

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR LUDMILA CORREIA DE
ALKMIN SILVA E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 21.02.2011


ORIENTADOR

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

Ludmila Correa de Alkmin e Silva

**Identificação e Simulações do Comportamento
do Pneu Visando a Implementação de Controle
em Cadeiras de Rodas Motorizadas**

Campinas, 2011

22/2011

Ludmila Correa de Alkmin e Silva

Identificação e Simulações do Comportamento do Pneu Visando a Implementação de Controle em Cadeiras de Rodas Motorizadas

Tese apresentada ao Curso de Doutorado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini

Campinas
2011

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

Si38i Silva, Ludmila Corrêa de Alkmin
Identificação e Simulações do Comportamento do Pneu Visando a Implementação de Controle em Cadeiras de Rodas Motorizadas/ Ludmila Corrêa de Alkmin e Silva. –Campinas, SP: [s.n.], 2011.

Orientador: Franco Giuseppe Dedini.
Tese de Doutorado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Cadeiras de rodas. 2. Automóveis - Dinâmica. 3. Automóveis - Pneus. 4. Motores elétricos - Controle eletrônico. 5. Automóveis - Dinâmica - Métodos de simulação. I. Dedini, Franco Giuseppe. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Identification and simulation of tire parameters aiming to implementation of control in electric wheelchair

Palavras-chave em Inglês: Wheelchair, Automobiles - Dynamics, Automobiles - Tires, Electric motors - Electronic control, Automobiles - Dynamics - Simulation methods

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Lauro Cesar Nicolazzi, Marcelo Becker, Milton Dias Junior, Pablo Siqueira Meirelles

Data da defesa: 21/02/2011

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

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

TESE DE DOUTORADO

**Identificação e Simulações do Comportamento
do Pneu Visando a Implementação de Controle
em Cadeiras de Rodas Motorizadas**

Autor: **Ludmila Correa de Alkmin e Silva**

Orientador: **Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini**

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:



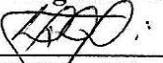
Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini, Presidente
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP



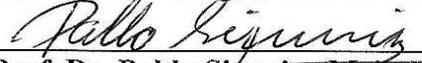
Prof. Dr. Lauro Cesar Nicolazzi
Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC



Prof. Dr. Marcelo Becker
Escola de Engenharia de São Carlos - USP



Prof. Dr. Milton Dias Junior
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP



Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP

Campinas, 21 de fevereiro de 2011.

Dedicatória:

Dedico este trabalho aos meus pais e irmão.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ter sido concluído sem a ajuda de diversas pessoas que compartilharam comigo durante essa longa jornada. Assim, presto minhas sinceras homenagens e agradecimentos:

Aos meus pais e irmão por me apoiarem e incentivarem a seguir sempre em frente.

Ao Professor Franco Giuseppe Dedini pela orientação, pela paciência nas horas difíceis e principalmente, a confiança depositada em mim durante esses anos de convivência.

Aos amigos Ana Laura, Geraldo, Vivianne, Fernanda, Martin, Torsten, Joselito e Raquel, por me apoiarem e estarem sempre dispostos a me ajudar naqueles momentos difíceis.

Não poderia esquecer-me de agradecer também aos técnicos das oficinas: Maurício Oliveira de Sant'anna, Mauro Romera, Rosangelo W. Aparecido Ferreira, Gastão Bosco Rodrigues, José Luis Correa Almeida, Geraldo Creci Filho e Eli Paulino de Souza que se envolveram diretamente no desenvolvimento do meu trabalho e conseqüentemente nos tornamos grandes amigos.

Agradeço ao Prof. Rainer Nordmann da Universidade Técnica de Darmstadt, à CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) e ao DAAD (Intercâmbio Acadêmico Brasil - Alemanha) que possibilitaram a experiência do intercâmbio na Alemanha, através do programa Probral.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo apoio financeiro.

À INA e Alltec pelo auxílio nos equipamentos.

Aos companheiros e professores da Unicamp.

Obrigada por tudo!

“Comece fazendo o que é necessário, depois o que é possível, e de repente você estará fazendo o impossível.” (São Francisco de Assis)

Resumo

Silva, Ludmila Corrêa de Alkmin e, Identificação e Simulações do Comportamento do Pneu Visando a Implementação de Controle em Cadeiras de Rodas Motorizadas, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011. 153 p. Tese (Doutorado).

Neste trabalho foi estudada a modelagem do contato roda-piso e a teoria de controle de uma cadeira de rodas. Logo, para complementar os testes e estudos, foi desenvolvido um laboratório virtual objetivando o estudo da dinâmica veicular e da modelagem do contato roda-piso. Esse laboratório, criado em programas multicorpos como o Working Model 2D[®] e o MSC Adams[®], foi usado para a visualização do comportamento dinâmico de uma cadeira de rodas em diversas situações. Nesta aplicação, observa-se que as características dos pneus são alguns dos parâmetros mais importantes da modelagem do contato roda-piso de um veículo. Deste modo, para a obtenção desses parâmetros foi construída uma bancada experimental. Esta bancada experimental é constituída basicamente de uma mesa fixada por células de cargas e uma estrutura onde a roda é presa. Vários testes experimentais foram propostos e os parâmetros, ou seja, as características do pneu foram levantados, implementados e comparados entre si, através de imagens e gráficos. Para o estudo da teoria de controle, foi construído um protótipo funcional de uma cadeira de rodas motorizada no qual o principal objetivo é seguir uma linha desenhada no chão. A utilização de sensores, microcontroladores e estratégias de controle foram necessárias a fim de atingir este alvo. Diferentes tipos de controle robusto foram simulados levando em consideração as características do pneu e o controlador PID foi implementado no protótipo funcional apresentando resultados satisfatórios ao seguir uma trilha desenhada no chão.

Palavras Chave

- dinâmica veicular, dirigibilidade veicular, cadeira de rodas, contato roda-piso.

Abstract

SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin, Identification and Simulation of Tire Parameters Aiming To Implementation of Control in Electric Wheelchair, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011, 153 p. Tese (Doutorado)

In this work was studied the model of the contact between the tire and the ground and the control theory of a wheelchair. Thus, for the tests and studies was developed a virtual laboratory for the dynamic vehicle and the contact between tire and ground model. This laboratory was created in a multibody program as Working Model 2D® and MSC Adams®, also was used to visualize the dynamic behavior of a wheelchair in various situations. The characteristics of tires are the most important parameters of the contact between ground and tire, so for that an experimental device was built. This test rig consists basically of a table fixed by the load cells and a structure where the wheel is attached. Several experimental tests have been proposed and the parameters or the characteristics of a tire were investigated, compared and implemented with each other by images and graphs. For the control theory was built a prototype of a electric wheelchair in which the main objective is to follow a path drawn on the floor. For this goal was necessary to use sensors, microcontrollers and control strategies as a PID.

Key Words

- vehicular dynamics, vehicle handling, wheelchair, contact between wheel and ground.

Índice

Resumo	vii
Abstract.....	viii
Índice	ix
Lista de Figuras	xi
Lista de Tabelas	xvi
Nomenclatura.....	xvii
1. Introdução.....	1
1.1 Histórico	2
1.2 Motivação	4
1.3 Tipos de Cadeira de Rodas	4
1.4 Protótipo da cadeira de rodas.....	6
1.5 Objetivos.....	6
1.6 Divisão dos capítulos.....	7
2. Fundamentação Teórica do Pneu.....	8
2.1 Resistência ao Rolamento.....	9
2.2 Escorregamento Longitudinal.....	10
2.3 Ângulo de Escorregamento ou de Deriva.....	12
2.4 Ângulo de Cambagem	12
2.5 Força Longitudinal	14
2.6 Força Lateral.....	16
2.7 Momento Autoalinhante	18
2.8 Força Normal.....	18
2.9 Pressão.....	19
2.10 Sumário.....	20
3. Modelagem Matemática do pneu	21
3.1 Modelos Matemáticos do contato roda-piso.....	22
3.2 Sistema de Referência	24
3.3 Fórmula Mágica.....	25
3.3.1 Fórmula Mágica – PAC 89.....	27
3.3.2 Fórmula Mágica – PAC 2002.....	29
3.4 Modelo de Fiala.....	35
3.5 Simulações Preliminares	37
3.5.1 PAC 89.....	39
3.5.2 PAC 2002	41
3.5.3 Fiala.....	39
3.6 Sumário.....	48
4. Levantamento Experimental.....	49
4.1 Primeira montagem	49
4.2 Segunda montagem	58
4.3 Terceira montagem.....	60
4.4 Quarta Montagem.....	61

4.5	Parâmetros da Fórmula Mágica.....	65
4.6	Análise dos Coeficientes da Fórmula Mágica	72
4.7	Sumário.....	75
5.	Simulação da cadeira de rodas	76
5.1	Cadeira de Rodas	76
5.2	Parâmetros Experimentais	80
5.3	Sumário.....	88
6.	Controle	89
6.1	PID.....	90
6.2	H_{∞}	92
6.3	Neuro Fuzzy	94
6.4	Estudo de Caso	97
6.5	Protótipo	102
6.6	Sumário.....	109
7.	Conclusões e Perspectivas	111
	Referências Bibliográficas.....	114
	Apêndice A – momento autoalinhante	124
	Apêndice B – Controle de <i>joystick</i>	127
	Apêndice C – Parâmetros do motor.....	133
	Apêndice D - FPGA	135
	Apêndice E - Revisão Bibliográfica	144
	Apêndice F - Circuito elétrico do kit de motorização	150

Lista de Figuras

Figura 1.1	Distribuição dos tipos de deficiência no Brasil (IBGE, 2000).	1
Figura 1.2	Cadeira de Rodas Manual (Roda Viva, 2009).....	5
Figura 1.3	Cadeira de Rodas Motorizada (Roda Viva, 2009).....	5
Figura 1.4	Protótipo da cadeira de rodas motorizada.....	6
Figura 2.1	Acoplamento do pneu à dinâmica do veículo para cadeira de rodas (Adaptada de Eger, 2007).	8
Figura 2.2	Escorregamento longitudinal (Pacejka, 2006).....	11
Figura 2.3	Velocidades no pneu com escorregamento combinado (Adaptado Pacejka, 2006).....	12
Figura 2.4	Ângulo de cambagem (Genta,1997).....	13
Figura 2.5	Ângulos de cambagem.....	13
Figura 2.6	Coeficiente de fricção em função do escorregamento longitudinal na aceleração e na frenagem. (Jazar, 2008).....	15
Figura 2.7	Força Lateral (Rill, 2007).	16
Figura 2.8	Distribuição da força lateral na área de contato (Rill, 2007).....	17
Figura 2.9	Força Lateral versus ângulo de escorregamento (Gillespie,1992).	17
Figura 2.10	Momento Autoalinhante (Gillespie, 1992).	18
Figura 2.11	Deformação do pneu versus a força normal aplicada (Jazar, 2008).	19
Figura 2.12	Exemplo da deformação do pneu para diferentes pressões (Jazar, 2008).	20
Figura 3.1	Modelo base da dirigibilidade para o desenvolvimento (Ammon e Schiehlen, 2007).....	22
Figura 3.2	Definição das forças, momentos e ângulos.	24
Figura 3.3	Curva original produzida (Pacejka, 2006).....	26
Figura 3.4	Recomendações da Norma NBR9050 (ABNT, 2004) para dimensionamento de cadeira de rodas manuais, em medidas [m].	37
Figura 3.5	Representação da cadeira de rodas no MSC Adams.	39
Figura 3.6	Simulação da cadeira de rodas usando Pacejka 89.....	40
Figura 3.7	Força Lateral e o Momento autoalinhante usando o PAC 89.....	40
Figura 3.8	Simulação da cadeira de rodas usando PAC 2002.	42
Figura 3.9	Força lateral e momento autoalinhante usando o Pac 2002.	42
Figura 3.10	Simulação da cadeira de rodas realizando uma curva usando o modelo PAC 2002.....	43
Figura 3.11	Gráfico da Força Lateral e Momento Autoalinhante do moldeo PAC 2002.	44
Figura 3.12	Simulação da cadeira de rodas utilizando o modelo Fiala.	45
Figura 3.13	Força Lateral e Momento Autoalinhante do modelo Fiala.	46
Figura 3.14	Simulação da cadeira de rodas realizando uma curva com o modelo Fiala.....	47
Figura 3.15	Força lateral e Momento Autoalinhante ao realizar uma curva do modelo de Fiala.....	47
Figura 4.1	Bancada Experimental – Primeira Montagem.....	50

Figura 4.2	Área de contato para diferentes bancadas de teste (Rill, 2007).....	50
Figura 4.3	Partes da mesa da bancada experimental.....	51
Figura 4.4	Sistema de motorização composto pelos trilhos e o fuso.	52
Figura 4.5	Motorização do sistema.	52
Figura 4.6	Fim de curso com o sensor <i>switch</i>	52
Figura 4.7	Braço Articulado.....	53
Figura 4.8	Contrapeso.	53
Figura 4.9	Sistema para alteração do ângulo da roda, do ângulo de escorregamento (α)..	54
Figura 4.10	Células de Cargas.....	55
Figura 4.11	Computador, ponte Philipis e sistema de Aquisição USB 6009.....	55
Figura 4.12	Painel de Controle e Diagrama em blocos do LabVIEW.	56
Figura 4.13	Gráfico dos Valores Medidos para um ângulo igual a 0° (a) Força Normal F1, (b) Força Normal F2 e (c) Força Normal F3.....	57
Figura 4.14	Variação da força lateral com o ângulo de escorregamento para forças normais diferentes com o pneu de propulsão da cadeira de rodas e a mesa sem piso.	58
Figura 4.15	Segunda Montagem.....	58
Figura 4.16	Tipos de pneus usados no teste.	59
Figura 4.17	Variação de força lateral com o ângulo de escorregamento para diferentes cargas normais e tipos de rodas.	59
Figura 4.18	Adaptação da bancada para suportar mais cargas aplicadas.	60
Figura 4.19	Coefficiente BCD em função da força normal para o ângulo de cambagem igual a zero (Pacejka e Bakker, 1992).	60
Figura 4.20	Variação da força lateral com o ângulo de escorregamento.	61
Figura 4.21	Bancada de Teste de Pneus.	61
Figura 4.22	Novo eixo de fixação da roda de propulsão da cadeira de rodas.	62
Figura 4.23	Medição da Força Lateral.....	62
Figura 4.24	Diferentes pisos testados Paviflex e Borracha.	63
Figura 4.25	Medição da Força Lateral no Piso Paviflex.	63
Figura 4.26	Medição da força lateral para o piso de borracha.....	64
Figura 4.27	Desgaste do piso de borracha.	64
Figura 4.28	Gráfico da Força Lateral versus ângulo de escorregamento.	65
Figura 4.29	Modelo de pneu usado e gráfico da força lateral e ângulo de escorregamento para este pneu.....	65
Figura 4.30	Coefficientes de entrada do Wong (2001).....	66
Figura 4.31	Valores obtidos através do gráfico da força lateral versus o ângulo de escorregamento.	67
Figura 4.32	Coefficientes a_i e gráfico BCD.	67
Figura 4.33	Gráfico da Força lateral pelo ângulo de escorregamento e o gráfico BCD com os parâmetros da Fórmula Mágica.	68
Figura 4.34	Gráfico da força lateral e os parâmetros da Fórmula Mágica com o pneu de propulsão e sem piso.....	69
Figura 4.35	Força Lateral e Parâmetros da Fórmula Mágica para o piso de Paviflex.....	70
Figura 4.36	Gráfico da Força Lateral e os parâmetros da fórmula mágica para o piso de borracha.....	71

Figura 4.37	Gráfico da Força Lateral e os parâmetros da formula mágica para o novo pneu testado.	72
Figura 5.1	Representação gráfica da cadeira de rodas no MSC Adams e no Working Model 2D.	76
Figura 5.2	Simulação e Gráfico da Força Lateral com os valores do Genta modificados na roda castor e de propulsão.	79
Figura 5.3	Simulação com os valores alterados do Genta e a Força Lateral nas rodas. ..	79
Figura 5.4	Simulação e Gráfico da força lateral usando os valores da roda castor rígida. ..	80
Figura 5.5	Simulação e Gráfico da força lateral usando os valores da roda castor rígida. ..	80
Figura 5.6	Simulação e Gráfico da Força Lateral com os valores da roda castor rígida e do Genta nas rodas de propulsão.	81
Figura 5.7	Simulação e a força lateral usando a roda castor rígida e roda de propulsão do Genta alterado.	81
Figura 5.8	Cadeira de rodas realizando uma curva e o gráfico da força lateral usando os valores experimentais da roda pneumática e nas rodas de propulsão o Genta.	82
Figura 5.9	Simulação da cadeira de rodas e a força lateral usando nas rodas castor os valores da roda pneumática e nas rodas de propulsão os valores do Genta. ..	83
Figura 5.10	Simulação e força lateral para os valores sem piso e castor pneumáticos.	83
Figura 5.11	Simulação e a Força Lateral para o pneu sem piso e pneumático.	84
Figura 5.12	Cadeira de rodas e força lateral para o piso de paviflex.	84
Figura 5.13	Simulação no Working Model 2D e a força lateral aplicada nas rodas usando os parâmetros levantados no piso paviflex.	85
Figura 5.14	Cadeira de Rodas e a Força lateral para o piso de borracha e valores do pneumático nas rodas castor.	85
Figura 5.15	Simulação e a Força Lateral nas rodas de propulsão e na castor no WM 2D para o piso de borracha.	86
Figura 5.16	Simulação e a Força Lateral no Adams usando o piso paviflex e a roda rígida.	86
Figura 5.17	Simulação e Força Lateral no WM 2D com o piso paviflex e o pneu rígido.	87
Figura 5.18	Simulação e Força Lateral com o segundo tipo de pneu no o piso paviflex.	87
Figura 5.19	Simulação e Força Lateral para novo tipo de pneu e o castor pneumático. ..	88
Figura 6.1	Configuração Básica de um Sistema de Controle (Bishop e Dorf, 2001). ...	89
Figura 6.2	Gráfico da inteligência requerida versus incertezas do sistema (Bishop e Dorf, 2009).	90
Figura 6.3	Caracterização da resposta degrau usando Ziegler-Nichols (Aström e Hägglung, 1988).	92
Figura 6.4	Diagrama típico de um sistema de controle (Oliveira et al., 2005).	93
Figura 6.5	Planta Aumentada.	94
Figura 6.6	Modelo do Neurônio Artificial.	95
Figura 6.7	Diagrama em Blocos do Controle Fuzzy.	96
Figura 6.8	Regras Fuzzy.	96
Figura 6.9	Diagrama de Blocos para PID.	97

Figura 6.10	Modelo de Pneu no Matlab/Simulink.	98
Figura 6.11	Modelo do motor elétrico no Matlab/Simulink	98
Figura 6.12	Resposta para entrada degrau.	99
Figura 6.13	Diagrama de blocos usando no H infinito.	99
Figura 6.14	Resposta ao sinal degrau de entrada.	100
Figura 6.15	Diagrama de blocos do controlador Neuro Fuzzy.	100
Figura 6.16	Resposta ao degrau.	101
Figura 6.17	Diagrama simplificado do sistema de controle.	102
Figura 6.18	Fluxo do controle para o kit de motorização (adaptado de Onwubolu, 2006).	103
Figura 6.19	Comunicação SPI (Bates, 2006).	104
Figura 6.20	Representação do PWM (Adaptado de Bräunl, 2006).	105
Figura 6.21	Circuito do motor DC com uma ponte completa (Bolloju, 2006).	106
Figura 6.22	Sistema de Controle IR 2110 e Ponte H.	106
Figura 6.23	Sensor Fotoelétrico (Datasheet OPB742 ,2010).	107
Figura 6.24	Sensor Encoder.	108
Figura 6.25	Protótipo testado.	109
Figura 6.26	Cadeira de Rodas Motorizada.	109
Figura A.1	Fixação do extensômetro.	124
Figura A.2	Representação das Forças e posição do extensômetro.	125
Figura A.3	Gráfico do momento autoalinhante para o piso Paviflex.	125
Figura A.4	Gráfico do momento autoalinhante para o piso de borracha.	126
Figura B.1	Fluxograma do sistema do <i>joystick</i>	128
Figura B.2	Sinal de Entrada: A - <i>Joystick</i> Digital e B - <i>Joystick</i> Analógico.	128
Figura B.3	Filtro passa-baixa.	128
Figura B.4	Filtro passa-baixa e média: A - Digital e B – Analógico.	129
Figura B.5	Fluxograma do filtro Adaptivo.	129
Figura B.6	Filtro Adaptativo: A – Digital e B – Analógico.	130
Figura B.7	Fluxograma do funcionameto do filtro Fuzzy.	130
Figura B.8	Filtro Fuzzy: A- Digital e B – Analógico.	131
Figura B.9	Representação do <i>Joystick</i> : A- Digital e B- Analógico.	131
Figura B.10	Simulação do filtro passa-baixo do <i>joystick</i> analógico.	132
Figura B.11	Simulação do filtro passa-baixo do <i>joystick</i> digital.	132
Figura C.1	Gráfico das curvas características do motor CEP 24V e 46W (Bosch, 2005).	133
Figura D.1	Exemplos de conexão (a) conexão contínua (CPLD) (b) conexão segmentada (FPGA) (Zagheto, 2009).	136
Figura D.2	Cyclone II (Altera, 2009).	137
Figura D.3	Diagrama em blocos do GA.	139
Figura D.4	Cruzamento (Banzhaf et al., 1998).	141
Figura D.5	Mutação.	141
Figura D.6	Simulação.	142
Figura D.7	Geração da população inicial aleatoriamente.	142
Figura D.8	Resultado da melhor trajetória.	142
Figura E.1	Plataforma de movimentação (Grant, 2003).	144
Figura E.2	Bancada de Teste (Rahim et al., 2006).	145
Figura E.3	Bancada de Teste (Lu, 2005).	145

Figura E.4	Bancada de Teste (CHENGJIAN, 2006).....	146
Figura E.5	Características do pneu por Gough (Milliken e Milliken,1995).....	147
Figura E.6	Bancada de teste da Universidade de Cranfield (Economou e Colyer, 2006). 147	
Figura E.7	Bancada de Teste da METU (Tönük e Ünlüsoy, 2001).	148
Figura E.8	Torre de medição do pneu (Zegelaar, 1998).....	149
Figura F.1	Ponte H do controle de velocidade dos motores do sistema de motorização	150
Figura F.2	Circuito dos PIC F16F877A.....	151
Figura F.3	Circuito dos sensores	152
Figura F.4	Circuito de comando de uma ponte H	153

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Coeficientes de resistência ao rolamento (Bosch, 2005).....	10
Tabela 3.1	Faixa de validades dos modelos de Pneu (Manual do MSC Adams®, 2005)....	23
Tabela 3.2	Algumas aplicações típicas dos modelos de pneus (Manual do MSC Adams®, 2005).....	27
Tabela 4.1	Coeficientes a_{is} (Wong, 2001).	68
Tabela 4.2	Coeficientes da fórmula mágica para força lateral para o pneu de propulsão e sem piso na terceira montagem.	69
Tabela 4.3	Coeficientes da fórmula mágica para força lateral na quarta montagem, pneu de propulsão e sem piso.....	70
Tabela 4.4	Coeficientes da fórmula mágica para força lateral para pneu de propulsão com o piso paviflex.	71
Tabela 4.5	Coeficientes da fórmula mágica para força lateral.	71
Tabela 4.6	Coeficientes da fórmula mágica para força lateral para o novo pneu de propulsão com o piso paviflex.....	72
Tabela 4.7	Coeficientes obtidos experimentalmente através do segundo experimento realizado.....	73
Tabela 4.8	Coeficientes a_{is} para diferentes tipos de piso com o pneu de propulsão primeiramente testado.....	74
Tabela 4.9	Coeficientes para dois tipos de pneus testados.....	75
Tabela 6.1	Efeitos independentes do P, I e D. (Ang e Chong, 2005).....	91
Tabela 6.2	Parâmetros recomendados de acordo com Ziegler-Nichols (Aström e Hägglund, 1988).	92
Tabela 6.3	Variáveis lingüísticas utilizadas no controle Neuro-Fuzzy	101
Tabela 6.4	Regras do controlador Fuzzy	101

Nomenclatura

Letras Latinas

a -	Aceleração	[m/s ²]
B -	Fator de rigidez ao deslizamento	[adim]
C -	Fator de Forma	[adim]
C_α -	Rigidez ao deslizamento ou coeficiente de rigidez lateral	[N/rad]
C_γ -	Coeficiente de rigidez a cambagem	[N/rad]
C_s -	Coeficiente de rigidez longitudinal	[N]
C_r -	Coeficiente de rigidez a resistência ao rolamento	[N/m]
D -	Fator de pico	[adim]
E -	Fator de curvatura	[adim]
f -	Coeficiente de resistência ao rolamento	[adim]
f₀ -	Coeficiente para cálculo do coeficiente de resistência ao rolamento	[adim]
f_R -	Coeficiente de resistência ao rolamento	[adim]
F_r -	Força de resistência ao rolamento	[N]
F_x -	Força longitudinal	[N]
F_{xo} -	Força longitudinal com escorregamento puro	[N]
F_y -	Força lateral	[N]
F_{yo} -	Força lateral com escorregamento puro	[N]
F_{yy} -	Força lateral devida à cambagem ou força de cambagem	[N]
F_z -	Força normal	[N]
g -	Aceleração da gravidade (9,81 m/s ²)	[m/s ²]
M_x -	Momento de tombamento	[N.m]
M_y -	Momento de resistência ao rolamento	[N.m]
M_z -	Momento autoalinhante ou torque de alinhamento	[N.m]
M_{zo} -	Momento autoalinhante com escorregamento puro	[N.m]
R -	Raio de curvatura	[m]
r_e -	Raio efetivo de rolagem	[m]
S -	Ponto de escorregamento	[adim]
s -	Escorregamento longitudinal	[%]
S_s -	Razão de escorregamento longitudinal	[adim]
S_h -	Deslocamento horizontal	[adim]
S_v -	Deslocamento vertical	[adim]
t -	Rasto pneumático	[m]
V -	Velocidade	[m/s]
V_x -	Velocidade no centro da roda na direção <i>x</i>	[m/s]
V_r -	Velocidade de rolamento	[m/s]
V_y -	Velocidade lateral	[m/s]
V_s -	Velocidade de escorregamento	[m/s]
V_{sx} -	Velocidade de escorregamento longitudinal	[m/s]
V_{sy} -	Velocidade de escorregamento lateral	[m/s]

Letras Gregas

α	-	Ângulo de escorregamento ou deriva do pneu	[°; rad]
β	-	Ângulo de escorregamento do corpo do veículo	[rad]
δ	-	Ângulo de esterçamento	[°; rad]
γ	-	Ângulo de cambagem	[rad]
λ	-	Fator de escala	[adim]
λ_{Fz0}	-	Carga nominal (taxa)	[adim]
$\lambda_{\mu x,y}$	-	Pico do coeficiente de fricção	[adim]
$\lambda_{\mu V}$	-	Com a velocidade de escorregamento decaindo com a fricção	[adim]
$\lambda_{K_{xx}}$	-	Rigidez ao deslizamento na frenagem	[adim]
$\lambda_{C_{x,y}}$	-	Fator de forma	[adim]
$\lambda_{E_{x,y}}$	-	Fator de curvatura	[adim]
$\lambda_{H_{x,y}}$	-	Deslocamento horizontal	[adim]
$\lambda_{V_{x,y}}$	-	Deslocamento vertical	[adim]
$\lambda_{K_{yy}}$	-	Rigidez a força de cambagem	[adim]
$\lambda_{K_{zy}}$	-	Rigidez ao torque de cambagem	[adim]
λ_t	-	Rastro pneumático (efeito da rigidez ao momento uoalinhante)	[adim]
λ_{Mr}	-	Torque Residual	[adim]
$\lambda_{x\alpha}$	-	Influência do ângulo de escorregamento na força longitudinal	[adim]
$\lambda_{y\kappa}$	-	Influência do escorregamento longitudinal na força lateral	[adim]
$\lambda_{V_{y\kappa}}$	-	Influência do escorregamento longitudinal na força lateral (ply-steer)	[adim]
λ_{Cz}	-	rigidez do pneu radial	[adim]
λ_{Mx}	-	Rigidez ao momento de tombamento	[adim]
λ_{My}	-	Momento de resistência ao rolamento	[adim]
μ	-	Coeficiente de fricção ou de adesão	[adim]
μ_x	-	Coeficiente de fricção ou da força longitudinal	[adim]
μ_r	-	Coeficiente de resistência ao rolamento	[adim]
Ω	-	Velocidade angular ou rotacional do pneu	[rad/s]
κ	-	Escorregamento longitudinal ou razão de escorregamento	[adim]
ω	-	Velocidade de rotação	[rad/s]

Subescritos

x	-	Refere-se à direção X
y	-	Refere-se à direção Y
z	-	Refere-se à direção Z

Abreviações

CG	-	Centro de Gravidade
CAPES	-	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CAE	-	“Computer-Aided Engineering” – Engenharia Auxiliada por Computador
DC	-	“Direct current” – Corrente contínua

GA- Algoritmo Genético
FPGA- “Field Programmable Gate Array” - Arranjo de Portas Programável em Campo
LabSin- Laboratório de Sistemas Integrados
LER- Lesão por Esforços Repetitivos
PID- Controlador proporcional, integral e derivativo
PWM- “Pulse-width modulation” – Modulação por trens de pulso
SPI- “Serial Peripheral Interface Bus” – Interface periférica serial
UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas
VHDL- “Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language”
WM 2D– Working Model 2 D

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho visa ao estudo da dinâmica veicular, do contato roda-piso e da teoria de controle voltado para a cadeira de rodas. Nele serão analisados os movimentos de uma cadeira de rodas, objetivando uma análise mais próxima da realidade quanto ao seu comportamento e desempenho. Assim, com o auxílio dos *softwares* Working Model 2D[®] e MSC ADAMS[®], foram criados e simulados vários modelos dinâmicos da cadeira de rodas. E também, com o auxílio do MatLab[®] foram simulados alguns controladores para a cadeira de rodas.

O entusiasmo deste trabalho veio através da necessidade do desenvolvimento de produtos que atendessem às pessoas portadoras de deficiências, almejando a melhoria de sua qualidade de vida e sua integração na sociedade. Segundo Becker (2000), esta necessidade não é uma exclusividade de países desenvolvidos, e está cada vez mais presente nos países em desenvolvimento, como o Brasil.

Segundo os dados coletados pelo Censo Demográfico 2000, observou-se que aproximadamente 24,5 milhões de pessoas, ou 14,5% da população total brasileira, apresentaram algum tipo de incapacidade ou deficiência como é ilustrado na Figura 1.1.

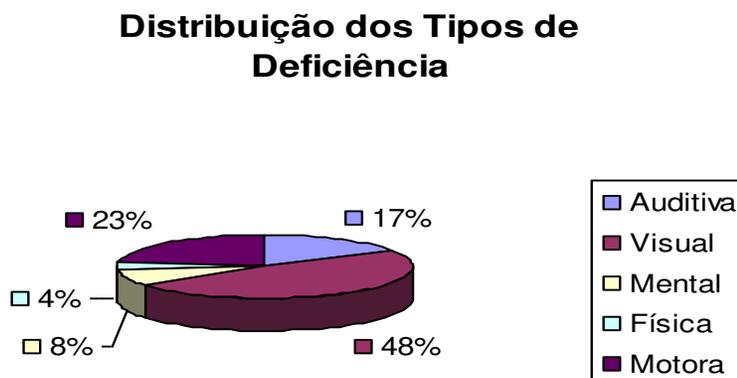


Figura 1.1 Distribuição dos tipos de deficiência no Brasil (IBGE, 2000).

Assim, a acessibilidade visa à inclusão dessas pessoas com necessidades especiais em atividades e uso de produtos, serviços e informações. Porém, a acessibilidade objetiva não só a inclusão dessas pessoas, mas também pode ser estendida para toda população que apresenta algum tipo de restrições, por exemplo, idosos.

O crescimento na utilização de circuitos e componentes eletrônicos, nas últimas décadas, nos mais diversos tipos de equipamentos e instalações, fez com que surgissem novas necessidades no desenvolvimento e implementação dos circuitos e um declínio no custo da fabricação desses equipamentos. Assim, atualmente estão surgindo novas tecnologias e novos produtos possibilitando a melhoria da qualidade de vida das pessoas com necessidades especiais a um custo mais acessível.

Logo, este trabalho tem em vista a utilização de circuitos e componentes eletrônicos na cadeira de rodas para o desenvolvimento de um sistema de controle. Isso é necessário devido ao fato de que alguns usuários de cadeiras de rodas não possuem força para movimentar uma cadeira de rodas manual, nem coordenação para dirigir a motorizada. Assim, será possível controlar a trajetória da cadeira de rodas usando um *joystick*, ou não.

O sistema de controle proposto neste trabalho será responsável pela automatização da tarefa de condução de uma cadeira de rodas, onde se busca obter um sistema robusto. Logo, optou-se por fazer com que a cadeira de rodas siga uma linha desenhada no chão.

1.1 Histórico

O Laboratório de Sistemas Integrados (LabSIn) do Departamento de Projeto Mecânico da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP tem o conhecimento e a tradição no desenvolvimento e construção de protótipos de cadeira de rodas. A primeira cadeira de rodas desenvolvida neste laboratório foi no ano de 1982. A partir dessa época já haviam sido identificados alguns problemas e deficiências na área de Engenharia de Reabilitação. Com isso, buscou-se o desenvolvimento de trabalhos objetivando suprimir essas falhas. Deste modo, várias dissertações e teses na área de Reabilitação foram desenvolvidas, destacando-se algumas delas:

- Em Becker (2000), foram estudadas técnicas assistivas destinadas à elaboração de um projeto de uma cadeira de rodas inteligente. Logo, foram desenvolvidas e testadas técnicas de mapeamento, navegação, desvio de obstáculos e detecção e monitoramento de obstáculos;

- Em Alvarenga (2002), abordaram-se as diferentes possibilidades de se motorizar uma cadeira de rodas convencional. Desta maneira, neste trabalho, com o auxílio da metodologia de projeto, foi desenvolvido um novo conceito de motorização para cadeira de roda;
- Em Lombardi Junior (2002), estudaram-se maneiras de minimizar problemas de lesão por esforços repetitivos, ou seja, a concepção de um mecanismo servo-assistido que auxiliasse a transposição de obstáculos;
- Em Lombardi Junior (2005), desenvolveram-se estratégias de controle destinadas ao sistema de motorização servo assistido para cadeirantes. Assim, foi construído um programa para simulação do controle e um protótipo de cadeira de rodas em escala para testes do controle;
- Em Alvarenga (2006), foi proposta uma metodologia de projeto destinada a prover a inclusão de pessoas em relação ao uso de produtos. Para a avaliação desta metodologia, um protótipo de um módulo de locomoção foi desenvolvido como estudo de caso. Este módulo, ao ser acoplado na cadeira de rodas manual, transforma-a em motorizada;
- Em Silva (2007), apresentaram-se os princípios básicos da modelagem do contato roda-piso de uma cadeira de rodas, criando, também, um laboratório virtual destinado a promover testes com esse tipo de cadeira de rodas;
- Em Madeira (2008), abordou-se o desenvolvimento de interfaces e sistemas de navegação para cadeira de rodas. Uma das interfaces desenvolvida foi o controle por contrações musculares, citando-se como exemplo, o movimento da sobancelha; e,
- Em Silva (2009), foi proposto um mecanismo alternativo objetivando a superação de barreiras arquitetônicas tais como aquelas verificadas nas rampas. Este mecanismo, composto de alavancas propulsoras e embreagens, auxilia na propulsão em rampas.

