com essas três equações é possível determinar as variáveis importantes para a dinâmica veicular em relação ao chassi, que são:

- Aceleração longitudinal (a_x), aceleração lateral (a_y), velocidade (V_{cg}) e espaço percorrido/trajetória ($x; y$).

- Aceleração angular ($\ddot{\psi}$), velocidade angular ($\dot{\psi}$) e ângulo de guinada em relação ao solo (ψ).

Capítulo 4 - Implementação do simulador da dinâmica veicular.

O simulador de dinâmica veicular foi implementado no *software* MatLab/Simulink/2009 utilizando-se, como base de modelagem o equacionamento visto no item anterior. O simulador é composto de nove módulos funcionais principais, que foram modelados especificamente, sendo que ocorre a comunicação de informações entre eles, para o processamento da simulação em tempo real.

Os módulos funcionais mencionados são:

- Módulo do motor e sistema de transmissão.
- Módulo da suspensão.
- Módulo do chassi.
- Módulo da interface aceleração/frenagem com os pneus.
- Módulo da roda com interface pneus e pavimento.
- Módulo da direção.
- Módulo do *joystick* e comandos.
- Módulo da trajetória prevista.
- Módulo de gráficos dinâmicos.

No item 4.2, sobre sistemas de suspensão, é apresentada a metodologia de análise dinâmica baseada nos estudos de Kiencke e Nielsen (2005). Na sequência são detalhados esses sistemas e sua modelagem matemática, que compõe o simulador cujo nome é “Carro Virtual” e que pode ser resumidamente visto na figura 4.1.

Figura 4.1 - Visão geral dos módulos e funções do simulador “Carro Virtual”.

4.1 – Sistema motor e transmissão para as rodas.

O sistema referido acima pode ser modelado a partir da análise do torque fornecido pelo motor em função da rotação (T_e), que é transmitido para a caixa de câmbio (transmissão) e posteriormente transmitido para o diferencial, seguindo deste ponto para as rodas que tracionam o veículo.

A figura 4.2 mostra a seqüência descrita, sendo que são definidas algumas variáveis as quais serão úteis para a modelagem a seguir.

J_e, J_t, J_d, J_w = momento de inércia do motor, transmissão, diferencial e das quatro rodas respectivamente (kg.m^2).

T_e, T_{at} = Torque do motor e torque de atrito resistente do motor, respectivamente (N.m).

m = massa do veículo (kg).

α_w = ângulo rotacionado pela roda (rad).

R_{est} = raio efetivo da roda medido entre centro da roda e pavimento (m).

F_l = força longitudinal exercida pela roda na superfície de contato entre pneu/pavimento (N).

Figura 4.2 – Diagrama ilustrativo das relações mecânicas entre o eixo do motor e rodas.

i_t, i_d = relação de transmissão entre engrenagem do eixo motor e engrenagem da caixa de câmbio; relação de transmissão entre engrenagem da caixa de câmbio e engrenagem do diferencial, respectivamente .

Desprezando o momento de inércia da caixa de câmbio e do diferencial, que tem efeito menor na dinâmica, em função de baixas acelerações e massas pequenas é possível equacionar o conjunto motor e rodas, usando somatória de torques equivalentes no centro da roda, da seguinte maneira:

$$(J_w + m \cdot Rest^2 + i_t^2 \cdot i_d^2 \cdot J_e) \cdot \ddot{\omega} = i_t \cdot i_d \cdot (T_e - T_{at}) \quad (4.1)$$

$$(J_w + i_t^2 \cdot i_d^2 \cdot J_e) \cdot \ddot{\omega} + (m \cdot Rest^2) \cdot \ddot{\omega} = i_t \cdot i_d \cdot (T_e - T_{at}) \quad (4.2)$$

$$\text{Porém ,} \quad (m \cdot Rest^2) \cdot \ddot{\omega} = F_l \cdot Rest \quad (4.3)$$

Substituindo-se (4.3) em (4.2), resulta em:

$$(J_w + i_t^2 \cdot i_d^2 \cdot J_e) \cdot \ddot{\omega} + (F_l \cdot Rest) = i_t \cdot i_d \cdot (T_e - T_{at}) \quad (4.4)$$

Sendo a_x a aceleração longitudinal do veículo é válida a relação:

$$\ddot{\omega} = \frac{a_x}{Rest} \quad (4.5)$$

Substituindo na equação 4.4 resulta em:

$$F_l = \frac{i_t \cdot i_d}{Rest} \cdot (T_e - T_{at}) - (J_w + i_t^2 \cdot i_d^2 \cdot J_e) \cdot \frac{a_x}{Rest^2} \quad (4.6)$$

Pela equação acima torna-se possível prever a força longitudinal (F_l) exercida pelo pneu no pavimento, a qual faz o veículo acelerar, em função da curva de torque (T_e) do motor; da relação de marcha engatada na caixa de câmbio (i_t) e da aceleração longitudinal (a_x).

Um exemplo de curva de torque pode ser visto na figura 4.3, onde se nota o aumento do torque gerado pelo motor, conforme aumenta a rotação do mesmo.

A curva atinge um valor máximo de torque, em torno de 5000 rotações por minuto e, em seguida cai abruptamente até atingir o limite máximo de rotações do motor.

Figura 4.3 – Curva de torque e potência de um motor em função da rotação. Extraído de Grande (2011).

4.1.1 – Detalhamento do sistema de embreagem entre o motor e a transmissão para as rodas.

Há a necessidade do detalhamento do sistema de embreagem porque existem vários tipos de transmissões (caixa de câmbio), desde a automática, com conversor de torque; passando pela automatizada que é uma transmissão manual que foi adaptada com atuadores mecânicos para efetuar a troca de marchas em conjunto com acionamento da embreagem, de maneira seqüencial e automática, até a transmissão manual na qual o usuário efetua a troca de marchas.

A embreagem possibilita a transmissão do torque gerado pelo motor para a caixa de câmbio, bem como proporciona o comando da troca de marchas pelo usuário/atuador. Além disso, serve como um elemento de amortecimento das vibrações torcionais, provocadas pelo motor devido à sequência de explosões nos cilindros do mesmo.

A figura 4.4 mostra a localização e a vista explodida da embreagem, no veículo assinalando o volante, o disco de fricção, o platô e a mola tipo membrana.

Na figura 4.5, é possível ver os componentes do platô, incluindo a placa de pressão, carcaça e mola membrana.

Figura 4.4 – Vista explodida da embreagem. Adaptado de Duque (2010).

Figura 4.5 – Vista explodida dos componentes do platô. Extraído de Duque (2010).

Na figura 4.6 é mostrado um esquema simplificado de embreagem, no qual o eixo motor (volante) transmite torque para o eixo movido (caixa de câmbio) devido ao atrito existente no disco de fricção, pois este está sendo comprimido pela placa de pressão do platô, contra o volante, através da força normal aplicada axialmente pela mola membrana (diafragma).

Figura 4.6 – Esquema simplificado de uma embreagem automotiva. Adaptado de Santos (2010).

Quando a embreagem está acoplada, significa que o torque é transmitido integralmente do eixo do motor para o eixo da caixa de câmbio e a rotação do volante é idêntica a rotação do disco de fricção, pois não ocorre deslizamento entre eles.

Esse é o caso quando o usuário/atuador não pressiona o pedal de embreagem no veículo, podendo estar engatada uma determinada marcha ou em ponto morto (neutro).

Quando o usuário/atuador pressiona o pedal de embreagem, um mecanismo (cabo ou pistão hidráulico) desloca a placa de pressão do platô axialmente (na figura 4.6 sentido direita), e diminui gradualmente a força normal que era aplicada pela mola, entre as superfícies, de modo que ocorra a liberação do disco de fricção do contato com o volante, cessando assim a transmissão do torque.

4.1.2 – Cálculo do torque transmitido pela embreagem.

Para calcular o torque que pode ser transmitido pela embreagem, será usada a premissa adotada por Zanasi et. al. (2001), segundo a qual uma pressão constante é exercida em toda a superfície do disco de fricção, durante o processo de acoplamento e desacoplamento da embreagem.

Na figura 4.6 pode ser visto no disco de fricção, uma área elementar (dA) na forma de anel, com espessura elementar (dr). Para facilitar o equacionamento são definidas antecipadamente abaixo, algumas das variáveis usadas.

p = pressão (N/m^2).

N = força normal (N).

A = área do disco de fricção (m^2).

T = torque transmitido (N.m).

Fat = força de atrito (N).

μ = coeficiente atrito cinético do disco de fricção.

R_o = raio externo (m).

R_i = raio interno (m).

dN = força normal elementar.

dA = área elementar.

$dFat$ = força de atrito elementar.

dT = torque elementar.

Segundo Santos (2010) para material sinterizado usado em discos de fricção em contato com aço são aceitos os seguintes valores para o atrito: $0.15 < \mu < 0.45$. Para pressão os valores estão na faixa de $1\text{MPa} < p < 2\text{MPa}$.

Supondo pressão constante sendo exercida no disco pela força normal N , então são válidas as relações:

$$p = \frac{N}{A} \quad p = \frac{N}{\pi(R_o^2 - R_i^2)} \quad (4.7)$$

$$p = \frac{dN}{dA} \quad dN = p(2\pi.R.dr) \quad (4.8)$$

Quando ocorre o deslizamento em uma face do disco de fricção, entre as superfícies do disco e do volante, por exemplo, ocorre o aparecimento de uma força de atrito cinético elementar no anel elementar, que pode ser definida como:

$$Fat = \mu.N \quad dFat = \mu.dN \quad (4.9)$$

Essa força de atrito elementar ($dFat$), multiplicada pelo raio (R) do anel elementar, será igual ao torque elementar gerado no disco de fricção, como mostrado abaixo.

$$dT = R(\mu.dN) \quad dT = R(\mu.p.2\pi.R.dr) \quad (4.10)$$

A integração da equação 4.10 entre R_o e R_i resulta em:

$$\int dT = \int_{R_i}^{R_o} R^2(\mu.p.2\pi.dr) \quad T = \frac{2}{3}.p.\mu.\pi(R_o^3 - R_i^3) \quad (4.11)$$

Lembrando que a pressão (p) foi definida na equação 4.7 e substituindo-a na equação 4.11, resulta em:

$$T = \frac{2}{3}.N.\mu.\left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2}\right) \quad (4.12)$$

No entanto, a equação 4.12 foi definida somente para uma face de contato (disco/volante), embora tenha uma segunda face, que está entre o disco e a placa de

pressão, totalizando duas faces. Para prever o torque em função do número de faces em contato será acrescentada, na equação anterior, uma variável que representa esse número, denominada de Nfc.

$$T = \frac{2}{3} \cdot N \cdot \mu \cdot \left(\frac{Ro^3 - Ri^3}{Ro^2 - Ri^2} \right) \cdot Nfc \quad (4.13)$$

4.1.3 – Modelagem do torque transmitido pela embreagem.

Inicialmente é determinado o torque máximo possível de ser transmitido do eixo motor para o eixo de entrada da caixa de câmbio, pela equação 4.13, baseado nas características da embreagem adotada, tais como coeficiente de atrito, dimensões do disco, força normal máxima (Nmax) aplicada no disco de pressão entre outras.

O torque máximo encontrado deve ser cerca de 20% maior que o torque máximo do motor, para que haja compatibilidade entre motor e transmissão.

Esse torque máximo será denominado de Tmax.

$$T_{MAX} = \frac{2}{3} \cdot (N_{MAX}) \cdot \mu \cdot \left(\frac{Ro^3 - Ri^3}{Ro^2 - Ri^2} \right) \cdot Nfc \quad (4.14)$$

Em seguida é obtida uma função (f(ped)) que relaciona a posição do pedal de embreagem (ped) com a posição do rolamento (preso ao garfo) na caixa de câmbio, que atua no deslocamento da placa de pressão, determinando a variação da força normal aplicada (Na) no disco de fricção, desde zero até Nmax. Ver figura 4.7.

Abaixo é mostrada a função descrita anteriormente.

$$Na = f(ped) \quad (4.15)$$

$ped = 0$; significa pedal totalmente pressionado pelo usuário/atuador ou sistema desembreado. A força normal é zero ($Na = 0$) aplicada no disco de fricção.

$ped = 1$; significa pedal não pressionado pelo usuário/atuador ou sistema totalmente acoplado. A força normal é máxima ($Na = N_{max}$) aplicada no disco.

Figura 4.7 – Acionamento hidráulico da embreagem mostrando pedal, garfo e rolamento. Extraído de Santos (2010).

Posteriormente, estabelece-se uma relação que determina o estado da embreagem, representada pela variável ES .

$$ES = \frac{f(ped)}{N_{MAX}} \quad (4.16)$$

$$0 \leq ES \leq 1$$

Se $ES = 0$, embreagem desacoplada, não ocorre transmissão de torque.

Se $ES = 1$, embreagem totalmente acoplada, torque do motor transmitido integralmente para caixa de câmbio.

Desse modo, é possível definir o torque transmitido pela embreagem (T_c), em função da posição do pedal comandado pelo usuário/atuador, através da equação abaixo:

$$T_c = T_{MAX} \cdot (ES) \quad (4.17)$$

4.1.4 – Modelagem do sistema motor com o sistema de transmissão para as rodas através da embreagem.

Na figura 4.8 são definidos o sistema motor (I), o sistema de embreagem (II) e o sistema que agrupa a transmissão, o diferencial e as rodas (III).

Figura 4.8 – Definição de sistemas I, II e III em relação ao modelo mecânico. Extraído de Bauer (2003).