1.2 Motivação

A motivação, para realização deste trabalho, foi imbuída da vontade de poder contribuir com o desenvolvimento da modelagem do contato roda-piso para cadeira de rodas. Normalmente os programas de multicorpos apresentam alguns parâmetros pré-definidos para a modelagem de um veículo. Entretanto, não se encontra um programa específico para cadeira de rodas.

Essa tese irá trabalhar com a modelagem do contato roda-piso de uma cadeira de rodas. Assim, será criado um ambiente de teste para o estudo do comportamento dinâmico e da estratégia de controle aplicados a uma cadeira de rodas.

Atualmente, surgem no segmento próprio de mercado novos produtos e tecnologias destinados às pessoas com necessidades especiais para que convivam com suas próprias limitações físicas. Porém, alguns fatores importantes para o desenvolvimento destes equipamentos não são considerados no projeto, tais como, o comportamento dinâmico, a estabilidade e a durabilidade.

Dessa maneira, a modelagem da cadeira de rodas possibilitará o desenvolvimento de novos produtos com tecnologias mais avançadas destinados a atender às pessoas com esse tipo de limitação, possibilitando sobremaneira a melhoria da qualidade de vida e a sua integração total na sociedade.

1.3 Tipos de Cadeira de Rodas

Cadeiras de rodas podem ser divididas, ou classificadas, dentro de dois grandes grupos: cadeiras de rodas manuais e motorizadas.

As cadeiras de rodas manuais, segundo Lombardi (2005), representam a grande maioria das cadeiras de rodas comercializadas atualmente, principalmente considerando seu custo de produção mais baixo, o que as tornam acessíveis a um maior número de usuários. A característica preponderante desse tipo de cadeira de rodas é que o usuário responde pela propulsão da mesma. Este tipo de cadeira apresenta algumas vantagens e desvantagens. Como vantagens pode-se citar o fato de que o usuário deste tipo de cadeira de rodas pratica exercícios com os membros superiores, desenvolvendo essa musculatura e não dependendo de nenhuma outra fonte de energia que não a própria. Porém, com a repetição do

movimento de propulsão, o usuário pode desenvolver Lesão por Esforços Repetitivos (LER) nos membros superiores.



Figura 1.2 Cadeira de Rodas Manual (Roda Viva, 2009).

As cadeiras de rodas motorizadas, de acordo com Lombardi (2005), apresentam custo de produção muito mais elevado que as manuais. Da mesma forma também apresentam suas vantagens e desvantagens. Uma das desvantagens é que a movimentação da cadeira de rodas depende apenas dos motores. O usuário não realiza nenhum esforço físico para movimentar-se, pois, geralmente, o controle é realizado através de um *joystick*, ou por outro tipo de tecnologia. Porém, apresenta como vantagem a não necessidade de esforços para movimentar; permitindo aos usuários, que possuem restrições nos membros superiores, se locomoverem.



Figura 1.3 Cadeira de Rodas Motorizada (Roda Viva, 2009).

1.4 Protótipo da cadeira de rodas

No LabSIn foi desenvolvido um kit de motorização para cadeiras de rodas manuais. Com este kit, é possível unir as vantagens da cadeira de rodas manual com as da cadeira de rodas motorizada como foi abordado anteriormente.

O kit de motorização, apresentado na Figura 1.4, consiste em uma unidade composta por rodas motorizadas que são acopladas abaixo da cadeira de rodas. O módulo é unido e destacado facilmente da cadeira pelo próprio usuário, permitindo a conversão da cadeira manual para motorizada.

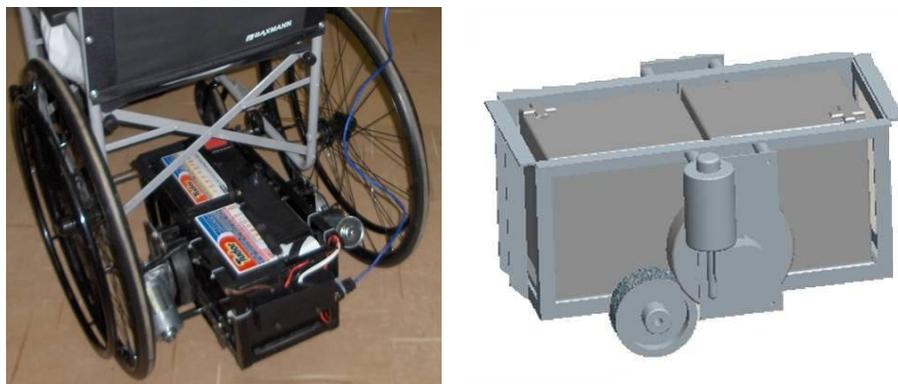


Figura 1.4 Protótipo da cadeira de rodas motorizada.

Uma parte do desenvolvimento deste trabalho foi realizado para este kit de motorização; conseqüentemente, todo o sistema de controle desenvolvido é voltado, testado e implementado nele.

1.5 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é o desenvolvimento da modelagem do contato roda-piso de uma cadeira de rodas, levando em consideração as características do pneu. Outro objetivo secundário é desenvolver e estudar teorias de controle para a cadeira de rodas motorizada, criando e implementando uma estratégia de controle com intuito de aumentar a automatização de uma cadeira motorizada. Assim, futuramente será possível o desenvolvimento de novos equipamentos e novos estudos na área de acessibilidade aplicando essas teorias.

Especificamente o objetivo pode ser dividido em quatro metas importantes:

- 1) Organizar os dados e as informações da mobilidade, da dirigibilidade veicular e do contato roda-piso;
- 2) Obtenção de parâmetros do pneu que poderão auxiliar no desenvolvimento da modelagem do contato roda-piso e do sistema de controle;
- 3) Desenvolver a teoria de controle destinada à trajetória da cadeira de rodas levando em considerações fatores da dinâmica veicular; e,
- 4) Implementar e desenvolver protótipo para teste da estratégia de controle.

1.6 Divisão dos capítulos

Esta tese está organizada da seguinte forma:

No capítulo 2 são abordados alguns conceitos relacionados à dinâmica veicular objetivando principalmente discutir a obtenção dos parâmetros necessários para o estudo e modelagem de um veículo;

No capítulo 3 apresentam-se alguns métodos e modelos do contato roda-piso para veículos;

No capítulo 4 apresenta-se o levantamento dos parâmetros necessários à modelagem do contato roda-piso de uma cadeira de rodas;

No capítulo 5 são apresentadas as simulações do contato roda-piso de uma cadeira de rodas usando diferentes parâmetros levantados experimentalmente;

No capítulo 6 apresentam-se teorias de controles que podem ser utilizadas no sistema de controle da cadeira de rodas;

No capítulo 7 apresenta-se uma breve conclusão das atividades realizadas e possíveis trabalhos futuros.

Nos apêndices apresentam-se alguns estudos iniciais como o levantamento do momento autoalinhante, a atenuação do temor das mãos, o controle da trajetória usando FPGA e os circuitos de controle desenvolvidos para o kit de motorização.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA DO PNEU

O pneu é uma das partes fundamentais de qualquer veículo terrestre. Ele é o único responsável pela transferência de forças entre o piso e o veículo. Assim, no pneu é necessário produzir forças com as quais se controlam o veículo.

As forças e momentos gerados no pneu são o resultado da sua deformação devido à interação entre a roda e o piso. No pneu é feito o acoplamento entre os diversos subsistemas componentes de um veículo terrestre, ou seja, aqueles que definem a dinâmica vertical, a dinâmica lateral e a dinâmica longitudinal. A Figura 2.1 ilustra um diagrama explicativo dos acoplamentos realizados entre os subsistemas e as ações e reações, identificando-se as forças presentes no modelo dinâmico de uma cadeia de rodas.

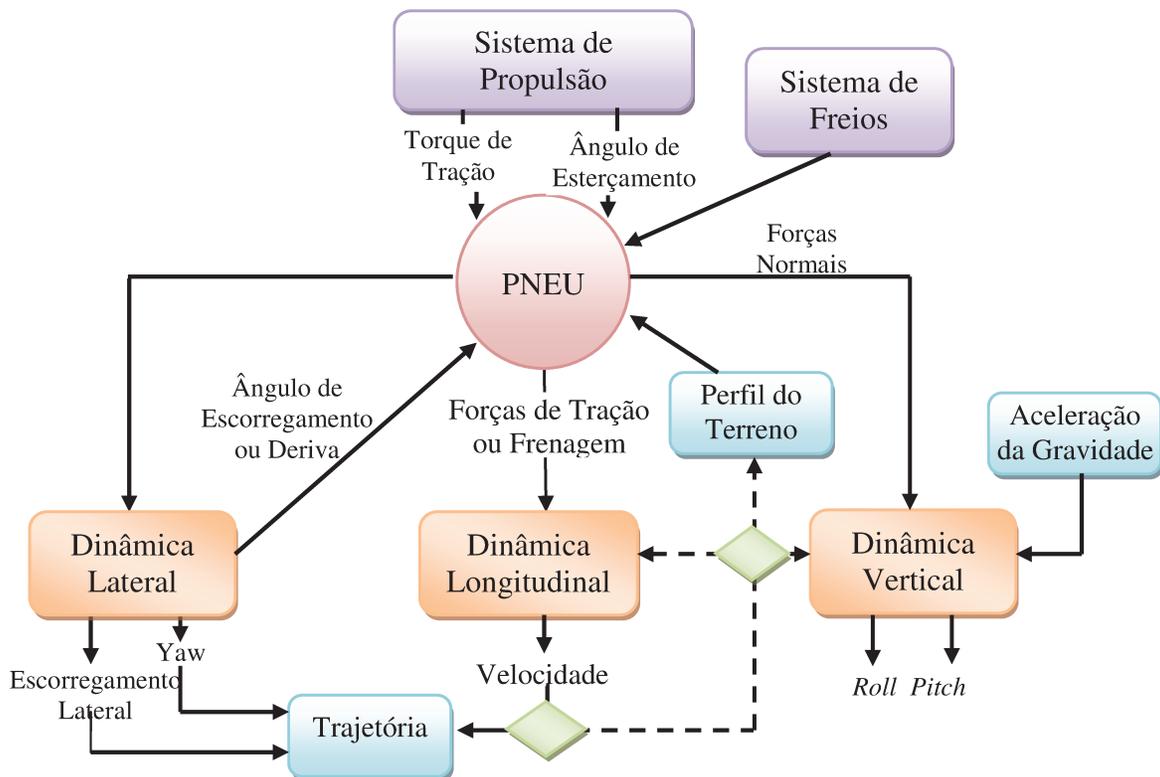


Figura 2.1 Acoplamento do pneu à dinâmica do veículo para cadeia de rodas (Adaptada de Eger, 2007).

2.1 Resistência ao Rolamento

Para o pneu continuar girando sobre o piso, certa quantidade de energia é consumida devido a diversos tipos de perdas existentes no contato roda-piso. Estas perdas dão origem à resistência ao rolamento do pneu e são provenientes principalmente de duas fontes dissipadoras. Uma dessas fontes, ou perdas, decorre do próprio pneu e a outra é o piso no qual o veículo trafega.

A resistência ao rolamento pode ocorrer através de pelo menos sete mecanismos diferentes (Gillespie, 1992):

- perda de energia devido à deflexão da lateral do pneu próximo à área de contato;
- perda de energia devido à deflexão dos elementos da banda;
- adesão na área de contato;
- escorregamento dos pneus nas direções longitudinal e lateral;
- deflexão da superfície da pista;
- arrasto do ar no interior e no exterior dos pneus; e,
- perda de energia em solavancos.

Como foi abordada anteriormente, a resistência ao rolamento dos pneus resulta em dissipação de energia do pneu devido às deformações contínuas perto da zona de contato. Ou seja, quando um pneu macio se deforma em contato com o piso, para reencontrar a sua forma inicial, depois de cada deformação, ele necessita de energia, e uma parte dessa energia dissipa-se sob a forma de calor. Essa perda de energia é denominada de resistência ao rolamento.

Em velocidades médias e baixas, a resistência ao rolamento é aproximadamente constante e é um resultado direto do amortecimento do pneu e do piso. A resistência ao rolamento também está diretamente relacionada com o desempenho da frenagem e do amortecimento do próprio pneu, e em especial da composição do piso.

Com a descoberta de novos materiais, houve uma evolução nas estruturas e perfis dos pneus. Alguns tipos de materiais usados na fabricação dos pneus são sílica, polímeros especiais, carbonos especiais e novas cordas de cinturas. Assim, com estas novas tecnologias, foi possível reduzir a resistência ao rolamento objetivando uma diminuição no consumo de combustível.

A resistência ao rolamento (F_r) é uma força oposta ao movimento e proporcional à força normal (F_z) na área de contato. De acordo com Jazar (2008), a resistência ao rolamento pode ser expressa como:

$$F_r = \mu_r F_z \quad (2.1)$$

Onde μ_r é o coeficiente de resistência ao rolamento e depende da velocidade do pneu, da pressão e do ângulo de escorregamento e de cambagem. A seguir, alguns valores desse coeficiente são apresentados.

Tabela 2.1 Coeficientes de resistência ao rolamento (Bosch, 2005).

	Superfície do piso	Coeficiente de resistência ao rolamento
Pneus de carro	Pavimentação com laje grande	0,013
	Pavimentação com laje pequena	0,013
	Concreto e Asfalto	0,011
	Cascalho	0,02
	Macadame alcatroado	0,025
	Rodovia não pavimentada	0,05
	Terra	0,1 – 0,35
Pneus de caminhão	Concreto e Asfalto	0,006 – 0,01

2.2 Escorregamento Longitudinal

O escorregamento longitudinal requer uma análise mais profunda, devido à ocorrência de resistência ao rolamento as medições das características do pneu exigem a aplicação de um torque de acionamento para alcançar a condição de escorregamento igual a zero em algumas condições desejadas como a força longitudinal igual a zero. Por uma questão de definição correta do escorregamento longitudinal conforme Pacejka, (2006), o ponto de escorregamento S é introduzido como mostra a Figura 2.2.

Esse ponto imaginário está ligado ao aro do pneu em um raio igual ao raio de escorregamento e posicionado no centro de rotação quando a roda gira com um escorregamento igual a zero sobre uma superfície imaginária paralela ao plano do piso. Logo em uma condição de rolamento livre, o ponto S é igual ao centro da rotação da roda. A definição mais usada é que a distância do ponto S para o centro da roda é definido como raio efetivo (r_e). A velocidade de rolamento (V_r) é igual ao produto da velocidade angular da roda (Ω) e o raio efetivo.

Assim, quando um torque é aplicado no eixo da roda no sentido de girá-la longitudinalmente, um fator de escorregamento longitudinal é gerado e pode ser obtido como Pacejka e Bakker (1992) por:

$$\kappa = -\frac{V_r}{V_x} = -\frac{(V_x - \Omega r_e)}{V_x} \quad (2.2)$$

Onde:

V_x = velocidade no centro da roda (m/s),

Ω = velocidade rotacional do pneu (rad/s),

r_e = raio efetivo da roda (m),

κ = escorregamento longitudinal ou razão de escorregamento (adim).

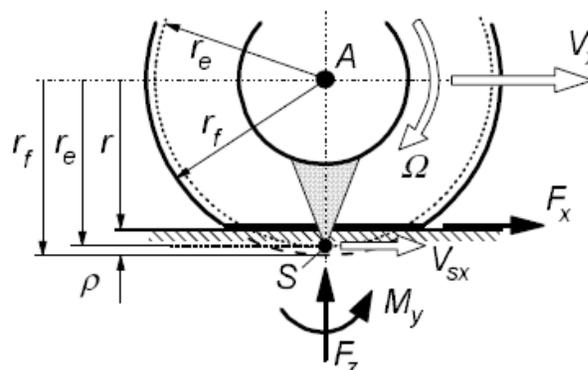


Figura 2.2 Escorregamento longitudinal (Pacejka, 2006).

2.3 Ângulo de Escorregamento ou de Deriva

O ângulo de escorregamento, também conhecido por deriva, é o ângulo formado pelo plano do pneu e a direção de deslocamento do pneu após a aplicação da força lateral.

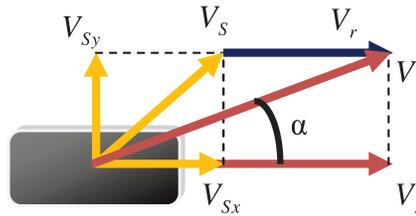


Figura 2.3 Velocidades no pneu com escorregamento combinado (Adaptado Pacejka, 2006).

A velocidade de escorregamento lateral é igual à velocidade lateral no ponto de contato entre o pneu e o piso, logo:

$$V_{sy} = V_y \quad (2.3)$$

Assim, o ângulo de escorregamento é definido entre as componentes V_x e V_y da velocidade da roda:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(-\frac{V_y}{V_x} \right) \quad (2.4)$$

Onde:

α = ângulo de escorregamento ($^\circ$; rad),

V_y = velocidade lateral (m/s),

V_x = velocidade da roda (m/s).

2.4 Ângulo de Cambagem

Ângulo de cambagem (γ) é o ângulo entre a inclinação do plano da roda em relação ao plano perpendicular ao solo, como apresenta a Figura 2.4. Se a roda se inclinar para fora com a parte superior afastando do veículo, tem-se um ângulo positivo. Com um ângulo negativo, a roda inclina-se para dentro, conforme adotado por Milliken e Milliken (1995).

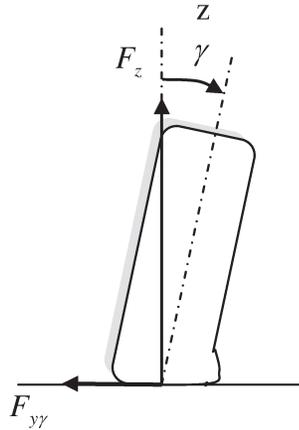


Figura 2.4 Ângulo de cambagem (Genta,1997).

Um ângulo de cambagem diferente de zero produz uma força de cambagem na direção lateral para o lado, produzindo outra componente da força lateral (Figura 2.5). Assim, um ângulo negativo da curvatura aumenta a capacidade de absorção de maior fora lateral pelo pneu. Geralmente, a força lateral produzida pelo ângulo de cambagem é uma função primeiramente da rigidez do pneu, da força vertical e do ângulo de curvatura, segundo Genta (1997).



Figura 2.5 Ângulos de cambagem.

O ângulo de cambagem normalmente varia entre 0° a 1° na posição estática, e aumenta num limite ±10° em movimento. A força causada pelo ângulo de cambagem normalmente é bem menor que a força causada pelo ângulo de escorregamento, assim, muitas vezes, essa força é negligenciada (Genta, 1997).

Conforme Genta (1997), a equação da força de cambagem é:

$$F_{yy} = C_{\gamma} \gamma \tag{2.5}$$

Onde:

F_{yy} = força de cambagem (N),

C_γ = rigidez a cambagem (N/rad),

γ = ângulo de cambagem (rad).

A rigidez à cambagem (C_γ) é a taxa de mudança da força de cambagem pela taxa do ângulo de cambagem ($\Delta F_{yy}/\Delta\gamma$). Geralmente, a rigidez à cambagem é de 5 a 6 vezes menor do que a rigidez ao deslizamento para pneu diagonal. A força de cambagem decorre da distorção lateral do pneu. Assim, a rigidez à cambagem é frequentemente muito pequena para os pneus radiais devido à rigidez da cinta e à flexibilidade da carcaça radial nos flancos do pneu na parede lateral, nos quais impossibilitam as deformações transversais (Gillespie, 1992).

2.5 Força Longitudinal

Para acelerar ou frear um veículo, uma força longitudinal deve ser desenvolvida entre o pneu e o piso. As forças longitudinais podem ser modeladas usando a rotação da roda e a velocidade do veículo ao escorregar e, posteriormente, relacionar a força longitudinal e o deslizamento dos pneus. A forma mais simples de se expressar a força longitudinal conforme Jazar (2008) é:

$$F_x = \mu_x F_z \quad (2.6)$$

Onde μ_x é o coeficiente de fricção e é dependente do escorregamento longitudinal como apresentado na Figura 2.6.

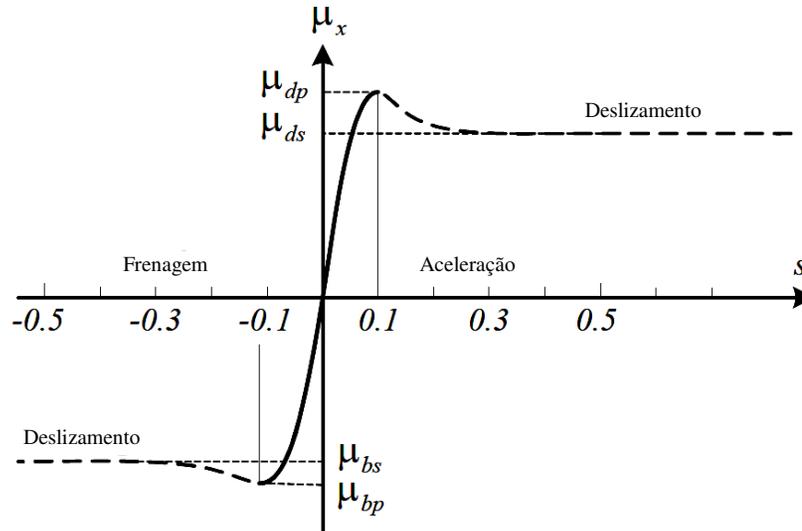


Figura 2.6 Coeficiente de fricção em função do escorregamento longitudinal na aceleração e na frenagem. (Jazar, 2008).

Segundo Jazar (2008), pneus de borracha geram atrito de três maneiras: adesão, deformação e desgaste. A adesão é o resultado de uma ligação molecular entre a borracha e o piso. Assim, a borracha resiste ao deslizamento no piso devido à adesão com a superfície. Logo, a principal contribuição para a força longitudinal do pneu em uma pista seca é a adesão. O atrito de aderência diminui consideravelmente em uma estrada coberta por água, gelo, poeira ou lubrificante. A água em uma estrada impede o contato direto entre o pneu e o piso reduzindo a formação de atrito de aderência.

Deformação é o resultado da modificação da borracha em relação às irregularidades na superfície do solo. Normalmente as superfícies de uma estrada apresentam muitos picos e vales. Quanto maior a carga aplicada sobre os pneus maior é a deformação e a penetração do pneu nestas irregularidades, logo, maior é o atrito gerado. Este atrito é um dos principais parâmetros para os casos de pista molhada onde a adesão diminui bastante.

O último atrito gerado é o desgaste. O desgaste é o resultado do esforço excessivo na borracha o que pode deformar até a estrutura do pneu. Altas cargas aplicadas no pneu facilitam o desgaste dos pneus e, por conseguinte, aumentam a força de atrito.

2.6 Força Lateral

Determinar as forças laterais sobre um pneu em curva é provavelmente a tarefa mais difícil na modelagem de um veículo. Quando as rodas estão viradas em algum ângulo de esterçamento (δ), os pneus desenvolvem uma força lateral que gira o veículo.

Em curvas de alta velocidade, os pneus devem desenvolver forças laterais gerando um escorregamento lateral enquanto rolam. Logo, o pneu desenvolve a força lateral (F_y), em relação ao ângulo de escorregamento ou deriva. A força lateral é a força produzida pelo pneu durante uma curva como mostra a Figura 2.7.

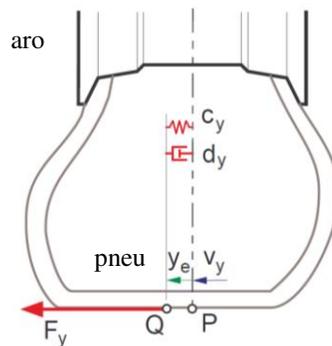


Figura 2.7 Força Lateral (Rill, 2007).

A distribuição das forças laterais ao longo do comprimento da área de contato define o ponto de aplicação da força lateral resultante. Em baixos valores do ângulo de escorregamento, este ponto de aplicação da força encontra atrás do centro da área de contato. Nestes casos a relação entre a força lateral e o ângulo de escorregamento é razoavelmente linear. Dentro desta região, a força lateral aumenta proporcionalmente com o ângulo de escorregamento. Após esta região linear, a taxa de mudança da força lateral com ângulo de escorregamento diminui. Porém, com o aumento do ângulo de escorregamento, este ponto de aplicação se desloca para frente do centro da área de contato e quando há um grande aumento, o ponto resultante das forças laterais se localiza no centro da área de contato, como mostra a Figura 2.8.

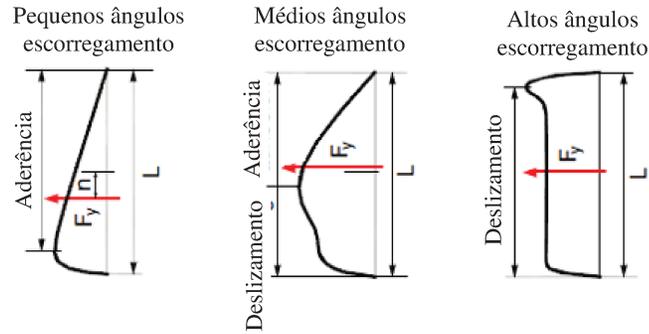


Figura 2.8 Distribuição da força lateral na área de contato (Rill, 2007).

A força lateral (F_y) pode ser expressa em função do ângulo de escorregamento sendo como (Genta, 1997):

$$F_y = -C_\alpha \alpha \quad (2.7)$$

Onde:

C_α = rigidez ao deslizamento da roda (lbs; N/rad),

α = ângulo de escorregamento ($^\circ$; rad).

A rigidez ao deslizamento é dependente de vários fatores, tais como o tamanho do pneu, o tipo, a largura das rodas, etc. A Figura 2.9, a seguir, mostra o gráfico da força lateral pelo ângulo de escorregamento, da qual é possível obter a rigidez ao deslizamento.

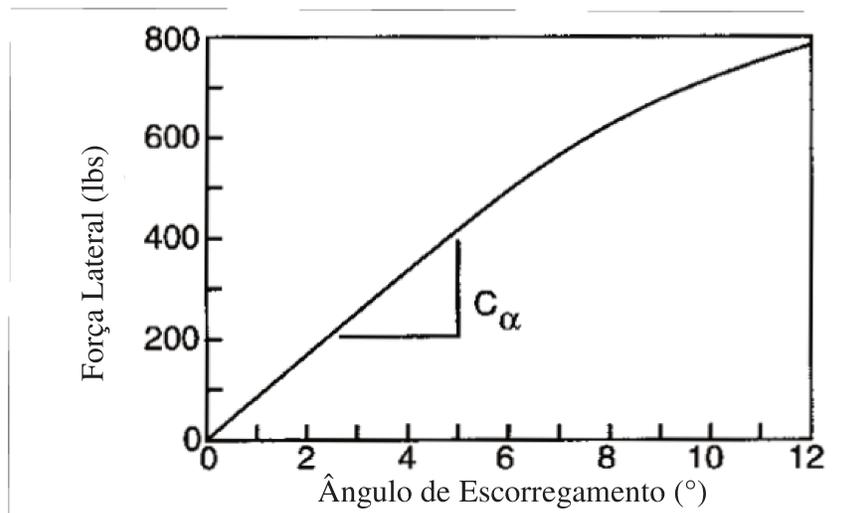


Figura 2.9 Força Lateral versus ângulo de escorregamento (Gillespie,1992).

2.7 Momento Autoalinhante

Além da força lateral e da força longitudinal, existem outros fatores que afetam o comportamento do pneu. Um deles é o momento autoalinhante (M_x).

A distribuição da força lateral gerada pelo ângulo de escorregamento não é simétrica, a força resultante é deslocada em relação ao centro do pneu, ela se situa a uma distância do centro do caminho como mostrado na Figura 2.10. Esta distância é conhecida como rastro pneumático. Logo, a força lateral produz o momento autoalinhante que tende rotacionar o pneu para diminuir o ângulo de escorregamento (α).

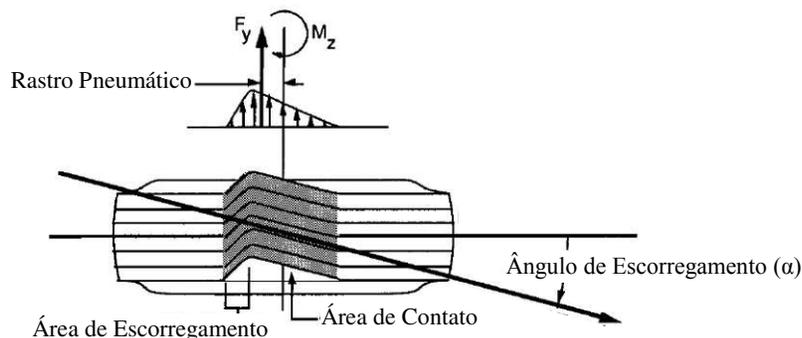


Figura 2.10 Momento Autoalinhante (Gillespie, 1992).

Não só a força lateral, mas outros fatores também afetam o momento autoalinhante. Alguns desses fatores são: a força longitudinal, a pressão no pneu e a força normal, e esses fatores influenciam devido à alteração na área de contato. Uma maior força normal e uma baixa pressão resultam numa maior área de contato, logo, ocasionam num rastro pneumático maior aumentando o momento autoalinhante.

2.8 Força Normal

A força normal (F_z) é uma força vertical ao piso. Esta força normal também pode ser denominada como capacidade de carga no pneu. Assim, a capacidade de carga define qual a força normal que pode atuar, com segurança, sem que o pneu seja danificado. No caso de pneus de automóveis e caminhões, a capacidade de carga é limitada pela geração de calor

no pneu. Isso ocorre porque o calor gerado com o movimento aumenta a temperatura da borracha e o aquecimento do pneu é crítico para a sua durabilidade.

Conforme Nicolazzi (2005), o calor gerado depende, dentre um número grande de variáveis, da carga sobre o pneu, de sua pressão e da velocidade do veículo. A carga e a pressão influem sobre a maior ou menor deformação que o pneu sofre, como apresenta a Figura 2.11.

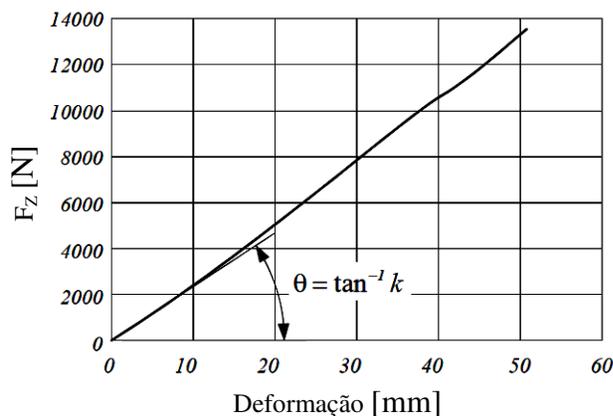


Figura 2.11 Deformação do pneu versus a força normal aplicada (Jazar, 2008).

2.9 Pressão

Como se abordou anteriormente, a pressão do pneu influencia em vários parâmetros como na resistência ao rolamento, na força longitudinal, na força lateral, no momento autoalinhante e na deformação do pneu.

A pressão insuficiente ou excessiva pode provocar um desgaste anormal e excessivo que, por sua vez, pode provocar o sobreaquecimento dos pneus e um aumento do consumo de combustível. Uma alta pressão no pneu, em piso de concreto, resulta uma pequena resistência ao rolamento, uma vez que essa resistência ao rolamento cresce em função do aumento da deformação, tanto do pneu, quanto do piso.

Segundo Nicolazzi (2005), com o aumento da pressão do pneu, aumenta a tensão nos fios das lonas da carcaça ou estrutura, o que torna o pneu mais rígido lateralmente. Para uma mesma carga normal, um aumento na pressão ocasiona uma maior capacidade de absorção de força lateral, para um mesmo ângulo de escorregamento ou deriva, ou seja,

para uma mesma força normal e uma mesma força lateral, o aumento da pressão ocasiona um ângulo de escorregamento menor.

A alta pressão também aumenta a rigidez, o que também reduz o conforto do passageiro, gerando uma vibração na área de contato. No entanto, a redução na pressão do pneu resulta numa área de contato maior, aumentando a resistência ao rolamento.

A Figura 2.12 ilustra o efeito da variação da pressão. Uma correta pressão de ar é necessária para um melhor desempenho dos pneus.

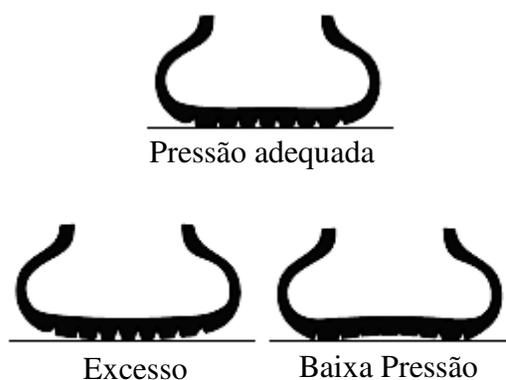


Figura 2.12 Exemplo da deformação do pneu para diferentes pressões (Jazar, 2008).

2.10 Sumário

Este capítulo abordou os principais efeitos em um pneu apresentando algumas de suas características. Tratou-se, também, dos conceitos teóricos e aspectos relativos ao contato roda-piso, tais como a força lateral e o ângulo de escorregamento ou deriva. O entendimento da teoria envolvida é bastante importante para que a modelagem do movimento veicular seja feita de um modo correto.

No próximo capítulo, apresentar-se-á uma modelagem matemática do contato roda-piso para veículos, relacionando alguns modelos existentes.

3. MODELAGEM MATEMÁTICA DO PNEU

Uma vantagem da modelagem dinâmica é a de reduzir o custo do desenvolvimento de novos produtos, uma vez que é possível implementar e testá-los com as ferramentas CAE (“*Computer-Aided Engineering*” – Engenharia Auxiliada por Computador) sem a necessidade da construção de um protótipo. Assim, com a utilização de ferramentas computacionais, é possível uma redução nos custos e uma maior velocidade no desenvolvimento de novos produtos.

Algumas ferramentas usadas, para auxiliar no desenvolvimento de um novo conceito ou de um novo produto na área de dinâmica veicular são apresentadas na Figura 3.1. Nela, a modelagem dinâmica do veículo e as simulações computacionais são feitas com o auxílio de testes experimentais e, após essas simulações, um protótipo é construído para teste, antes da aprovação final do produto.

Entretanto, essa modelagem dinâmica não é utilizada no projeto de um produto ou mesmo de um novo conceito como, por exemplo, um novo desenho da cadeira de rodas. Normalmente no projeto não são executados testes dinâmicos ou simulações, ou até mesmo, nem o levantamento dos parâmetros fundamentais necessários para o seu desenvolvimento; o que implica num aumento do custo e erros no desenvolvimento do projeto desses novos produtos destinados às pessoas com necessidades especiais.

Logo, a temática deste capítulo versará sobre a modelagem dinâmica do contato roda-piso aplicada a uma cadeira de rodas visando à diminuição do tempo despendido no projeto em razão da construção de vários protótipos desnecessários.



Figura 3.1 Modelo base da dirigibilidade para o desenvolvimento (Ammon e Schiehlen, 2007).

3.1 Modelos Matemáticos do contato roda-piso

De acordo com Cabrera et al. (2004), o comportamento dinâmico dos veículos é influenciado principalmente pelas propriedades dos pneus. Assim, o conhecimento das propriedades do pneu é primordial para apresentar o comportamento correto de um veículo em movimento e de um sistema de controle avançado. Conseqüentemente, os modelos matemáticos do pneu são utilizados para simular o comportamento dinâmico de um veículo e, devido à complexidade estrutural e não-linearidade dos pneus, é muito difícil estabelecer um modelo teórico que possa descrever com precisão as várias propriedades mecânicas do pneu sob diferentes condições de funcionamento.

Segundo a Kasprzak et al. (2006), existem inúmeros modelos de pneu em uso ao redor do mundo, que variam em complexidade, âmbito e objetivo. Esses modelos de pneu podem ser baseados em modelos estruturais detalhados do pneu, elementos finitos ou cálculos semi-empíricos. A modelagem do pneu envolve desde a irregularidade do piso, o tipo de piso, cálculos da resistência ao rolamento e até a dinâmica do pneu, bem como as forças e momentos no pneu.

Todos os modelos de pneu em uso possuem os seus próprios pontos fortes e fracos e aplicações nas quais são mais utilizados e adaptados. Na Tabela 3.1 são apresentados alguns modelos de pneu. Esses modelos se encontram no programa de modelagem de sistema de multicorpos chamado MSC Adams®.

Tabela 3.1 Faixa de validades dos modelos de Pneu (Manual do MSC Adams®, 2005).

		Transiente	Efeito giroscópico	Escorregamento Combinado	Efeito de Cambagem	Sistema de coordenadas
ADAMS / Dirigibilidade Pneu	PAC 2002	Sim	Sim	Sim	Sim	ISO
	PAC 89	Não	Não	Elipse	Limitado	SAE/ISO
	PAC 94	Não	Não	Elipse	Sim	SAE
	FIALA	Não	Não	Não	Não	SAE
	5.2.1	Não	Não	Elipse	Sim	ISSO
	UA Tire	Sim	Não	Elipse	Sim	SAE
Modelos Específico	PAC_MC	Sim	Sim	Sim	Sim	ISO
	SWIFT-Tire	Sim	Sim	Sim	Sim	ISO
	Ftire	Sim	Sim	Sim	Sim	ISO

O modelo PAC 2002 é o modelo da fórmula mágica mais recente. Porém no MSC Adams há também os primeiros modelos da fórmula mágica, PAC 89 e PAC 94. O modelo de pneu Fiala é um modelo físico, onde a carcaça é modelada como uma viga elástica na direção lateral. Esses elementos elásticos proporcionam o contato entre a carcaça e o piso.

O modelo UA Tire calcula as forças no ponto de contato com o piso como uma função cinemática do pneu e o modelo 5.2.1 do pneu é um modelo simples que requer um pequeno conjunto de parâmetros ou dados experimentais para simular o comportamento dos pneus.

PAC_MC é um modelo de pneu do Pacejka (2006) adequado para análise da dirigibilidade da motocicleta. Ele descreve a interação das forças entre o piso e os pneus com ângulos de inclinação de até 60°. Já o modelo de pneu FTire pode descrever a resposta dinâmica do pneu em 3D com uma frequência de até 120 Hz, podendo simular qualquer tipo de obstáculo na pista.

E por último o modelo SWIFT-Tire que acrescenta, no modelo de pneu do Pacejka (2006), a dinâmica rígida do pneu resultando, assim, em um modelo de pneu que pode descrever a interação pneu piso durante as simulações da dirigibilidade, manobrabilidade e conforto. Os modelos PAC 2002, PAC 89 e Fiala serão abordados mais profundamente neste capítulo.

3.2 Sistema de Referência

Para o estudo contato roda-piso é usual adotar o sistema de referência como mostrado na Figura 3.2.

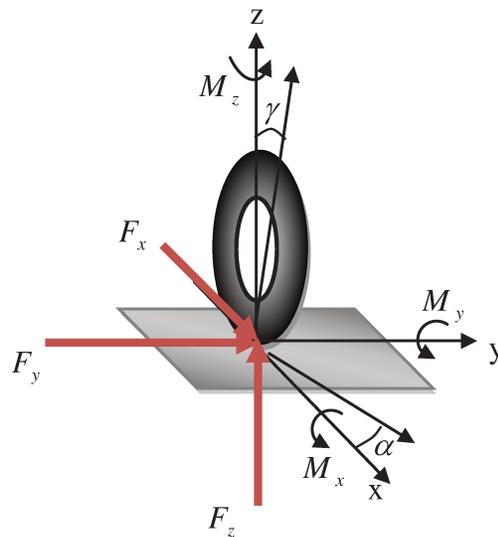


Figura 3.2 Definição das forças, momentos e ângulos.

O ângulo de cambagem (γ) é o ângulo da inclinação vertical da roda, enquanto o ângulo de escorregamento ou de deriva (α) é a diferença da direção e da posição da roda. A força longitudinal (F_x) é a força resultante do pneu gerado pelo piso. A força lateral (F_y) é a resultante das forças produzidas pelo ângulo de cambagem e pelo ângulo de escorregamento. A força normal (F_z) é a força vertical. O momento de tombamento (M_x) é causado pelo deslocamento lateral da carga vertical durante a curva. A resistência ao rolamento (M_y) é criada pelos vários fatores que conduzem a uma perda da energia. O momento autoalinhante (M_z) produz um momento restaurador no pneu para que ele retorne ao sentido do curso.

3.3 Fórmula Mágica

A fórmula mágica foi desenvolvida durante a segunda metade da década de 1980 pela Universidade Tecnológica de Delft em cooperação com “*Volvo Car Corp*” (Pacejka, 2006).

A fórmula mágica desenvolvida pelo Pacejka (1992) é vastamente usada para modelos empíricos e simulações. A fórmula mágica pode ser usada na modelagem do pneu para calcular as forças e momentos aplicados e existem várias versões desenvolvidas ao longo desses anos de estudos.

A fórmula mágica expressa a força lateral (F_y), o momento autoalinhante (M_z) e a força longitudinal (F_x) em função do ângulo de escorregamento (α) e do escorregamento longitudinal (κ). A fórmula geral segundo Pacejka (1992) é expressa por:

$$y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}] \quad (3.1)$$

Com:

$$Y(X) = y(x) + S_v \quad (3.2)$$

$$x = X + S_h$$

Onde $Y(X)$ representa a força lateral, força longitudinal ou momento autoalinhante e X denota o ângulo de escorregamento ou deslizamento. O coeficiente B é chamado de fator de rigidez, C fator de forma, D fator de pico e E fator de curvatura. S_h e S_v são o deslocamento horizontal e deslocamento vertical, respectivamente.

A Fórmula Mágica $y(x)$ normalmente produz uma curva que passa pela origem. Com os valores dos coeficientes B , C , D e E , a curva apresenta um formato anti-simétrico com a origem. Para permitir um deslocamento da curva em relação à origem, dois deslocamentos foram introduzidos, S_h e S_v como são apresentados na Figura 3.3.

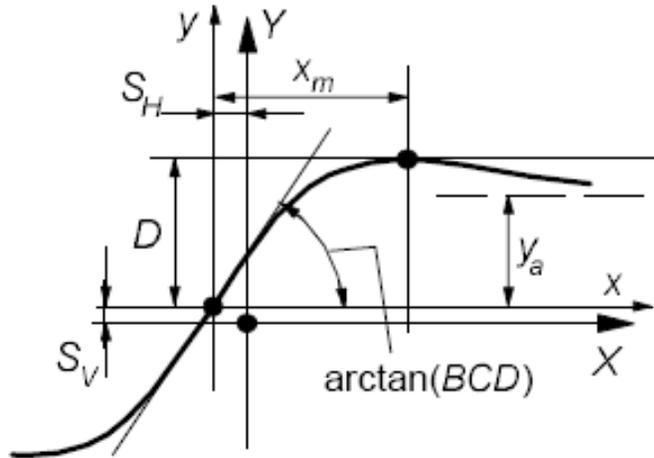


Figura 3.3 Curva original produzida (Pacejka, 2006).

A fórmula mágica é capaz de produzir características próximas às medidas para a força lateral, o momento de autoalinhamento e a força longitudinal em função das respectivas derivas e do escorregamento longitudinal, com o efeito da força normal e do ângulo de cambagem.

A Figura 3.3 ilustra o significado de alguns parâmetros, por exemplo, o coeficiente D representa o valor de pico, o produto BCD corresponde à inclinação da curva e o fator de forma C controla o limite da função seno apresentada na equação da fórmula mágica (eq. 3.1), determinando assim a forma resultante da curva. O fator B determina a inclinação da curva na origem e o fator E controla a curvatura no pico e a sua posição.

O fator C pode ser determinado como:

$$C = \frac{2}{\pi} \arcsen \frac{Y_a}{D} \quad (3.3)$$

Com os valores de B , C e o deslizamento x_m , o fator de curvatura E pode ser obtido por:

$$E = \frac{Bx_m - \tan\left[\frac{\pi}{2C}\right]}{Bx_m - \arctan[Bx_m]} \quad (3.4)$$

Como foi abordado anteriormente, existem vários modelos, ou melhor, evoluções da fórmula mágica gerada ao longo desses anos de desenvolvimento. Assim, a Tabela 3.2 apresenta algumas características dos modelos desenvolvidos ao longo dos anos.

Tabela 3.2 Algumas aplicações típicas dos modelos de pneus (Manual do MSC Adams®, 2005).

	PAC 2002	PAC 89	PAC94
Estado Estacionário da força lateral	+	●	+
Força lateral sobre uma estrada esburacada	●	▬	▬
Mudança de pista	+	●	●
Freio ABS	●	▬	▬
Frenagem em curva	+	●	●
Frenagem em estrada esburacada	●	▬	▬
Shimmy	●	▬	▬

Melhor	+
Possível	●
Não possível	▬

3.3.1 Fórmula Mágica – PAC 89

Segundo Genta (1997) a fórmula mágica da força lateral é descrita como:

$$F_y = D \sin(C \arctan\{B(1-E)(\alpha + S_h) + E \arctan[B(\alpha + S_h)]\}) + S_v \quad (3.5)$$

O produto dos coeficientes B , C e D está diretamente relacionado com a rigidez ao escorregamento do pneu. O fator de forma é praticamente independente da força normal (F_z):

$$C = a_0 \quad (3.6)$$

O fator de pico é expresso em função da força normal como:

$$D = \mu_{yp} F_z \quad (3.7)$$

Onde: $\mu_{yp} = a_1 F_z + a_2$

O fator de curvatura em função da força normal é dado por:

$$E = a_6 F_z + a_7 \quad (3.8)$$

E para a rigidez ao deslocamento tem-se:

$$BCD = a_3 \sin \left[2 \arctan \left(\frac{F_z}{a_4} \right) \right] (1 - a_5 |\gamma|) \quad (3.9)$$

O ângulo de cambagem (γ) possui influência na relação entre a força lateral (F_y) e o ângulo de escorregamento ou deriva (α) e entre o momento autoalinhante (M_z) e o ângulo de escorregamento, na forma do deslocamento horizontal (S_h) e vertical (S_v). Os deslocamentos adicionais provocados pelo ângulo de cambagem podem ser expressos como:

$$S_h = a_8 \gamma + a_9 F_z + a_{10} \quad (3.10)$$

$$S_v = a_{11} \gamma F_z + a_{12} F_z + a_{13} \quad (3.11)$$

A força longitudinal pode ser escrita como:

$$F_x = D \sin \left(C \arctan \left\{ B \kappa - E (B \kappa - \arctan(B \kappa)) \right\} \right) + S_v \quad (3.12)$$

Onde κ é o escorregamento longitudinal. Assim o fator de forma é:

$$C = b_0 \quad (3.13)$$

O fator de pico também é expresso em função da força normal como:

$$D = b_1 F_z^2 + b_2 F_z \quad (3.14)$$

O fator de curvatura em função da força normal é dado por:

$$E = (b_7 F_z^2 + b_8 F_z + b_9) (1 - b_{10} |\gamma|) \quad (3.15)$$

E para a rigidez ao deslocamento é dado como:

$$BCD = (b_3 F_z^2 + b_4 F_z) (1 - b_6 |\gamma|) e^{-b_5 F_z} \quad (3.16)$$

O deslocamento adicional provocado pelo ângulo de cambagem pode ser expresso:

$$S_h = b_{11}\gamma + b_{12}F_z + b_{13} \quad (3.17)$$

$$S_v = (b_{14}F_z^2 + b_{15}F_z)\gamma + b_{16}F_z + b_{17} \quad (3.18)$$

Aplicando o momento de auto alinhamento na fórmula mágica tem-se :

$$M_z = D \sin(C \arctan\{B(1-E)(\alpha + S_h) + E \arctan[B(\alpha + S_h)]\}) + S_v \quad (3.19)$$

Onde o produto dos coeficientes B, C e D estão diretamente relacionados com a rigidez ao escorregamento da roda. O fator de forma aparece sendo:

$$C = c_0 \quad (3.20)$$

O fator de pico é expresso em função da força normal como:

$$D = c_1F_z^2 + c_2F_z \quad (3.21)$$

O fator de curvatura em função da força normal é dado por:

$$E = (c_7F_z^2 + c_8F_z + c_9)(1 - c_{10}|\gamma|) \quad (3.22)$$

E para a rigidez ao deslocamento é dado como:

$$BCD = (c_3F_z^2 + c_4F_z)(1 - c_6|\gamma|)e^{-c_5F_z} \quad (3.23)$$

O deslocamento adicional provocado pelo ângulo de cambagem pode ser expresso:

$$S_h = c_{11}\gamma + c_{12}F_z + c_{13} \quad (3.24)$$

$$S_v = (c_{14}F_z^2 + c_{15}F_z)\gamma + c_{16}F_z + c_{17} \quad (3.25)$$

3.3.2 Fórmula Mágica – PAC 2002

A Fórmula Mágica 2002 é a mais recente geração desse tipo de modelo de pneu e também é conhecido como PAC 2002. O modelo PAC2002 descreve o comportamento dos pneus se deslocando em superfícies planas e suaves. Esse comportamento dinâmico é válido para frequências até 12 Hz.

O rastro pneumático é introduzido como base para o cálculo do momento sobre o eixo x . Este modelo apresenta parâmetros não adimensionais como o p , q , r e s e ainda

possui o fator de escala λ . Assim, o efeito do pneu para diferentes forças normais pode ser aproximado usando este fator de escala. Também neste modelo, o momento autoalinhante é alterado e baseado no escorregamento combinado.

De acordo com Kuiper e Oosten (2007), a Fórmula Mágica 2002 é usada para:

- Estado estacionário lateral;
- Única ou dupla mudança de pista;
- Frenagem em curva;
- Teste de frenagem;
- Manobras em curva; e,
- Freio ABS quando a distância de parada é importante.

As equações que definem as três forças e os três momentos atuando entre o pneu e o piso são apresentadas a seguir, primeiramente, com condições de escorregamento puro e as subseqüentes com escorregamento combinado.

Força Longitudinal com escorregamento longitudinal puro conforme Pacejka (2006):

$$F_{xo} = D_x \sin[C_x \arctan\{B_x \kappa_x - E_x (B_x \kappa_x - \arctan(B_x \kappa_x))\}] + S_{Vx} \quad (3.26)$$

Os parâmetros são calculados como:

$$\kappa_x = \kappa + S_{Hx} \quad (3.27)$$

$$C_x = p_{Cx1} \times \lambda_{Cx} \quad (3.28)$$

$$D_x = \mu_x \times F_z \times \zeta_1 \quad (3.29)$$

$$\mu_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2} df_z) \times \lambda_{\mu x}^* \quad (3.30)$$

$$E_x = (p_{Ex1} + p_{Ex2} df_z + p_{Ex3} df_z^2) \times \{1 - p_{Ex4} \operatorname{sgn}(\kappa_x)\} \times \lambda_{Ex} \quad (3.31)$$

$$\lambda_{\mu x, y}^* = \lambda_{\mu x, y} / (1 + \lambda_{\mu V} V_S / V_O) \quad (3.32)$$

$$K_{xx} = F_z \times (p_{Kx1} + p_{Kx2} df_z + p_{Kx3} df_z^2) \times \exp(p_{Kx3} df_z) \times \lambda_{Kxx} \quad (3.33)$$

$$B_x = K_{xx} / (C_x D_x + \varepsilon_x) \quad (3.34)$$

$$S_{Hx} = (p_{Hx1} + p_{Hx2} df_z) \times \lambda_{Hx} \quad (3.35)$$

$$S_{Vx} = F_Z \times (p_{Vx1} + p_{Vx2} df_z) \times \{V_{cx} / (\varepsilon_{Vx} + |V_{cx}|)\} \times \lambda_{Vx} \times \lambda'_{\mu x} \times \zeta_1 \quad (3.36)$$

Força lateral com escorregamento lateral puro:

$$F_{yo} = D_y \sin[C_y \arctan\{B_y \alpha_y - E_y (B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y))\}] + S_{Vy} \quad (3.37)$$

Os parâmetros são:

$$\alpha_y = \alpha^* + S_{Hy} \quad (3.38)$$

$$C_y = p_{Cy1} \times \lambda_{Cy} \quad (3.39)$$

$$D_y = \mu_y \times F_Z \times \zeta_1 \quad (3.40)$$

$$\mu_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2} df_z) \times (1 - p_{Dy3} \gamma^{*2}) \times \lambda_{\mu y} / (1 + \lambda_{\mu V} V_S / V_O) \quad (3.41)$$

$$E_y = (p_{Ey1} + p_{Ey2} df_z) \times \{1 - (p_{Ey3} + p_{Ey4}) \operatorname{sgn}(\alpha_y)\} \times \lambda_{Ey} \quad (3.42)$$

$$K_{y\alpha} = p_{Ky1} F'_{zo} \sin[2 \times \arctan\{F_z / ((p_{Ky2} + p_{Ky5} \gamma^{*2}) F'_{zo})\}] \times (1 + p_{Ky3} \gamma^{*2}) \times \zeta_3 \times \lambda_{Ky\alpha} \quad (3.43)$$

$$B_y = K_{y\alpha} / (C_y D_y + \varepsilon_y) \quad (3.44)$$

$$S_{Hy} = (p_{Hy1} + p_{Hy2} df_z) \times \lambda_{Hy} + (K_{y\alpha} \gamma^* - S_{Vy\gamma}) \times \zeta_0 / (K_{y\alpha} + \varepsilon_K) + \zeta_4 - 1 \quad (3.45)$$

$$\gamma^* = \sin(\gamma) \quad (3.46)$$

$$S_{Vy\gamma} = F_Z \times (p_{Vy3} + p_{Vy4} df_z) \gamma^* \times \lambda_{Ky\gamma} \times \lambda'_{\mu y} \times \zeta_2 \quad (3.47)$$

$$S_{Vy} = F_Z \times (p_{Vy1} + p_{Vy2} df_z) \times \lambda_{Vy} \times \lambda'_{\mu y} \times \zeta_2 + S_{Vy\gamma} \quad (3.48)$$

$$K_{y\theta} = F_z \times (p_{Ky6} + p_{Ky7} df_z) \times \lambda_{Ky\gamma} \quad (3.49)$$

Como foi abordado anteriormente o momento autoalinhante é agora também em função do escorregamento pneumático:

$$M_{zo} = -t_o \times F_{yo} + M_{zro} \quad (3.50)$$

Assim, os parâmetros são:

$$t_o = t(\alpha_t) = D_t \cos[C_t \arctan\{B_t \alpha_t - E_t (B_t \alpha_t - \arctan(B_t \alpha_t))\}] \times \cos' \alpha \quad (3.51)$$

$$\alpha_t = \alpha + S_{Ht} \quad (3.52)$$

$$S_{Ht} = q_{Hz1} + q_{Hz2} f_z + (q_{Hz3} + q_{Hz4} df_z) \gamma^* \quad (3.53)$$

$$M_{zro} = M_{zr}(\alpha_r) = D_r \cos[C_r \arctan(B_r \alpha_r)] \quad (3.54)$$

$$\alpha_r = \alpha^* + S_{Hr} \quad (3.55)$$

$$\alpha^* = -\frac{V_{cy}}{|V_{cx}|} \quad (3.56)$$

$$S_{Hf} = S_{Hy} + S_{Vy} / K'_{y\alpha} \quad (3.57)$$

$$K'_{y\alpha} = K_{y\alpha} + \varepsilon_K \quad (3.58)$$

$$B_t = (q_{Bz1} + q_{Bz2} df_z + q_{Bz3} df_z^2) \times (1 + q_{Bz5} |\gamma^*| + q_{Bz6} \gamma^{*2}) \times \lambda_{Ky\alpha} / \lambda_{\mu\gamma}^* \quad (3.59)$$

$$C_t = q_{Cz1} \quad (3.60)$$

$$D_{to} = F_z \times (R_o / F'_{zo}) \times (q_{Dz1} + q_{Dz2} df_z) \times \lambda_t \times \text{sgn } V_{cx} \quad (3.61)$$

$$D_t = D_{to} \times (1 + q_{Dz3} |\gamma^*| + q_{Dz4} \gamma^{*2}) \times \zeta_5 \quad (3.62)$$

$$E_t = (q_{Ez1} + q_{Ez2} df_z + q_{Ez3} df_z^2) \times \left\{ 1 + (q_{Ez4} + q_{Ez5} \gamma^*) \frac{2}{\pi} \arctan(B_t C_t \alpha_t) \right\} \quad (3.63)$$

$$B_r = (q_{Bz9} \times \lambda_{Ky\alpha} / \lambda_{\mu y}^* + q_{Bz10} B_y C_y) \times \zeta_6 \quad (3.64)$$

$$C_r = \zeta_7 \quad (3.65)$$

$$D_r = F_z R_o \{ (q_{Dz6} + q_{Dz7} df_z) \lambda_{Mr} \zeta_2 + (q_{Dz8} + q_{Dz9} df_z) \gamma^* \lambda_{Kz\gamma} \zeta_0 + (q_{Dz10} + q_{Dz11} df_z) \gamma^* |\zeta_0| \} \cos' \alpha \lambda_{\mu y} \operatorname{sgn} V_{cx} + \zeta_8 - 1 \quad (3.66)$$

$$K_{z\alpha o} = D_{to} K_{y\alpha, \gamma=0} \quad (3.67)$$

$$K_{z\gamma o} = F_z R_o \times (q_{Dz8} + q_{Dz9} df_z) \times \lambda_{Kz\gamma} - D_{to} K_{y\gamma o} \quad (3.68)$$

Força Longitudinal com escorregamento combinado:

$$F_x = G_{x\alpha} \times F_{xo} \quad (3.69)$$

$$G_{x\alpha} = \cos [C_{x\alpha} \arctan \{ B_{x\alpha} \alpha_S - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} \alpha_S - \arctan(B_{x\alpha} \alpha_S)) \}] / G_{x\alpha o} \quad (3.70)$$

$$G_{x\alpha o} = \cos [C_{x\alpha} \arctan \{ B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - \arctan(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha})) \}] \quad (3.71)$$

Logo, os parâmetros são calculados como:

$$\alpha_S = \alpha^* + S_{Hx\alpha} \quad (3.72)$$

$$B_{x\alpha} = r_{Bx1} \cos [\arctan(r_{Bx2} \kappa)] \times \lambda_{x\alpha} \quad (3.73)$$

$$C_{x\alpha} = r_{Cx1} \quad (3.74)$$

$$E_{x\alpha} = r_{Ex1} + r_{Ex2} df_z \quad (3.75)$$

$$S_{Hx\alpha} = r_{Hx1} \quad (3.76)$$

Força Lateral com escorregamento combinado:

$$F_y = G_{y\kappa} \times F_{yo} + S_{Vy\kappa} \quad (3.77)$$

$$G_{y\kappa} = \cos\left[C_{y\kappa} \arctan\left\{B_{y\kappa}\kappa_S - E_{y\kappa}\left(B_{y\kappa}\kappa_S - \arctan(B_{y\kappa}\kappa_S)\right)\right\}\right] / G_{y\kappa D} \quad (3.78)$$

$$G_{y\kappa D} = \cos\left[C_{y\kappa} \arctan\left\{B_{y\kappa}S_{Hy\kappa} - E_{y\kappa}\left(B_{y\kappa}S_{Hy\kappa} - \arctan(B_{y\kappa}S_{Hy\kappa})\right)\right\}\right] \quad (3.79)$$

Logo, os parâmetros são definidos como:

$$\kappa_S = \kappa + S_{Hy\kappa} \quad (3.80)$$

$$B_{y\kappa} = r_{By1} \cos\left[\arctan\left(r_{By2}\left(\alpha^* - r_{By3}\right)\right)\right] \times \lambda_{y\kappa} \quad (3.81)$$

$$C_{y\kappa} = r_{Cy1} \quad (3.82)$$

$$E_{y\kappa} = r_{Ey1} + r_{Ey2} df_z \quad (3.83)$$

$$S_{Hy\kappa} = r_{Hy1} + r_{Hy2} df_z \quad (3.84)$$

$$S_{Vy\kappa} = D_{Vy\kappa} \sin\left[r_{Vy5} \arctan\left(r_{Vy6}\kappa\right)\right] \quad (3.85)$$

$$D_{Vy\kappa} = \mu_y F_z \times \left(r_{Vy1} + r_{Vy2} df_z + r_{Vy3}\gamma^*\right) \times \cos\left[\arctan\left(r_{Vy4}\alpha^*\right)\right] \times \xi_2 \quad (3.86)$$

Força Normal:

$$F_z = p_{z1} \times \left(F'_{zo} / R_o\right) \times \max(\rho_z, 0) \times \lambda_{Cz} \quad (3.87)$$

Momento de tombamento:

$$M_x = F_z R_o \times \left(q_{sx1} - q_{sx2}\gamma^* + q_{sx3} F_y / F_{zo}\right) \times \lambda_{Mx} \quad (3.88)$$

Momento de resistência ao rolamento:

$$M_y = -F_z R_o \times \left\{q_{sy1} \arctan(V_r / V_o) + q_{sy2} F_x / F'_{zo}\right\} \times \lambda_{My} \quad (3.89)$$

Momento autoalinhante com escorregamento combinado:

$$M_z = -t \times F'_y + M_{zr} + s \times F_x \quad (3.90)$$

Assim, os parâmetros podem ser calculados como:

$$t = t(\alpha_{t,eq}) = D_t \cos \left[C_t \arctan \left\{ B_t \alpha_{t,eq} - E_t \left(B_t \alpha_{t,eq} - \arctan(B_r \alpha_{r,eq}) \right) \right\} \right] \times \cos' \alpha \quad (3.91)$$

$$F_y' = F_y - S_{Vy\kappa} \quad (3.92)$$

$$M_{zr} = M_{zr}(\alpha_{r,eq}) = D_r \cos \left[C_r \arctan(B_r \alpha_{r,eq}) \right] \quad (3.93)$$

$$s = R_o \times \left\{ s_{sz1} + s_{sz2} (F_y / F_{zo}') + (s_{sz3} + s_{sz4} df_z^*) \gamma^* \right\} \times \lambda_s \quad (3.94)$$

$$\alpha_{t,eq} = \sqrt{\alpha_t^2 + \left(\frac{K_{x\kappa}}{K_{y\alpha}} \right)^2} k^2 \times \text{sgn}(\alpha_t) \quad (3.95)$$

$$\alpha_{r,eq} = \sqrt{\alpha_r^2 + \left(\frac{K_{x\kappa}}{K_{y\alpha}} \right)^2} \kappa^2 \times \text{sgn}(\alpha_r) \quad (3.96)$$

3.4 Modelo de Fiala

De acordo com Morency (2007), o modelo de Fiala requer apenas seis parâmetros para descrever o pneu. Esses parâmetros são a largura do pneu, a rigidez longitudinal, a rigidez lateral, o coeficiente de resistência ao rolamento, o pico do coeficiente de fricção e o coeficiente de fricção entre o pneu e o piso. Porém, o modelo apresenta algumas limitações:

- O modelo pode não representar fielmente situações de escorregamento combinado;
- O efeito do ângulo de cambagem, nas forças e nos momentos, é ignorado;
- A variação da rigidez lateral e longitudinal com a carga normal não é considerada; e,
- O momento ao tombamento também não é considerado.

A força longitudinal é expressa como:

$$F_x = \begin{cases} -C_s S_s & \text{Se } S_s < \left| \frac{\mu F_z}{2C_s} \right| \\ -\text{sign}(S_s)(F_{x1} - F_{x2}) & \text{Se não } S_s > \left| \frac{\mu F_z}{2C_s} \right| \end{cases} \quad (3.97)$$

$$\begin{aligned} F_{x1} &= \mu F_z \\ F_{x2} &= \left| \frac{(\mu F_z)^2}{4|S_s|C_s} \right| \end{aligned} \quad (3.98)$$

A força lateral e o momento autoalinhante:

$$F_y = \begin{cases} -\mu F_z (1-H)^3 & \text{Se } \alpha \leq \arctan\left(\frac{3\mu F_z}{C_\alpha}\right) \\ -\mu |F_z| \text{sign}(\alpha) & \text{Se não } \alpha \geq \arctan\left(\frac{3\mu F_z}{C_\alpha}\right) \end{cases} \quad (3.99)$$

$$M_z = \begin{cases} \mu F_z D(1-H)H^3 \text{sign}(\alpha) & \text{Se } \alpha \leq \arctan\left(\frac{3\mu F_z}{C_\alpha}\right) \\ 0 & \text{Se não } \alpha \geq \arctan\left(\frac{3\mu F_z}{C_\alpha}\right) \end{cases} \quad (3.100)$$

$$H = 1 - \frac{C_\alpha |\tan(\alpha)|}{3\mu |F_z|} \quad (3.101)$$

E o momento da resistência ao rolamento:

$$M_y = \begin{cases} -C_r F_z & \text{Se o pneu gira para frente} \\ C_r F_z & \text{Se o pneu gira para trás} \end{cases} \quad (3.102)$$

Sendo:

μ = coeficiente de fricção (adim),

α = ângulo de escorregamento ou deriva ($^\circ$; rad),

S_s = escorregamento longitudinal (adim),

C_α = coeficiente de rigidez lateral (N/rad),

C_s = coeficiente de rigidez longitudinal (N),

C_r = coeficiente de rigidez da resistência ao rolamento (N/m).

3.5 Simulações Preliminares

Objetivando analisar o comportamento dinâmico, utilizou-se um *software* de engenharia chamado de MSC Adams[®]. Neste *software*, uma aproximação real da cadeira de rodas foi feita, permitindo a simulação do comportamento desta cadeira de rodas para diferentes tipos de modelo de pneu.

A Norma Brasileira NBR9050 (ABNT, 2004) recomenda as dimensões e alcances para cadeiras de rodas manuais.

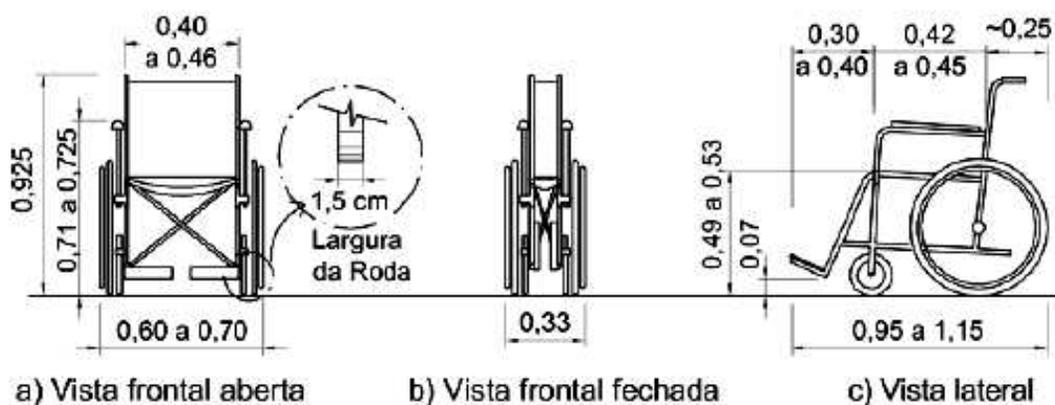


Figura 3.4 Recomendações da Norma NBR9050 (ABNT, 2004) para dimensionamento de cadeira de rodas manuais, em medidas [m].

As cadeiras de rodas devem seguir a Norma Brasileira NBR9050 (ABNT, 2004), onde são recomendadas as dimensões e alcances para cadeiras de rodas manuais e várias soluções para a adequação do mobiliário, de edificações e para permitir a acessibilidade de pessoas portadoras de deficiências. Trazendo recomendações visando atender o maior número possível de situações, visto que a grande variedade de limitações motoras existentes impede a adoção de regras fixas ou determinação de padrões. Para as simulações foram utilizada os seguintes valores para as variáveis geométricas do sistema, apresentado na Tabela 3.1 e para as condições iniciais do modelo as rodas castor sempre estavam alinhadas. Esses mesmos parâmetros são utilizados nas simulações descritas no capítulo 5.

Tabela 3.1 Valores das variáveis usadas nas simulações da cadeira de rodas

Definição	Valor	Unidade
Massa do usuário	70	Kg
Massa da cadeira de rodas	40	Kg
Massa total do sistema	110	Kg
Comprimento total entre eixo da cadeira de rodas	0,43	M
Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro	0,34	M
Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro	0,09	M
Altura do centro de gravidade	0,5	M
Largura entre eixos das rodas da cadeira de rodas	0,53	M
Largura entre eixos das rodas castor	0,43	M
Massa da roda da cadeira de rodas	2,0	Kg
Massa da roda castor da cadeira de rodas	0,5	Kg
Raio da roda da cadeira de rodas	0,3	M
Largura da roda da cadeira de rodas	0,015	M
Raio da roda castor	0,075	M
Largura da roda castor	0,015	M

A cadeira de rodas manual convencional é composta de quatro rodas de pequena largura. Em geral duas delas com diâmetro grande estão montadas no eixo posicionado abaixo da porção do assento da cadeira. As outras duas com diâmetro menor, conhecidas como Castors ou rodas pivotadas, são posicionadas em frente das de diâmetro grande. O ocupante da cadeira de rodas fica sentado de modo que suas pernas fiquem aproximadamente perpendiculares ao chão (Becker, 2000). O esquema da cadeira de rodas usado na MSC Adams é representado na Figura 3.5.

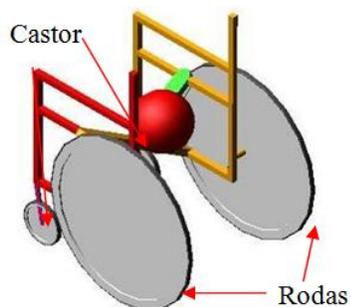


Figura 3.5 Representação da cadeira de rodas no MSC Adams.

Assim com o modelo da cadeira de rodas no MSC Adams alguns modelos do contato roda piso foram implementados. O primeiro modelo desenvolvido e testado foi o PAC89.

3.5.1 PAC 89

No próprio programa MSC Adams apresentam-se alguns exemplos e modelos de pneu. Neste modelo, alguns valores existentes foram adaptados para o caso da cadeira de rodas, por exemplo, o diâmetro do pneu e a sua largura, porém, os principais coeficientes da fórmula mágica não foram alterados.

Nesta simulação, o mesmo torque foi aplicado em ambas as rodas propulsoras, possibilitando um movimento em linha reta. Esse torque aplicado tem uma intensidade constante por representar um motor elétrico e não uma força de propulsão gerada pelo usuário ao movimentar uma cadeira, a qual apresenta uma variação de intensidade em função do tempo.