Na figura 4.9 são mostrados o torque atuante e a variável que representa o ângulo rotacionado para cada sistema, como por exemplo, o sistema I, onde o torque resultante é o torque do motor (T_e) menos o torque de atrito do motor (T_{at}) e o α_e é o ângulo rotacionado do eixo do motor.

Figura 4.9 – Sequência de torque transmitido pelo motor via embreagem para as rodas.

Adota-se para a embreagem o modelo rígido, sem deformações torcionais bem como é desprezado o efeito do momento de inércia da mesma, devido às baixas acelerações angulares encontradas em uso normal do veículo.

Para o sistema I do motor é válida a formulação

$$J_e \cdot \ddot{\alpha}_e = (T_e - T_{at}) - T_c \quad \text{para} \quad \dot{\alpha}_e \neq \dot{\alpha}_c \quad (4.18)$$

Para o sistema II, quando a embreagem é acionada, e portanto, $0 < ES \leq 1$, podem ocorrer três situações distintas:

a) Quando a velocidade angular do eixo motor é maior que a velocidade angular do eixo de entrada da caixa de câmbio, ou seja, $\dot{\alpha}_e > \dot{\alpha}_c$, ocorre uma transferência de parte do torque do sistema I para o sistema III, acelerando as rodas e consequentemente o veículo. Então a relação abaixo é válida.

$$T_c = +T_{MAX} \cdot (ES) \quad (4.19)$$

b) Quando a velocidade angular do eixo motor é menor que a velocidade angular do eixo de entrada da caixa de câmbio, ou seja, $\dot{\alpha}e < \dot{\alpha}c$, ocorre uma transferência de parte do torque do sistema III para o sistema I, acelerando o motor. Então a relação abaixo é válida.

$$Tc = -T_{MAX} \cdot (ES) \quad (4.20)$$

c) Quando a velocidade angular do eixo motor é igual a do eixo da caixa de câmbio, $\dot{\alpha}e = \dot{\alpha}c$, então, nesse caso o sistema I e o sistema III estão acoplados sendo válidas as relações:

$$Tc = (Te - Tat) \quad (4.21)$$

$$\dot{\alpha}e = (it)(id) \cdot \dot{\alpha}w \quad \ddot{\alpha}e = (it)(id) \cdot \ddot{\alpha}w \quad (4.22)$$

Esse caso já foi desenvolvido no item 4.1, tendo como resultado o equacionamento abaixo:

$$Fl = \frac{it \cdot id}{Rest} \cdot (Te - Tat) - (Jw + it^2 \cdot id^2 \cdot Je) \cdot \frac{ax}{Rest^2} \quad (4.6)$$

Para o sistema III, que inclui a transmissão, o diferencial e as rodas, é válido o equacionamento abaixo, que é aplicado nos casos anteriormente relatados (a e b):

$$(Jw + Rest^2 \cdot m) \cdot \ddot{\alpha}w = Tc \cdot (it)(id) \quad \text{para } \dot{\alpha}e \neq \dot{\alpha}c \quad (4.23)$$

Lembrado as equações (4.3) e (4.5) e substituindo em (4.23), resulta em:

$$(m \cdot Rest^2) \cdot \ddot{\alpha}w = Fl \cdot Rest \quad (4.3)$$

$$\ddot{\alpha}w = \frac{ax}{Rest} \quad (4.5)$$

$$Fl = Tc \cdot \frac{(it \cdot id)}{Rest} - \frac{Jw \cdot ax}{Rest^2} \quad \text{para } \dot{\alpha}e \neq \dot{\alpha}c \quad (4.24)$$

A equação 4.24 determina a força longitudinal aplicada pelas rodas motrizes do veículo (F_l), em função do torque transmitido pela embreagem (T_c), que também é função do estado da embreagem (ES), determinado pelo usuário ou atuador eletromecânico.

Já a equação 4.18, por sua vez, determina a aceleração angular e a velocidade angular após a integração, do eixo do motor em função do torque transmitido pela embreagem, em função do estado da mesma.

$$J_e \cdot \ddot{\alpha}_e = (T_e - T_{at}) - T_c \quad \text{para } \dot{\alpha}_e \neq \dot{\alpha}_c \quad (4.18)$$

Finalmente, a equação 4.23, vista acima, determina a aceleração angular das rodas do veículo bem como a sua velocidade angular, também em função da embreagem.

4.2 – Sistema da suspensão e ângulos de rolamento (ϕ) e arfagem (χ).

4.2.1 – Dinâmica vertical.

A dinâmica do conjunto mola e amortecedor, encontrados na maioria dos veículos fabricados, foi estudada e elaborada usando-se um modelo de um quarto de veículo.

Esse modelo corresponde aproximadamente ao conjunto dinâmico massa/mola/amortecedor/roda existente na suspensão, supondo o veículo ser dividido simetricamente em quatro partes, a partir do centro de gravidade.

Um modelo dessa abordagem pode ser visto na figura 4.10, onde a força vertical F_z atua na massa equivalente, que está ligada ao amortecedor e a mola, sendo estes últimos, conectados a roda.

Ao longo do tempo, ocorrem deflexões na direção z , que são os movimentos de reação da suspensão, em respostas as forças verticais (F_z), geradas pelo chassi durante o movimento do veículo.

Para simplificar o modelo adotado admite-se que o pneu tenha amortecimento e elasticidade desprezível em comparação com a mola e amortecedor.

Figura 4.10 – Modelo de suspensão para um quarto de veículo.

Parâmetros e variáveis do modelo de suspensão:

m_e = massa equivalente de um quarto de veículo levando em conta a posição do centro de gravidade (kg).

k = rigidez média da mola (N/m).

b = coeficiente de amortecimento médio do amortecedor (N.s/m).

$F_z(t)$ = força vertical do chassi atuando no modelo (N).

$z(t)$ = deflexão vertical do chassi em relação ao pavimento (m).

Usando a Segunda Lei de Newton se obtém:

$$m_e \cdot \ddot{z} = F_z - b \cdot \dot{z} - k \cdot z \quad (4.25)$$

$$m_e \cdot \ddot{z} + b \cdot \dot{z} + k \cdot z = F_z \quad (4.26)$$

Admitindo condições iniciais nulas, e aplicando-se a Transformada de Laplace, obtém-se:

$$me \cdot s^2 \cdot Z(s) + b \cdot s \cdot Z(s) + k \cdot Z(s) = FZ(s) \quad \text{ou}$$

$$(me \cdot s^2 + b \cdot s + k)Z(s) = FZ(s) \quad (4.27)$$

$$\frac{Z(s)}{FZ(s)} = \left[\frac{1}{me \cdot s^2 + b \cdot s + k} \right] \quad (4.28)$$

Pela função de transferência mostrada na equação 4.28 é possível a determinação da deflexão $\Delta z(t)$, conhecendo-se a força vertical $F_z(t)$.

4.2.2 – Rolamento.

A aproximação do ângulo de rolamento pode ser feita usando como referência a figura 4.11, fazendo $\tan(\varphi) \approx \varphi$; da seguinte forma:

$$\varphi \cong \frac{\Delta z}{\frac{bs}{2}} \quad (4.29)$$

Onde : φ = ângulo de rolamento (rad).

Δz = deflexão média das suspensões traseira/dianteira esquerda e traseira/dianteira direita (m).

bs = distância entre centros dos conjuntos mola/amortecedor das rodas (m).

Figura 4.11 - Deflexão da suspensão do veículo em curva.

4.2.3 – Arfagem.

O mesmo raciocínio pode ser usado para prever o ângulo de arfagem χ em função da deflexão Δz da suspensão dianteira e traseira.

A figura 4.12 ilustra de maneira simplificada, a deflexão da suspensão dianteira.

Uma aproximação para o ângulo de arfagem pode ser obtida por:

$\tan(\chi) \approx \chi$ como o demonstrado no equacionamento abaixo.

$$\chi \cong \frac{\Delta z}{\frac{l_s}{2}} \quad (4.30)$$

Onde : χ = ângulo de arfagem (rad).

Δz = deflexão média das suspensões do eixo traseiro e dianteiro (m).

l_s = distância entre centros dos conjuntos mola/amortecedor dos eixos dianteiro e traseiro (m).

Figura 4.12 - Deflexão da suspensão do veículo em aceleração.

A barra de torção estabilizadora usada na maioria das suspensões pode ser incluída nos modelos acima através de alteração na constante de elasticidade média das molas.

Para cada tipo de suspensão comercialmente produzida (Multi-link, McPherson etc) pode ser feito um modelo mais detalhado, levando em conta características específicas como ângulo de atuação dos amortecedores, amortecimento das buchas de fixação da suspensão, eixo de rolamento entre outras.

4.3 – Sistema das rodas com interface dos pneus.

Esse sistema contém a modelagem das forças laterais, forças longitudinais e força de resistência ao rolamento, relatadas anteriormente, faltando a modelagem matemática das forças verticais atuantes nas rodas, sendo desenvolvida a seguir.

Usando a somatória de momentos em torno do ponto A na figura 4.13, obtém-se:

$F_{zf} \cdot l + m \cdot ax \cdot hcg - m \cdot g \cdot lr = 0$ e isolando F_{zf} resulta em:

$$F_{zf} = m \cdot \left[\frac{lr \cdot g}{l} - \frac{ax \cdot hcg}{l} \right] \quad (4.31)$$

Fazendo a somatória de momentos em torno do ponto B e isolando F_{zr} , resulta:

$$F_{zr} = m \cdot \left[\frac{lr \cdot g}{l} + \frac{ax \cdot hcg}{l} \right] \quad (4.32)$$

Figura 4.13 - Forças verticais dinâmicas em um veículo. Vista lateral.

A partir da determinação de F_{zf} , que representa a carga total no eixo dianteiro, calculam-se as forças em cada roda do referido eixo supondo que haja uma massa equivalente representada por $me = \frac{F_{zf}}{g}$, como mostra a figura 4.14.

Usando a somatória de momentos em torno do ponto C, na figura 4.14 obtém-se:

$$F_{zfl} \cdot bf + \frac{F_{zf}}{g} \cdot ay \cdot hcg - F_{zf} \cdot \frac{bf}{2} = 0 \quad \text{e isolando } F_{zfl} \text{ resulta em:}$$

$$F_{zfl} = F_{zf} \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{ay \cdot hcg}{bf \cdot g} \right] \quad (4.33)$$

Substituindo F_{zf} da equação (4.31), resulta:

$$F_{zfl} = m \cdot \left[\frac{l_r \cdot g}{l} - \frac{ax \cdot hcg}{l} \right] \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{ay \cdot hcg}{bf \cdot g} \right] \quad (4.34)$$

Figura 4.14 - Forças verticais no eixo dianteiro em um veículo. Vista frontal.

De maneira análoga é possível equacionar as forças nas outras rodas, sendo esse resultado mostrado nas equações abaixo.

$$F_{zfr} = m \cdot \left[\frac{l_r \cdot g}{l} - \frac{ax \cdot hcg}{l} \right] \cdot \left[\frac{1}{2} + \frac{ay \cdot hcg}{bf \cdot g} \right] \quad (4.35)$$

$$F_{zrl} = m \cdot \left[\frac{l_r \cdot g}{l} + \frac{ax \cdot hcg}{l} \right] \cdot \left[\frac{1}{2} - \frac{ay \cdot hcg}{bf \cdot g} \right] \quad (4.36)$$

$$F_{zrl} = m \cdot \left[\frac{l_r \cdot g}{l} + \frac{ax \cdot hcg}{l} \right] \cdot \left[\frac{1}{2} + \frac{ay \cdot hcg}{bf \cdot g} \right] \quad (4.37)$$

4.4 – Sistema de frenagem e aceleração com interface dos pneus.

O sistema de frenagem do veículo permite a desaceleração do mesmo durante uma determinada trajetória, seja ela curva ou retilínea. Essa desaceleração ocorre porque ao frear uma roda, por exemplo, em trajetória retilínea, surge uma força longitudinal contrária ao movimento do veículo, na interface pneu/pavimento, que promove a gradual redução de velocidade.

Essa força longitudinal também é criada quando ocorre a aceleração do veículo, através do torque do motor transmitido à roda, que fornece uma força de tração ao pneu. A força lateral é gerada quando o veículo realiza uma curva, como visto anteriormente.

Essas forças, lateral e longitudinal, são geradas a partir do coeficiente de adesão existente entre o pneu e o pavimento. Na figura 4.15 é mostrada a força lateral F_{sfl} e a força longitudinal F_{lfl} geradas, respectivamente, por uma curva e pelo torque de frenagem da roda dianteira esquerda de um veículo.

Lembrando a definição de coeficiente de adesão resultante μ_R , visto na seção 3.2.1, sendo determinado pela equação 3.12, e lembrando as definições de escorregamento lateral (S_S) e longitudinal (S_L), é possível propor que μ_R seja decomposto nas direções: longitudinal (μ_L) e lateral (μ_S).

$$\mu_L = \mu_R \frac{S_L}{S_R} \quad (4.38)$$

e

$$\mu_S = \mu_R \frac{S_S}{S_R} \quad (4.39)$$

Figura 4.15 – Forças no pneu dianteiro esquerdo de um veículo fazendo uma curva sob frenagem.

A relação entre μ_s e μ_L é mostrada na figura 4.16, a qual representa a elipse de aderência típica de um pneu radial, que foi construída a partir de um determinado coeficiente de adesão (μ_R) entre o pneu e o pavimento asfáltico.