A Figura 3.6 apresenta a simulação da cadeira de rodas por etapas, iniciando da esquerda para direita facilitando, assim, a visualização do seu comportamento. Nesta simulação, a cadeira de rodas começa a girar, ou seja, faz uma curva em volta dela mesma em vez de seguir em frente. Isso pode ser também visualizado através do gráfico da Figura 3.7, onde os valores das forças laterais e os torques de alinhamento estão aumentando e oscilando intensamente.

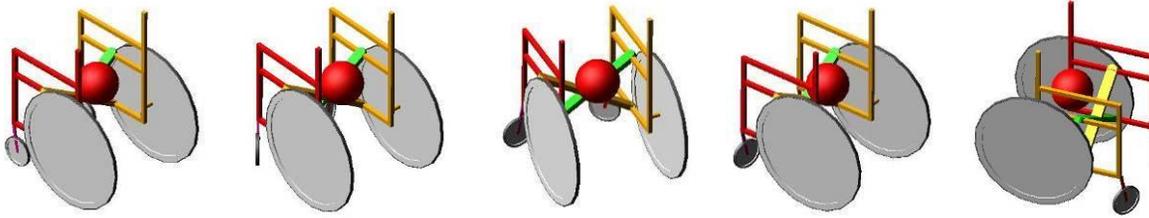


Figura 3.6 Simulação da cadeira de rodas usando Pacejka 89.

Na Figura 3.7, as forças laterais, no início do movimento, oscilam entre 0 e 20N, mas depois de algum tempo apresentam valores elevados, fazendo com que a cadeira de rodas realizasse uma curva. Essa ocorrência também se verificou nas rodas castor apresentadas pelas linhas rosas e pretas. No gráfico do momento autoalinhante, os momentos aplicados nas rodas tenderam-se ao mesmo sentido de direção, auxiliando a cadeira de rodas a realizar uma curva ao invés de seguir em frente.

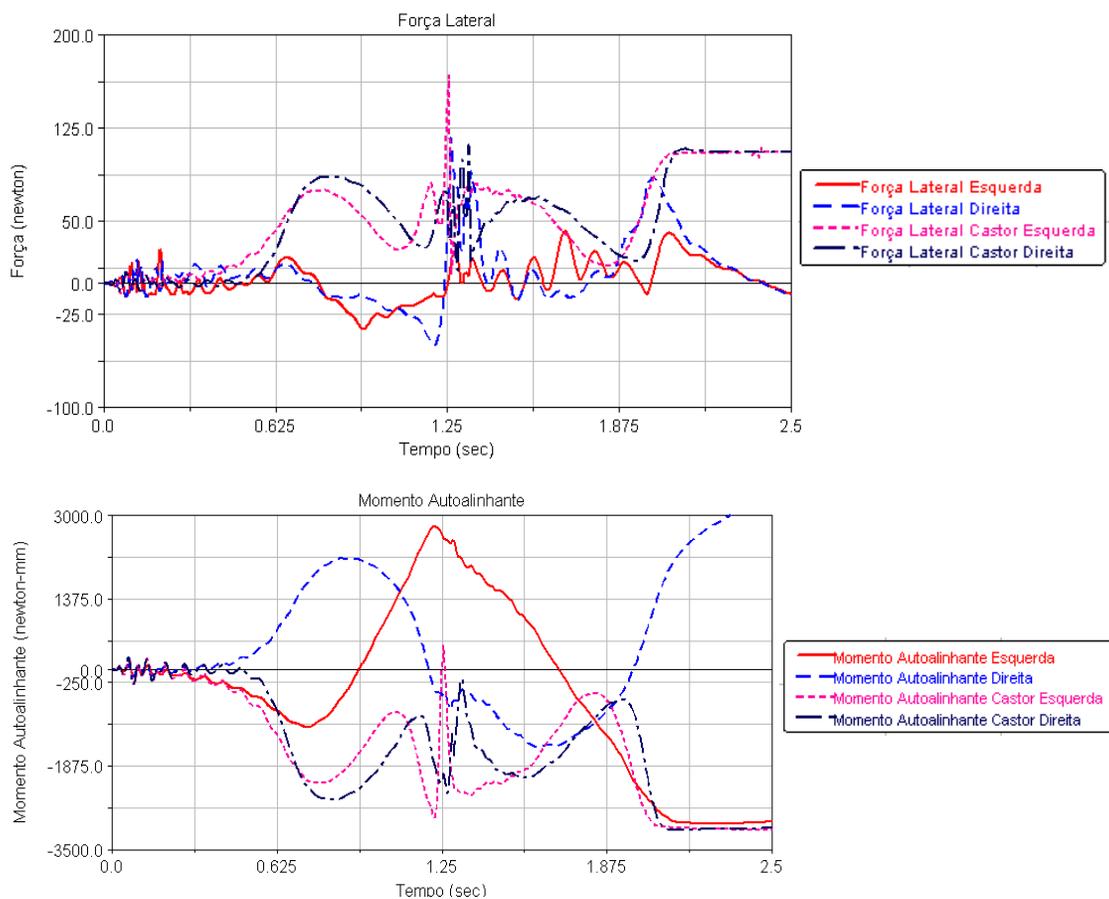


Figura 3.7 Força Lateral e o Momento autoalinhante usando o PAC 89.

Devido a este comportamento, vários outros testes foram desenvolvidos com o mesmo modelo. Primeiramente, considerando que os parâmetros do pneu são para veículos de passeio, que apresentam uma inércia maior, foram adicionados mais pesos na cadeira de rodas. Entretanto, a cadeira de rodas continuou a apresentar o mesmo comportamento, ou seja, ao invés de seguir uma reta, realizou uma curva.

Na segunda alternativa aplicada, foram alteradas as características do pneu, considerando-se que os mesmos destinavam-se a veículos de passeio. Trocando primeiro os valores das rodas castor, a cadeira de rodas continuou realizando uma curva e, após substituírem apenas os valores nas rodas de propulsão o comportamento foi o mesmo. Porém, substituindo os valores em todas as rodas, a cadeira de rodas seguiu uma reta como desejado. Logo, através destas simulações, pôde-se concluir que os parâmetros da fórmula mágica influenciam bastante no comportamento da cadeira de rodas.

A última tentativa foi adotar os mesmo valores dos coeficientes do exemplo existente no MSC Adams[®], porém aumentando o atrito no pivô das rodas castor, ou seja, as rodas castor foram fixadas de modo que não podiam girar livremente em torno do ponto de fixação da haste. Nesta configuração, a cadeira de rodas seguiu a linha reta como desejado.

A primeira versão da fórmula mágica, ou seja, PAC 89, apenas calcula a força lateral, o momento autoalinhante em função do ângulo de escorregamento ou deriva e força longitudinal em função do escorregamento longitudinal. Não se consideram a resistência ao rolamento, o momento de tombamento e os efeitos combinados como na fórmula mágica 2002. Há uma grande influência no comportamento dinâmico do veículo em relação aos coeficientes utilizados na modelagem, logo uma pequena variação nesses coeficientes já altera a dinâmica do veículo.

3.5.2 PAC 2002

Realizando o mesmo estudo, mas utilizando os exemplos existentes do MSC Adams[®] do modelo PAC 2002, obtém-se o resultado apresentado na Figura 3.8. Nesta simulação também foram aplicados torques constantes nas rodas de propulsão e a cadeira de rodas seguiu em linha reta como desejado.

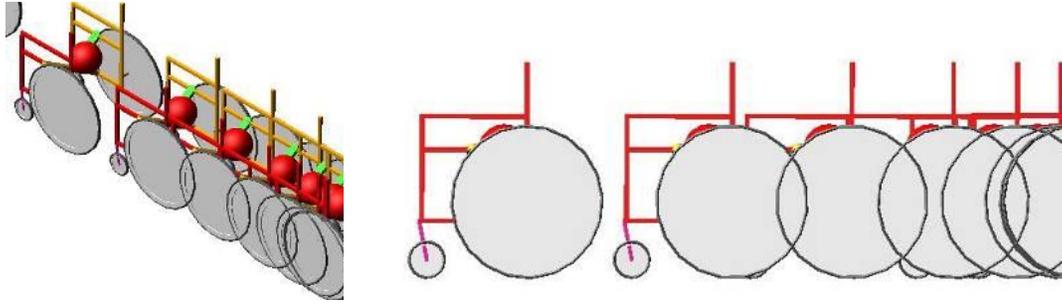


Figura 3.8 Simulação da cadeira de rodas usando PAC 2002.

Nos gráficos da Figura 3.9 é possível ver que as forças laterais, no contato roda-piso de cada pneu, são da mesma intensidade, mas com sentidos opostos. Isso é necessário para alinhar a cadeira de rodas e gerar um movimento para frente.

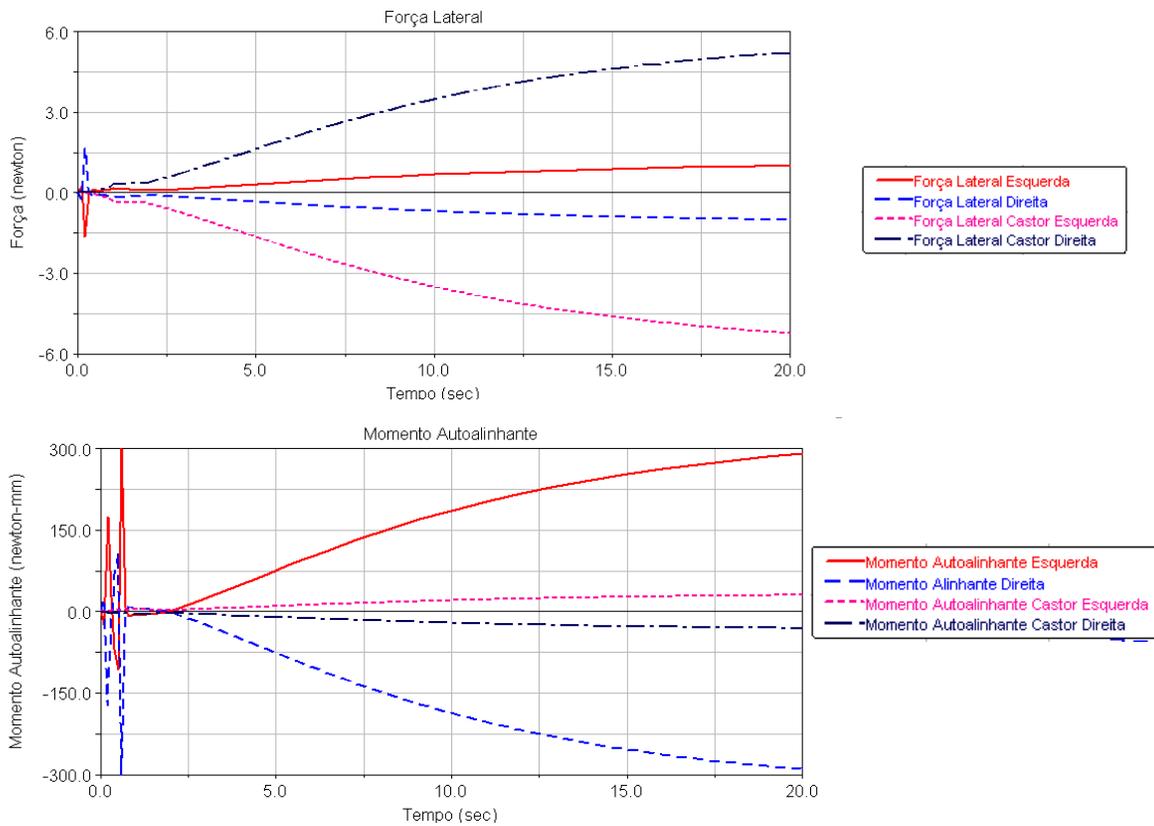


Figura 3.9 Força lateral e momento autoalinhante usando o Pac 2002.

Comparando a simulação do PAC 2002 com o PAC 89, o comportamento da cadeira de rodas foi bastante diferente para as mesmas condições. Isso ocorre devido às diferenças existentes entre os modelos e também pela própria evolução da fórmula mágica, na qual os coeficientes apresentam fatores de escala e todas as forças e momentos do pneu são modelados tendo uma melhor aproximação do real.

Outra simulação realizada foi alterando o torque aplicado nas rodas permitindo que a cadeira de rodas realizasse uma curva. Logo, o torque aplicado na roda esquerda foi aumentado e na roda direita foi diminuído. A Figura 3.10 apresenta o resultado obtido usando os coeficientes existentes nos exemplos do MSC Adams[®]. Assim, nesta simulação, a cadeira de rodas realizou uma curva para direita como previsto, devido ao torque na roda esquerda ser maior que o torque aplicado na direita.

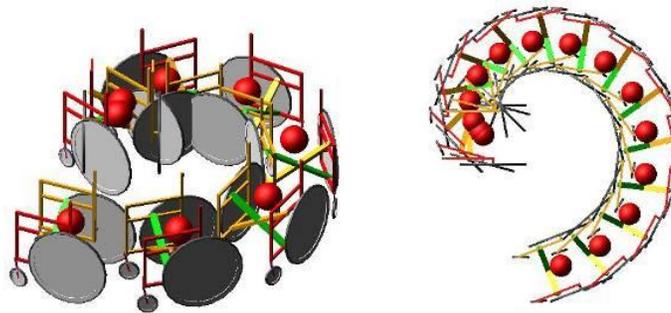


Figura 3.10 Simulação da cadeira de rodas realizando uma curva usando o modelo PAC 2002.

A cadeira de rodas faz uma curva e não continua com o mesmo raio de curvatura, este fenômeno também pode ser observado através do gráfico da força lateral e do momento autoalinhante da Figura 3.11. O momento de alinhamento na roda esquerda apresenta uma maior intensidade e ele tende a crescer até atingir um valor constante enquanto o momento nas demais rodas é pequeno e de sentido oposto.

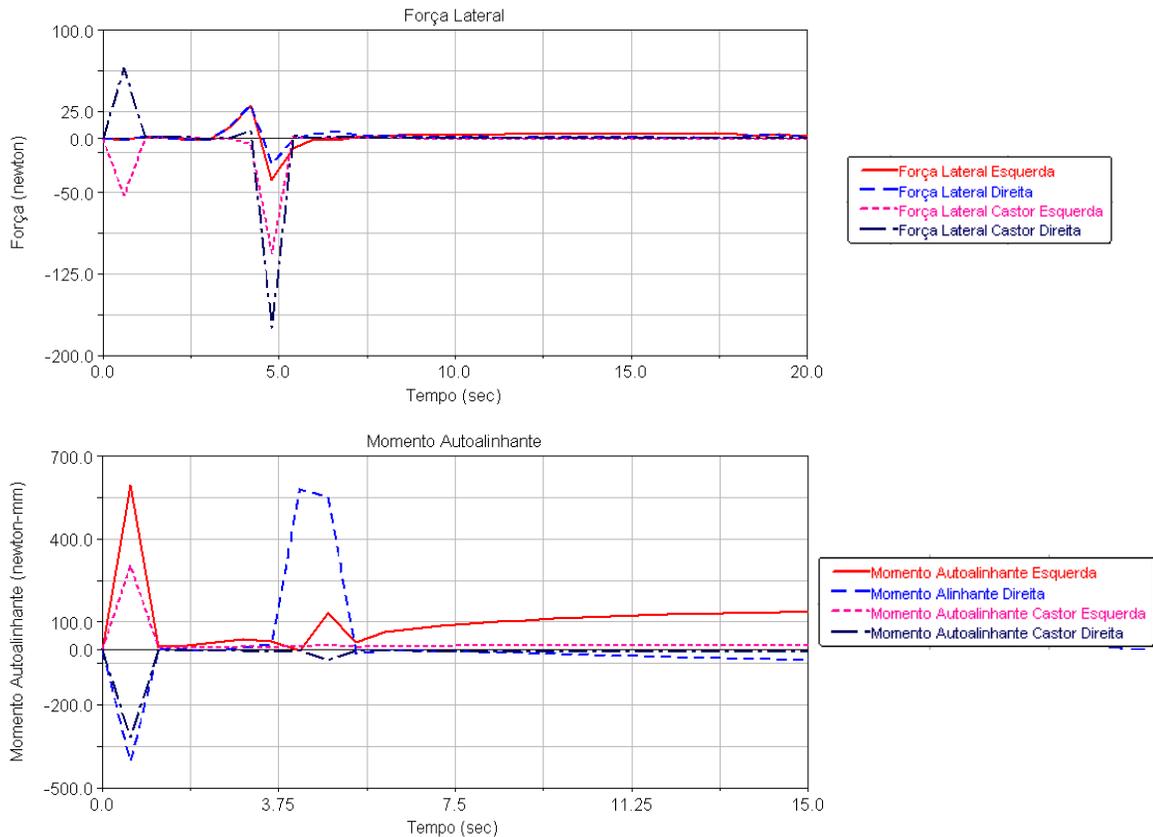


Figura 3.11 Gráfico da Força Lateral e Momento Autoalinhante do moldeo PAC 2002.

No caso das simulações usando PAC 2002, o modelo da cadeira de rodas apresenta um melhor comportamento, tanto ao seguir em linha reta como ao realizar uma curva. Como foi abordado anteriormente, isso se deve ao fator de escala e ao rastro pneumático, que foram alterados para se adequar aos pneus da cadeira de rodas e, também, devido aos efeitos provocados pelas rodas castor serem considerados no modelo PAC 2002, enquanto no PAC 89 isso não ocorre, tendo apenas a modelagem das forças básicas como a força lateral e longitudinal e o momento autoalinhante.

No entanto, mesmo apresentando o comportamento desejado os valores do momento autoalinhante e da força lateral deram altos no início da simulação, tendo pico de 150N e 400 Nm, esses valores não condizem com os valores medidos no capítulo 4 e simulados no capítulo 5.

Mesmo com bons resultados do modelo do pneu PAC 2002, nesta tese decidiu-se o levantamento experimental dos parâmetros voltado para PAC 89. Como o PAC 2002 é uma evolução do PAC 89 é mais adequado estudar primeiramente os modelos básicos e

adquirindo experiências para o seu melhoramento, principalmente quando se trata de cadeira de rodas que não apresenta uma modelagem do contato roda piso feito anteriormente.

E além do mais a modelagem PAC 89 é mais simples e sendo necessário o levantamento experimental apenas das forças longitudinais e laterais e do momento autoalinhante para obter os coeficientes da modelagem. Entretanto, um estudo também mais profundo envolvendo a fórmula mágica deve ser desenvolvido e outros modelos também devem ser considerados, assim, um início deste estudo é a próxima simulação realizada no MSC Adams[®] o qual será usado o modelo de Fiala.

3.5.3 Fiala

A Figura 3.12 apresenta a simulação usando o exemplo do modelo de Fiala do MSC Adams[®]. Logo, aplicando um mesmo torque nas rodas de propulsão da cadeira de rodas, ela seguiu em linha reta como o previsto.

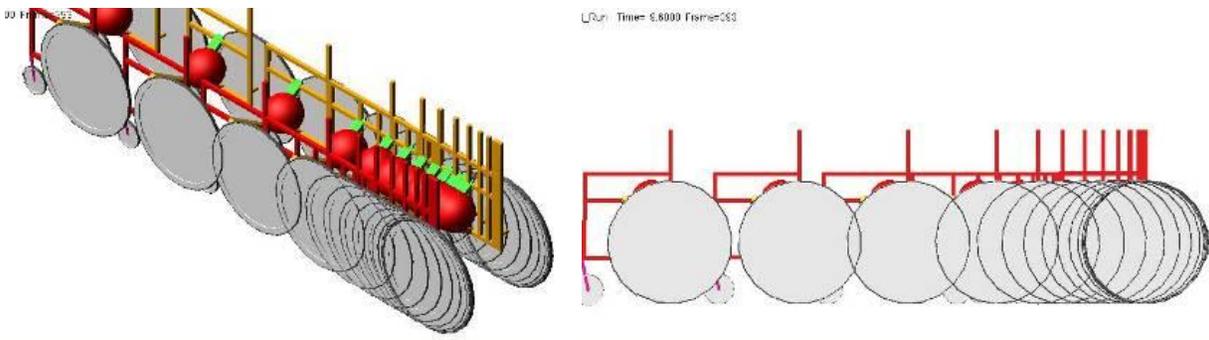


Figura 3.12 Simulação da cadeira de rodas utilizando o modelo Fiala.

Como no modelo Pacejka 2002, a cadeira de rodas apresentou o mesmo comportamento; ela se movimentou para frente em linha reta. No entanto, os gráficos da Figura 3.13 apresentaram um comportamento diferente do modelo PAC 2002. As forças e os momentos aplicados foram pequenos e em alguns momentos iguais a zero, enquanto no modelo PAC 2002, os valores foram crescendo até um período e depois tenderam a uma constante.

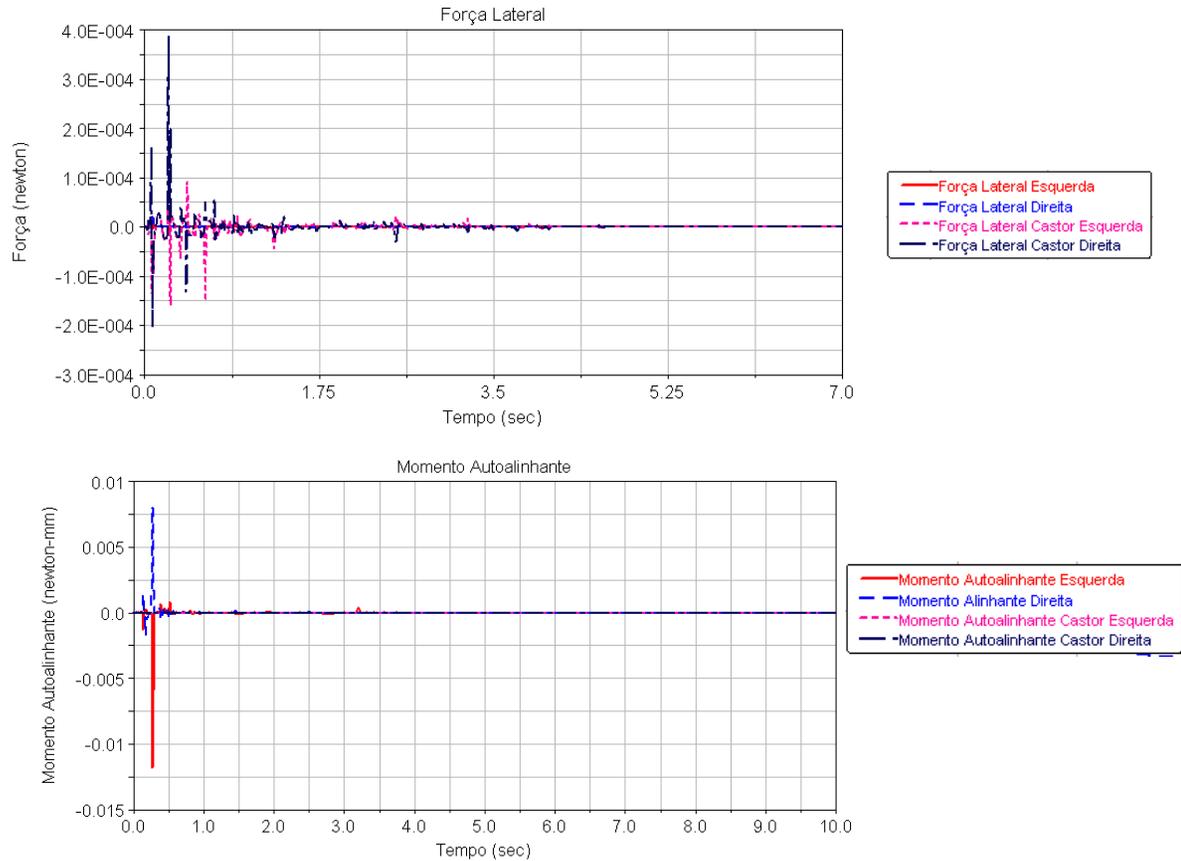


Figura 3.13 Força Lateral e Momento Autoalinhante do modelo Fiala.

Com o mesmo modelo, porém aplicando torques diferentes nas rodas de propulsão para que a cadeira de rodas realize uma curva, obtém-se o comportamento ilustrado na Figura 3.14. Para melhor visualização desse comportamento, a simulação foi dividida em partes iniciando da esquerda para a direita.

Na simulação, a cadeira de rodas realiza uma curva, porém, num sentido de giro oposto, ou seja, quando aplicado um torque maior na roda esquerda e um menor na roda direita, a cadeira deveria realizar uma curva à direita, e o que ocorreu, neste modelo, foi o oposto. E depois de um período, a cadeira de rodas perde a direção e as rodas castor perdem o seu alinhamento. Este comportamento fica mais fácil de ser visualizado pelo alinhamento da rodas castor o qual esta posicionada no sentido direito.

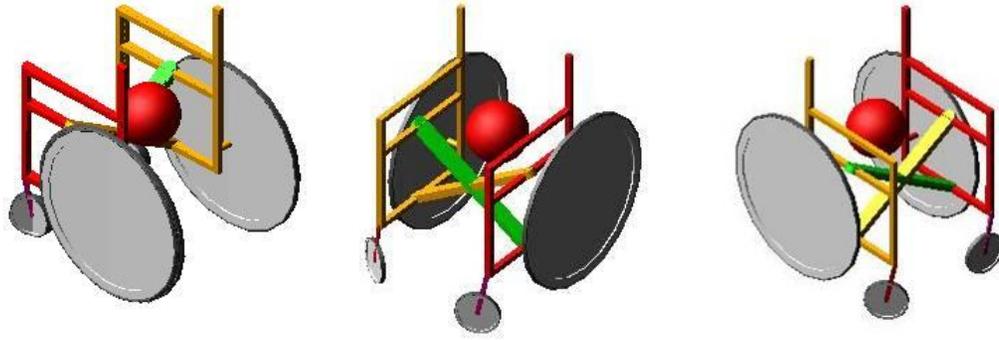


Figura 3.14 Simulação da cadeira de rodas realizando uma curva com o modelo Fiala.

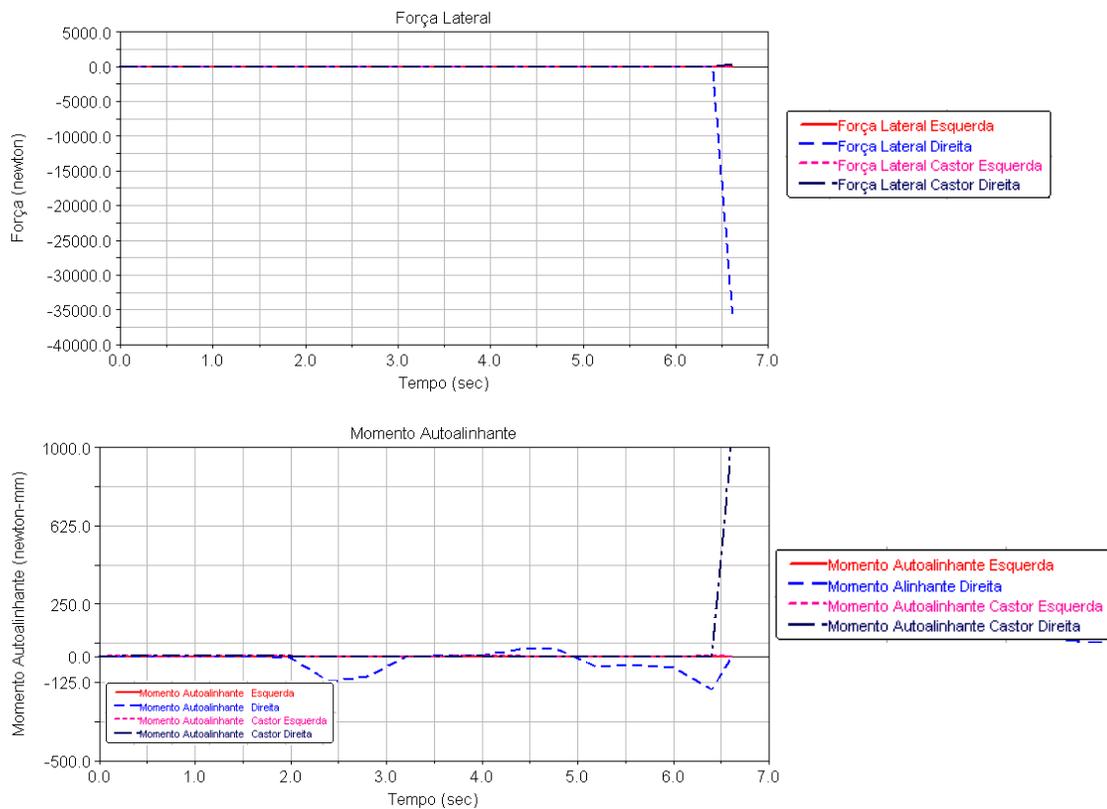


Figura 3.15 Força lateral e Momento Autoalinhante ao realizar uma curva do modelo de Fiala.

Na Figura 3.15, nota-se que as forças laterais e os momentos nas rodas da cadeira são nulos no início da simulação. Apenas na roda direita apresenta um momento autoalinhante fazendo com que a cadeira de rodas realize uma curva para esquerda, ou seja, no sentido oposto ao desejado.

O modelo de Fiala é um modelo simples e é vastamente utilizado na modelagem de veículos, porém, para algumas condições não é um modelo eficaz. No caso da cadeira de rodas, aplicando um mesmo torque nas rodas, o comportamento dinâmico resultante foi o desejado apenas ao realizar uma curva, porém, não apresentou o resultado esperado. Um desses motivos foi a utilização das características de um pneu de um veículo de passeio e não de uma cadeira de rodas. Esses parâmetros são extremamente importantes para se obter um comportamento mais próximo do real quando aplicados a um veículo ou a uma cadeira de rodas.

O modelo de Fiala apresenta uma grande influência em relação as características do pneu, alterando alguma características o comportamento do veículo também muda. Mesmo que essa influência seja menor que no modelo da fórmula mágica, devido a força lateral e o momento autoalinhante dependerem apenas do coeficiente de rigidez lateral, enquanto o PAC 89 depende de vários parâmetros a_{is} , também alteram o dinâmica do veículo.

3.6 Sumário

Este capítulo abordou alguns tipos de modelos do contato roda-piso. No entanto, estes modelos podem ser as vezes complexos, dependentes de vários pressupostos, podendo conter parâmetros que são difíceis de medir e que podem alterar-se significativamente durante a operação. Assim, devido às simplificações de cada modelo, das necessidades levantadas e dos parâmetros experimentais usados na modelagem da cadeira de rodas, adotou-se primeiramente, a utilização do modelo do Pacejka 89.

Como foi visto nas simulações descritas neste capítulo, há a necessidade do levantamento das características próprias do pneu para a cadeira de rodas. Normalmente no modelo matemático do contato roda-piso, os parâmetros devem ser obtidos experimentalmente principalmente para cadeira de rodas. Portanto, no próximo capítulo, apresentar-se-á o levantamento desses parâmetros através de experimentos realizados.

4. LEVANTAMENTO EXPERIMENTAL

O escorregamento lateral do pneu é um dos mais importantes parâmetros do pneu e é crucial para a estabilidade e dirigibilidade do veículo. Assim, este capítulo visa ao levantamento de parâmetros importantes para a modelagem matemática do contato roda-piso.

Técnicas experimentais são necessárias para determinar os parâmetros do modelo de pneu. Para o levantamento desses parâmetros, foi necessária a construção de uma bancada experimental. Esta bancada é composta basicamente de uma mesa, de uma roda acoplada a um braço articulado e a um barramento para a sua movimentação.

Logo, vários experimentos foram realizados alterando diversos parâmetros, tais como, as cargas aplicadas, o ângulo de escorregamento ou deriva, o tipo de pneu e o piso. Em alguns casos, até mesmo a estrutura da bancada teve que ser adaptada.

4.1 Primeira montagem

Vários modelos diferentes de bancadas experimentais estão disponíveis atualmente para a realização do estudo do contato roda-piso e do comportamento dinâmico do pneu como apresenta no apêndice E.

Porém para a obtenção dos parâmetros do pneu para a modelagem do contato roda-piso, construiu-se um novo conceito de bancada de teste para pneus no qual possibilitou a criação da patente número 018100035807.

Esta bancada é composta por uma mesa, trilhos por onde a estrutura de fixação da roda corre e um sistema de motorização. A mesa foi construída totalmente articulada permitindo a medição das forças longitudinais e laterais aplicadas sobre ela. O conjunto de motorização e o trilho possibilitam a movimentação da roda sobre a mesa. Também é possível alterar o ângulo de escorregamento e a força normal adicionando ou retirando pesos na estrutura da roda. A primeira montagem é apresentada na Figura 4.1, porém nesta tese apresentará a evolução e adequação desta bancada.

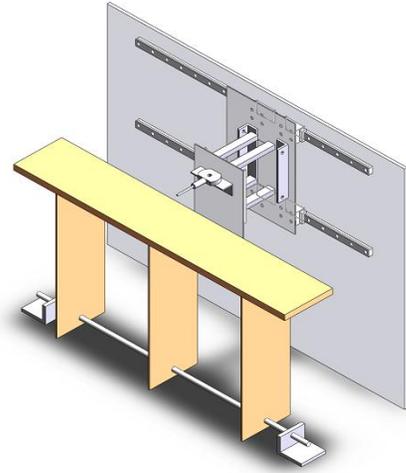


Figura 4.1 Bancada Experimental – Primeira Montagem.

4.2.1 Mesa

Conforme o apêndice E a maioria das bancadas de testes a superfície de contato do pneu é feito com um tambor ou por uma correia. No tambor a área de contato não é exatamente a real como apresenta na Figura 4.2, enquanto na correia a área de contato é perfeita, porém a instrumentação é um pouco mais complicada. Logo para a bancada desenvolvida foi construído uma mesa plana sobre o qual a roda giraria livremente possibilitando uma área de contato mais próximo do real e uma instrumentação mais adequada e fácil de ser realizada.

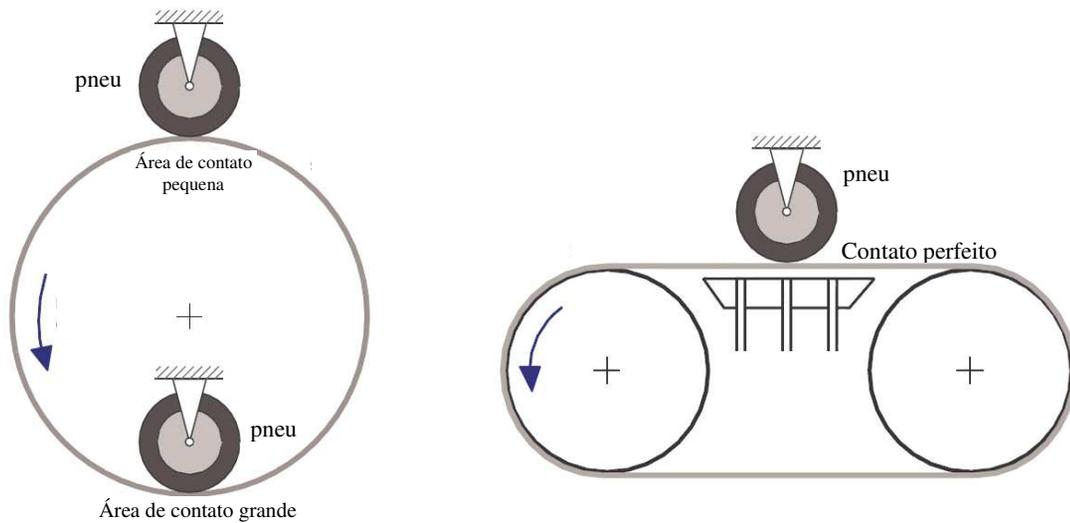


Figura 4.2 Área de contato para diferentes bancadas de teste (Rill, 2007).