Uma vez calculados os coeficientes μ_s e μ_L , é possível definir um coeficiente de adesão denominado por μ expresso por:

$$\mu = \sqrt{\mu_L^2 + \mu_s^2} \quad (4.40)$$

Para que os pneus possam operar fornecendo as forças longitudinais e laterais previstas, é necessário que μ permaneça dentro da elipse de aderência, caso contrário, aquelas forças serão limitadas, alterando a dinâmica do movimento do veículo.

Figura 4.16 – Elipse de aderência típica para pneus radiais.

Na modelagem matemática do sistema de freios é levada em conta a regra, segundo a qual, uma vez definido o coeficiente de adesão resultante entre pneu/pavimento μ_R , este será o fator limitante das forças desenvolvidas nos pneus através da seguinte forma:

$$\mu_R \geq \mu = \sqrt{\mu_L^2 + \mu_s^2} \quad (4.41)$$

A mesma regra serve para o caso do veículo estar sob aceleração e também fazendo uma curva.

Outro fator importante na modelagem é a distribuição das forças de frenagem entre o eixo dianteiro e traseiro, visto que, quando ocorre a frenagem, as forças verticais do chassi, aplicadas nas rodas dianteiras aumentam e, ao mesmo tempo as forças verticais aplicadas nas rodas traseiras, diminuem.

Isso pode causar o travamento das rodas traseiras, limitando a eficiência de frenagem dinâmica do veículo. Para evitar esse efeito, existe a válvula limitadora de pressão que reduz a pressão hidráulica no eixo traseiro em função da carga vertical nesse mesmo eixo. A figura 4.17, mostra a distribuição esquemática do circuito hidráulico responsável pela frenagem do veículo.

Figura 4.17 – Esquema do circuito hidráulico para acionamento dos freios do eixo dianteiro e traseiro. Extraído de Bauer (2003).

Portanto, foi elaborado um equacionamento para a distribuição da força de frenagem total (F_{ft}) nos dois eixos, que se baseia em um fator de distribuição de força no freio (F_d), sendo a força de frenagem no eixo traseiro denominado de F_{fet} e a do eixo dianteiro, F_{fed} , como mostram as equações abaixo.

$$\begin{aligned} F_{fed} &= F_{ft} \cdot \frac{F_d}{100} \\ F_{fet} &= F_{ft} \cdot \frac{100 - F_d}{100} \end{aligned} \quad (4.41)$$

Onde: F_d é dado, em porcentagem e varia normalmente dependendo do veículo entre 85% a 65%.

4.5 – Sistema de direção e ângulo de esterçamento.

Nesse sistema o sinal de comando para fazer uma curva, que vem do *joystick*, é convertido em um comando para acionar e girar o motor que está acoplado ao eixo da direção, substituindo o volante convencional do veículo.

Como o ângulo total do *joystick*, desde a máxima posição à esquerda (curva esquerda), até a máxima posição à direita (curva a direita), se situa em torno de 60° fixos se faz necessário uma adequação do mesmo em função da velocidade do veículo.

Essa medida é necessária, pois com o veículo parado ou em baixa velocidade, para um ângulo de *joystick* total de 50°, o eixo da direção tem que ter uma rotação equivalente em torno de 900° (2,5 voltas de batente a batente) para o usuário ter uma boa sensibilidade de direção.

Em velocidade maiores, em torno de 120 km/h, o eixo da direção, em manobras normais de auto-estrada, tem que ter uma rotação total em torno de 45° para uma direção segura e o usuário ter uma boa sensibilidade de direção.

Dessa maneira, faz-se necessária uma modelagem dessa relação, de modo que o usuário tenha uma boa sensibilidade na direção, evitando uma situação dinamicamente perigosa, como realizar uma curva abruptamente em alta velocidade.

Um estudo feito por Andonian et al. (2003) demonstra essa relação, que pode ser vista na figura 4.18.

Figura 4.18 – Relação de ângulo de esterçamento da roda e ângulo de acionamento de um *joystick*. Extraído de Andonian et al. (2003).

Na figura 4.18, o ângulo de esterçamento (*steering angle*) refere-se à roda e não ao volante, mas são proporcionais entre si, diferindo apenas pela magnitude.

O ângulo de esterçamento da roda δ_w deve ter uma relação não linear com o ângulo de esterçamento do *joystick*, em função da velocidade.

Isto se deve ao fato de o sistema prover o usuário com uma maior sensibilidade ao movimento de direção do veículo, servindo também como uma oportunidade para desenvolver um sistema que limite a aceleração lateral em situações potencialmente perigosas, não permitindo ao usuário efetuar manobras em curvas que comprometam a estabilidade dinâmica do veículo.

O equacionamento abaixo limita a aceleração lateral máxima permitida, em função do ângulo de posicionamento do *joystick* para efetuar curvas.

Sendo: $a_c = a_y$ = aceleração lateral (m/s^2)

V_{ch} = velocidade característica (m/s), para veículos atuais produzidos, é

válida a relação $18.8 (\text{m/s}) < V_{ch} < 31.1 (\text{m/s})$ (Kiencke e Nielsen, 2005)

$$a_c = \dot{\psi} \cdot V_{cg} \quad (4.42)$$

$$\dot{\psi} = \frac{1}{l} \cdot \left[\frac{V_{cg}}{1 + \frac{V_{cg}^2}{V_{ch}^2}} \right] \cdot \delta_w \quad (4.43)$$

Substituindo a equação 4.43 em 4.42 e arranjando para explicitar δ_w :

$$\delta_w = \frac{a_c \cdot l}{\left[\frac{V_{cg}^2}{1 + \frac{V_{cg}^2}{V_{ch}^2}} \right]} \quad (4.44)$$

A equação acima determina qual o ângulo máximo de esterçamento δ_w permitido, a uma dada velocidade V_{cg} e para uma pré-determinada aceleração lateral a_c , pré-determinada, escolhida em função da estabilidade dinâmica do veículo. Portanto, o usuário pode fazer uma curva usando o posicionamento máximo do *joystick* para curvas e, ainda assim, a curva a ser realizada causará uma aceleração lateral máxima igual aquela pré-determinada anteriormente por questões de segurança. Sob esse aspecto o sistema de direção modelado oferece ao usuário mais segurança.

4.6 – Sistema de comandos do joystick.

O sistema de comandos do *joystick* fornece os três comandos básicos para permitir ao usuário dirigir o veículo que são: aceleração, frenagem e direção.

Figura 4.19 - Comandos do *joystick* para o veículo.

Esses comandos podem ser vistos na figura 4.19 na qual, por exemplo, o usuário pode acelerar gradualmente o veículo empurrando para frente a alavanca do *joystick* e, ao mesmo tempo, fazer uma curva a esquerda, inclinando a alavanca para o lado esquerdo. Os comandos são limitados pela inclinação máxima da alavanca de comando nas direções X /Y, gerando os seguintes valores máximos para o sistema comparados com um veículo tradicional:

Aceleração máxima: Equivalente ao curso máximo do pedal do acelerador; o sinal vai para o sistema motor pedindo potência máxima e aumento de rotação.

Frenagem máxima: Equivalente ao curso máximo do pedal de freio; o sinal vai para o sistema de frenagem solicitando torque máximo de frenagem nas rodas e consequentemente força máxima de frenagem nos pneus.

Curva máxima esquerda/direita: Equivalente a girar o volante sentido anti-horário/horário, que altera o ângulo de esterçamento das rodas (δw) para realizar curvas.

O sinal vai para o sistema de direção, solicitando δw máximo. No entanto, o ângulo máximo δw permitido para uma dada velocidade é determinado e limitado pela equação 4.44, vista anteriormente.

Uma vez exposta a modelagem principal do simulador “Carro Virtual”, é apresentado no próximo capítulo, a comparação dos resultados obtidos entre dois casos de dinâmica veicular distintos.

Capítulo 5 – Simulação de dinâmica veicular com o simulador “Carro Virtual”.

Utilizando a modelagem apresentada no capítulo anterior, foram construídos vários diagramas de blocos, que representam matematicamente os equacionamentos mostrados, sendo implementados no *software* Matlab/ Simulink versão 2009a.

Os diagramas de blocos são organizados como módulos funcionais respeitando a definição apresentada no início do capítulo quatro. Foi utilizado o *joystick* comercial Cobra, de 4 eixos usado para jogos e simulações da fabricante Clone. Interligado ao *joystick* mencionado foi utilizado um computador da marca Positivo com processador Intel Pentium T3400 de 2 GB de memória RAM suficiente para o processamento exigido pelo *software* Matlab/Simulink.

Para aferir o desempenho do simulador foi adotado como válido um desvio médio de $\pm 5 \%$, entre as respostas dinâmicas de um veículo em um teste real, confrontadas com as respostas dinâmicas do mesmo veículo e mesmo teste, realizado no simulador. Esse desvio é próximo do erro existente nos instrumentos como velocímetro, hodômetro, conta-giros entre outros, existentes nos veículos comerciais.

Para aferir a confiabilidade e desempenho do simulador apresentado, foi realizada uma comparação entre dois testes reais de desempenho, em dois veículos de fabricação nacional, que serão chamados de A e B, sendo que os dados básicos do veículo A são apresentados a seguir.

Dados gerais do veículo A.

$m=1300$ é a massa do carro no centro de gravidade (CG) (kg).

$J_z=2500$ é o momento de inércia do eixo z (kg.m^2).

$J_y=2300$ é o momento de inércia do eixo y (kg.m^2)

$J_x=530$ é o momento de inércia do eixo x (kg.m^2)

$l_f=1.25$ é a distância entre CG e eixo dianteiro (m)

$l_r=1.35$ é a distância entre CG e eixo traseiro (m)

$l=l_f+l_r = 2.60$ é a distância entre eixos (m)

$b_f=1.43$ é a distância entre as rodas no eixo dianteiro (m)

$b_r=1.43$ é a distância entre as rodas no eixo traseiro (m)

$C=50000$ é o coeficiente inicial de rigidez lateral dos pneus (N/rad), para uma carga vertical de 4000 N e pressão do pneu de 2.1 bar.

$n_{lf}=0.03$ é o câster dinâmico na roda dianteira (m)

$n_{lr}=0.03$ é o câster dinâmico na roda traseira (m)

$c_{aero}=0.31$ é o coeficiente de arrasto aerodinâmico

$a_l=2.25$ é a área frontal do veículo (m^2), (largura X altura)

$h_{cg}=0.45$ é a altura do CG em relação ao solo (m)

Motor 1.8, 16V – 136 CV potência a 6000 rpm/ torque máximo 17.5 kgf.m a 4200 rpm. Curva de torque incluída no modelo de simulação.

Pneus – 205/55/R16.

Transmissão - Automática 4 marchas com relações de 1º - 3.64; 2º 2,00; 3º 1.29; 4º 0.89; Diferencial 2.82.

5.1 - Teste de desempenho de aceleração e frenagem com o veículo A.

O teste real de desempenho de aceleração e frenagem do veículo A (Corolla Fielder, 1.8) foi relatado por Grande (2006), na revista Quatro Rodas em junho de 2006, com os seguintes valores:

- Aceleração em pista plana com asfalto e seca.

De 0 a 100 km/h : 12.61s

De 0 a 1000m percorridos : 34.35s atingindo velocidade de 150 km/h.

- Velocidade máxima: 187km/h.

- Distância percorrida em frenagem em pista plana com asfalto e seca.

De 60 km/h até 0 : 16,6 m ; De 80 km/h até 0: 28,5 m.

De 120 km/h até 0: 66.9 m.

Os gráficos a seguir mostrarão os resultados da simulação do veículo A no simulador “Carro Virtual”, nos quesitos aceleração, velocidade máxima e frenagem.

Figura 5.1 - Gráfico de aceleração – Velocidade de 100 km/h em 12.2s.

Figura 5.2 - Gráfico de espaço percorrido - 1000m em 33.9s.

Figura 5.3 – Gráfico aceleração – Velocidade máxima atingida 180.4 km/h.

No quesito aceleração e velocidade máxima, foram obtidos os seguintes dados do simulador, que serão comparados ao teste real:

Simulador.

- Aceleração em pista plana com asfalto com aderência de 0.8.

De 0 a 100 km/h : 12.2s

De 0 a 1000m percorridos : 33.9s atingindo velocidade de 160,4 km/h.

- Velocidade máxima: 180.4 km/h.

Teste real

- Aceleração em pista plana com asfalto e seca.

De 0 a 100 km/h : 12.61s

De 0 a 1000m percorridos : 34.35s atingindo velocidade de 150 km/h.

- Velocidade máxima: 187km/h.

Na figura 5.4 é mostrada a simulação de frenagem em várias situações.

Figura 5.4 - Gráfico distância de frenagem para diferentes velocidades.

No quesito frenagem, foram obtidos os seguintes dados do simulador, que serão comparados ao teste real:

Simulador

Distância percorrida em frenagem em pista plana com asfalto de aderência 0.8.

De 60 km/h até 0 : 17 m ; De 80 km/h até 0: 30 m.

De 120 km/h até 0: 66.2 m.

Teste real

Distância percorrida em frenagem em pista plana com asfalto e seca.

De 60 km/h até 0 : 16,6 m ; De 80 km/h até 0: 28,5 m.

De 120 km/h até 0: 66.9 m.

5.2 - Teste de desempenho de dinâmica lateral com o veículo B.

Foi executado um teste real de dinâmica lateral, relatado por Vilela (2010), com o veículo B, onde o veículo realiza uma curva de raio constante de 25m, em várias velocidades, e foram medidos o ângulo de rolamento ϕ , a aceleração lateral a_y e o ângulo de esterçamento das rodas δ_w .

O veículo B foi modelado no simulador “Carro Virtual” e foi imposto que o mesmo executasse uma curva de raio de 25m, em duas velocidades diferentes, de 40 e 50 km/h, respectivamente.

Foram medidos os três parâmetros, dinâmicos (ϕ , a_y e δ_w) e comparados aos valores obtidos por Vilela (2010) com o veículo B, cujos dados gerais são mostrados abaixo.

Dados gerais do veículo B.

$m=1300$: massa do carro no centro de gravidade (CG) (kg).

$J_z=2000$: momento de inércia do eixo z (kg.m^2).

$J_y=1900$: momento de inércia do eixo y (kg.m^2)

$J_x=500$: momento de inércia do eixo x (kg.m^2)

$l_f=1.02$: distância entre CG e eixo dianteiro (m)

$l_r=1.68$: distância entre CG e eixo traseiro (m)

$l=l_f+l_r=2.70$; distancia entre eixos (m)

$b_f=1.45$: distância entre as rodas no eixo dianteiro (m)

$b_r=1.45$: distância entre as rodas no eixo traseiro (m)

$C=69000$: coeficiente inicial de rigidez lateral dos pneus (N/rad).

$n_{lf}=0.03$: câster dinâmico na roda dianteira (m)

$n_{lr}=0.03$: câster dinâmico na roda traseira (m)

$c_{aero}=0.32$: coeficiente de arrasto aerodinâmico

$a_l= 2.25$: área frontal do veículo (m^2), (largura X altura)

$h_{cg} = 0.60$: altura do CG em relação ao solo (m)

Pneus – Tipo: P195/60R15. A curva de força lateral versus o ângulo de escorregamento sob carga vertical, para esse pneu, presente na fig. 3.5, foi incluída no simulador, para a determinação da força lateral.

$k_f = 20000$: rigidez da mola dianteira (N/m).

$k_r = 20000$: rigidez da mola traseira (N/m).

$k_{bf} = 29600$: rigidez vertical da barra estabilizadora dianteira (N/m).

$k_{br} = 10000$: rigidez vertical da barra estabilizadora traseira (N/m).

$b_{af} = 1416$: coef. de amortecimento médio amortecedor dianteiro (N.s/m).

$b_{ar} = 2412$: coef. de amortecimento médio amortecedor traseiro (N.s/m).

A seguir são apresentados os resultados do teste real com o veículo B. do qual serão selecionados os dados para as duas velocidades citadas, de 40 e 50 km/h.

Figura 5.5 – Relação entre velocidade aceleração lateral para curva de raio=25m,

Reproduzido de Vilela (2010).

Da figura anterior são encontrados os seguintes valores:

Para $V = 40 \text{ km/h}$, $a_y \approx 0.5g$ e para $V = 50 \text{ km/h}$, $a_y \approx 0.75g$

Usando as figuras abaixo se determina o ângulo de esterçamento δw e o ângulo de rolamento ϕ em função de a_y .

Figura 5.6 – Ângulo de esterçamento das rodas (δw) em função da aceleração lateral, Extraído de Vilela (2010).

Figura 5.7 – Ângulo de rolamento (ϕ) em função da aceleração lateral, Vilela (2010).

Logo os dados dinâmicos do teste real são:

Para $V = 40 \text{ km/h}$, $a_y \approx 0.5g$, $\delta w \approx 7^\circ$, $\varphi \approx 3^\circ$.

Para $V = 50 \text{ km/h}$, $a_y \approx 0.75g$, $\delta w \approx 9.5^\circ$, $\varphi \approx 4.5^\circ$.

Os valores obtidos na simulação do veículo B para a velocidade de 40 km/h, curva com raio de 25m e $\delta w = 7^\circ$, são apresentados nos gráficos abaixo.

Figura 5.8 – Gráfico de aceleração lateral com $V = 40 \text{ km/h}$ e $a_y = 0.5g$.

Figura 5.9 – Gráfico ângulo de rolamento com $V=40\text{km/h}$; $\varphi=2.7^\circ$.

Os valores obtidos na simulação do veículo B para a velocidade de 50km/h , curva com raio de 25m e $\delta w = 8^\circ$, são apresentados nos gráficos abaixo.

Figura 5.10 – Gráfico aceleração lateral $V=50\text{ km/h}$ e $a_y=0.77g$.

Figura 5.11 – Trajetória do veículo B, no plano XY em (m); $R \approx 25\text{m}$.

Figura 5.12 - Gráfico ângulo de rolamento com $V = 50\text{km/h}$ e $\varphi = 4.1^\circ$.

Em resumo, podem-se comparar os valores do teste real com a simulação, para análise, como apresentado abaixo.

Teste real, curva de raio = 25m:

Para $V = 40 \text{ km/h}$, $a_y \approx 0.5g$, $\delta w \approx 7^\circ$ e $\varphi \approx 3^\circ$.

Para $V = 50 \text{ km/h}$, $a_y \approx 0.75g$, $\delta w \approx 9.5^\circ$ e $\varphi \approx 4.5^\circ$.

Simulação, curva de raio = 25m:

Para $V = 40 \text{ km/h}$, $a_y \approx 0.5g$, $\delta w \approx 7^\circ$ e $\varphi \approx 2.7^\circ$.

Para $V = 50 \text{ km/h}$, $a_y \approx 0.77g$, $\delta w \approx 8^\circ$ e $\varphi \approx 4.1^\circ$.

Em uma análise prévia, pode-se constatar que os resultados encontrados na simulação são bastante próximos aos resultados dos testes reais.

O desvio médio apresentado entre os testes reais e a simulação da aceleração/frenagem, com o veículo A, e curva com velocidade variável com o veículo B, foi da ordem de $\pm 4.5\%$, o que indica uma boa aproximação da simulação da dinâmica veicular com a realidade, uma vez que esse desvio é menor do que o adotado para validação do desempenho do simulador.

Capítulo 6 - Desenvolvimento do sistema de acionamento da direção, freios e acelerador interligado ao simulador “Carro Virtual”.

Relembrando a proposta delineada para a Fase I, no primeiro capítulo, segundo a qual o simulador desenvolvido será usado para testar o sistema de acionamento dos controles e suas falhas, foi desenvolvido o sistema de acionamento (*hardware* e *software*) dos controles de direção, freios e acelerador, de um veículo real na Fase II. A figura 6.1 mostra em resumo a proposta da Fase II, em colorido avermelhado.

Figura 6.1 – Visão geral do trabalho para a prova de conceito na Fase II.

6.1 – Protótipo do joystick.

Foi construído um *joystick* de dois eixos, especialmente para este trabalho, dotado de um ângulo de rotação máximo em cada eixo de 65°. Tal procedimento se deve ao fato de que os *joysticks* encontrados em uso no mercado terem, em média, um ângulo de rotação, máximo em cada eixo, em torno de 50°, que restringe a sensibilidade do usuário ao realizar as manobras de controle do veículo.

O *joystick* registra a posição da alavanca de comando através de dois potenciômetros colocados em cada eixo de rotação, que podem ser vistos na figura 6.2.

Figura 6.2 - *Joystick* com dois eixos de atuação.

Os comandos do *joystick* seguem as definições do item 4.6, visto anteriormente, segundo as quais o usuário pode acelerar gradualmente o veículo, empurrando para frente a alavanca do *joystick* e, ao mesmo tempo, fazer uma curva à esquerda, inclinando a alavanca para o lado esquerdo.

A posição da alavanca é determinada pela tensão produzida nos dois potenciômetros, que são alimentados com 5V, sendo a posição neutra determinada pela tensão de 2.5 V.

Em outras palavras, o potenciômetro da direção apresenta uma variação de 0 a 5V, sendo que 0 V representa uma trajetória em curva máxima à esquerda, 5V uma trajetória em curva máxima à direita e 2.5 V traduz uma trajetória retilínea.

O potenciômetro da aceleração/frenagem apresenta, também uma variação total de tensão de 5 V, porém o valor de 0 V representa a máxima frenagem possível das rodas enquanto que o valor de 5 V representa a máxima aceleração possível efetuada pelo motor. O valor de 2.5 V representa a posição neutra, na qual não ocorre frenagem ou aceleração.

Os dois sinais analógicos gerados pelos potenciômetros, derivados da posição da alavanca, determinam, portanto a dirigibilidade do veículo.

Esses sinais são enviados para a placa de controle, que distribui convenientemente os sinais de comando para o volante (direção); freio (frenagem) e acelerador (aceleração).

6.2 – Placa de controle.

A placa de controle é constituída de um microcontrolador PIC 18F4520 de 40 pinos, operando com frequência de 4 MHz, tendo interface de comunicação serial (RS-232) com os *drivers* dos motores de passo, da direção e freio.

A função da placa de controle é receber os sinais analógicos vindos do *joystick* e convertê-los em comandos específicos para os *drivers* que acionam o motor de passo da direção e o motor de passo que aciona o freio.

O comando para a aceleração do veículo é enviado, pela placa de controle (via PWM), diretamente para o módulo de injeção eletrônica do motor, pelo microcontrolador, dentro de uma faixa de tensão de 0 a 5V que é idêntica aquela encontrada no acelerador eletrônico real do veículo.

A placa de controle executa também um monitoramento da velocidade do veículo, informação essa que vem de um sinal colhido no velocímetro do veículo também dentro da faixa de 0 a 5V.

A velocidade do veículo é utilizada pela placa de controle para ajustar o ângulo máximo de esterçamento (δw) permitido ao usuário ao realizar curvas.

O ângulo máximo δw permitido para uma dada velocidade é determinado e limitado pela equação 4.26, vista anteriormente por ocasião da modelagem do sistema de direção e ângulo de esterçamento, no item 4.5.

No caso específico deste trabalho, a placa de controle, vista na figura 6.3, limita o ângulo de esterçamento máximo permitido, em função da velocidade, para que ocorra em curvas acentuadas uma máxima aceleração lateral de 8 m/s^2 em curvas acentuadas, fornecendo, dessa maneira, uma segurança ativa na dirigibilidade do veículo.

Figura 6.3 – Placa de controle montada com microprocessador PIC 18F4520.

6.3 – *Driver* dos motores e sistema de potência.

O *driver* utilizado neste trabalho é o OEM-750X-M2, da marca Parker visto na figura 6.4, com resolução de 50000 passos/volta, aceitando alimentação de 24 até 75 VDC, sendo compatível com motores de passo com 7.5 A/fase. A comunicação entre *driver* e placa de controle é serial usando a interface serial padrão RS-232C.

Figura 6.4 – *Driver* usado para acionamento do motor e comunicação com placa.

O sistema de potência usado para alimentar a placa de controle e *driver* é uma fonte da marca Conexel modelo 10105, vista na figura 6.5, com saída de 24 VDC e corrente máxima de 10A, que simula uma bateria comum chumbo-ácido de 24 VDC, que será usada quando o sistema for instalado em um veículo real.

Figura 6.5 – Fonte de 24 VDC e 10 A.

6.4 – Motores de passo da direção e freio.

Dois motores de passo foram especificados para atuar na direção e no freio simultaneamente. O motor da direção é o OEM83-135 da marca Parker, visto na figura 6.6, com *encoder*, com torque máximo de 2.6 (N.m) e corrente de pico de 6.9 A, operando com 24V.

Foi colocado um *encoder* no eixo desse motor para registrar o ângulo de esterçamento real efetuado na direção do veículo. Esse ângulo é enviado para o simulador sendo equivalente ao ângulo de esterçamento efetuado pelo usuário, girando o volante do veículo.

Figura 6.6 – Motor da direção e *encoder* do eixo da direção que mede o ângulo de esterçamento.

O motor de passo que atuará no freio do veículo é o OEM83-93, da marca Parker, com *encoder*, com torque máximo de 2 (N.m) e corrente de pico de 5.6 A, operando com 24V.

Esse motor atua diretamente no servo-freio do veículo, substituindo o pedal de freio e executando o comando de frenagem acionado pelo usuário através do *joystick*.

O motor do freio não pode ser adquirido até o presente momento para este trabalho, embora a placa de controle já esteja preparada para a sua conexão através do *driver* anteriormente citado, enviando os comandos para esse motor através da porta serial.

Para contornar a falta momentânea do referido motor, é enviado um sinal da placa de controle (tensão gerada em PWM) equivalente à atuação do motor no servo-freio.

Em outras palavras, uma tensão de 5V significa máxima força de 450 N na haste do servo freio (ver figura 6.7 item 10), originando uma desaceleração da ordem de 9m/s^2 no veículo. Uma tensão de 0V significa força nula na haste do servo-freio.

Figura 6.7 – Ilustração do servo-freio a vácuo. Extraído de (BAUER, 2003)

(1) haste do cilindro mestre; (2) mola; (3) câmara de vácuo e válvula de retenção; (4) diafragma e disco do diafragma; (5) pistão de acionamento; (6) êmbolo sensor; (7) válvula dupla; (8) corpo de válvula; (9) filtro de ar; (10) haste de conexão; (11) assento da válvula; (12) câmara de trabalho.

6.5 – Placa de aquisição de dados.

Para providenciar a comunicação entre os sinais da direção; freio e acelerador e o simulador “Carro Virtual” sendo executado no computador, foi utilizada uma placa de aquisição de dados da National Instruments, modelo NI6221. Veja a figura abaixo, com as seguintes características principais:

Entradas analógicas – 16; com 16 bits e tensão de 5V

Saídas analógicas – 2; com 16 bits e tensão de 5V

Entrada / saída digital – 24

Número de pinos: 68

Figura 6.8 – Placa de aquisição de dados usada no trabalho, à esquerda e placa externa para conexão dos cabos, à direita.

Na placa foram usadas três entradas analógicas, que correspondem ao ângulo de esterçamento, à posição do acelerador e à posição do freio, e uma saída analógica que corresponde à velocidade apresentada pelo veículo, fornecida pelo simulador e endereçada para a placa de controle.