A mesa foi construída com uma placa “Honeycomb” com dimensões em torno 2m x 0,4m. Este material foi escolhido por ser bem resistente e leve, não alterando as medidas das células de cargas, permitindo que apenas as forças de contato do pneu sejam medidas.

Para possibilitar as medições das forças longitudinais e laterais, a mesa deveria ser articulada de tal modo que possibilitasse pequenos movimentos nas duas direções. Para isso, a fixação da mesa ao solo foi feita com ao auxílio de dois mancais e um eixo com rolamentos fixados nas pernas da mesa. A fixação das pernas ao tampo da mesa foi feita utilizando-se de dobradiças. A Figura 4.3 apresenta essas partes da mesa.

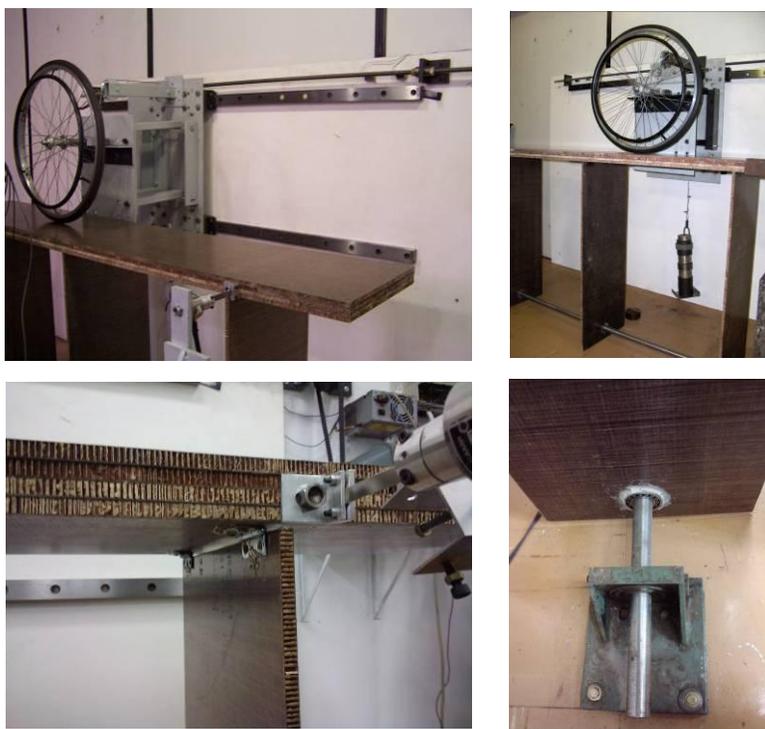


Figura 4.3 Partes da mesa da bancada experimental.

4.2.2 Sistema de motorização

A movimentação longitudinal da roda é permitida através de um fuso acoplado ao motor e fixado na estrutura da roda como apresentado nas Figura 4.4 e Figura 4.5. Dois trilhos foram fixados na parede por onde movimentam dois carrinhos ligados à estrutura do pneu. Logo, com esses dois trilhos na horizontal, a estrutura é movimentada com a ajuda deste fuso motorizado.



Figura 4.4 Sistema de motorização composto pelos trilhos e o fuso.

A bancada é composta de um motor monofásico da Bodine Electric Company ligado a um fuso para a movimentação da roda sobre a mesa. A transmissão é feita por polia e correia dentada, permitindo, assim, um aumento na relação de transmissão, devido a este motor transmitir apenas 28 RPM.



Figura 4.5 Motorização do sistema.

Para determinar o fim de curso, foram colocados dois sensores micro *switch* em cada uma das extremidades como mostra a Figura 4.6. O primeiro altera o sentido de giro do motor e o segundo desliga a alimentação do motor.



Figura 4.6 Fim de curso com o sensor *switch*.

4.2.3 Suporte da Roda

Nos carrinhos dos trilhos foram montadas as estruturas da roda e do braço articulado como ilustra a Figura 4.7. O braço articulado permitiu a movimentação da roda na direção vertical.

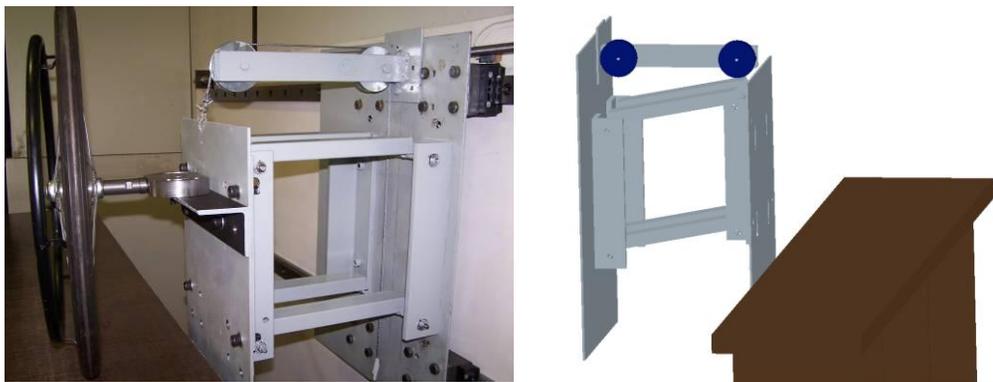


Figura 4.7 Braço Articulado.

Neste braço articulado está acoplado um contrapeso como apresenta Figura 4.8. Este contrapeso permite a aplicação da carga no pneu. Com isto, possibilita a variação da força normal no pneu adicionando ou tirando carga do contrapeso. Este contrapeso é composto de duas roldanas e um cabo de aço. Em uma das pontas do cabo de aço é fixada a estrutura do braço articulado e em outra o suporte dos pesos.



Figura 4.8 Contrapeso.

Para alterar o ângulo da roda, foi criado um sistema que permitiu a rotação da roda em uma variação de -20° a 20° possibilitando a realização de diversas medidas para cada ângulo. Também, neste sistema, foi possível posicionar a roda para que a área de contato ficasse sempre no centro da mesa. No entanto, nesta montagem ainda não tinham sido incluído o ângulo de cambagem (γ), ou seja, o ângulo vertical em relação ao pneu e a mesa, tendo realizado por enquanto apenas o ajuste do ângulo horizontal.

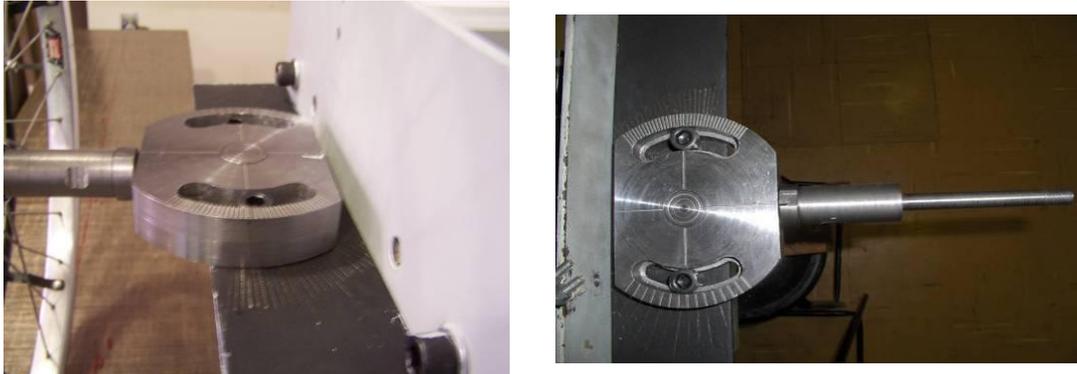


Figura 4.9 Sistema para alteração do ângulo da roda, do ângulo de escorregamento (α).

4.2.4 Sistema de Aquisição

O sistema de aquisição é composto por um computador, um equipamento para aquisição dos dados, um condicionador de sinais e os sensores, células de cargas, extensômetros e *switch*.

As células de carga são transdutores usados para medição de força. Seu funcionamento se dá pela variação de uma resistência (dada pela deformação do extensômetro), fazendo com que a tensão de saída seja proporcional à deformação.

É importante observar que são utilizadas duas células de carga destinadas à medição da força lateral, como apresentadas na Figura 4.10. Como estão localizadas nas extremidades da mesa, à medida que o pneu se afasta de uma célula, a sensibilidade em relação a esta diminui, enquanto que, nesse momento, o pneu se aproxima da outra célula. Portanto, uma soma das forças, ao longo do percurso do pneu, deve representar uma aproximação para o valor médio da força lateral como apresenta Figura 4.13.

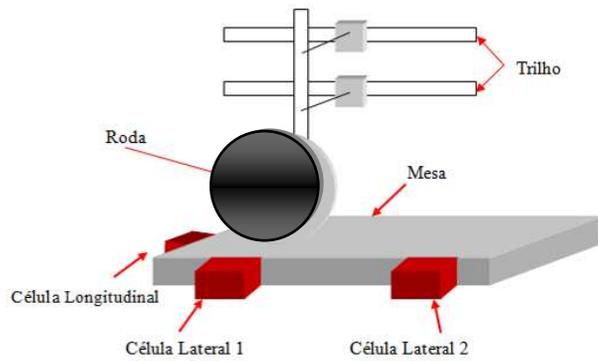


Figura 4.10 Células de Cargas.

A aquisição de dados é feita através do pacote computacional LabView 8.0, da NATIONAL INSTRUMENTS, da placa de aquisição da National USB-6009 e de uma ponte Philips como são apresentados na Figura 4.11.



Figura 4.11 Computador, ponte Philips e sistema de Aquisição USB 6009.

O *software* utilizado para a aquisição de dados foi o LabVIEW[®], pois facilmente nele se cria um programa através de diagrama em blocos. Alguns desses blocos já estão pré-definidos como o bloco de aquisição de dados. A parte visual do programa e o diagrama em blocos são ilustrados na Figura 4.12.

Para o controle e medição experimental foram feitos dois programas. O primeiro programa é responsável pelo movimento da bancada. Ele inicia o movimento da bancada e através de sensores permite a aquisição de dados em um intervalo determinado pelo percurso da mesa. Com os mesmos tipos de sensores, localizados no fim do percurso, o programa promove a parada da roda. Por fim, ao alterar o lado (deixando a roda livre de

contato da mesa), o programa é novamente acionado para que a roda volte à sua posição de inicial. O segundo programa é responsável pela aquisição de dados em si.

Ao rodar os programas, o motor inicia o movimento da roda sobre a mesa. Desse modo, as células de carga mandam um sinal para a ponte PHILIPS que segue para a placa de leitura dos dados e são enviados para o computador. O pacote computacional LabView adquire os dados, que são gravados em um arquivo do Excel.

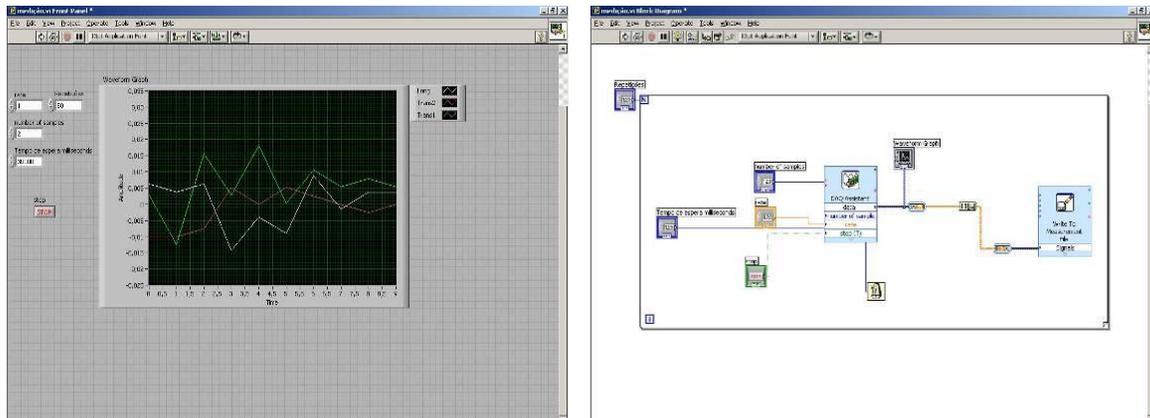


Figura 4.12 Painel de Controle e Diagrama em blocos do LabVIEW.

4.2.5 Medições

Variando o ângulo de escorregamento e a força normal, obteve-se o seguinte gráfico da força lateral pelo ângulo de escorregamento. Onde as forças normais testadas foram $F1 \approx 30N$, $F2 \approx 110N$ e $F3 \approx 210N$ e a velocidade da roda igual $V1 \approx 0,02m/s$ e $V2 \approx 0,04m/s$.

Fazendo as medições para o ângulo da roda igual a 0° e para três cargas diferentes ($F1$, $F2$ e $F3$) foram obtidos os seguintes valores apresentado na Figura 4.13.

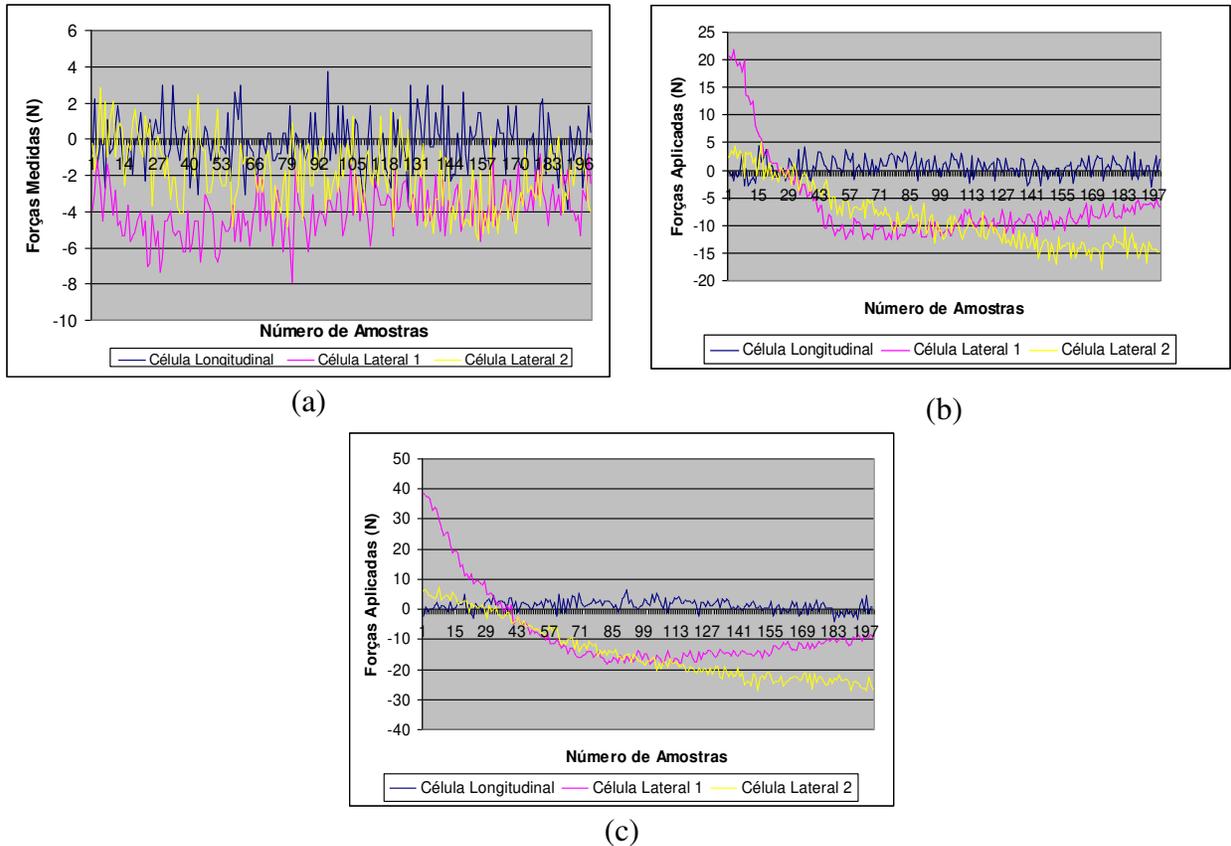


Figura 4.13 Gráfico dos Valores Medidos para um ângulo igual a 0° (a) Força Normal F1, (b) Força Normal F2 e (c) Força Normal F3.

Repetindo este mesmo procedimento para todos os demais ângulos (5° , 10° , 15° e 20°) e para os dois valores de velocidade (V_1 e V_2) é possível fazer o gráfico da força lateral pelo ângulo de escorregamento. A força lateral é obtida através dos valores médios da força lateral medidos pela Célula Lateral 1 e somados com os valores médios da Célula Lateral 2 como mostrado na Figura 4.13. Assim foi obtido o gráfico da força lateral somando os valores das células de carga pelo ângulo de escorregamento mostrados na Figura 4.14.

A Figura 4.14 mostra que a força lateral cresce até 5° e depois tende a uma constante ou diminui um pouco e fica constante. Aumentando a força normal aplicada, a força lateral também aumenta. Nota-se que devido a dificuldades para as repetições foi feita apenas uma medição em cada condições só para ter uma visão geral da estrutura da bancada e é viável a continuação dos estudos.

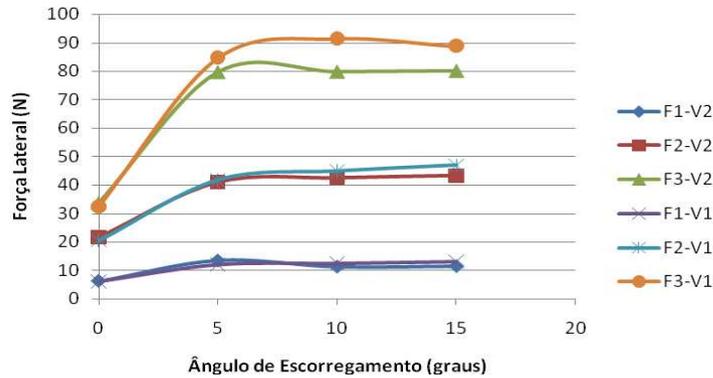


Figura 4.14 Variação da força lateral com o ângulo de escorregamento para forças normais diferentes com o pneu de propulsão da cadeira de rodas e a mesa sem piso.

4.2 Segunda montagem

Durante o desenvolvimento viu a necessidade da mudança de velocidade da roda de uma maneira mais adequada. Assim o motor foi substituído por um motor assíncrono e controlado por um inversor de frequência, pois na montagem anterior essa mudança de velocidade na roda era feita com alteração das polias de acionamento. Também foi alterado o eixo da roda para teste com diferentes tipos de roda, pois os diâmetros dos furos dos pneus são diferentes para cada roda, como apresentado na Figura 4.15.



Figura 4.15 Segunda Montagem.

Isso permitiu o desenvolvimento do teste utilizando-se de três diferentes tipos de rodas denominadas de Preta, Cinza e Rígida, como mostra a Figura 4.16. Variando o ângulo de escorregamento ou deriva e a força normal com uma velocidade em torno de 0,016m/s, obteve-se o gráfico apresentado na Figura 4.17. Neste experimento, não foi considerado o

efeito *shimmy* da rodas castor. A alteração do eixo da montagem anterior para esta foi apenas dimensional, mudando assim o diâmetro do eixo para que as rodas fossem acopladas.

O efeito *shimmy* é a vibração lateral das rodas castor ou pivotadas. Esta vibração lateral pode ser causada pela elasticidade do sistema da suspensão ou pela elasticidade da roda. No caso dos pneus da cadeira de rodas, este efeito pode ser modelado por pinos elásticos que suportam a roda.

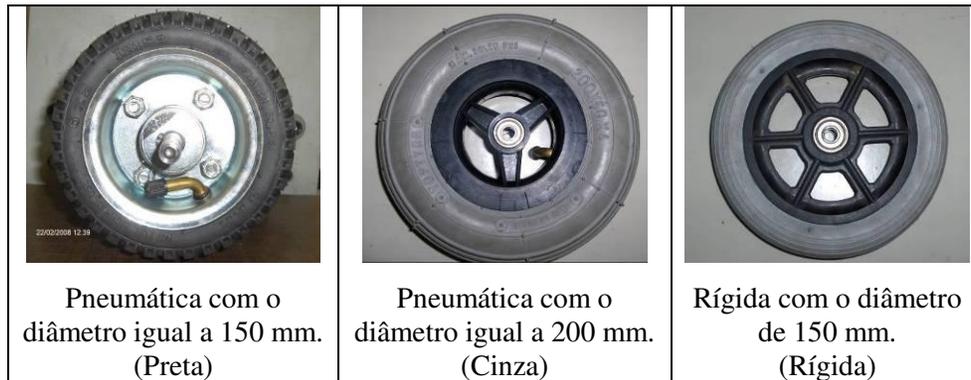


Figura 4.16 Tipos de pneus usados no teste.

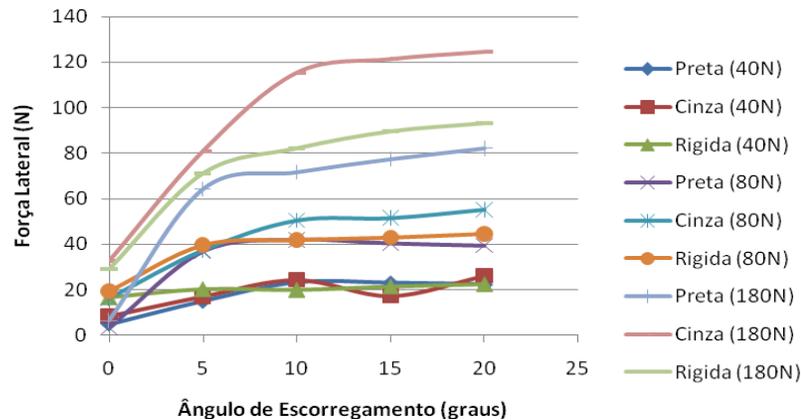


Figura 4.17 Variação de força lateral com o ângulo de escorregamento para diferentes cargas normais e tipos de rodas.

Na Figura 4.17, nota-se que, para uma força normal pequena, os três pneus apresentaram comportamentos semelhantes apenas quando uma força maior de 180N é aplicada. A força lateral ficou diferente nos pneus, porém nos pneus que apresentam o mesmo diâmetro, as forças laterais produzidas foram relativamente próximas.

4.3 Terceira montagem

Para a obtenção dos parâmetros da fórmula mágica, B , C , D , E , BCD , S_v e S_h , foi necessária uma alteração na carga aplicada, que foi alcançada com um novo dispositivo, que permitiu um aumento da mesma como está ilustrado na Figura 4.18. Com a adição de uma haste no eixo de suporte da roda foi possível a colocação de peso aumentando a força normal aplicada, assim os pesos eram tirados do braço articulado e colocados nesta nova haste.

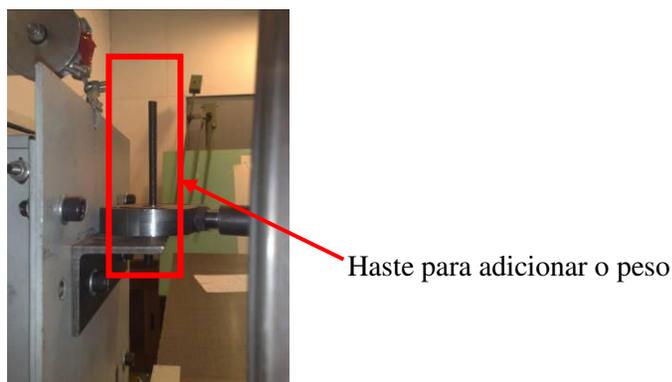


Figura 4.18 Adaptação da bancada para suportar mais cargas aplicadas.

Com a variação da carga possibilita a elaboração do gráfico BCD em função da força normal, como apresentada na Figura 4.19, permitindo o cálculo dos coeficientes a_3 e a_4 .

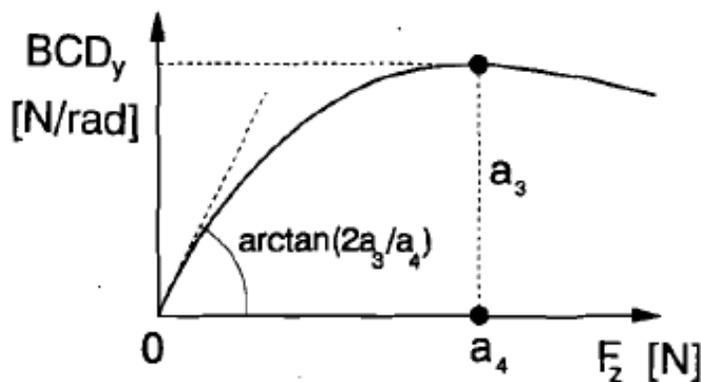


Figura 4.19 Coeficiente BCD em função da força normal para o ângulo de cambagem igual a zero (Pacejka e Bakker, 1992).

Assim, para um pneu rígido da cadeira de rodas e variando as forças normais nos diferentes ângulos de escorregamento, têm-se as forças laterais apresentadas no gráfico da

Figura 4.20. Tanto neste experimento, quanto nos anteriores, as forças laterais aumentaram com aplicação da força normal.

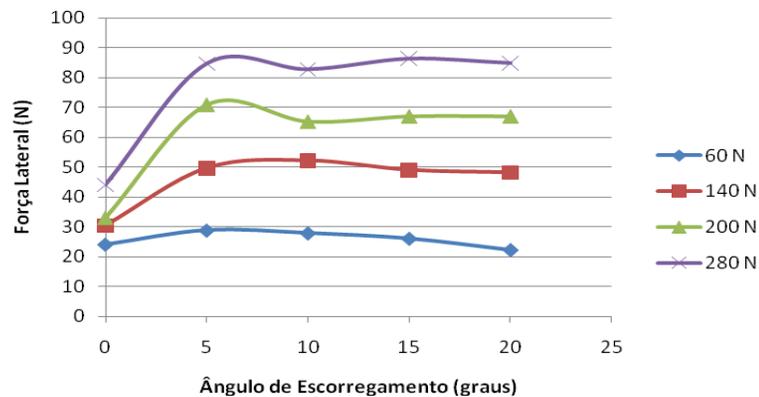


Figura 4.20 Variação da força lateral com o ângulo de escorregamento.

4.4 Quarta Montagem

A fim de se obterem melhores parâmetros, foi alterado o eixo de fixação da roda, possibilitando um ajuste do ângulo de escorregamento do pneu e do ângulo de cambagem. A montagem final é apresentada na Figura 4.21.

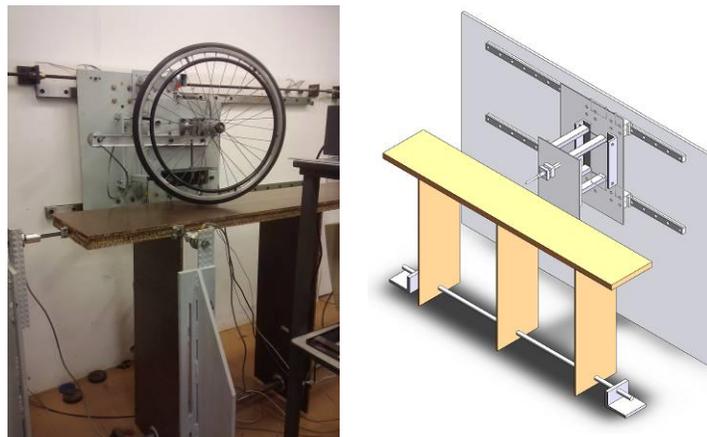


Figura 4.21 Bancada de Teste de Pneus.

A Figura 4.22 apresenta detalhadamente a configuração do novo eixo no qual permite a variação dos ângulos do pneu. Para que ocorresse a variação dos ângulos da roda utilizou-se de um tipo de junta esférica que, quando o pneu estivesse na posição desejada, apenas apertando os parafusos, a posição já estaria fixa.

Nesta montagem também foi fixado um extensômetro para a leitura do momento autoalinhante como é apresentado no apêndice A.

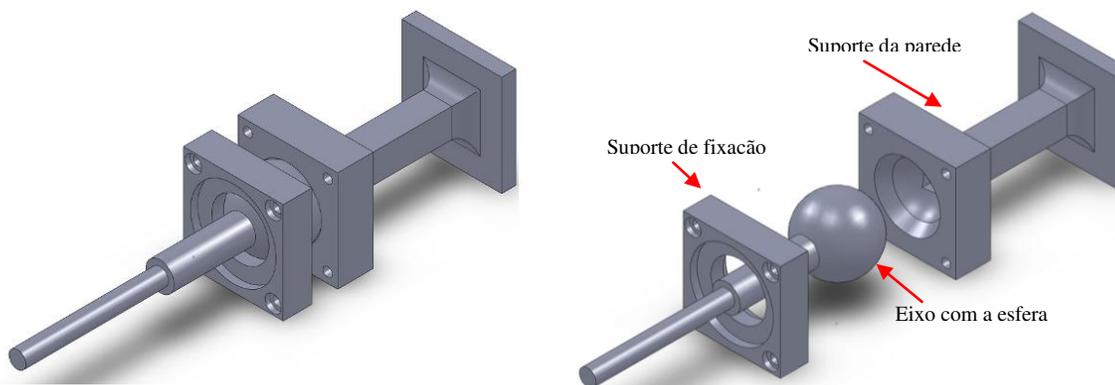


Figura 4.22 Novo eixo de fixação da roda de propulsão da cadeira de rodas.

Assim, realizando o experimento e utilizando-se a roda de diâmetro maior da cadeira de rodas, bem como dessa nova configuração, os valores obtidos são aqueles apresentados na Figura 4.23. Nestas medições os valores do ângulo de cambagem continuam zero como os experimentos anteriores.

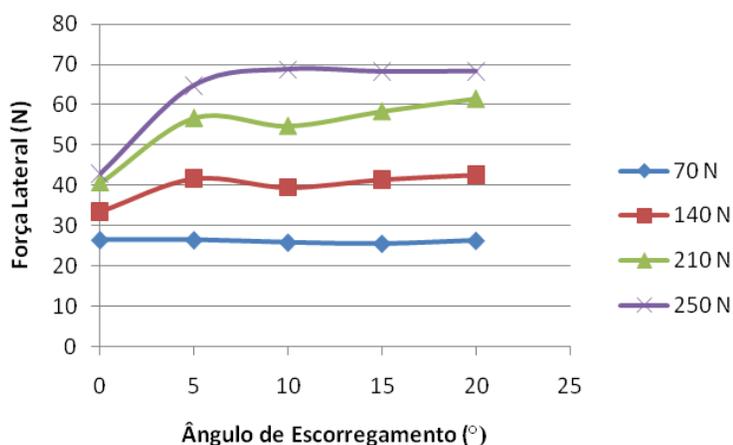


Figura 4.23 Medição da Força Lateral.

Refazendo as medições para pisos diferentes: o primeiro piso a ser testado foi o Paviflex e o segundo um piso de borracha como mostra na Figura 4.24 e mantendo o ângulo de cambagem igual a 0°.



Figura 4.24 Diferentes pisos testados Paviflex e Borracha.

Fazendo as medições no piso Paviflex, se obteve os seguintes resultados, variando apenas a força normal aplicada e o ângulo de escorregamento na Figura 4.25. Em comparação com a Figura 4.23, as força laterais, para as mesmas forças e condições, foram maiores e após 5° tenderam a valores constantes como no experimento anterior.

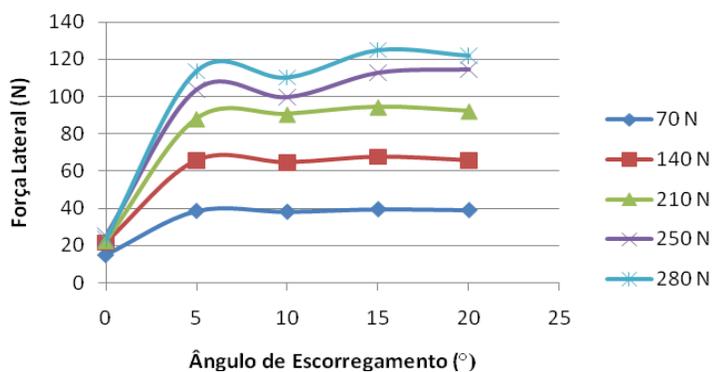


Figura 4.25 Medição da Força Lateral no Piso Paviflex.

Refazendo as medições para o piso de borracha, obtêm-se os resultados apresentados na Figura 4.26.

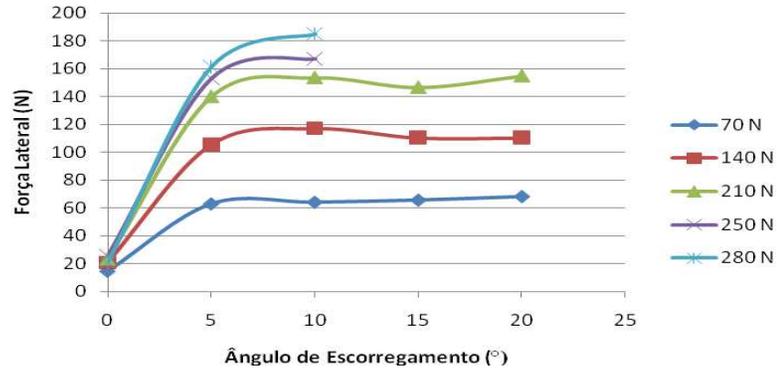


Figura 4.26 Medição da força lateral para o piso de borracha.

Devido à alta aderência do contato borracha contra borracha não foi possível a medição para altos ângulos de escorregamento e altas cargas aplicadas. O atrito foi muito alto, como se observa na Figura 4.27, podendo-se visualizar o desgaste do piso após a realização de alguns testes.



Figura 4.27 Desgaste do piso de borracha.

Alterando o ângulo de cambagem no piso paviflex, obteve-se o comportamento da Figura 4.28. Neste experimento foi usado um ângulo de cambagem negativo igual a 5° e, devido algumas deficiências na construção física, tais como as lâminas de fixação das células de cargas e o limite no posicionamento da roda, não foi possível realizar as medições para ângulos de escorregamento superiores a 15° e para cargas aplicadas de 280N.

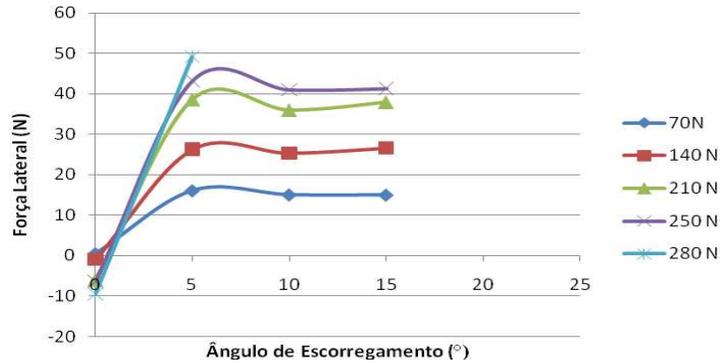


Figura 4.28 Gráfico da Força Lateral versus ângulo de escorregamento.

Repetindo-se os testes, porém utilizando outro tipo de roda com o mesmo diâmetro no piso Paviflex, obtêm-se os seguintes valores mostrados na Figura 4.29. Este pneu apresentou as mesmas características do pneu anteriormente testado, porém não possuía nenhuma ranhura na sua superfície e fora confeccionado com uma borracha mais macia. Comparando a Figura 4.29 com Figura 4.25, para as mesmas forças normais aplicadas, apresentaram-se forças laterais menores e também, quando o ângulo de escorregamento igual a 0° , as forças laterais resultaram em valores menores e mais próximos do zero.