Uma visão geral da bancada de trabalho pode ser vista na figura 6.9, mostrando os itens anteriormente relatados neste capítulo, em conjunto com a tela do simulador, durante uma simulação veicular.

Figura 6.9 – Vista geral da bancada de trabalho desenvolvida.

A interatividade entre o usuário com o *joystick* e a simulação em tempo real, da dirigibilidade de um veículo pode ser vista na figura 6.10.

Nessa figura, são apresentadas: as relações entre os sinais do equipamento e fluxo de dados com o simulador, e a reação do usuário em função da resposta dinâmica do veículo, em tempo real, na tela do simulador.

A partir do funcionamento da bancada, o usuário pode testar a sua relação de dirigibilidade do veículo em tempo real, usando uma “estrada virtual”, que permite realizar curvas, frenagens e acelerações observando as respostas dinâmicas reais do veículo na tela, tais como oscilação da suspensão, ganho de esterçamento, capacidade de frenagem e razão de aceleração entre outras.

Figura 6.10 – Interatividade funcional entre usuário, equipamento e simulador.

Durante o uso em testes da bancada de trabalho, ocorreram várias falhas de funcionamento do sistema proposto, que foram corrigidas, incluindo a parte de *software* na placa de controle, de *hardware* e conexão com sensores e atuadores.

Essas falhas foram selecionadas para uma breve análise de falhas que podem levar o sistema a um colapso, o que, conseqüentemente, afetaria de maneira catastrófica a dirigibilidade do veículo.

As falhas selecionadas são:

- Falha no sensor/potenciômetro responsável pela direção no *joystick*, e no sensor/potenciômetro responsável pela aceleração/frenagem.

- Falha de alimentação da fonte/bateria para o sistema.
- Falha na inicialização do *driver* do motor da direção quando o sistema é ligado.
- Falha no *encoder* do motor da direção durante uso do simulador
- Falha no sinal que vem do simulador, responsável pelo monitoramento da velocidade do veículo e rotação do motor do mesmo.
- Falha na programação do microcontrolador.
- Falha do microcontrolador para reiniciar após queda momentânea de tensão.
- Falha no filtro digital implementado no programa do microcontrolador.
- Falha causada por interferência eletromagnética na placa de controle e fiação.

Capítulo 7 - Análise de falhas para a dirigibilidade segura.

A segurança de funcionamento do sistema proposto, por meio do controle de um veículo pelo *joystick*, reside no fato de que tanto os atuadores como os sensores e a placa de controle devem trabalhar sem falhas, de acordo com projeto o concebido.

Segundo Ambekar (2000), a segurança não é equivalente à confiabilidade. Um sistema seguro pode não ser confiável. Nem todos os riscos de mal funcionamento de um sistema são originados pela falha individual de seus componentes.

Muitos incidentes indesejados são causados por seqüências não previstas de interação entre os componentes do sistema e o ambiente onde o mesmo atua.

Cada componente do sistema pode trabalhar corretamente e o próprio sistema pode operar de acordo com a especificação, porém a especificação pode não abranger todas as condições operacionais encontradas na prática.

Um dos modelos usados para analisar falhas em sistemas é o modelo de árvore de falhas (*Fault Tree Model*).

Segundo Vesely et al. (1981), a análise da árvore de falhas pode ser descrita como uma técnica analítica, na qual um estado indesejado de um sistema é especificado e, posteriormente, analisado no contexto do ambiente operacional do mesmo, para encontrar meios e modos pelos quais o evento indesejado possa ocorrer.

É importante compreender que o modelo da árvore de falhas não é um modelo que abrange todas as falhas possíveis de um sistema, ou todas as causas de funcionamento anormal.

O modelo citado trata sempre de um evento, ou modo particular de falha do sistema, e a árvore inclui somente aquelas falhas que contribuem para a ocorrência desse evento.

Outro ponto importante a ser lembrado, segundo Vesely et al. (1981), é que em princípio, a árvore de falhas não é um modelo quantitativo, no sentido de contabilizar probabilidades de falhas em um determinado sistema.

A árvore de falhas é um modelo qualitativo que pode eventualmente ser utilizado em conjunto com uma análise quantitativa, visando definir probabilidades de falhas em um determinado sistema.

Segundo Kumamoto e Henley (1996), a estrutura fundamental de uma árvore de falhas pode ser vista na figura 7.1, onde uma falha indesejada ou acidente no sistema aparece no topo da árvore sendo ligada a mais eventos de falhas, por meio de portas lógicas, até chegar a um evento básico, que representa o limite de resolução do problema.

Figura 7.1 – Estrutura fundamental de uma árvore de falhas padrão.

Adaptado de Kumamoto e Henley (1996).

Segundo Vesely et al. (1981), a simbologia básica definida para a construção da árvore de falhas se divide em três tipos, que são: eventos primários; evento intermediário e portas lógicas.

a) Símbolos para eventos primários.

Evento básico: falha inicial básica que não requer desenvolvimento posterior.

Evento condicionante: especifica condições e restrições que são aplicadas para qualquer porta lógica.

Evento não desenvolvido: é um evento que: ou não tem informação suficiente disponível ainda nessa fase de construção da árvore, ou será desenvolvido posteriormente.

b) Símbolo para evento intermediário.

Evento intermediário: é um evento de falha que ocorre por uma ou mais causas antecedentes agindo através das portas lógicas.

c) Símbolos para portas lógicas.

Porta AND: ocorre uma falha na saída dessa porta se em todas as entradas ocorrerem falhas.

Porta OR: ocorre uma falha na saída dessa porta se em ao menos uma entrada ocorrer falha.

Porta inibidora: ocorre uma falha na saída dessa porta se ocorrer o evento condicionante.

Porta votante: ocorre uma falha na saída dessa porta se um número m das n entradas declaradas ocorrerem.

d) Símbolos para transferência de ocorrências.

Transferência da ocorrência 1 para fora deste ponto na árvore, (*Transfer out*).

Transferência da ocorrência 1, que pode estar detalhada em outro lugar, para este ponto da árvore, (*Transfer in*).

Usando as falhas encontradas durante o uso da bancada de trabalho como ponto de partida, foi construída inicialmente uma árvore de falhas bastante resumida, que culmina com o comprometimento da dirigibilidade do veículo.

Essa árvore pode ser vista na figura 7.2, na qual as falhas iniciais, eventos básicos nesse caso, desencadeiam outras falhas que comprometem a segurança e funcionamento do sistema como um todo.

Figura 7.2 - Árvore de falhas resumida enfocando a perda de dirigibilidade do veículo.

Porém as falhas iniciais, eventos básicos, também podem ser vistas em uma análise mais detalhada como eventos intermediários, ou seja, são eventos causados por falhas antecedentes.

Um exemplo de detalhamento interessante pode ser visto na figura 7.3 na qual a falha na inicialização do *driver* do motor da direção é tratada como uma falha intermediária.

Figura 7.3 - Detalhamento de falha no *driver* do motor da direção.

No caso da falha no sensor/potenciômetro da direção do *joystick* vista na figura 7.2, é possível detalhar algumas possíveis causas que antecedem essa falha.

Na figura 7.4, quatro outras falhas básicas são mostradas ampliando a análise da árvore de falhas, até que se alcance um nível de eventos básicos que não dependem de ações anteriores.

Figura 7.4 – Detalhamento de falha no sensor da direção no *joystick*.

7.1 – Abordagem usando a programação estruturada.

Outro modo de abordar a construção da árvore de falhas, segundo Kumamoto e Henley (1996), é o uso do formato de programação estruturada, cujas vantagens são o formato mais compacto e modular.

Neste trabalho, será usada, inicialmente, a programação estruturada para delimitar o sistema e suas falhas. Posteriormente a análise será ampliada para o modelo padrão de árvore de falhas, cuja simbologia foi apresentada anteriormente, refinando dessa forma a abordagem das falhas no sistema.

Na programação estruturada, os eventos de falhas são desenvolvidos a partir de um evento de falha inicial que também é ligado a portas lógicas como ocorre na

representação da árvore. Neste trabalho, na programação estruturada, as ligações entre os eventos de falhas principais e eventos básicos são feitas através de setas que mostram o desenvolvimento no sentido descendente, ou seja, da falha principal para a falha primária.

Na árvore de falhas no modelo padrão, as setas também são usadas, porém, no sentido ascendente, o que significa que parte da falha primária até atingir a principal. Dessa maneira, se faz uma análise nos dois sentidos de evolução das falhas, de modo mais elaborado.

A figura 7.5 traz o desenvolvimento da falha “perda de dirigibilidade do veículo”, usando a programação estruturada. Nessa figura, essa falha principal é desenvolvida para outras falhas intermediárias até as falhas iniciais.

Em algumas falhas ocorre a transferência para um outro ponto da programação, como no caso do evento “placa de controle não envia sinal para *driver* da direção”, que continua a partir do ponto de transferência denominado de “1”, encontrado em outra folha de programação localizada na figura 7.6.

Essas transferências de fluxo são utilizadas para facilitar a expansão da análise de falhas, quando esta se torna complexa e com muitos eventos.

Figura 7.5 – Representação da árvore de falhas no modelo de programação estruturada.

Figura 7.6 – Desenvolvimento de falha após transferência no fluxo de programação.

Um aspecto interessante na programação estruturada é que, à medida que as falhas vão sendo desenvolvidas, o detalhamento de falhas específicas na programação do equipamento e instrumentação usados se torna mais acentuado, revelando o contorno da responsabilidade destes, no comprometimento do sistema como um todo.

Na figura 7.7, que aborda a “falha na programação do microcontrolador”, é possível visualizar um exemplo do comentário feito anteriormente. Uma componente dessa falha é apresentada como “divisão de uma variável por zero”, que pode ocorrer em decorrência de uma situação rara não prevista pela equipe do projeto, pode interromper o funcionamento do programa efetuado no microcontrolador, o que, por sua vez imobilizaria o sistema de direção do veículo levando provavelmente a um acidente real.

Neste trabalho, por exemplo, durante testes de simulação na bancada de trabalho um fio que conduzia o sinal analógico (tensão) da direção do *joystick* se soltou e o microcontrolador atribuiu o valor da variável indexada a esse sinal, que sempre variava de um mínimo de 1.5 V a um máximo de 3.5 V, como zero, pois a tensão apresentada na porta analógica era de zero volt.

Em um ponto da programação do microcontrolador essa variável era usada em uma divisão, o que resultou em um erro de divisão por zero no programa, paralisando não só o sistema de controle de direção como também o de frenagem e aceleração.

No exemplo comentado, o sistema como um todo se tornou inoperante em função de uma situação rara que não foi prevista, a qual poderia ser tratada adequadamente, de modo a não se tornar um evento catastrófico para o sistema.

Figura 7.7 - Desenvolvimento da falha de programação do microcontrolador.

Outro ponto importante na análise de falhas reside nas características construtivas do *joystick*, que foi construído especialmente para este trabalho, como relatado anteriormente. Essas características construtivas devem prever, além da função normal do *joystick* (direção/frenagem/aceleração), que o mesmo suporte choques mecânicos e vibração, seja vedado para infiltração de líquidos (água, suor) e pós abrasivos, tenha uma vida útil compatível com a vida útil do veículo e não necessite de manutenção.

Na figura 7.8, é possível ver o desenvolvimento da “falha do sensor/potenciômetro da direção/freio do *joystick*”, analisando também o aspecto da construção mecânica e desgastes dos componentes.

Figura 7.8 - Desenvolvimento da falha do sensor/potenciômetro da direção/freio localizados no *joystick*.

Uma falha crítica do sistema proposto pode residir na alimentação elétrica do mesmo pela bateria. A bateria adotada é o modelo chumbo-ácido, automotiva de tensão 24 V com capacidade de 100 Ah, blindada à prova de explosão.

Figura 7.9 - Desenvolvimento da falha na bateria que alimenta o sistema .

Ocorre o desenvolvimento da falha “bateria falhando”, expressa pela figura 7.9, na qual é possível antever que o sistema elétrico do veículo, responsável pelo fornecimento de energia para o mesmo e para a bateria que alimenta o conjunto de motores associados com o *joystick*, passa a ter importância acentuada em uma possível falha geral da dirigibilidade.

Outro fator limitante, no caso de bateria no modelo “chumbo-ácido” é a temperatura operacional de trabalho da mesma, que sempre deve ser limitada a +50 ° C, sob pena de ocorrer uma perda acentuada de água, por evaporação, e uma queima dos elementos químicos que constituem a massa ativa, ou seja são os elementos que fazem parte da reação de carga e descarga (JOHNSON CONTROLS, 2011).

O mesmo problema à temperatura pode ser visto na figura 7.10, que aborda a falha de acionamento do motor do freio.

O *driver* desse motor, que tem uma placa de dissipação de calor, deve ter uma ventilação forçada, de modo a manter a temperatura abaixo de 55°C.

Acima dessa temperatura, um sensor térmico de proteção desliga o *driver*, para evitar danos permanentes causados pela temperatura excessiva, o que levaria a uma falha catastrófica do sistema de frenagem do veículo.

Figura 7.10 - Desenvolvimento da falha no acionamento do motor do freio.

Na figura 7.11 é analisada uma falha potencialmente perigosa, que pode ocorrer quando a placa de controle não envia sinal para o *driver* do freio.

Essa ocorrência torna o sistema de frenagem imobilizado e inoperante, pois o *driver* espera continuamente uma instrução para acionamento do motor, em relação ao sentido de rotação e número de passos que devem ser realizados.

Particularmente nessa análise de falha, a durabilidade dos componentes eletrônicos que integram a placa de controle, tais como resistores, reguladores de tensão e o próprio microcontrolador, passam a ter maior importância, pois a perda da função de um desses componentes comprometerá a operação da placa como um todo.

Figura 7.11 - Desenvolvimento de falha na placa de controle que não envia sinal para *driver* do freio.

7.2 – Abordagem usando a árvore de falhas padrão.

No item anterior foi construída uma árvore de falhas relativa à perda de dirigibilidade usando a abordagem da programação estruturada, partindo do evento principal chegando até aos eventos básicos.

Neste item, será usada a simbologia da árvore padrão, relatada anteriormente, partindo dos eventos básicos até atingir o evento principal, configurando-se, portanto, uma abordagem ascendente.

Na figura 7.12 apresenta a árvore principal enfocando a perda de dirigibilidade. A árvore foi construída partindo das informações relatadas na programação estruturada.

Porém, a abordagem ascendente obriga que os eventos sejam catalogados de maneira específica, por exemplo, o evento “chaveta de união dos eixos rompida” é originado pelo evento condicional onde um obstáculo na rodovia ou rua atinge as rodas dianteiras do veículo, provocando um torque excessivo no eixo da direção, o que leva ao rompimento da chaveta.

Esse rompimento tira o controle da direção do usuário, pois, ainda que o motor da direção responda corretamente aos comandos do usuário, ele não tem mais conexão mecânica com a direção do veículo (chaveta rompida), causando a perda da dirigibilidade.

Outro evento relevante é a “falha no *encoder* do motor da direção”, que é tratado como um evento não desenvolvido, ou seja, deverá ser analisado em uma outra fase de construção da árvore, dada a sua complexidade e também, à insuficiência de informações a respeito desse equipamento.

O mesmo é válido para o evento “cooler do *driver* falha”.

Figura 7.12 – Árvore principal abordando a perda de dirigibilidade do veículo.

Na figura 7.13 explicita o desenvolvimento da falha na placa de controle através da transferência de fluxo da árvore principal.

Figura 7.13 – Desenvolvimento de falha na placa de controle.

Nas figuras 7.15, 7.16, 7.17 e 7.18 são desenvolvidas as falhas no potenciômetro do *joystick*; na bateria, no acionamento do motor do freio e na placa de controle em relação ao *driver* do freio, respectivamente.

FOLHA 4

Figura 7.15 – Desenvolvimento de falha no sensor/potenciômetro do *joystick*.

Figura 7.16 – Desenvolvimento de falha da bateria.

Figura 7.17 – Desenvolvimento de falha no acionamento do motor do freio.

Figura 7.18 – Desenvolvimento de falha na placa de controle em relação ao *driver* do freio.

7.3 – Propostas para dirigibilidade segura baseada na análise de falhas.

A análise de falhas mostrada anteriormente sugere, entre outras ações, uma duplicação de alguns dos principais componentes do sistema, visando à inclusão de redundância no mesmo, tendo como consequência uma opção de manutenção da dirigibilidade do veículo, mesmo quando ocorrem falhas básicas.

Neste ponto, pode ser definido o conceito de dirigibilidade segura a ser adotado neste trabalho.

Para o sistema apresentado ter uma dirigibilidade segura significa que mesmo com a ocorrência de uma falha básica no sistema que controla o veículo, essa falha não determinará a perda de dirigibilidade do veículo. O sistema referido foi descrito anteriormente no capítulo seis, sendo composto pelo joystick, placa de controle, *drivers* dos motores da direção e freio e sistema de comunicação que está integrado na placa de controle. A seguir será proposta uma estratégia de aumento da segurança do sistema, abordando o componente do sistema onde é sugerida a ação de mudança, a própria ação de mudança, a forma de detecção de falha nesse componente e o modo de operação em falha quando for o caso.

a) Na placa de controle.

Ação de mudança I É sugerida a inclusão de uma bateria pequena de 9 V, com capacidade de 1750 mAh, na alimentação da placa de controle, para manutenção do funcionamento da mesma, em conjunto com o *joystick* (que é alimentado pela placa), por pelo menos 5 minutos em caso de falta de fornecimento de energia.

Forma de detecção de falha na alimentação da placa: É sugerido o monitoramento através de porta analógica, via microcontrolador da tensão de entrada no regulador primário da placa. Em caso de falha o programa emite um alerta para o

usuário. Não é necessária nenhuma ação adicional, pois essa bateria de 9V opera em paralelo com a alimentação da placa.

Ação de mudança II. É sugerida a duplicação da placa de controle, sendo uma como placa principal e uma outra idêntica, como placa de controle secundária. Tanto a placa principal como a secundária recebem e processam todas as informações do sistema, porém, somente a principal se comunica com os *drivers* (freio/direção) e módulo de injeção (acelerador) em situação normal.

Forma de detecção de falha na placa principal e secundária. Essa detecção é feita por meio de um sinal de operação normal (*flag*), que é transmitido cada vez que o programado microcontrolador executa a rotina de programação na placa principal. Esse sinal parte da placa principal para a secundária.

Se a placa secundária recebe o sinal, ela também emite o mesmo sinal para a placa principal, mostrando que a sua operação também é normal. Em caso de ausência desse sinal vindo da principal, a placa secundária aciona automaticamente uma chave que muda o fluxo de informações, da interface serial, que vão para os *drivers* do freio/direção e módulo de injeção, anulando a função da placa principal e assumindo o controle. Um sinal de anormalidade da placa principal é emitido para o usuário.

No caso de ausência de sinal de operação normal da placa secundária, somente o sinal de anormalidade é emitido para o usuário, informando que a placa secundária apresenta problema.

b) Nos *drivers* do motor do freio e da direção.

Ação de mudança I. Deve ser feito o monitoramento da temperatura dos *drivers*, continuamente através de placa específica, independente do sistema.

Forma de detecção de falha por temperatura excessiva: É sugerido que a partir da temperatura limite de 48 °C, seja emitido um sinal de alerta para o usuário de anormalidade no sistema.

A partir da temperatura de 52 °C, deve ser emitido um alerta sonoro de emergência com possibilidade de falha catastrófica.

Ação de mudança II. É sugerida duplicação do drive do motor da direção, sendo um principal e outro secundário. Ambos recebem instruções da placa de controle e emitem confirmação do recebimento pela interface serial, porém, em situação de normalidade, somente o principal está ligado, alimentando as fases do motor de passo da direção possibilitando o posicionamento do mesmo.

Forma de detecção de falha no *driver* principal e secundário. Na placa de controle, o microcontrolador monitora o sinal de confirmação de instrução (*Carriage Return*) enviado pelo *driver* principal, cada vez que ele executa uma ordem de posicionamento emitida pela placa de controle. A ausência desse sinal significa que o *driver* principal não está mais operando e, então, a placa de controle executa duas ações na sequência. A primeira ação é a interrupção da alimentação das fases entre *driver* principal e motor de passo da direção, acionando uma chave de comutação via relé. A segunda ação é o chaveamento, para que o *driver* secundário possa alimentar o motor da direção, assumindo o controle. Em seguida, emite um alerta de emergência para o usuário, informando anormalidade no *driver* principal.

Ação de mudança III. É sugerida a duplicação do drive do motor do freio, sendo um principal e outro secundário. Ambos recebem instruções da placa de controle e emitem confirmação do recebimento pela interface serial, porém, em situação de normalidade, somente o principal está ligado (alimentação) com o motor da direção possibilitando o posicionamento do mesmo. O procedimento da forma de detecção de falha é o mesmo descrito para o *driver* da direção.

c) Na bateria.

Ação de mudança. É sugerida a duplicação das baterias, em uma principal e outra secundária, ambas operando com 36 V, com capacidade de 65 Ah. A razão para alteração da tensão usada reside no fato de os *drivers* poderem operar com no máximo 75VDC e no mínimo 24VDC de tensão de entrada. A bateria adotada anteriormente era de 24 V, sendo que qualquer sobrecarga ou defeito no sistema faria essa tensão cair rapidamente, abaixo da permitida pelos *drivers*. Adotando a bateria de tensão nominal de 36V, mesmo com sobrecarga anormal do sistema, ela teria capacidade por um tempo maior de fornecimento de energia antes de atingir, por descarregamento, a tensão crítica para os *drivers* de menos de 24V.

Forma de detecção de falha na bateria principal. Realizar o monitoramento da tensão e da temperatura da bateria principal, através de placa específica para esse fim, independente de todo o sistema, dotada de chaveamento automático para a bateria secundária, caso a tensão nominal caia abaixo de 34V, ou a temperatura da bateria principal atinja 47 °C. Um alerta de emergência é fornecido ao usuário, em seguida, informando a anormalidade no sistema.

d) No joystick.

Ação de mudança. É feita a sugestão de ampliação do número de sensores/potenciômetros, por eixo, de um para três. No caso, o *joystick* possui um eixo responsável pelo sistema de direção e um outro eixo independente do primeiro, responsável pelo sistema de frenagem/aceleração. O objetivo é construir um sistema redundante, que permita identificar o sensor com defeito isolando-o do sistema.

Forma de detecção de falha em sensor em um eixo. Cada sensor tem um sinal analógico, no caso tensão, que é enviado para uma porta analógica no microcontrolador.

O programa compara esses três sinais que, em situação de normalidade, devem ser iguais. No caso de dois sensores com os sinais de mesmo valor e um outro sensor com valor diferente, o programa valida o valor dos dois primeiros e descarta o valor diferente. Em seguida emite um alerta de emergência para o usuário, informando a falha no sistema. Também é sugerida a inclusão de um sistema eletromecânico retro alimentado, que reproduza a resistência do volante ao esterçamento, de modo tátil, para o usuário.

Exemplificando, a maioria dos *joysticks* para jogos, reproduzem vibrações, informando de modo tátil as mudanças dinâmicas nos jogos. É possível usar esse tipo de informação para indicar para o usuário que, por exemplo, o veículo está em um pavimento escorregadio demais ou um pneu está furado.

e) Na programação do microcontrolador na placa de controle.

Ação de mudança: Recomenda-se, nesse caso, utilizar integralmente na programação do microcontrolador, a norma padrão de segurança IEC 61508, que foi publicada pela International Electrotechnical Commission (IEC). Essa norma é aplicada para evitar falha em sistemas que são compostos por dispositivos eletrônicos

programáveis, integrados a atuadores e sensores, que atuam em ambientes que em caso de acidentes podem provocar danos e prejuízos as pessoas que dele se utilizam (EXIDA, 2006). Essa norma é dividida em sete partes, que cobrem desde as exigências detalhadas para se ter um ciclo de vida seguro do sistema, passando pelos requerimentos básicos de *hardware* para desenvolvimento do mesmo, como também fornece uma listagem de técnicas e medidas usada para desenvolvimento de *software*, dependendo do nível de segurança desejado (CONRAD; SANDMANN, 2009).

f) Sistema de frenagem auxiliar.

Neste trabalho, inicialmente não foi previsto um sistema de frenagem auxiliar, pois não fazia parte dos objetivos iniciais. No entanto, esse sistema pode ser desenvolvido, transformando-se o freio de estacionamento do veículo em um freio secundário, que pode ser usado em caso de emergência.

Para esse procedimento, seria necessário automatizar o freio de estacionamento, que normalmente é operado manualmente pelo usuário, ou seja, trazer o controle de acionamento desse freio para o comando da placa de controle. Como sugestão, é possível adaptar um motor de passo pequeno, com redução, a um fuso de esferas de maneira a executar um movimento controlado, linear, para tracionar o cabo do freio de estacionamento, possibilitando uma frenagem gradual. Em caso de falha do sistema de frenagem principal, a placa de controle transfere o comando de frenagem, feito pelo usuário através do *joystick*, para esse motor, proporcionando um sistema de frenagem secundário de emergência, independente do sistema principal.

g) No sensor de velocidade do veículo.

Ação de mudança. Neste caso a sugestão é aumentar para três sensores de rotação, colocados em três pontos diferentes no veículo. Como outra sugestão esses

pontos podem ser distribuídos da seguinte maneira: um no eixo de transmissão da caixa de câmbio para roda motora, e os outros dois distribuídos em cada roda movida, se o veículo tiver sistema ABS, captar do módulo do ABS a velocidade inferida.

Forma de detecção de falha em sensor. Um modo de realizar essa detecção se faz analisando os sinais dos três sensores, sendo que uma vez convertidos para velocidade linear, devem ter um valor muito próximo entre si. O sensor que apresentar um valor discrepante deve ser ignorado, adotando-se como referência de velocidade a média dos outros dois. A placa de controle deve emitir, um alerta de anormalidade no sistema para o usuário em seguida.

h) No sistema de comunicação.

Ação de mudança. Fica sugerida a duplicação dos cabos que fazem a conexão da interface serial de comunicação entre placa de controle e *driver*.

i) Nos motores de passo da direção e do freio.

Os motores de passo têm uma confiabilidade boa, pois são constituídos de apenas uma peça móvel, que é o rotor. Como não possuem escovas e outras peças, a sua vida útil é limitada pela vida dos dois rolamentos, dianteiro e traseiro, que permitem a rotação do rotor. Em condições normais de operação, um motor de passo pode ter uma vida útil de 10.000 horas sem manutenção, ou cerca de vinte anos de uso em um automóvel de uso normal. Porém se faz uma recomendação de realizar uma inspeção desses motores, para verificar o seu funcionamento correto, a cada 2.000 horas ou quatro anos de uso do veículo.

7.4 – Proposta de um protocolo de segurança para sistemas que utilizam a tecnologia *drive-by-wire*.