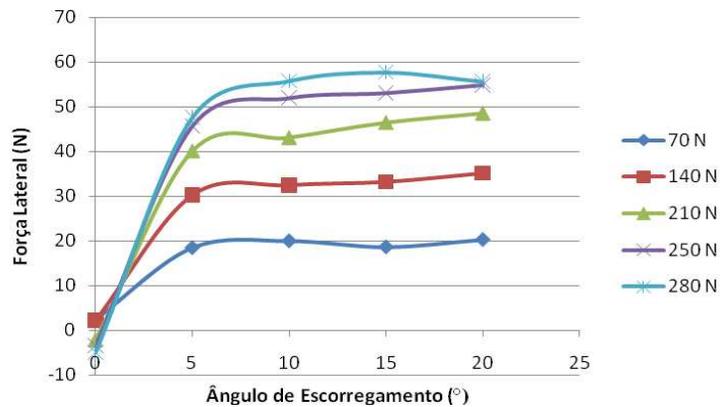


Figura 4.29 Modelo de pneu usado e gráfico da força lateral e ângulo de escorregamento para este pneu.

4.5 Parâmetros da Fórmula Mágica

Com os gráficos da força lateral em função do ângulo de escorregamento, é possível obter os parâmetros da fórmula mágica que descrevem a força lateral. Assim, foi desenvolvido no Matlab[®] um programa para a obtenção desses parâmetros.

Para a calibração do programa foi feito o passo invertido, foram utilizados alguns valores como referência encontrados em Wong (2001) como apresentados na Figura 4.30. Assim com os valores de B , C , D , BCD , E , Sh e Sv foi construído o gráfico da força lateral pelo ângulo de escorregamento e levantado a partir desta curva os coeficientes. Nos experimentos foi obtido a força lateral em função do ângulo e com este gráfico é necessário levantar os coeficiente da fórmula, logo para adequar as curvas e as aproximações primeiramente foi feita esta adequação.

	Fz[kN]	Fz1[kN]	Fz2[kN]	Fz3[kN]
	2	4	6	8
B:	0.244	0.239	0.164	0.112
C:	1.5	1.19	1.27	1.36
D:	1936	3650	5237	6677
E:	-0.132	-0.678	-1.61	-2.16
BCD:	708.576	1038.09	1090.76	1017.04
Sh:	-0.28	-0.049	-0.126	0.125
Sv:	-118	-156	-181	-240

Coeficientes-Formula

Gráfico - 20

Figura 4.30 Coeficientes de entrada do Wong (2001).

Deste modo, os coeficientes foram substituídos na equação 3.1. Logo, variando o ângulo de escorregamento ou deriva (α) e a força normal (F_z) foi obtida a força lateral (F_y) para cada caso como apresenta o gráfico na Figura 4.31.

Com o gráfico, foi possível a obtenção dos novos parâmetros da Fórmula Mágica como abordado anteriormente nas equações 3.3, 3.4, 3.5, 3.6 e 3.7. Na Figura 4.31, nota-se que os valores dos parâmetros ficaram próximos aos valores de referência (Figura 4.30), apresentando alguma diferença devido às aproximações utilizadas e em razão de os parâmetros da fórmula mágica serem interligados. No gráfico da força lateral foi feita uma aproximação de polinômio de quarta ordem para se calcular esses parâmetros.



Figura 4.31 Valores obtidos através do gráfico da força lateral versus o ângulo de escorregamento.

Com os parâmetros B , C , D , BCD , Sh , Sv e E foram alcançados os coeficientes a_{is} da Fórmula Mágica através da equação 3.1 a 3.7, então, substituindo os valores dos parâmetros nas equações, têm-se os coeficientes apresentados na Figura 4.32.

Os parâmetros que mais influenciam a dirigibilidade são os parâmetros B , C , D e BCD , logo para uma análise inicial foram considerados apenas os coeficientes a_0 a a_7 . Assim nota-se, na Figura 4.32, que apenas os coeficientes a_0 a a_7 foram calculados e os demais foram considerados iguais a zero. No entanto deve-se ressaltar que com o ângulo cambagem igual a zero em alguns casos os coeficientes a_9 , a_{10} , a_{12} e a_{13} podem ser diferentes de zero.

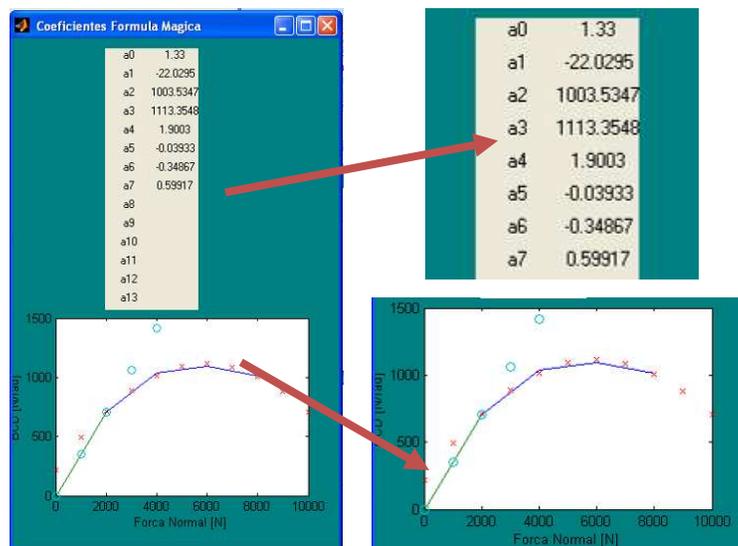


Figura 4.32 Coeficientes a_i e gráfico BCD.

Comparando os coeficientes obtidos na Figura 4.32 com os exibidos em Wong (2001), na Tabela 4.1, verifica-se que eles ficaram relativamente próximos, apresentando uma diferença maior nos coeficientes a_5 , a_6 e a_7 , um erro entorno de 20%. Isso ocorre devido às aproximações anteriores destinadas a determinar os parâmetros B , C , D , E , S_h e S_v no qual o seu levantamento foi feito através do gráfico da força lateral (F_y) pelo ângulo de escorregamento (α) e com eles determinou-se uma função polinomial e devido às pequenas diferenças nas equações do Wong (2001) e do Genta (1997).

Tabela 4.1 Coeficientes a_{is} (Wong, 2001).

a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7
1.3	-22.1	1011	1078	1,82	0,208	0	-0,354

Adotando-se as mesmas equações e formulações apresentadas e abordadas anteriormente, porém utilizando os valores obtidos experimentalmente para o pneu da cadeira de rodas, no caso da terceira montagem, na qual é possível uma melhor obtenção do gráfico BCD devido ao aumento da força normal aplicada, tem-se o gráfico da força lateral pelo ângulo de escorregamento, o gráfico BCD (força normal versus parâmetro BCD) e os coeficientes D , C , BCD , B , E , S_h e S_v como apresentados na Figura 4.33.

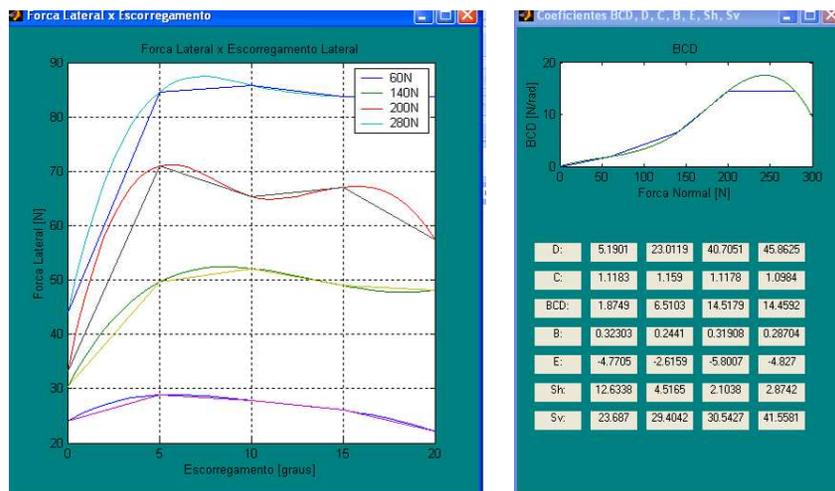


Figura 4.33 Gráfico da Força lateral pelo ângulo de escorregamento e o gráfico BCD com os parâmetros da Fórmula Mágica.

Assim, os coeficientes a_{is} calculados do terceiro experimento são apresentados na Tabela 4.2. Nota-se que, pela tabela, os valores de a_1 , a_2 e a_3 foram menores em comparação com os apresentados na Tabela 4.1, na qual os parâmetros eram de um pneu de veículo de passeio.

Isso ocorre devido às condições de trabalho do pneu de um veículo e de um pneu de cadeira de rodas. As forças normais são menores, as espessuras dos pneus de cadeira de rodas também são menores, logo, a deformação da sua estrutura também é menor, assim, todos os coeficientes da fórmula mágica também devem ser proporcionais para o caso da cadeira de rodas.

Tabela 4.2 Coeficientes da fórmula mágica para força lateral para o pneu de propulsão e sem piso na terceira montagem.

a_0	1,1234	a_4	-0,43349
a_1	385,4	a_5	0
a_2	111,78	a_6	-6,2309
a_3	-576,74	a_7	-3,2158

Utilizando o mesmo programa para a quarta montagem da bancada experimental, obtém-se os valores como apresenta a Figura 4.34.

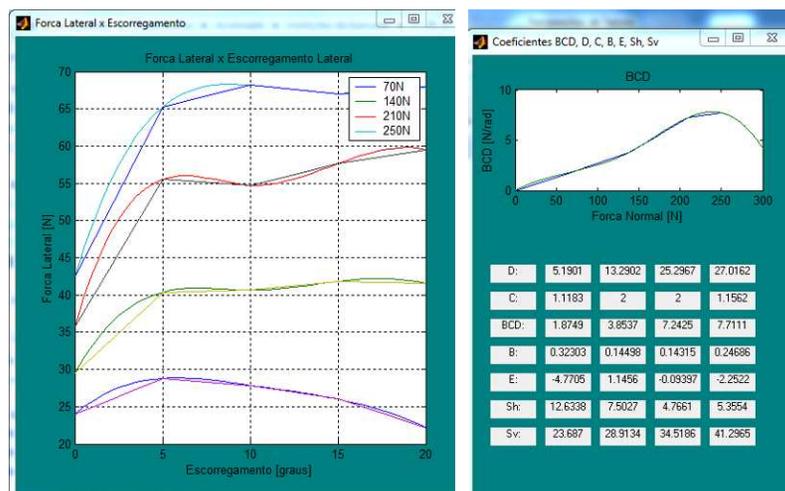


Figura 4.34 Gráfico da força lateral e os parâmetros da Fórmula Mágica com o pneu de propulsão e sem piso.

Assim, com os parâmetros BCD , C , D , E , Sh e Sv é possível que sejam obtidos os coeficientes a_i como apresenta a Tabela 4.3. Nesta tabela, nota-se que, mesmo com a mudança na bancada, alguns valores ficaram bem próximos dos apresentados na Tabela 4.2, principalmente o coeficiente a_0 , o qual depende apenas da forma do pneu. Os demais valores, devido ao levantamento experimental com a força normal (F_z) igual a 70 N, não se obtiveram os valores das forças laterais (F_y) próximos do formato da curva da fórmula mágica, o que pode ter levado a variações desses coeficientes e também uma força normal menor foi aplicada nesta montagem sendo o máximo 250N influenciando também nos coeficientes.

Tabela 4.3 Coeficientes da fórmula mágica para força lateral na quarta montagem, pneu de propulsão sem piso.

a_0	1,57	a_4	0,393
a_1	165,1	a_5	0
a_2	78,82	a_6	4,89
a_3	28,52	a_7	-0,536

Refazendo o experimento e utilizando o piso com Paviflex, como apresentado na Figura 4.24, obtive-se os seguintes parâmetros mostrados na Figura 4.35. Nota-se que o gráfico BCD não ficou próximo do ilustrado na Figura 4.19, assim foi feita uma aproximação da curva para a força maior que 250N para se obter o parâmetro BCD .

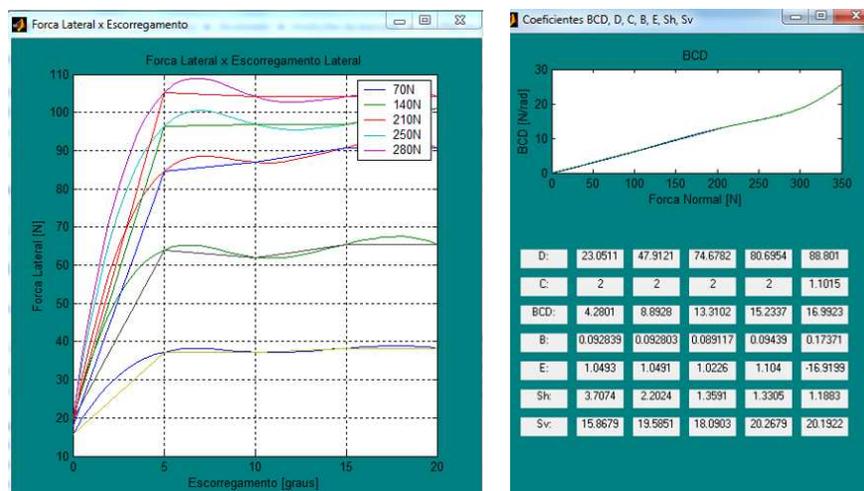


Figura 4.35 Força Lateral e Parâmetros da Fórmula Mágica para o piso de Paviflex.

Os coeficientes a_{is} da fórmula mágica obtidos para este caso estão apresentados na Tabela 4.4. Neste caso, os valores dos coeficientes resultaram bem diferentes dos levantados, utilizando-se a mesa sem o piso.

Tabela 4.4 Coeficientes da fórmula mágica para força lateral para pneu de propulsão com o piso paviflex.

a_0	2	a_4	-0,45702
a_1	-78,332	a_5	0
a_2	362,46	a_6	0,3776
a_3	-34,3374	a_7	0,96943

Para o piso de borracha, os valores dos parâmetros da fórmula mágica obtidos são aqueles apresentados na Figura 4.36.

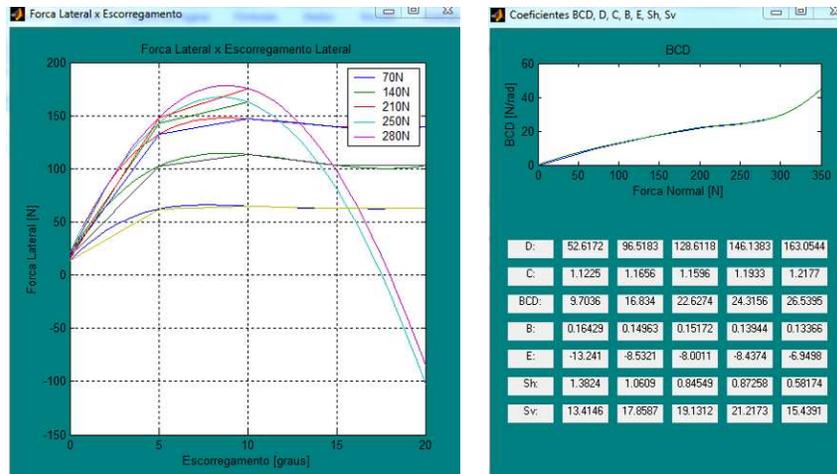


Figura 4.36 Gráfico da Força Lateral e os parâmetros da fórmula mágica para o piso de borracha.

De posse dos parâmetros da fórmula mágica, existe a possibilidade de se obterem os a_{is} utilizados normalmente nas simulações. Assim a Tabela 4.5 apresenta os coeficientes para o piso de borracha.

Tabela 4.5 Coeficientes da fórmula mágica para força lateral.

a_0	1,1603	a_4	-0,36979
a_1	-927,08	a_5	0
a_2	812,82	a_6	21,4874
a_3	-374,57	a_7	-12,146

Finalizando o levantamento dos coeficientes laterais da fórmula mágica, obtêm-se os parâmetros para outro tipo de pneu para cadeira de rodas, como os apresentados na Figura 4.37.

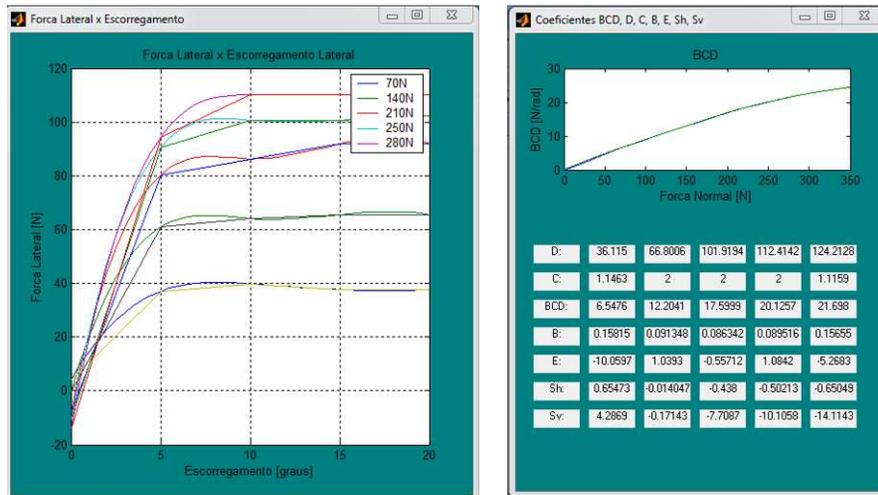


Figura 4.37 Gráfico da Força Lateral e os parâmetros da formula mágica para o novo pneu testado.

Logo, com os parâmetros, os coeficientes obtidos para este caso estudado são apresentados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 Coeficientes da fórmula mágica para força lateral para o novo pneu de propulsão com o piso paviflex.

A_0	1,7866	a_4	-0,235
a_1	-360,9	a_5	0
a_2	545,52	a_6	51,16
a_3	-118,23	a_7	-9,05

4.6 Análise dos Coeficientes da Fórmula Mágica

Cada parâmetro da fórmula mágica influencia na dirigibilidade do veículo. Por exemplo, para um controle de manobras emergenciais é necessário um maior valor da força lateral, logo, um maior valor do parâmetro D é o desejado.

Apesar dos efeitos combinados de a_1 e a_2 decidirem o valor de pico de D , o coeficiente a_1 é dominante devido ao termo ao quadrado da força normal e a variação de a_2 ser mínima para as mesmas condições.

Segundo Rao et. al. (2006), o parâmetro BCD é considerado o parâmetro mais influente na dirigibilidade do veículo. Assim, valores altos de BCD permitem um aumento na dirigibilidade do veículo; no entanto, o parâmetro E apresenta pouco efeito na dirigibilidade.

Os coeficientes a_3 , a_4 e a_5 do parâmetro BCD apresentam uma variação significativa para pneus similares, assim, esses coeficientes são bastante sensíveis para uma pequena variação, ou seja, possui grandes variações para pequenas mudanças ocorridas nas características do pneu como o diâmetro ou o tipo da estrutura. Isso pode ser observado pelos valores experimentais obtidos no segundo experimento representado pelo gráfico da Figura 4.17, no qual os coeficientes obtidos são mostrados na Tabela 4.7. Logo, para pneus de mesmo diâmetro, porém constituídos de materiais diferentes como no caso do pneu rígido e no cinza, os coeficientes a_3 e a_4 apresentaram grandes variações, enquanto o a_1 teve pequenas mudanças para diâmetros diferentes. No entanto, o pneu preto apresentou o coeficiente a_1 bem diferente dos demais.

Tabela 4.7 Coeficientes obtidos experimentalmente através do segundo experimento realizado.

Coeficientes	Pneu Rígido	Pneu Cinza	Pneu Preto
a₀	2	2	1,5262
a₁	1657	1320,27	522,7711
a₂	-39,2253	130,0094	225,3431
a₃	-1370,58	-625,6716	-2618,5217
a₄	-0,51206	-0,47369	-0,52439
a₅	0	0	0
a₆	-0,43297	35,028	67,1431
a₇	1,1865	-5,2871	-12,6173

Essas variações nos coeficientes foram percebidas, através das simulações realizadas no capítulo 5, considerando os modelos apresentados no capítulo 3. Logo, para pequenas variações nos coeficientes a_1 , a_2 , a_3 , a_4 e a_5 a cadeira de rodas apresenta comportamentos diferentes e, em algumas tentativas, a cadeira de rodas até perde a sua orientação, movimentando-se de uma forma aleatória.

Entretanto, ao usar um mesmo tipo de pneu e mudando apenas o piso, os parâmetros também se apresentaram bem diferentes como apresenta na Tabela 4.8. Apenas o coeficiente a_0 que depende da estrutura do pneu apresentou uma menor variação. Normalmente em muitas simulações e modelagens de um veículo de passeio este coeficiente é considerado igual a 1,3, por exemplo, nos exemplos do MSC Adams e no Genta (1997).

Na Tabela 4.8, nota-se que no piso de borracha, os coeficientes a_1 e a_3 apresentaram um maior valor negativo devido à alta aderência desse tipo de piso. Como os fatores que mais influenciam na dirigibilidade lateral de um veículo, como abordado anteriormente, são os coeficientes a_0 ao a_7 e esses parâmetros levantados foram para o ângulo de cambagem igual 0° . Para os primeiros estudos consideraram os demais coeficientes (a_8 a a_{13}) da fórmula mágica iguais a zero. Porém em estudos mais profundos como uma análise da sensibilidade esses outros coeficientes devem ser considerados e também a variação do ângulo de cambagem, esse coeficiente já estão sendo calculados pelo o programa feito no Matlab.

Tabela 4.8 Coeficientes a_{is} para diferentes tipos de piso com o pneu de propulsão primeiramente testado.

Coeficientes	Sem Piso	Piso Paviflex	Piso de Borracha
a_0	1,567	2	1,1603
a_1	165,07	-78,332	-927,08
a_2	78,81	362,46	812,82
a_3	28,52	-34,3374	-374,57
a_4	0,393	-0,45702	-0,36979
a_5	0	0	0
a_6	4,8929	0,3776	21,4874
a_7	-0,53563	0,96943	-12,146

Comparando os parâmetros dos dois pneus diferentes, têm-se os coeficientes a_{is} apresentados na Tabela 4.9. Nota-se que, nesta tabela, os coeficientes resultaram diferentes, principalmente nos parâmetros D e BCD .

Como os pneus testados foram diferentes, eles apresentaram características também diferentes, por exemplo, o coeficiente a_1 do pneu novo apresentou um valor negativo maior que o do primeiro pneu testado, logo, o pneu novo apresentou um melhor comportamento ao realizar-se uma curva, pois o fator de pico (D) é maior.

Tabela 4.9 Coeficientes para dois tipos de pneus testados.

Coeficientes	Pneu 1 no piso Paviflex	Pneu novo no piso Paviflex
a_0	2	1,7866
a_1	-78,332	-360,9
a_2	362,46	545,52
a_3	-34,3374	-118,23
a_4	-0,45702	-0,235
a_5	0	0
a_6	0,3776	51,16
a_7	0,96943	-9,05

4.7 Sumário

Como abordado no capítulo anterior, bem como pode ser visto neste, a obtenção dos parâmetros da modelagem do contato roda-piso é uma tarefa árdua. Assim, foram executados vários experimentos com montagens diferentes para examinar o comportamento do pneu em diferentes situações para um teste estrutural da bancada, o próximo passo é um planejamento experimental mais adequado e uma análise de sensibilidade.

Logo, com o levantamento dos parâmetros, o próximo passo é convalidar esses parâmetros, através de simulações do contato roda-piso de uma cadeira de rodas. Assim o próximo capítulo abordará a modelagem da cadeira de rodas utilizando os parâmetros referidos.

5. SIMULAÇÃO DA CADEIRA DE RODAS

O objetivo desse capítulo é a simulação do comportamento veicular e do contato roda-piso. Então, foram utilizados os programas Working Model 2D[®] com o auxílio do Microsoft Excel[®] e o programa MSC Adams[®] para simular os modelos do contato roda-piso e visualizar o comportamento dinâmico do veículo.

Pesquisando sobre cadeiras de rodas comerciais, observou-se que a grande maioria das cadeiras de rodas podem ser consideradas rígidas conforme Cooper (1993), portanto, foi considerado, a cadeira de rodas como um modelo linear (Becker, 2000) para modelar seu comportamento. Também para a modelagem foi considerado o escorregamento das rodas que, às vezes, não é levado em consideração.

5.1 Cadeira de Rodas

A modelagem do contato roda-piso foi feita no programa MSC Adams[®] e no Working Model 2D[®], conforme apresentado no Capítulo 3 e no trabalho de mestrado de Silva (2007). Na Figura 5.1 está demonstrada a representação da cadeira de rodas nos programas de multicorpos.

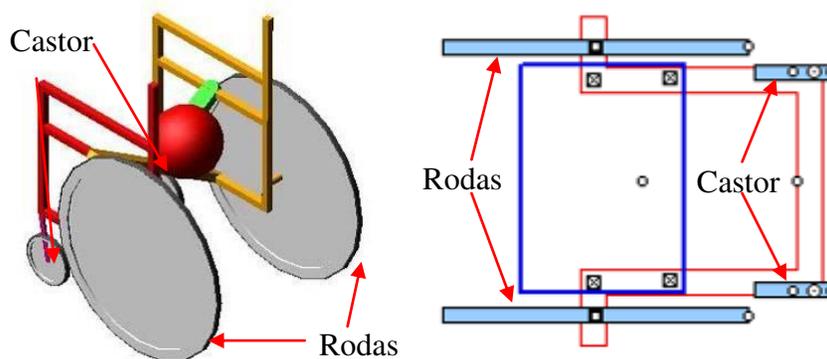


Figura 5.1 Representação gráfica da cadeira de rodas no MSC Adams e no Working Model 2D.

Nos modelos das cadeiras de rodas, foram consideradas todas as características de construção, bem como as suas dimensões e pesos como apresentado na Tabela 3.1. Para orientação das simulações a apresenta um resumo das características a qual cada simulação irá adotar.

Tabela 5.1 Resumo das simulações desenvolvidas.

Ordem	Características	Número das Figuras	Parâmetros da Roda Castor	Parâmetros da Roda Motorizada
1	Cadeira com torques iguais (reta)	Figura 5.2/ Figura 5.3	Adequação dos valores de referencia do livro Genta (1997)	Adequação dos valores de referencia do livro Genta (1997)
2	Cadeira de rodas com torque iguais nas rodas (reta)	Figura 5.4/ Figura 5.5	Valores experimentais da roda rígida apresentados na tabela 4.7.	Valores adequados de referencia do livro Genta (1997)
3	Cadeira de rodas com torque diferente nas rodas (curva)	Figura 5.6/ Figura 5.7	Valores experimentais da roda rígida apresentados na tabela 4.7.	Valores adequados de referencia do livro Genta (1997)
4	Cadeira de rodas com torque diferente nas rodas (curva)	Figura 5.8/ Figura 5.9	Valores experimentais da roda pneumática apresentados na tabela 4.7.	Valores adequados de referencia do livro Genta (1997)
5	Cadeira de rodas com torque diferente nas rodas (curva)	Figura 5.10/ Figura 5.11	Valores experimentais da roda pneumática apresentados na tabela 4.7.	Valores experimentais da mesa sem piso apresentados na tabela 4.8.
6	Cadeira de rodas com torque	Figura 5.12/ Figura 5.13	Valores experimentais da roda pneumática	Valores experimentais da

	diferente nas rodas (curva)		apresentados na tabela 4.7.	mesa com piso paviflex apresentados na tabela 4.8.
7	Cadeira de rodas com torque diferente nas rodas (curva)	Figura 5.14/ Figura 5.15	Valores experimentais da roda pneumática apresentados na tabela 4.7.	Valores experimentais da mesa com piso de borracha apresentados na tabela 4.8.
8	Cadeira de rodas com torque diferente nas rodas (curva)	Figura 5.16/ Figura 5.17	Valores experimentais da roda rígida apresentados na tabela 4.7.	Valores experimentais da mesa com piso de paviflex apresentados na tabela 4.8.
9	Cadeira de rodas com torque diferente nas rodas (curva)	Figura 5.18/ Figura 5.19	Valores experimentais da roda pneumática apresentados na tabela 4.7.	Valores experimentais da mesa com piso de paviflex e com o outro modelo de pneu apresentados na tabela 4.9.

Preliminarmente, foram utilizados os parâmetros apresentados no livro do Genta (1997) e alterados no trabalho de Silva (2007) como apresentados na Tabela 5.2. Logo se obtém o comportamento apresentado na Figura 5.2.

Tabela 5.2 Valores dos coeficientes (Genta,1997)

Coeficientes			
a ₀	1,3	a ₇	1
a ₁	-53,31	a ₈	0
a ₂	1190	a ₉	0
a ₃	588,6	a ₁₀	0
a ₄	2,5315	a ₁₁	0
a ₅	0	a ₁₂	0
a ₆	-0,5178	a ₁₃	0

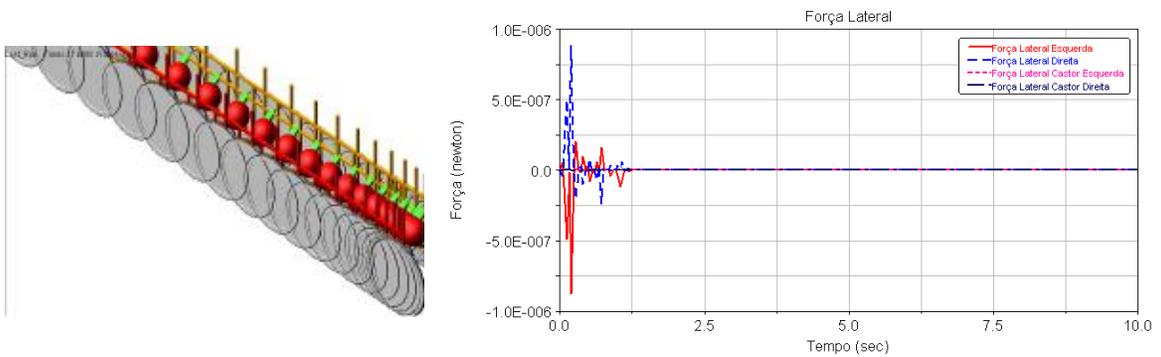


Figura 5.2 Simulação e Gráfico da Força Lateral com os valores do Genta modificados na roda castor e de propulsão.

A modelagem do contato roda-piso, feita no Working Model 2D[®] seguindo a modelagem apresentada em Silva (2007), está representada na Figura 5.3.

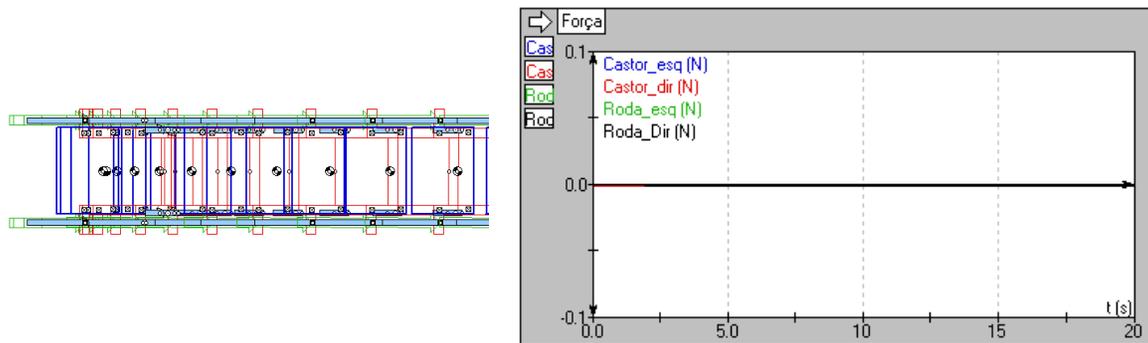


Figura 5.3 Simulação com os valores alterados do Genta e a Força Lateral nas rodas.

Tanto no modelo do MSC Adams[®] e do Working Model 2D[®] apresentados na Figura 5.2 e na Figura 5.3, a cadeira de rodas demonstrou o mesmo comportamento, aplicando nas rodas de propulsão o mesmo valor de força, a cadeira de rodas seguiu uma reta.

Além de aplicar o mesmo torque nas rodas de propulsão, outro teste foi realizado. Este teste consistiu na aplicação de torques diferentes nas rodas para que a cadeira de rodas realizasse uma curva. Nas simulações feitas com os mesmos parâmetros utilizados anteriormente, parâmetros esses adaptados do Genta, a cadeira de rodas realizou uma curva.

5.2 Parâmetros Experimentais

Com os parâmetros levantados no capítulo anterior e com os programas de simulação, foi possível visualizar o comportamento da cadeira de rodas nas diferentes condições. Assim, a primeira simulação feita foi usando os mesmos valores da simulação anterior nas rodas de propulsão, e nas rodas castor, os valores obtidos experimentalmente apresentados na Tabela 4.7, sendo utilizado o pneu rígido. Logo a Figura 5.4 mostra a simulação no MSC Adams[®] utilizando estes valores experimentais.

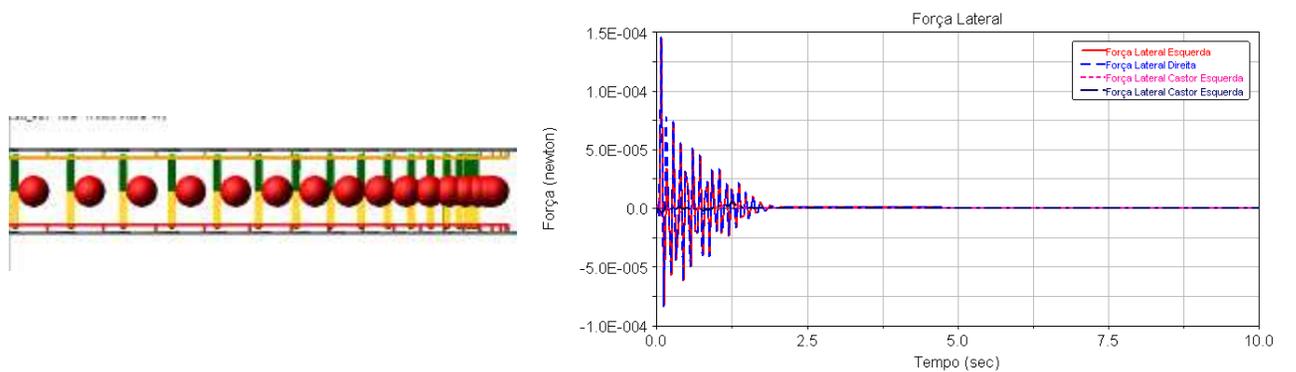


Figura 5.4 Simulação e Gráfico da força lateral usando os valores da roda castor rígida.

Fazendo a simulação no Working Model 2D[®], obteve-se o comportamento apresentado na Figura 5.5. Logo, o comportamento da cadeira de rodas foi similar nas simulações tanto no WM 2D[®], quanto no Adams. As forças laterais nas rodas foram iguais a zero, permitindo que a cadeira de rodas seguisse uma trajetória retilínea.

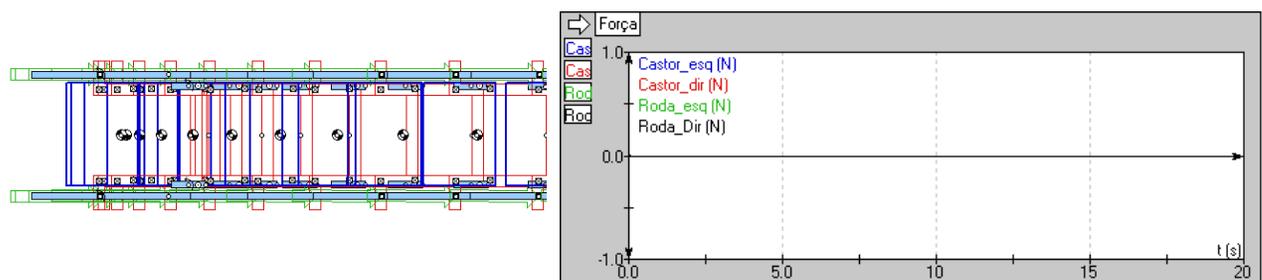


Figura 5.5 Simulação e Gráfico da força lateral usando os valores da roda castor rígida.

Refazendo a simulação no MSC Adams®, porém aplicando torques diferentes nas rodas propulsoras para realizar uma curva, tem-se o comportamento apresentado na Figura 5.6. Nesta simulação foram usados os mesmos parâmetros da anterior, ou seja, os parâmetros levantados do pneu rígido.

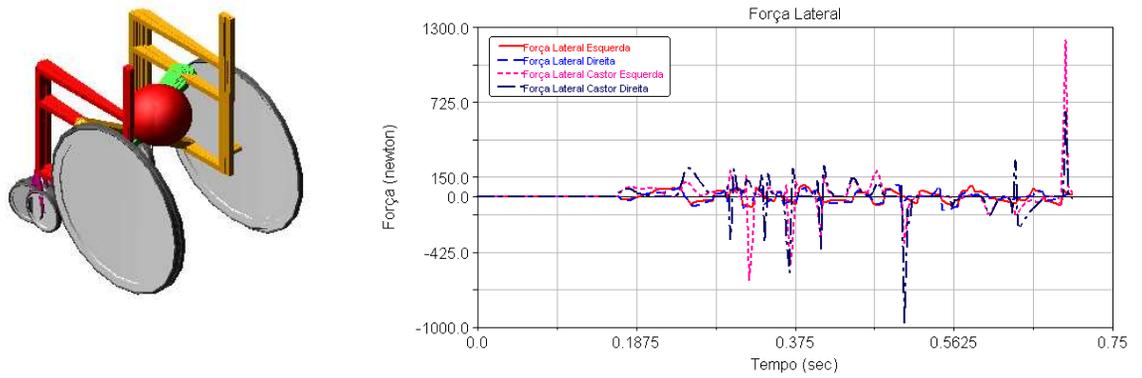


Figura 5.6 Simulação e Gráfico da Força Lateral com os valores da roda castor rígida e do Genta nas rodas de propulsão.

Repetindo o procedimento para o Working Model 2D, obtêm-se os desempenhos ilustrados na Figura 5.7. Tanto nas simulações da Figura 5.6, bem como na Figura 5.7, a cadeira de rodas demonstrou o mesmo comportamento. As rodas castor perderam a sua trajetória fazendo a cadeira girar em torno de si mesmo. E a força lateral, em ambas as simulações, na roda castor, o seu valor apresentou grandes picos fazendo com que a mesma se desorientasse de tal maneira que perdesse a direção. Isso se deve ao fato de que o valor do coeficiente a_2 , apresentado na Tabela 4.7, obteve se um valor negativo, enquanto os demais valores resultaram positivos. Alterando este valor para positivo na simulação, a cadeira de rodas realizou a curva.

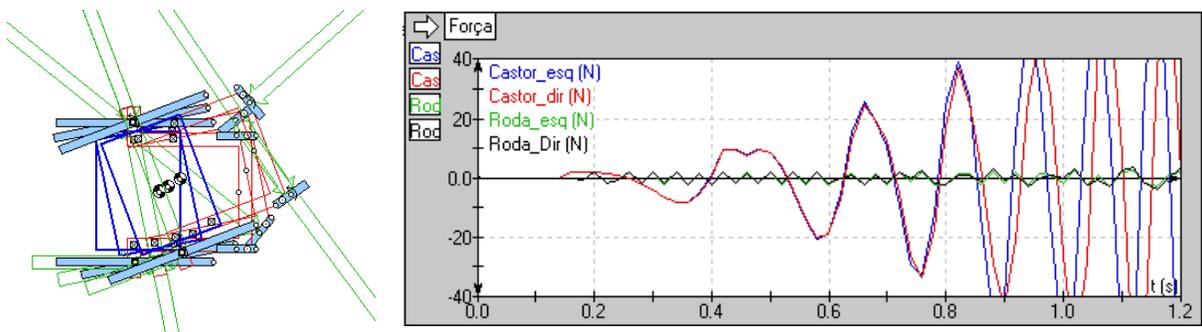


Figura 5.7 Simulação e a força lateral usando a roda castor rígida e roda de propulsão do Genta alterado.

Em todas as simulações, a aplicação de um torque igual em ambas as rodas possibilitou que a cadeira de rodas se movimentasse em linha reta devido às forças laterais e aos momentos serem pequenos. Optou-se então por apresentar apenas as simulações da cadeira de rodas realizando uma curva devido ao comportamento serem semelhante mesmo alterando os coeficientes da força lateral da fórmula mágico e também não ter feito um levantamento experimental dos coeficientes da força longitudinal. Neste trabalho iniciou o levantamento do momento autoalinhante como apresenta no apêndice A, porém uma análise mais profunda e estatística primeiramente deve ser feita.

Em todas as simulações, os valores de torque aplicados em cada roda são os mesmos e as dimensões da cadeira de rodas não são modificadas, alterando apenas os coeficientes da fórmula mágica e nada mais.

A Figura 5.8 ilustra o comportamento da cadeira de rodas após a simulação com os valores do pneu de propulsão como anteriormente demonstrado, ou seja, os valores do Genta, e na roda castor os valores obtidos experimentalmente para o pneu preto apresentados na Tabela 4.7, no qual não possui uma estrutura rígida mas pneumática. Nesta simulação a cadeira de roda realizou a curva conforme o desejado.

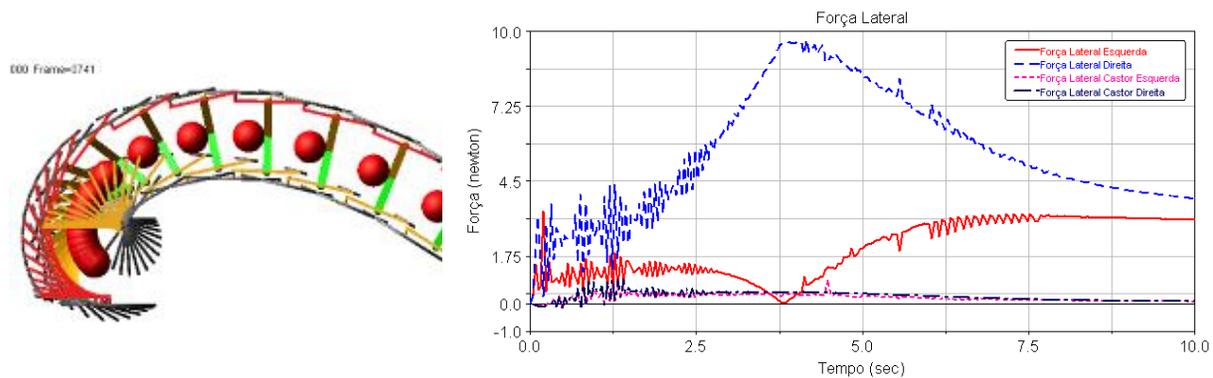


Figura 5.8 Cadeira de rodas realizando uma curva e o gráfico da força lateral usando os valores experimentais da roda pneumática e nas rodas de propulsão o Genta.

Reproduzindo com os mesmos parâmetros no Working Model 2D[®], obtém-se o comportamento apresentado na Figura 5.9. Os valores da força lateral no WM 2D[®] e no MSC Adams resultaram um pouco abaixo de 5N. Com os valores dos coeficientes do pneu preto, observou-se um comportamento mais próximo do desejado do que com os valores do pneu rígido. Isso ocorreu talvez devido a algum erro de medição durante o experimento do

pneu rígido, alguns dos fatores deste erro são os equipamentos de ensaio serem sensíveis a algumas variações não realizando as medições apropriadamente e a necessidade de uma amostragem maior para ter uma análise mais confiável desses valores. Na Tabela 4.7, o coeficiente a_2 apresenta um termo negativo, enquanto em todas as outras medições este termo é positivo, influenciando sobremaneira o comportamento da cadeira de rodas, principalmente em curvas como foi apresentado nas simulações.

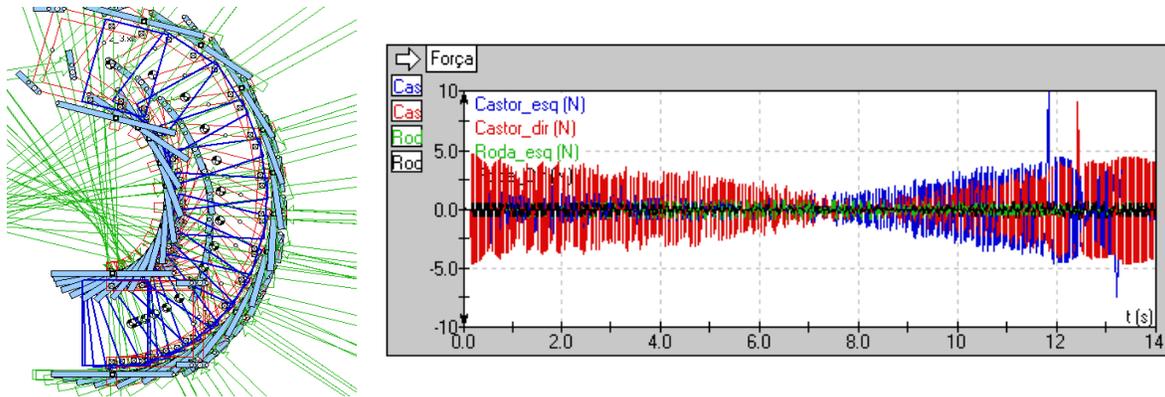


Figura 5.9 Simulação da cadeira de rodas e a força lateral usando nas rodas castor os valores da roda pneumática e nas rodas de propulsão os valores do Genta.

Examinando o comportamento da cadeira de rodas utilizando-se dos valores medidos do sem piso na Tabela 4.8 aplicados nas rodas de propulsão e os valores da roda pneumática na roda castor, tem-se o comportamento apresentado na Figura 5.10. Nota-se que, nesta simulação, a cadeira de rodas começa a fazer a curva, porém, devido a algum erro nas interações matemáticas, a força lateral na roda castor cresce muito, provocando um erro na simulação.

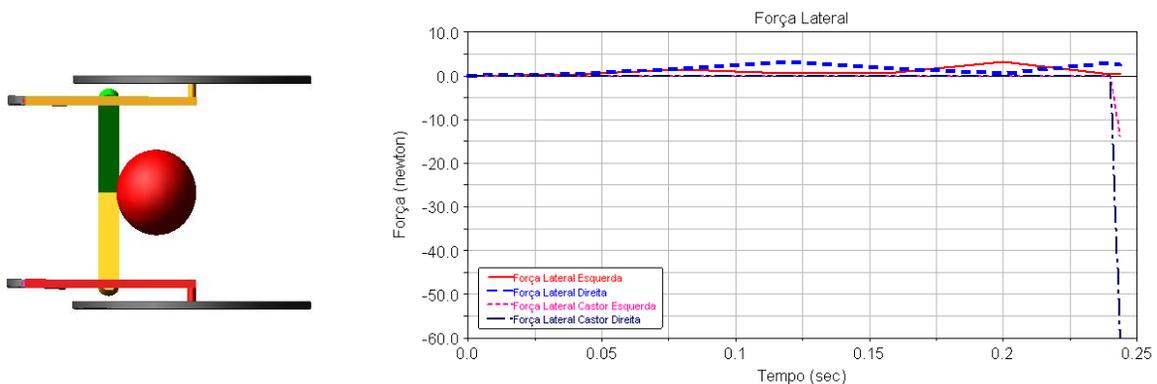


Figura 5.10 Simulação e força lateral para os valores sem piso e castor pneumáticos.

Refazendo a simulação no WM 2D[®], como apresenta a Figura 5.12, a cadeira de rodas, ao realizar uma curva, perdeu o movimento e as rodas castor ficaram “loucas” girando em seu próprio eixo. Isso aconteceu devido a algum fator durante a medição no que levou com que o termo a_3 da Tabela 4.8 apresenta-se um sinal positivo, enquanto nas demais medições esse valor foi negativo.

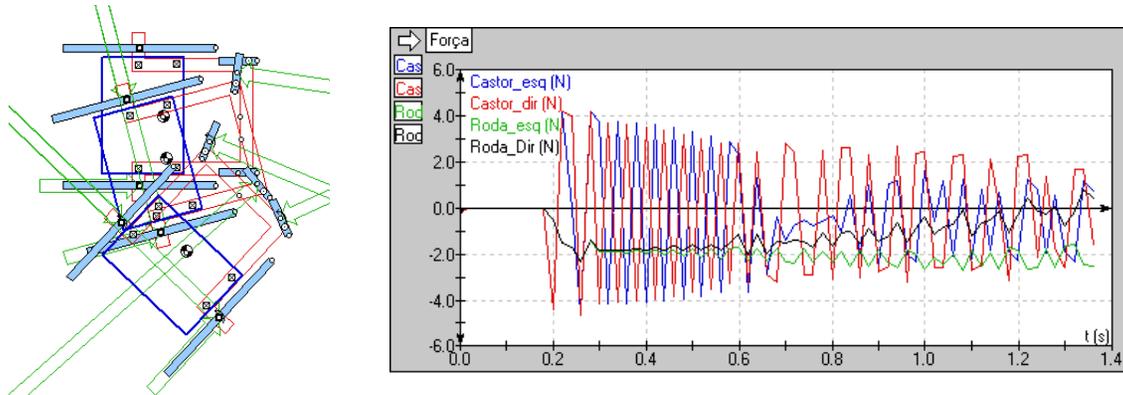


Figura 5.11 Simulação e a Força Lateral para o pneu sem piso e pneumático.

Repetindo as simulações e utilizando-se os parâmetros levantados com o piso de paviflex e mantendo a roda castor com os valores do pneu pneumático, obtém-se a simulação representada na Figura 5.12.

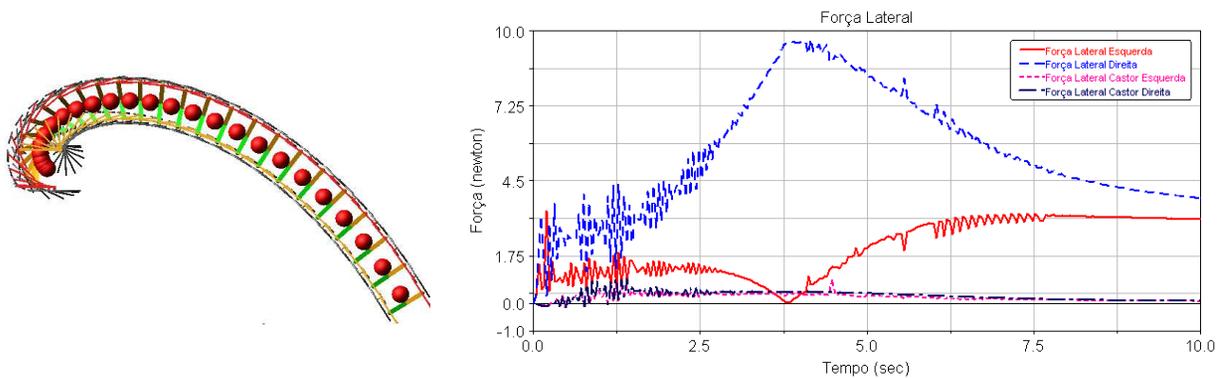


Figura 5.12 Cadeira de rodas e força lateral para o piso de paviflex.

Refazendo no programa Working Model 2D[®], como apresenta a Figura 5.13, e comparando com a simulação da Figura 5.12, tem-se que a cadeira de rodas realizou uma curva e que as rodas castor ficaram alinhadas seguindo a trajetória do movimento. Porém, na simulação do WM 2D[®], no final da simulação a roda castor perdeu a sua trajetória. Isso

se deve às aproximações e as pequenas diferenças em função das interações de cada programa.

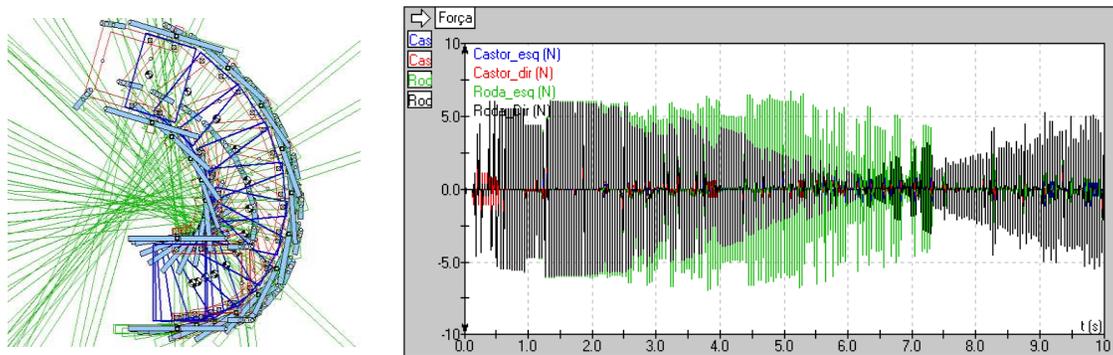


Figura 5.13 Simulação no Working Model 2D e a força lateral aplicada nas rodas usando os parâmetros levantados no piso paviflex.

Reformulando e utilizando os valores levantados experimentalmente no piso de borracha, porém repetindo os valores das rodas castor usando a roda pneumática apresentada na Tabela 4.7, tem-se a simulação da Figura 5.14. Nesta simulação, a cadeira de rodas realizou a curva; a força lateral aplicada nos pneus de propulsão foi em torno de 5N.

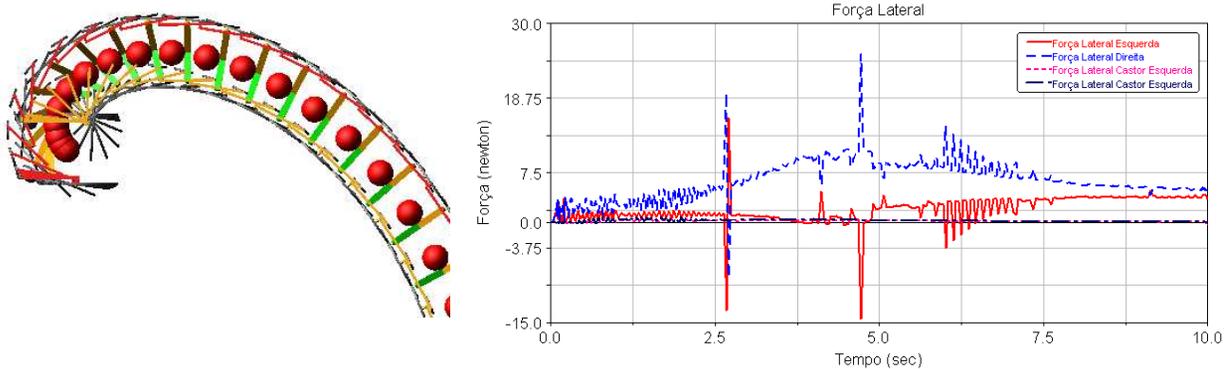


Figura 5.14 Cadeira de Rodas e a Força lateral para o piso de borracha e valores do pneumático nas rodas castor.

Repetindo no Working Model 2D, como apresenta a Figura 5.15, tem-se a cadeira de rodas realizando uma curva, porém, a intensidade das forças laterais resultantes foram bem maiores em ambas as simulações e, em um certo período, as rodas castor perderam a linearidade do movimento. Isso pode ser visto mais facilmente no gráfico da força lateral da Figura 5.14, no qual a força lateral na roda castor deu um pico.

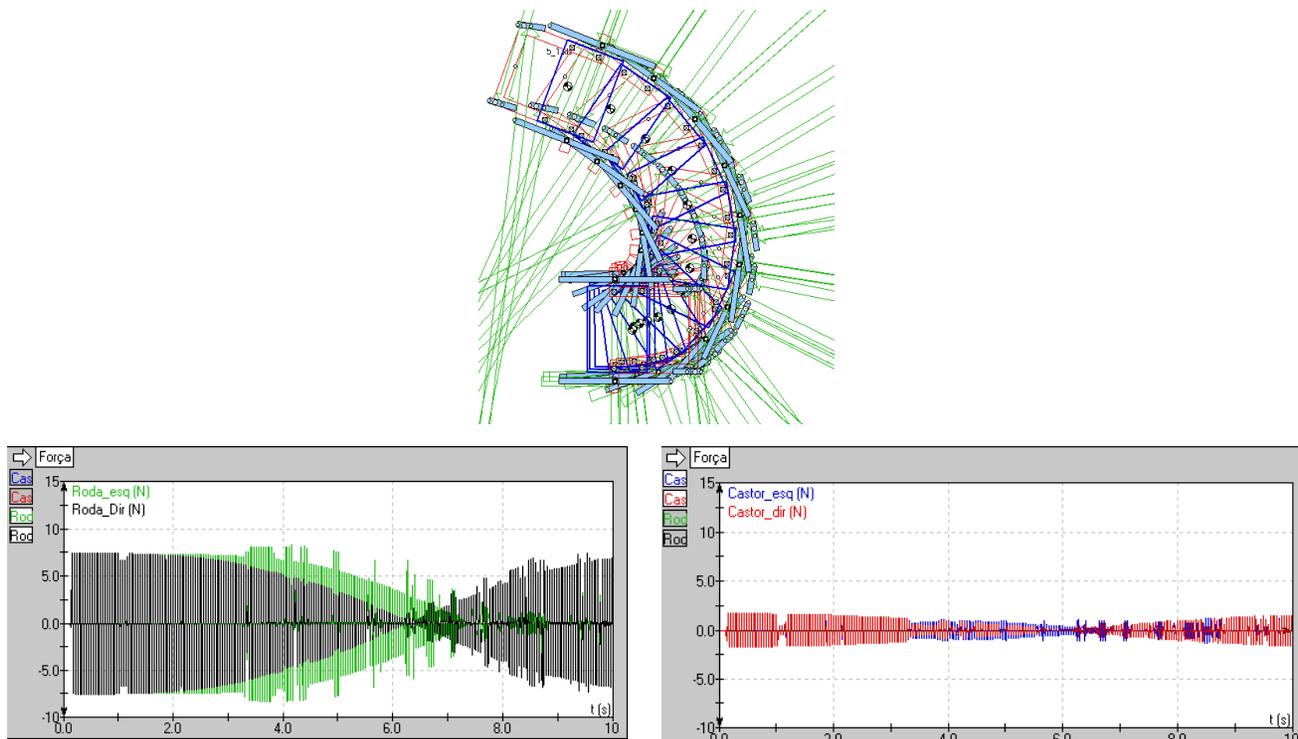


Figura 5.15 Simulação e a Força Lateral nas rodas de propulsão e na castor no WM 2D para o piso de borracha.

Refazendo a modelagem do contato roda-piso para o piso paviflex e as rodas castor rígidas, obtém-se o comportamento apresentado na Figura 5.16. Percebe-se pela figura que as rodas castor perderam o alinhamento, fazendo com que as forças laterais aumentassem muito e depois de certo intervalo de tempo, ocorresse um erro na simulação devido à grande variação da força lateral.

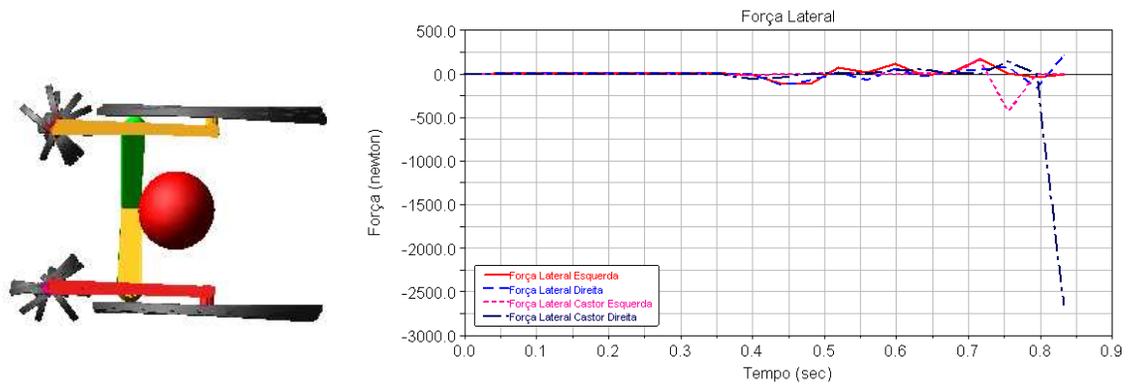


Figura 5.16 Simulação e a Força Lateral no Adams usando o piso paviflex e a roda rígida.

No Working Model 2D apresenta o comportamento mostrado na Figura 5.17. Em ambas as simulações, Figura 5.16 e Figura 5.17, a cadeira de rodas inicia a curva, porém, logo as rodas castor perdem a linearidade fazendo com que a cadeira realize um movimento errático. Nestas simulações as rodas castor giram continuamente em torno do seu ponto de fixação na cadeira.

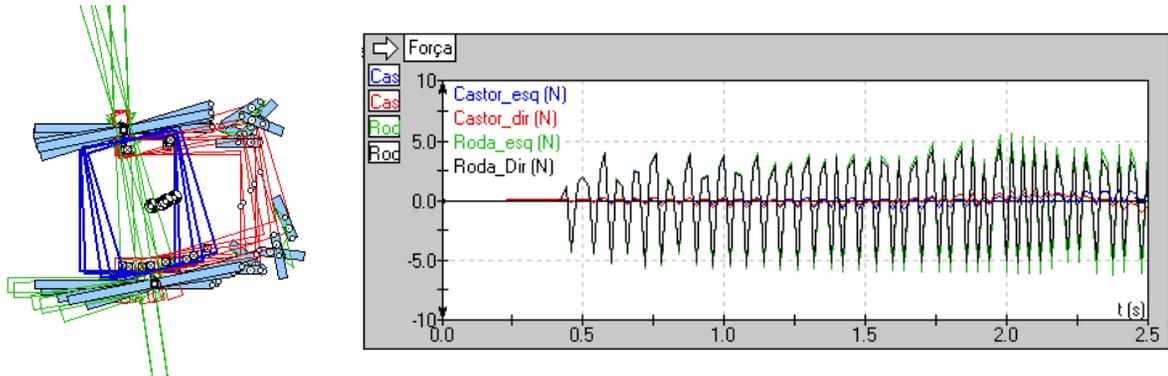


Figura 5.17 Simulação e Força Lateral no WM 2D com o piso paviflex e o pneu rígido.

Fazendo a simulação utilizando os parâmetros levantados do segundo modelo de pneu de propulsão no piso paviflex, obtém-se o comportamento apresentado na Figura 5.18.

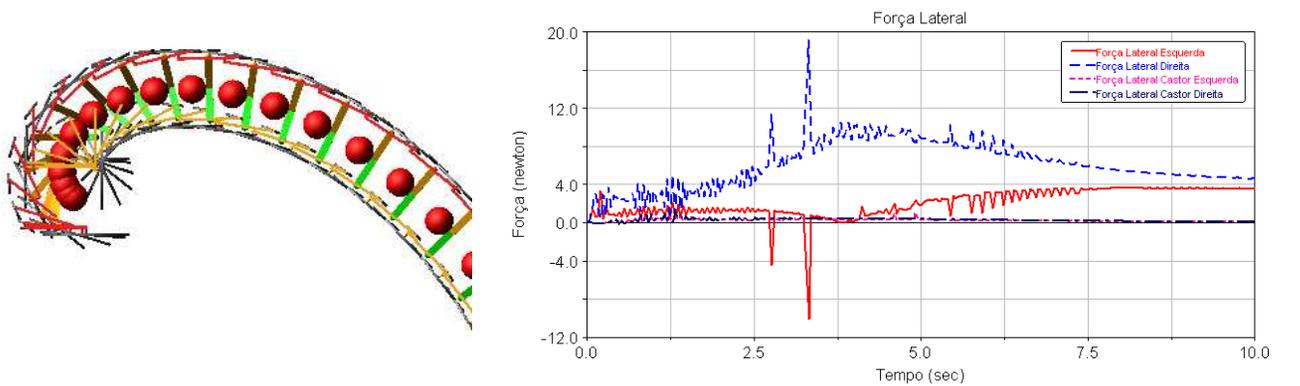


Figura 5.18 Simulação e Força Lateral com o segundo tipo de pneu no o piso paviflex.

No Working Model 2D, usando os mesmos parâmetros, obtém-se o comportamento apresentado na Figura 5.19. Assim, em ambas as simulações, a cadeira de rodas realizou uma curva e os valores da força lateral nas rodas de propulsão deram em torno de 5N.

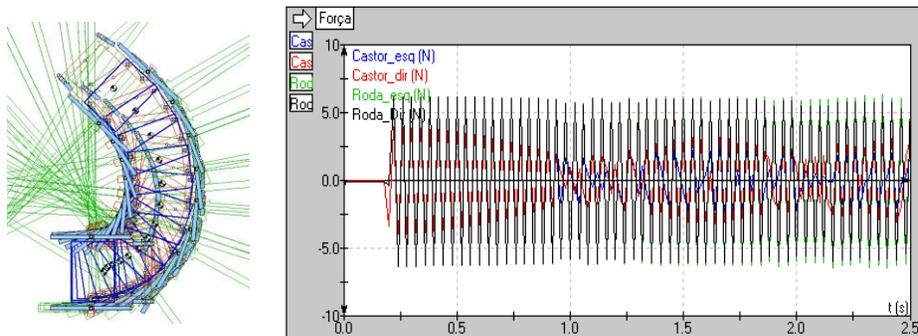


Figura 5.19 Simulação e Força Lateral para novo tipo de pneu e o castor pneumático.

5.3 Sumário

Como foi abordado no capítulo anterior, e como pode ser visto neste, a obtenção dos parâmetros da modelagem do contato roda-piso é uma tarefa árdua. Assim, a obtenção de uma planta para o desenvolvimento do controle é uma tarefa extremamente complicada.

Logo, problemas como esses podem ser superados usando inteligência artificial baseada em técnicas de controle, e estas técnicas podem ser utilizadas mesmo quando não se conhece o modelo analítico.

As técnicas convencionais de controle necessitam de um modelo matemático linear, porém, na realidade, o sistema pode não ser linear. Desta forma, ao se criar um modelo linear do sistema típico, este irá resultar em aproximações. Assim, o sistema a ser controlado pode apresentar um bom desempenho em uma simulação ambiente, entretanto, ao ser implementado no sistema real, podem ocorrer falhas devido à sensibilidade para a precisão do modelo. Consequentemente, essas dificuldades têm gerado muitos estudos e concepções técnicas que podem ser conhecidas como controle robusto.

O controle robusto tende a reduzir a sensibilidade do controle no que diz respeito à concepção do modelo, mas à custa da redução do desempenho do controle de acordo com Vass (1999).

Assim, no próximo capítulo serão estudados sistemas de controles visando um melhor esclarecimento de vários tipos de controles existentes, apresentando as qualidades e as características de cada teoria.

6. CONTROLE

Este capítulo visa ao estudo da teoria de controle aplicada em cadeira de rodas e o principal objetivo do mesmo é a abordagem de algumas teorias de controle e sua aplicabilidade num protótipo para teste. Este protótipo da cadeira de rodas motorizada tem basicamente a função de seguir uma trilha desenhada no chão. Logo, o controle de velocidade dos motores elétricos e a existência prévia de uma estratégia de controle para o reconhecimento da trilha são necessários.

Segundo Bishop e Dorf (2001), a engenharia de controle é baseada na teoria da realimentação (*feedback*) e na análise de sistemas lineares, e integra conceitos da teoria de redes e teoria da comunicação. Portanto, a engenharia de controle não está limitada apenas a uma disciplina de engenharia, ela é aplicável na aeronáutica, na química, na mecânica, na civil e na elétrica.

A configuração básica de um sistema de controle pode ser vista na Figura 6.1. A primeira etapa no processo de elaboração consiste em identificar as variáveis que devem ser controladas.

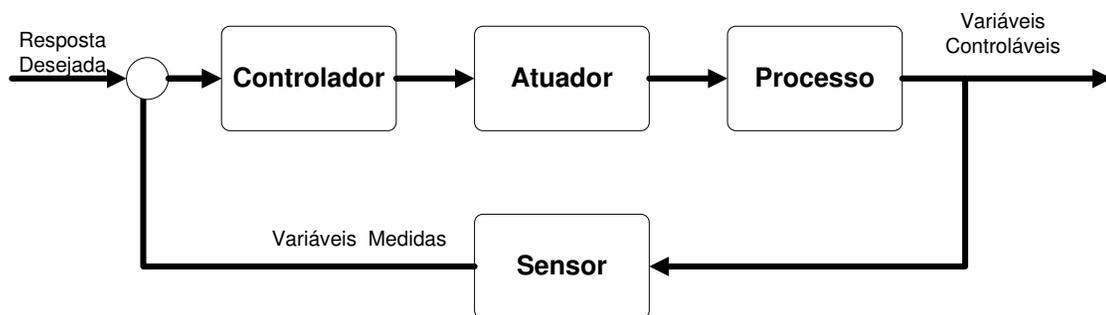


Figura 6.1 Configuração Básica de um Sistema de Controle (Bishop e Dorf, 2001).

Segundo Bishop e Dorf (2009), um sistema de controle robusto fornece um desempenho estável como especificado pelo projetista, a despeito da ampla variação dos parâmetros da planta e das perturbações. Esse sistema também fornece uma resposta

altamente robusta para entradas de comando e um erro de rastreamento em regime permanente igual a zero. Como ilustra a Figura 6.2, para sistemas com parâmetros incertos, há necessidade de sistemas robustos e até adaptativos com algum sistema de inteligência.

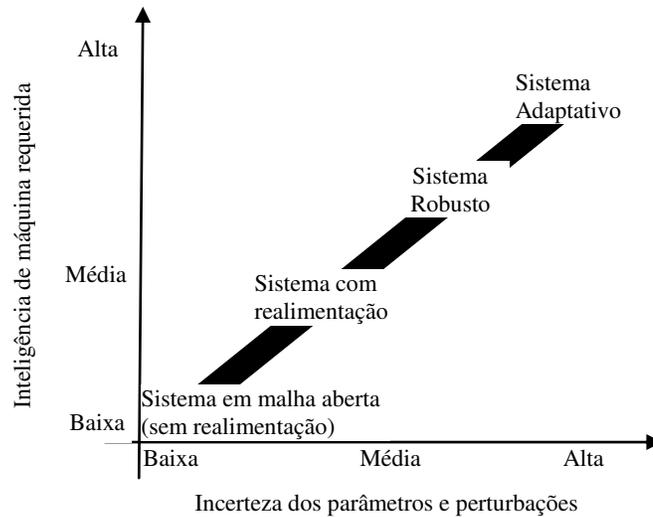


Figura 6.2 Gráfico da inteligência requerida versus incertezas do sistema (Bishop e Dorf, 2009).