A partir da análise sistêmica da Fase I e II e das sugestões colocadas no item anterior, para manter o sistema com o *joystick*, apresentado neste trabalho, dentro de um conceito de dirigibilidade segura, é possível sugerir um protocolo geral de segurança para sistemas que incorporam a tecnologia *drive-by-wire* em plataforma automotiva.

Esse protocolo é composto por seis fases que são:

a) Fase A - Modelagem e projeto geral do sistema.

Nesta fase ocorre a modelagem inicial do sistema, que pretende preencher os requisitos de funcionalidade e desempenho definidos pelo projeto geral. Devem ser estabelecidos claramente os subsistemas que compõe o sistema principal, e suas atribuições específicas. Exemplos de subsistemas: subsistema de alimentação elétrica, subsistema de processamento de sinais, subsistema de comunicação, subsistema de controle.

b) Fase B - Definição/instalação de sensores e atuadores.

Nesta fase são definidos os sensores e atuadores de cada subsistema quanto à sua capacidade operacional e durabilidade. Tendo como base uma análise de cada subsistema, pelo conceito de árvore de falhas (fase f), é estabelecido o número de sensores que proporcionam a redundância do subsistema. O mesmo vale para os atuadores. Ocorre nesta fase, a instalação física dos sensores e atuadores. No caso de sensores que estão conectados a um mesmo ponto de aquisição, obtendo um mesmo sinal, estes devem necessariamente ser de fabricantes diferentes.

c) Fase C - Definição e desenvolvimento de *hardware* e *software* .

Ocorre o estabelecimento da definição do *hardware* a ser instalado ou desenvolvido em cada subsistema, bem como do *software*, em função das exigências de projeto (tempo processamento, custo etc.), dos requisitos de compatibilidade entre subsistemas e das características da rede de comunicação escolhida.

Particularmente para a implementação de *software* em cada subsistema, é recomendado a utilização da norma padrão de segurança IEC 61508, comentada anteriormente. Para o *hardware* escolhido, deve ser feita uma análise minuciosa em relação à interferência eletromagnética, tanto quanto à sua imunidade, quanto à emissão.

Tendo como base a análise de falhas, devem ser definidos quais subsistemas serão duplicados, para que se tenha um subsistema titular e um reserva, que assume o controle em caso de falha ou colapso do subsistema titular.

d) Fase D - Definição e implantação da rede de comunicação.

Nesta fase é adotada uma rede de comunicação que integrará todos os subsistemas e será responsável pelo trânsito de dados de sensores, atuadores, placas de controle, *drivers*, entre outros. São comuns na área automotiva sistemas de comunicação como TTP (Time Triggered Protocol) e CAN (Controler Area Network) que operam através de nós onde ocorre a troca de dados, sendo o sistema TTP usado com frequência em sistemas de alta segurança.

e) Fase E - Integração dos subsistemas, simulação e teste real.

Os subsistemas são integrados com a rede de comunicação, formando o sistema principal. Deve ser estabelecida uma série de simulações, visando uma validação operacional do sistema principal tendo como objetivo alcançar os requisitos do projeto inicial quanto à funcionalidade, desempenho e segurança. Caso o sistema principal não corresponda ao esperado devem ser identificadas as causas/falhas e corrigidas.

Uma vez o sistema principal tenha sido validado nas simulações, é necessária a realização de testes onde esse sistema será implantado na plataforma automotiva. Esses testes devem comprovar que o sistema é seguro, mesmo sob condições anormais, que tem desempenho condizente com aquele determinado no projeto inicial e atende aos requisitos de funcionalidade em relação ao usuário.

f) Fase F - Análise de falhas do sistema e construção do modelo árvore de falhas.

Nesta fase são definidas as principais falhas dentro de cada subsistema e, posteriormente, as falhas do sistema principal. As falhas previstas devem ser pautadas em função do conceito de dirigibilidade segura, anteriormente definido. É inerente que falhas no sistema ocorram, porém, elas devem ser tratadas pelo sistema de modo a não infringir danos físicos aos usuários em qualquer hipótese.

A construção do modelo de árvore de falhas começa desde o início da modelagem do projeto geral (fase A) e vai sendo atualizada, paralelamente, ao desenvolvimento das outras fases.

A elaboração da árvore deve seguir, primeiramente o modelo de programação estruturada (descendente) e, depois o modelo padrão (ascendente) como apresentado nos itens 7.1 e 7.2 respectivamente. Essa técnica visa refinar a análise de falhas.

A figura 7.19 mostra a relação temporal entre as fases e o desenvolvimento do sistema projetado. Uma característica do protocolo sugerido é a sequência de desenvolvimento mostrada pelas setas indicando o sentido horário, partindo da modelagem do projeto geral passando pelas outras fases até retornar para modelagem novamente, perfazendo um ciclo de desenvolvimento parcial.

As fases vão sendo realizadas em pequenos intervalos de tempo, a cada ciclo de desenvolvimento parcial efetuado.

Figura 7.19 - Visão geral da relação das fases do protocolo com o desenvolvimento do sistema.

Esse procedimento permite que ajustes e correções nas diretrizes do projeto, oriundas dos problemas e dificuldades encontradas na construção do sistema, sejam executados rapidamente, atualizando e reciclando as metas de cada fase.

As fases se desenvolvem simultaneamente, sendo esperado diferentes graus de evolução entre elas conforme a construção do sistema avança. Exemplificando, a fase de modelagem estará mais evoluída na metade do desenvolvimento de um projeto do que a fase de integração/simulação do sistema.

A duração desses ciclos pode ser estipulada em dias, semanas ou meses em função da complexidade e prazo de execução do projeto.

Em outras palavras, a somatória de todos os ciclos de desenvolvimentos parciais resulta na construção completa do sistema projetado, permitindo a sua utilização com segurança.

Capítulo 8 – Conclusão.

Na comparação do teste real de desempenho de aceleração e frenagem com a simulação usando o simulador “Carro Virtual”, visto no capítulo cinco, nota-se a aproximação dos resultados de modo satisfatório com o teste real, dentro das hipóteses e premissas neste trabalho.

Os dados fornecidos dos veículos A e B são suficientes para uma simulação básica, porém, para aproveitar o potencial do simulador, mais informações deveriam ser introduzidas no modelo.

Essas informações são as características construtivas do veículo, momentos de inércia do eixo motor, da caixa de câmbio, posição do centro de gravidade com mais de um passageiro, dados completos do pneu em função da carga vertical entre outras.

Comparando o teste real de desempenho de dinâmica lateral (curva com raio 25m) com o resultado obtido no simulador, para as mesmas condições, nota-se um desvio mais acentuado no ângulo de esterçamento (δw), sendo no teste real $\delta w \approx 9.5^\circ$ e na simulação foi registrado $\delta w \approx 8.0^\circ$, para as mesmas condições de dirigibilidade.

O desvio ocorre porque os dados coletados do pneu usado na simulação não continham a totalidade de informação esperada pelo simulador, comprometendo a precisão dos resultados encontrados.

No entanto de maneira geral, a variação média dos desvios encontrados em todos os testes é da ordem de 4.5 %, sendo menor que o valor de 5% que foi adotado no capítulo cinco, para aferição de desempenho do sistema. Esse fato aponta para a validação do simulador projetado, adequados aos objetivos da Fase I.

O desenvolvimento da bancada de teste, relatado no capítulo seis permitiu a obtenção de informações importantes para o aprimoramento do projeto.

A utilização do simulador “Carro Virtual” por um usuário ou motorista, em conjunto com o *joystick* projetado e outros componentes da bancada de teste, demonstrou que é possível dirigir um veículo através do acionamento do *joystick*, por uma rua ou rodovia, obtendo uma interação mais realista entre a dinâmica do veículo e as reações do motorista em tempo real.

O uso do *joystick* se mostrou bem preciso ao realizar curvas com raio e velocidades fixas, fornecendo maior segurança para o usuário quanto à dirigibilidade do veículo, o que demonstrou a confiabilidade do simulador em situações reais, em que a dinâmica longitudinal e lateral tem sua importância reforçada, como no caso de novos projetos de veículos, em que o desempenho dos mesmos tem papel fundamental para o setor de engenharia.

Nesse sentido, enquadra-se o objetivo da Fase II, relatada na introdução deste trabalho, que era realizar uma prova de conceito do sistema de controle (*hardware /software*), desenvolvido em laboratório, usando o “Carro virtual” para validar o desempenho e segurança desse sistema.

Várias falhas foram selecionadas para análise por meio da metodologia da árvore de falhas, no sentido de projetar o *hardware* e *software* do sistema com níveis de segurança e confiabilidade melhores.

Essa análise de falhas teve que ser realizada dentro de um conceito de dirigibilidade segura, que foi definido no capítulo sete, que concorre para tornar claro o objetivo da segurança veicular na relação com o usuário neste trabalho.

Nessa análise foi identificada uma série de falhas primárias que causavam outras falhas intermediárias que, por sua vez podem comprometer a dirigibilidade do sistema desenvolvido.

No item 7.3, foram reunidas as modificações sugeridas para sanar essas falhas, sendo importante salientar que uma parte dessas modificações são relacionadas à inclusão de redundância no sistema, através do aumento do número de sensores.

Outra parte pode ser classificada em duplicação dos sistemas mais importantes, tais como a placa de controle, *driver* e baterias, tendo como característica a manutenção de dois sistemas operando em conjunto, sendo um o principal e outro chamado de secundário.

As soluções indicadas pela análise de falhas, como inclusão de redundância e duplicação de sistemas principais, coincidem com as soluções apresentadas na atualidade para sistema *drive-by-wire*, adotadas pelos fabricantes desses sistemas (WILSON, 2011).

A partir da experiência obtida neste trabalho com a Fase I e II, em conjunto com a identificação de falhas e soluções apresentadas para o sistema proposto, formou-se um panorama abrangente, do qual se pode extrair uma metodologia de desenvolvimento de sistemas que usam a tecnologia *drive-by-wire*.

Essa metodologia é apresentada na forma de um protocolo de segurança geral, no item 7.4, com desenvolvimento simultâneo de seis fases principais, em ciclos parciais, que evoluem à medida que o sistema projetado é construído. Vale ressaltar que o protocolo sugerido se enquadra no conceito de dirigibilidade segura, definido no item 7.3.

Outro aspecto relevante é o fato que o sistema proposto permitiu reunir todos os principais comandos do veículo em um só *joystick*, ainda mantendo a dirigibilidade, podendo conseqüentemente facilitar o uso de veículos automotivos para as pessoas com restrição de movimentos dos membros inferiores e superiores.

Sobre desenvolvimentos futuros sobre o tema e continuidade da pesquisa cabe salientar que existe um projeto em desenvolvimento, na Faculdade de Tecnologia de Sorocaba em conjunto com a Escola Politécnica, no Laboratório de Automação e Controle, que dará prosseguimento a pesquisa realizada.

A proposta do projeto acima citado é a de projetar e desenvolver uma interface gráfica realista de alto desempenho, em conjunto com o aperfeiçoamento do simulador, com a modelagem e criação de novos módulos de simulação tais como módulo de frenagem com sistema ABS, módulo de cálculo de consumo de combustível, módulo de sistema de estabilidade eletrônica, módulo de interação com a rodovia (tipos de pavimento, sinuosidade da rodovia, aclive/declive) entre outros.

Bibliografia.

ANDONIAN, B.; RAUCH, W.; BHISE, V. Driver steering Performance Using Joystick versus Steering Wheel Controls. In: **SAE 2005 Congress Exhibition**, Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale, 2003. p. 1-12.

AMBEKAR, S.; WYSOCHI, J.; CZERNY, b. A System – Safety Process for By-Wire Automotive Systems. In: **SAE-2000 World Congress**, Detroit, Michigan, Mar., 2000. Paper: 2000-01-1056. p. 1-8.

APS, MARCIA. **Classificação da aderência pneu-pavimento pelo índice combinado IFI – International Friction Index para revestimentos asfálticos**. 2006. 208 f. Tese (Doutorado em Engenharia de Transportes), - Departamento de Engenharia de Transportes. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

BAFFETT, G.; CHARARA, A.; STEPHANT, J. Sideslip angle, lateral tire force and road friction estimation in simulations and experiments. In: **IEEE International Conference on Control Applications**, Munique, Oct., 2006. p.1-6.

BAUER, H. (Ed.). **Conventional and electronic braking systems**. 3. ed. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2003. 134 p.

BERTOLUZZO, M.; BUJA, G. Design of drive-by-wire communication network for an industrial vehicle. In: **Proc. de IEEE International Conference on Industrial Informatics**, p 155-160, 2004.

BOSCH, 25 years ABS from Bosch 2003. Disponível em: <http://www.boch.com/assets/en/company/innovation/theme03.htm>. Acesso em 10 jul. 2010.

BREUER, W. State and parameter estimation for four wheel driver passenger cars. In: **European Control Conference**, 2 , 1993.p. 992-997.

BURCKHARDT, M. ; **Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme.** Vogel Fachbuch: Würzburg, 1993.

CONRAD, M.; SANDMANN, G. A Verification and Validation Workflow for IEC 61508 Applications. **SAE International**, 2009. Paper: 2009-01-0271. p. 1-7.

CORTESÃO, R.; BAJCINCA, N. Model- Matching Control for Steer-by-wire Vehicles with Under Actuated Structure. In:**Proc. de IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems.** Sendai, Japão, Sept. p. 1148-1150. 2004.

CRUZ, J. M. X. **Estudo de caso de ruído “knock noise” em mecanismo de caixa de direção hidráulica tipo pinhão – cremalheira.** 2006. 177 f. Dissertação de mestrado em engenharia automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

DUQUE, E. L. **Desenvolvimento de um modelo de simulação do acoplamento da embreagem durante a partida do veículo.** 2010. 151 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Centro Universitário FEI, São Bernardo do Campo, 2010.

EXIDA. **IEC 61508 overview report – A summary of the IEC 61508 standard for functional safety of electrical/electronic/programmable electronic safety-related systems.** Sellersville, USA, 2006.

FRISOLI, A.; AVIZZANO, A.; BERGAMASCO, M.; DATA, S.; SANTI, C. Dynamic modeling of primary commands for a car simulator. In: **Proc. IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics**, Como, Itália, Jul., 2001. p. 1070-1075.

FOWLER, M.; ELINENI, S. K.; WILLS, M.; LAURENTIS, K.; SUNDARRAO, S.; DUBEY, R. A Novel Driving Simulator Utilizing Drive-by-wire Controllers to Test *Drivers* with Disabilities: Evaluation of Acceleration and Braking Controls. **RESNA Annual Conference**, Las Vegas, Nevada, Jun., 2010. p. 1-4.

FORKENBROCK, G; GARROT, W. A comprehensive Experimental Examination of Test Maneuvers That May Induce On-road, Lightvehicle Rollover. Phase IV of NHTSA, **National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)**, Washington, Oct., 2002. 297 p.

GIORIA, G. S. **Influência na Utilização do ABS na Segurança Veicular Baseada na Eficiência de Frenagem e na Probabilidade de Travamento da Roda**. 2008. 146 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.

GRANDE, P. C. Teste:Toyota Fielder Corolla 1.8 16V. **Revista Quatro Rodas**, Editora Abril, São Paulo, junho, 2006. Acesso em:12 jul. 2010.
Disponível em: http://quattrorodas.abril.com.br/carros/testes/conteudo_143212.shtml

GRANDE, P. C. Comparativo:Fiat Bravo/Hyundai 130/Ford Focus. **Revista Quatro Rodas**, Editora Abril, São Paulo, janeiro,2011. Acesso em:10 abr. 2011.
Disponível em: <http://quattrorodas.abril.com.br/carros/comparativos/fiat-bravo-x-hyundai-i30-x-ford-focus-618891.shtml>.

GROSCH, A. K.; Rubber Friction and Tire Traction. In: **The Pneumatic Tire**. U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), DOT HS 810 561, Cap. 11, p. 422 – 473, Feb., 2006.

HAMMETT, R.; BABCOCK, P. Dependability with drive-by-wire systems. In: **SAE 2003 World Congress** , Mar., Detroit, 2003. Paper 2003-01-1290.

HIEMER, M, et al. Cornering stiffness adaptation for improved side slip angle observation. **Proceedings of the First IFAC symposium on Advances in Automotive Control**, 2004. p. 685-690.

HILL, S.; METCALFE, J.S.; MCDOWELL, K. The Use of a Steering Shaping Function to Improve Human Performance in By-Wire Vehicles. **U.S. Army Research Laboratory**, Aberdeen Proving Ground, MD, Mar. , 2008. 34 p.

HOSEINNEZHAD, R.; BAB-HADIASHAR, A.; Missing data compensation for a safety-critical components in a driver-by-wire system. **IEEE Transactions of Vehicular Technology**, V. 54, n. 2, Jul., 2005.p. 1304-1311.

HOSEINNEZHAD, R.; BAB-HADIASHAR, A; Fusion of redundant information in brake-by-wire systems using a fuzzy voter. **Journal of Advances in Information Fusion**, V. 1, n. 1, Jul., 2006. p. 33-35.

JAZAR, Reza. **Vehicle dynamics: theory and application**. New York: Springer, 2008. 997 p.

JOHNSON CONTROLS, **Treinamento Técnico em Baterias Automotivas**. Sorocaba, São Paulo, 2011, 36p.

KAWAGUCHI, H. **Comparação da análise de conforto de frenagem subjetiva versus objetiva de um veículo de passeio**. 2005. 118 f. Dissertação (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

KELBER, C. R.; JUNG, C. R.; OSORIO, F. S.; HEINEN, F. Electrical Driver Assistance Systems. In: **IEEE International Symposium on Industrial Electronics**, Dubrovnik, Croácia, Jul., 2005. p. 1623-1628.

KIENCKE, U.; NIELSEN, L. **Automotive control systems**. 2 ed. Berlim Springer, 2005. 512 p.

KO, A.; CHOI, J. A Haptic Interface Using a Force-Feedback Joystick. In: **SICE Annual Conference**, Kagawa University, Japão, Sep. 2007. p. 202-206.

KUMAMOTO, H.; HENLEY, E. **Probabilistic risk assessment and management for engineers and scientists**. 2. ed. Piscataway, NJ: IEEE Press, 1996. 597 p.

MACISSAC, J; GARROT, W.R. Preliminary Findings of Effect of Tire Inflation Pressure on the Peak and Slide Coefficients of Friction. **National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)**, Washington D.C., 2002. 54 p.

PACEJKA, H.B. **Tyre and vehicle dynamics**. Warrendale, PA: SAE, 2006. 637 p.

PERSEGUIM, O. T. **Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para a sua avaliação**. 2005. 248 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005.

PETERS, B. Driving performance and workload assessment of drivers with tetraplegia: An adaptation evaluation framework. **Journal of Rehabilitation Research and Development**, V. 38, n. 2 , Mar., Linkoping, Sweden, 2001. p. 215-224.

PETERS, B.; OSTLUND, J. Joystick Controlled Driving for Drivers with Disabilities. **Swedish National Road and Transport Research Institute**, Feb., Linkoping, Sweden, 2005. 79 p.

PIMENTEL, J. R. An Architecture for a safety-critical Steer-by-wire System. In: **SAE World Congress**. Detroit, Michigan, 2004. Paper 2004-01-0714. p. 1-9.

PIMENTEL, J. R. Verification and Validation of a Safety-Critical Steer-by-wire System Using DO-178B In: **SAE World Congress**. Detroit, Michigan, 2006. Paper 2006-01-1447. p. 1-9.

PIYABONGKARN, D.; LEW, J.; RAJAMANI, R. Active Driverline Torque Management Systems. **IEEE Control Magazine**, V. 30, n. 4, p. 86-102, Aug., 2010

RAJAMANI, R. ; PIYABONGKARD,D. ; LEW, J. Tire – Road Friction Coefficient Estimation. **IEEE Control Magazine**, V. 30, n. 4, p. 54-69, Aug., 2010.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W.; **The Automotive Chassis: Engineering Principles** Butterworth-Heinemann, Oxford, England, 2001.437 p.

ROSSETER, E.; GERDES, J. C. The Role of Handling Characteristics in Driver Assistance with Environmental Interaction. In: **Proc. de IEEE American Control Conference**, V. 4, Chicago, Jun. ,2000. p. 1-5.

SANTOS, A. A.; **Freios e Embreagens por Atrito**. Departamento Projetos Mecânicos, Faculdade Engenharia Mecânica, UNICAMP, 2010. 25 p.

SANTOS, W. M. **Sistema de acionamento de embreagem hidráulico para caminhões leves**. 2006. 77 f. Dissertação (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

SHRAIM, H.; OULADSINE, M.;FRIDMAN, L.; ROMERO, M. Vehicle parameter estimation and stability enhancement using sliding modes techniques. **Int. J. Vehicle Design**, V.48, n. 3/4 , 2008. p. 5700-5705.

SOVENYI, S.; GILLESPIE, R. B. Cancellation of Biodynamic Feedthrough in Vehicle Control Tasks. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, V.15 , n. 6, Nov., 2007. p. 1018-1029.

STEINFELD, A.; Accessibility and intelligent transportation systems. In: **Proc. of Wheeled Mobility and Accessible Transportation Conference**, U.S. Department of Education-ICDR, Washington D.C. , 2006. p. 35-38.

TAHAMI, F.; FARHANGI, S.; KAZEMI, R. A Fuzzy Logic Direct Yaw-moment Control System for All-Whell-Driver Electrical Vehicles. **Vehicle System Dynamics**, V. 00, n. 0, 2003.p. 1-20.

VESELY, W.; GOLDBERG, F.F.; ROBERTS, N.H.; HAASL, D. **Fault Tree Handbook**. Systems and Reliability Research. Office of Nuclear Regulatory Research, U.S. Nuclear Regulatory Commission; Washington, D.D., 1981; NUREG-0492. 209 p.

VILELA, DANIEL. **Aplicação de métodos numéricos de otimização ao problema conjunto da dirigibilidade e conforto veicular.** 2010. 360 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

WADA, M.; KAMEDA, F. A Joystick Car Driver System for Wheelchair Users. In: **Proc. IEEE International Conference on Mechatronics and Automation**, Changchun, China, Aug., 2009. p. 921-925.

WHITWEHEAD, R.; TRAVIS, D.; FLOWERS, G. A Study of Effect of Various Vehicle Properties on Rollover Propensity. **SAE-2004 Paper: 2004-01-2094** p.1-8.

WIKSTRÖM, A. **Yaw rate and lateral acceleration sensor plausibilisation in active front steering vehicle.** 2006. 59 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Linköpings Universitet, Linköping, 2006.

WILSON, K. **Ground vehicle standards: designing with an eye on safety.** SAE Global Ground Vehicle Standards Presentation. Disponível em: <<http://wardsauto.com/site-files/wardsauto.com/files/archive/wardsauto.com/interiors/presentations/8-wilson.pdf>>
Acesso em: 10 abr. 2011.

YIH, P. **Steer-by-wire: implications for vehicle handling and safety.** 2005. 140 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Stanford University, Stanford, 2005.

ZANASI, R.; VISCONTI, A.; SANDONI, G.; MORSELLI, R.; Dynamic Modeling and Control of a Transmission System. In: **Proc. of IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics.** V. 1, Como, Itália, july, 2001.p.1-6.

APÊNDICE – Diagramas dos módulos do simulador.

Os módulos funcionais mencionados no capítulo quatro, foram implementados no software MatLab/Simulink/2009, sendo apresentados os diagramas/blocos correspondentes.

Os diagramas/blocos têm a mesma identificação com os módulos, e o equacionamento final segue a modelagem descrita anteriormente neste trabalho.

Diagramas apresentados:

- Módulo do motor e sistema de transmissão.
- Módulo da suspensão.
- Módulo do chassi.
- Módulo da interface aceleração/frenagem com os pneus.
- Módulo da roda com interface pneus e pavimento.
- Módulo do *joystick* e comandos.
- Módulo da trajetória prevista.
- Módulo de gráficos dinâmicos.
- Dados gerais do veículo

Bloco da suspensão

F3 - Bloco do chassi

Bloco de frenagem e aceleração/ pneus

Bloco rodas/pneus

Bloco do joystick

Bloco da trajetoria

Bloco de gráficos dinâmicos

```

% DADOS GERAIS DO CARRO
b=0; %slip angle (beta)ou ang. de escorregamento veiculo em rad PARA TESTE=0.1
psi=0;% derivada do yaw angle (psi)ou velocidade angular no eixo z em rad/s
% PARA TESTE=0.3
v=0; %velocidade do centro de gravidade(CG) em m/s;PARA TESTE=10
dw=0; % angulo de esterçamento da roda (delta) em rad;PARA TESTE=1
m=1300; % (1495);massa do carro no centro de gravidade (CG) em kg
jz=2500; % (valor inicial 2500) momento de inercia do eixo z em (kg.m^2)
jy=2300; % (valor inicial 2300) momento de inercia do eixo y em (kg.m^2)
jx=530; % (valor inicial 530) momento de inercia do eixo x em (kg.m^2)
lf=1.248; % (1.203)distancia entre CG e eixo dianteiro em m
lr=1.325; %(1.217) distancia entre CG e eixo traseiro em m
l=lf+lr;%(2.42)distancia entre eixos em m
bf=1.4; %(1.4) distancia entre as rodas no eixo dianteiro em m
br=1.4; % (1.4)distancia entre as rodas no eixo traseiro em m
cfr=50000; %60000 tire slip constant;const. escorregamento pneu em N/rad eixo dianteiro↵
roda direita
cfl=50000; %50000tire slip constant;const. escorregamento pneu em N/rad eixo dianteiro↵
roda esquerda
crr=50000; %40000tire slip constant;const. escorregamento pneu em N/rad eixo traseiro↵
roda direita
crl=50000; %30000tire slip constant;const. escorregamento pneu em N/rad eixo traseiro↵
roda esquerda
flfr=0; %200 força longit. eixo dianteiro roda direita em N; PARA TESTE=200 TODOS
flfl=0; %300 força longit. eixo dianteiro roda esquerda em N
flrl=0; %400 força longit. eixo traseiro roda direita em N
flrr=0; %500 força longit. eixo traseiro roda esquerda em N
nlf=0.03;%caster dinamico roda dianteira em m % calculado para O CARRO EXEMPLO LIVRO
nlr=0.03;%caster dinamico roda traseira em m
caero=0.31; %coeficiente aerodinamico 0.32
al=2.25; % area frontal do carro em m^2(larguraXaltura); (1.5m X1.35m)
ro=1.12;%densidade do ar em kg/m^3
g=9.81;
hcg=0.45; % altura do CG em relação ao solo em m
hl=0;
corrige=1; %corrige=Cnovo/50000, Cnovo é o C(N/rad) de um outro pneu diferente do↵
padrao de C=50000(N/rad)
esultimo=0; %variavel (no módulo motor)que indica qual a posição do embreamento se↵
acoplado=1; se desacoplado=0 ( 0<=esultimo<=1)

```