6.1 PID

O controlador PID (*proportional–integral–derivative controller*) é um dos algoritmos de controles mais comuns. A maioria das malhas fechadas de controle é orientada por ele ou por pequenas variações dele. Um controlador PID é a união do proporcional, derivativo e integral. O controlador PID pode ser executado em tempo discreto ou contínuo. O PID é um algoritmo robusto de fácil compreensão que pode proporcionar excelente controle no desempenho, apesar de variadas características dinâmicas existentes no processo, na planta.

A função de transferência é geralmente escrita conforme Bishop e Dorf (2001):

$$G(s) = K_p + K_i \frac{1}{s} + K_d s = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (6.1)$$

Onde as variáveis contínuas são: K_p é o ganho proporcional, T_i é a constante de tempo do integrador, K_d é o ganho derivativo T_d é a constante de tempo do integrador e K_i é o ganho integral.

Conforme Ang e Chong (2005), os três termos possuem as seguintes funcionalidades:

- O termo proporcional (K_p) induz a uma ação de controle global proporcional ao sinal de erro através do fator de ganho;

- O termo integrante (K_I) reduz os erros através do estado estacionário de baixa frequência por um integrador; e,
- O termo derivado (K_D) melhora a resposta transiente através de alta frequência, por uma compensação diferencial.

Os efeitos individuais destas três condições para o desempenho em malha fechada são resumidos na Tabela 6.1. Note-se que esta tabela serve como um guia para apenas plantas de malha aberta e estável. Para melhorar o desempenho, eles são mutuamente dependentes em sintonia.

Tabela 6.1 Efeitos independentes do P, I e D. (Ang e Chong, 2005).

Resposta do circuito fechado	Tempo de subida	Sobressinal	Tempo de Estabilização	Erro no estado estacionário	Estabilidade
Aumentando K_p	Diminui	Aumenta	Pequeno aumento	Diminuição	Degrada
Aumentando K_I	Pequena diminuição	Aumenta	Aumento	Grande diminuição	Degrada
Aumentando K_D	Pequena Diminuição	Diminui	Diminui	Pequena mudança	Melhora

Para determinar os valores dos ganhos, alguns métodos são utilizados. Neste trabalho foi abordado o método Ziegler-Nichols. Ele é baseado no registro de uma resposta degrau de um sistema em malha aberta, assim, dois parâmetros são caracterizados. Esses parâmetros são levantados com o ponto máximo da inclinação da resposta degrau e a tangente deste ponto, portanto, com a interseção entre a tangente e o eixo de coordenadas obtêm-se os dois parâmetros a e L como apresenta a Figura 6.3.

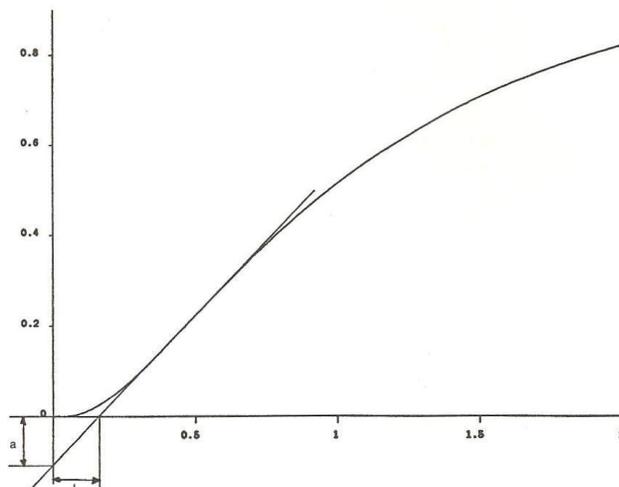


Figura 6.3 Caracterização da resposta degrau usando Ziegler-Nichols (Aström e Hägglung, 1988).

Com os parâmetros a e L determinados, é possível a obtenção dos ganhos conforme a Tabela 6.2. Também nesta tabela é apresentado o período estimado T_p para um sistema de malha fechada.

Tabela 6.2 Parâmetros recomendados de acordo com Ziegler-Nichols (Aström e Hägglund, 1988).

Controle	K	T_i	T_d	T_p
P	1/a			4L
PI	0,9/a	3L		5,7L
PID	1,2/a	2L	L/2	3,4L

6.2 H_∞

O controle H_∞ (H – infinito) é uma técnica de controle robusto bem sucedida, usada em diversas aplicações. A apresentação geral do sistema dinâmico (planta) adotado e o modelo das incertezas (distúrbios, ruídos) são ilustrados na Figura 6.4.

De acordo com Quintero (2008), o controlador K gera a saída (y) de maneira que o sistema de malha fechada se mantém estável apesar dos distúrbios (d) e dos ruídos externos (n). A entrada de referência (r) gera o valor desejado na saída y .

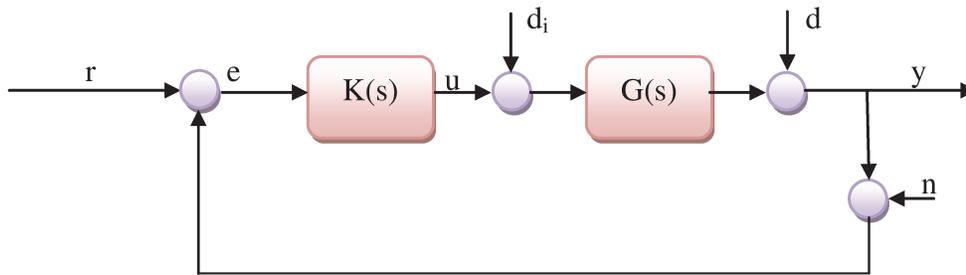


Figura 6.4 Diagrama típico de um sistema de controle (Oliveira et al., 2005).

Através do diagrama típico têm-se as relações fundamentais como proposto por Oliveira et al. (2005):

$$y = T(r - n) + SGd_i + Sd \quad (6.2)$$

$$e = S(r - d) + T_o n - SGd_i \quad (6.3)$$

$$u = KS(r - n) - KSd - T_i d_i \quad (6.4)$$

Onde S é a função sensibilidade e T a função sensibilidade complementar. Essas quatro equações apresentam os benefícios e objetivos fundamentais inerentes à concepção do processo em malha fechada. Por exemplo, equação (6.2) apresenta os efeitos das perturbações (d) na saída da planta, podendo ser pequena quando a função sensitiva da saída (S) for pequena.

No projeto de um controlador H-infinito é usada a planta aumentada como ilustra a Figura 6.5. Logo, são empregadas funções de ponderação para especificarem a estabilidade e desempenho do sistema. O entendimento dos efeitos destas funções no sistema de controle é crucial para a modelagem das especificações.

As funções W_1 , W_2 e W_3 refletem o erro especificado para o regime, limitações do sinal de controle e a condição de estabilidade. De acordo com Oliveira et al. (2005), a função W_1 é um limitante para a função sensibilidade e deve apresentar os distúrbios e os ruídos externos; já a função W_2 deve ter um ganho suficiente para limitar a entrada de controle para uma faixa aceitável. A função W_3 deve minimizar o pico da função sensibilidade complementar T .

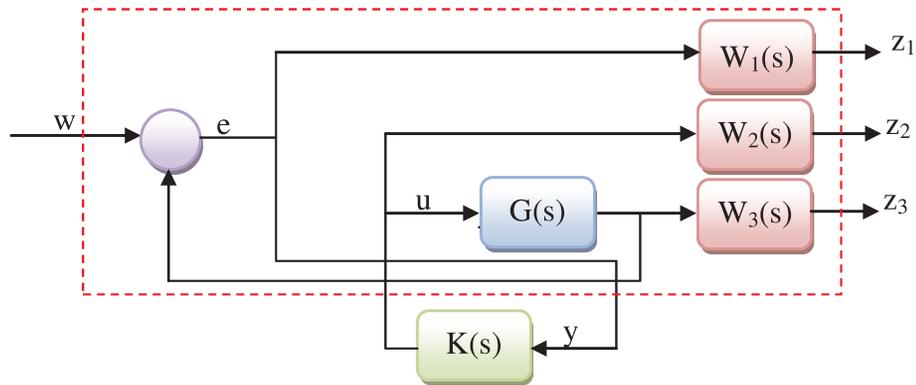


Figura 6.5 Planta Aumentada.

Geralmente o objetivo no desenvolvimento do problema de controle H_∞ é encontrar o controlador K da planta aumentada. A definição das funções pesos é um processo complexo e não existe uma formulação específica segundo Sampaio et al. (2010). Através da teoria de controle clássico, a resposta à velocidade é proporcional à frequência natural (ω_n) e o sobressinal é determinado pela razão de amortecimento (ζ); logo a função sensibilidade pode ser representada, conforme Zhou (1998), assim:

$$S = \frac{s(s + 2\zeta\omega_n)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (6.5)$$

As funções de ponderações podem ser especificadas em função da largura de banda ω_b e da sensibilidade de pico M_s .

$$W_e = \frac{s/M_s + \omega_b}{s + \omega_b} \quad (6.6)$$

$$W_u = \frac{s + \frac{\omega_{bc}}{M_u}}{s + \omega_{bc}} \quad (6.7)$$

6.3 Neuro Fuzzy

Neuro Fuzzy é a união das técnicas de Redes Neurais Artificiais e Sistemas Fuzzy. Assim, o usuário pode inicializar a rede neural usando o conhecimento apurado expressado pelas regras Fuzzy, e então treiná-la usando dados numéricos. Após treinar a rede, as regras poderão ser avaliadas e editadas para sobrepor a qualquer deficiência nos dados treinados.

Conforme Queiroz (2004), redes neurais artificiais é um conceito da computação que visa trabalhar o processamento de dados de maneira semelhante ao cérebro humano. Um neurônio artificial atua exatamente como um neurônio comum, como pode ser visto na Figura 6.6. O neurônio artificial recebe vários sinais de entrada (x), calcula uma média ponderada destes sinais (z) e, quando esta média é aplicada a uma função de ativação (F), produz então um sinal de saída (y).

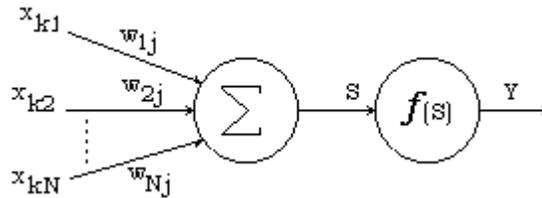


Figura 6.6 Modelo do Neurônio Artificial (Queiroz, 2004).

Usando a Figura 6.6 se obtém:

$$Y_i = f(S_i) \quad (6.8)$$

$$S_i = \sum_{i=1}^N x_{ki} w_{ij} \quad (6.9)$$

A propriedade mais importante das redes neurais é a habilidade de assimilar o seu ambiente e com isso melhorar seu desempenho.

A lógica nebulosa utiliza variáveis linguísticas no lugar de variáveis numéricas. Variáveis linguísticas admitem como valores apenas expressões linguísticas (ou termos primários), como “muito grandes”, “pouco frias”, “mais ou menos jovens”, que são representadas por conjuntos nebulosos.

De acordo com Becker (2000), a função característica pode ser generalizada de modo que os valores designados aos elementos do conjunto universo U pertençam ao intervalo de números reais de 0 a 1 inclusive, isto é $[0,1]$.

$$\mu_A(x) = \begin{cases} 1 & \text{se } x \in A \\ 0 & \text{se } x \notin A \end{cases} \quad (6.10)$$

Estes valores indicam o grau de pertinência dos elementos do conjunto U em relação ao conjunto A , isto é, quanto é possível para um elemento x de U pertencer ao conjunto A . Tal função é chamada de função de pertinência e o conjunto A é definido como Conjunto

Fuzzy. A função $\mu_A(x): U \rightarrow \{0,1\}$ é chamada de função característica na teoria clássica de conjuntos.

O controle Fuzzy basicamente é dividido em três passos como mostra a Figura 6.7, ou seja, em fuzzificação, avaliação da inferência e defuzzificação.

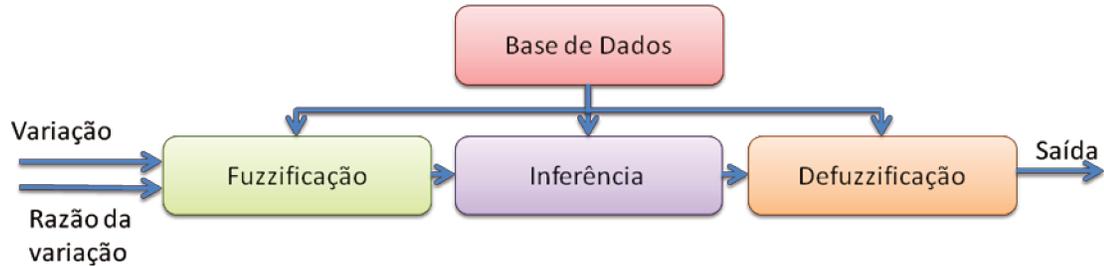


Figura 6.7 Diagrama em Blocos do Controle Fuzzy.

As entradas da lógica Fuzzy são variáveis que representam a variável real do sistema que deseja ser controlado. Os valores de entrada devem ser convertidos em função de pertinência; esta conversão é conhecida como fuzzyficação. Logo, com as regras determinadas obtêm-se a relação das funções de pertinência com as mesmas. Assim deve ser feita a defuzzificação para a variável de saída. A Figura 6.8 apresenta essas funções de pertinência em relação às regras.

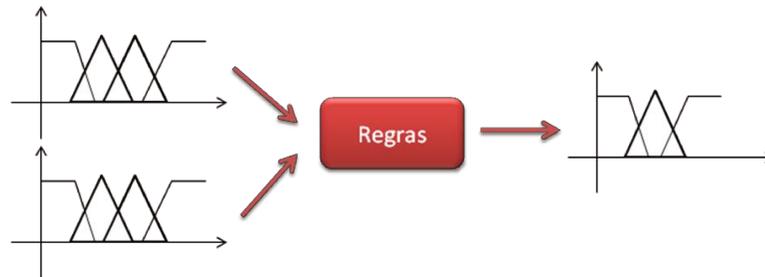


Figura 6.8 Regras Fuzzy.

Logo, a utilização da fusão entre a lógica Fuzzy e as redes neurais visa a algumas vantagens conforme Ralescu (1994) como:

- Geração das funções de pertinências;
- Geração e substituição dos operadores lógicos;
- Geração das regras de inferência.

6.4 Estudo de Caso

Normalmente, os sistemas de controle são desenvolvidos independentemente do comportamento dinâmico do veículo e entre os seus sistemas segundo B Li e F Yu (2009). Isso ocorre principalmente pela não linearidade das forças do pneu e da dinâmica do conjunto. A fim de se obter um controle de estabilidade da cadeia de rodas, primeiramente desenvolveu-se o controle de velocidade nos motores que se acoplam nas rodas.

Sistemas de controle de tração visam a reduzir ou eliminar excesso de escorregamento ou deslizamento durante a aceleração do veículo e, assim, aumentarem a controlabilidade e dirigibilidade do veículo. O projeto adequado de controle de tração tem um efeito fundamental na segurança dos passageiros.

6.4.1 PID

O primeiro controle testado através de uma simulação no Matlab/Simulink foi o PID. Assim, no diagrama de blocos do sistema a ser estudado, foram consideradas as características do pneu. A Figura 6.9 apresenta o diagrama estudado.

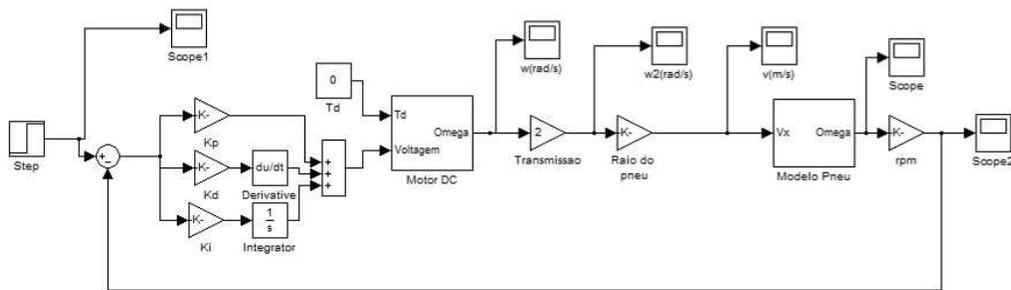


Figura 6.9 Diagrama de Blocos para PID.

O modelo de pneu, apresentando na Figura 6.10, levou em consideração a fórmula mágica de acordo com o apresentado no Capítulo 3. Assim as equações da fórmula mágica foram usadas para a obtenção da força longitudinal. Portanto, para cada valor do escorregamento longitudinal e da força longitudinal foram calculados de tal maneira a controlar a velocidade do veículo em função deste escorregamento.

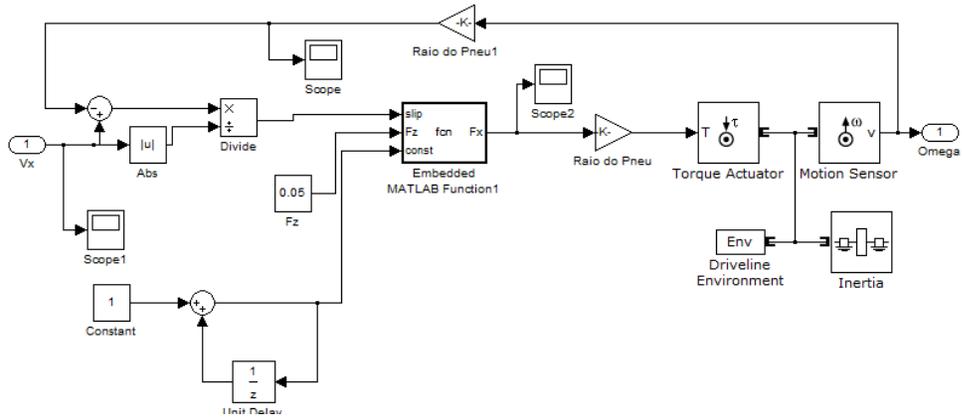


Figura 6.10 Modelo de Pneu no Matlab/Simulink.

Neste sistema também foi feita a modelagem do motor elétrico como apresenta na Figura 6.11, o cálculos dos parâmetros do motor se encontra no apêndice C.

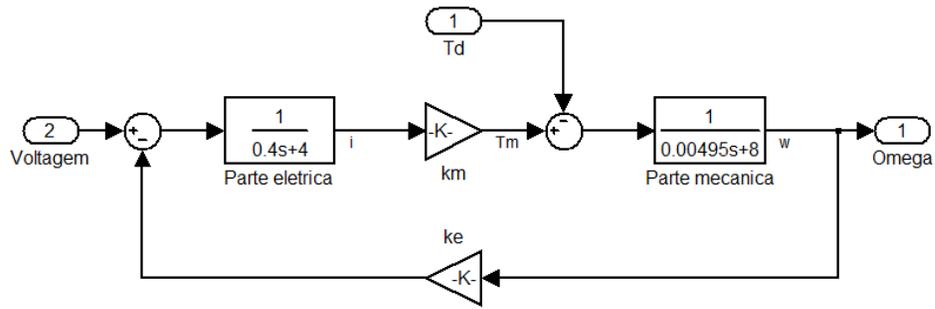


Figura 6.11 Modelo do motor elétrico no Matlab/Simulink

Para o teste do sistema de controle foi aplicado uma entrada degrau e obteve-se a saída apresentada na Figura 6.12. Nota-se que o sistema sofreu um pequeno sobressinal e depois de um tempo tendeu-se a constante.

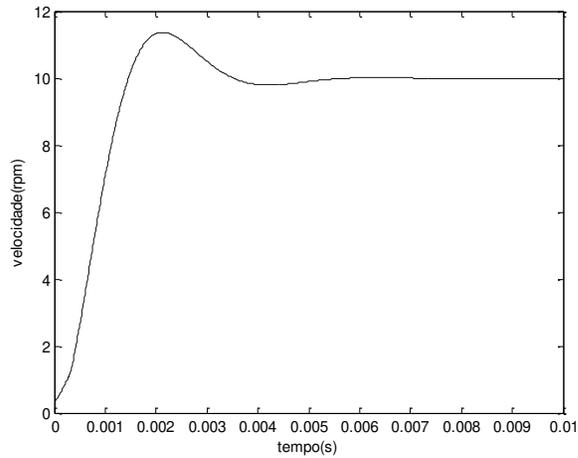


Figura 6.12 Resposta para entrada degrau.

6.4.2 H_∞

Fazendo a simulação do controle H_∞ no Simulink/Matlab e usando a mesma teoria abordada anteriormente, tem-se a apresentação na Figura 6.13. Para a obtenção do controlador K foi utilizado o comando do Matlab *augtf* para gerar a planta aumentada e depois o comando *hinfsyn*.

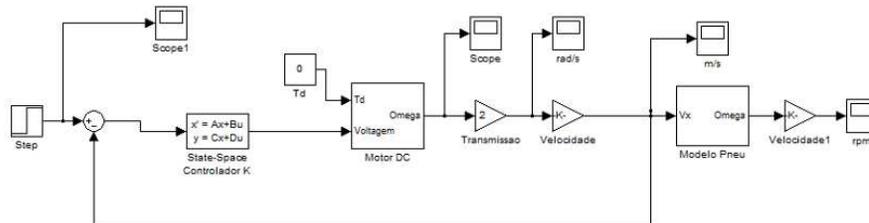


Figura 6.13 Diagrama de blocos usando no H infinito.

Aplicando uma entrada degrau no sistema, obtém-se a resposta apresentada na Figura 6.14. Nota-se que a resposta é mais rápida do que o controlador PID; porém, a obtenção da função de ponderação é uma tarefa mais árdua e complexa.

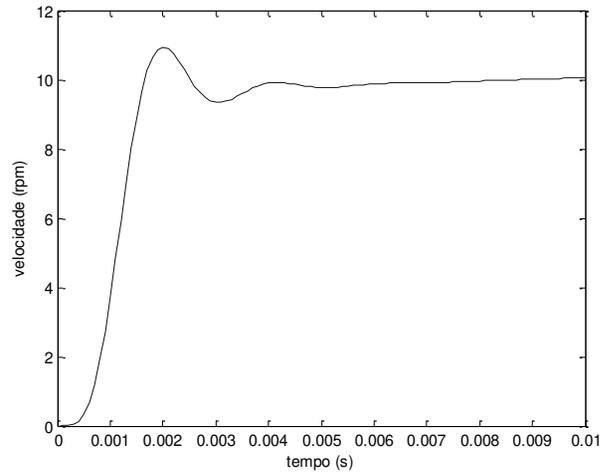


Figura 6.14 Resposta ao sinal degrau de entrada.

6.4.3 Neuro Fuzzy

Fazendo a mesma simulação no Simulink, porém usando o controlador Neuro Fuzzy temos o diagrama da Figura 6.15.

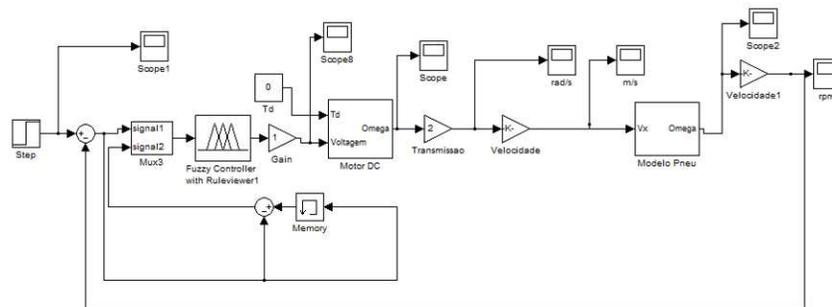


Figura 6.15 Diagrama de blocos do controlador Neuro Fuzzy.

Para o controle Fuzzy primeiramente foi desenvolvido um arquivo FIS no qual o bloco de comando do controlado Fuzzy lê este arquivo. Este arquivo foi gerado com o auxílio da ferramenta do Matlab Fuzzy Logic Toolbox como apresenta no apêndice B. Um valor de entrada desejado foi testado e com o comando *ANFIS* a rede foi treinada e gerada.

No controlador Fuzzy foi considerada duas entradas e uma saída, as entradas são dada em relação à velocidade angular das rodas sendo uma o erro e a outra a derivada do erro e a

saída é o controle da voltagem do motor elétrico. As regras utilizadas são apresentadas nas Tabela 6.3 e Tabela 6.4.

Tabela 6.3 Variáveis lingüísticas utilizadas no controle Neuro-Fuzzy

Variável	Nome	Variável	Nome
NG	Negativo Grande	PG	Positivo Grande
NB	Negativo Médio	PM	Positivo Médio
NP	Negativo Pequeno	PP	Positivo Pequeno
ZE	Zero		

Tabela 6.4 Regras do controlador Fuzzy

		dE						
		NG	NM	NP	ZE	PP	PM	PG
E	NG	NG	NG	NG	NG	NM	NP	ZE
	NM	NM	NM	NM	NM	NP	ZE	PP
	NP	NM	NM	NM	NP	ZE	PP	PM
	ZE	NM	NM	NP	ZE	PP	PM	PM
	PP	NM	NP	ZE	PP	PM	PM	PM
	PM	NP	ZE	PP	PM	PM	PM	PG
	PG	ZE	PP	PM	PM	PM	PG	PG

Logo a resposta para uma entrada degrau de 10 rpm é apresentada na Figura 6.5.

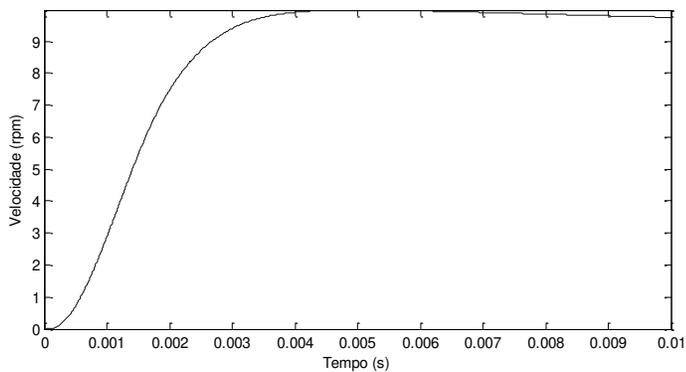


Figura 6.16 Resposta ao degrau.

6.5 Protótipo

Objetivando testar os sistemas de controle, foi desenvolvido um protótipo do kit motorização para cadeira de rodas. Com base nas teorias, o sistema de controle do robô móvel, ou seja, do kit motorização pode ser considerado como ilustrado na Figura 6.17. No apêndice B também apresenta algumas melhorias no *joystick* do kit de motorização com a utilização de alguns filtros e testados no laboratório virtual do WM 2D.

As entradas principais deste sistema de controle são os sensores para detectar o caminho e os encoders, e a saída do sistema é a velocidade dos dois motores DC. O sistema de navegação é executado por microcontroladores da Microchip da série PIC[®], porém como foi abordado no apêndice C poderia ser escolhido outro sistema como o FPGA, e para auxiliar a normalização dos sinais são adicionados circuitos elétricos e filtros. Este sistema de navegação é composto por três microcontroladores, no qual apresentam um mestre (*Master*) e dois escravos (*Slave*). Os escravos (*Slave*) são responsáveis pelo controle da velocidade dos motores e o mestre (*Master*) é o responsável pela leitura dos sensores e comando dos escravos.

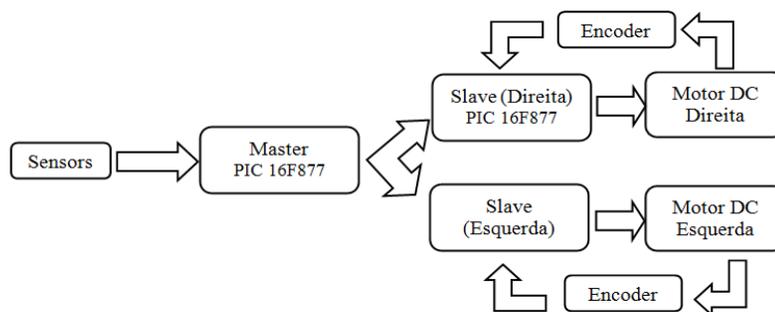


Figura 6.17 Diagrama simplificado do sistema de controle.

O sistema controle, que será desenvolvido, responderá pela automatização da tarefa de condução de uma cadeira de rodas, onde se busca obter um sistema de controle robusto capaz de seguir uma linha e atingir um objetivo. A cadeira de rodas seguirá uma trajetória planejada, logo, o principal objetivo é determinar o sistema de controle em malha fechada da velocidade de cada roda, bem como para o seguimento de trilhas.

O modelo do controle da velocidade do robô projetado permitiu um sistema de controle separado para cada roda, no qual possibilitou o envio de comandos diferentes para cada roda separadamente. O erro da velocidade de cada roda é corrigido em relação ao

valor de referência de cada uma delas. As especificações eletrônicas adotadas para o controle da velocidade conforme Onwubolu, (2006) são:

- Controle genérico do motor DC baseado no PWM (*Pulse Width Modulation*);
- Adaptação da voltagem para atender as especificações dos equipamentos; e,
- Implementação do controle em malha fechada.

A Figura 6.18 apresenta a plataforma do kit de motorização mostrando o fluxo de informações entre os seus componentes. O sistema foi desenvolvido para que o kit de motorização fosse capaz de movimentar perfeitamente em linhas retas e realizar algumas curvas. Assim, para seguir uma linha reta, os motores devem girar na mesma velocidade e em velocidades diferentes para realizarem curvas. Devido a esta necessidade, foi sugerido o uso de um sistema de controle separado para cada roda.

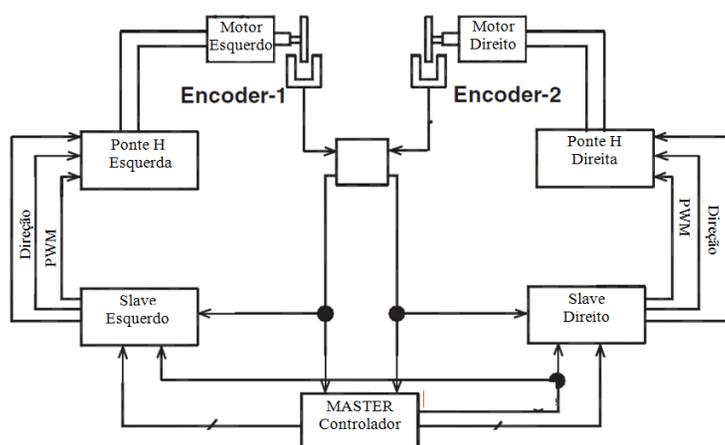


Figura 6.18 Fluxo do controle para o kit de motorização (adaptado de Onwubolu, 2006).

As interfaces seriais mais utilizadas na maioria dos PICs 16F877 são a USART, SPI (*Serial Peripheral Interface*) e I2C (*Inter-integrated circuit*). Segundo Bates (2006), a comunicação serial exige apenas um sinal de conexão, logo o número total de conexões de dados pode ser reduzido a dois ou três, incluindo a conexão com o pino terra.

De acordo com Bates (2006), o SPI é simples e rápido, utilizando um sistema de endereçamento à base de hardware, enquanto o I2C é mais complexo, podendo ser abordado como *software*. Assim neste projeto será utilizada a comunicação SPI.

A tecnologia de comunicação SPI (*Serial Peripheral Interface*) foi criada pela Motorola para a linha de processadores da família MC68K. O SPI é um protocolo síncrono,

onde o mestre é responsável por gerar o *clock* do sistema. Seu pino SCK deve ser configurado como saída e o pino SCK do escravo deve ser configurado como entrada, como apresentado na Figura 6.19.

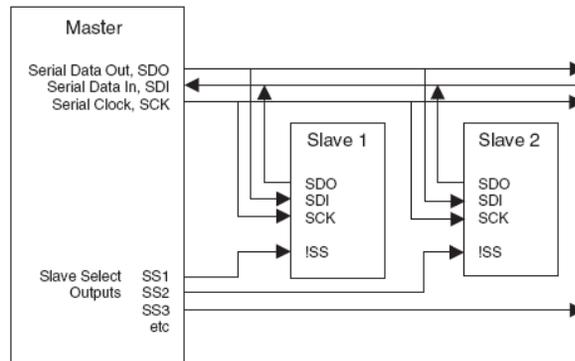


Figura 6.19 Comunicação SPI (Bates, 2006).

Assim, o PIC Master recebe os valores dos sensores e envia os comandos para os dois Slaves que os transmitem aos motores DC. O controle da velocidade utilizado foi um PID e o controle da posição e da leitura dos sensores também se usou um PID, porém diferencial. Logo, para cada comando enviado pelo Master, os motores se comportaram de uma determinada maneira.

Para controlar a quantidade de potência de uma carga sem as perdas ocorridas, normalmente devido à queda de tensão, foi usado PWM (*Pulse Width Modulation*) ou modulação por largura de pulso. Esse controle é feito através de trens de pulso como apresentado na Figura 6.20. Para esta geração foi utilizado o microcontrolador PIC16F877; este microcontrolador possui duas portas (C1 e C2) dedicadas à captura, comparação e módulo de geração PWM (CCP).

O módulo CCP contém um registrador de 16bits que pode operar como um registrador de captura, comparação ou como um PWM Duty Cycle. Segundo Ordóñez (2005), o módulo CCP pode realizar as seguintes funções:

- capturar a largura de um pulso entre todas as subidas ou descidas deste;
- capturar a largura de um pulso, considerando 4 ou 16 subidas do mesmo;
- comparar uma largura de pulso com um segundo valor previamente estabelecido; e,
- gerar uma saída de pulsos com modulação de largura (PWM).

Neste protótipo, as portas do CCP foram ligadas ao encoder e ao motor DC, porém cada PIC 16F877 apresenta apenas duas portas CCP, sendo necessárias quatro portas para os dois motores e dois encoders. Logo, cada módulo de motorização necessita de um PIC para o controle. Neste caso foi necessária a utilização de três PIC para o controle da locomoção do kit de motorização.

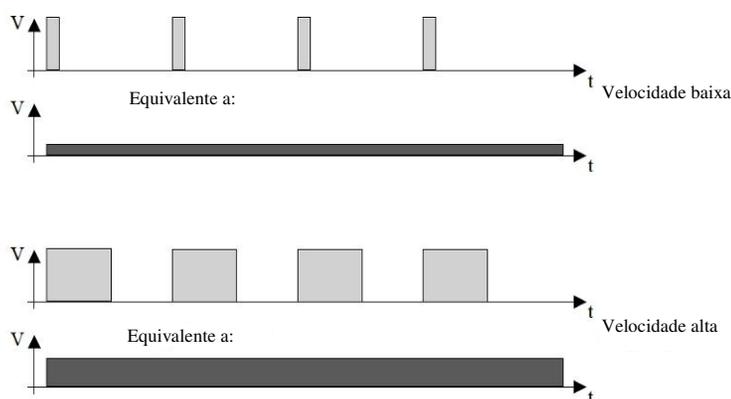


Figura 6.20 Representação do PWM (Adaptado de Bräunl, 2006).

Um robô móvel precisa de mecanismos de locomoção que lhe permitam deslocar sem limitação em todo o seu ambiente. Assim, conforme apresentado anteriormente, a locomoção do kit de motorização é feita por dois motores DC de 24V. Estes motores são colocados em cada lado do corpo do robô, possibilitando assim o funcionamento nos dois sentidos de rotação. A direção e velocidade das rodas são controladas com o PIC16F877 e uma ponte H.

A direção pode ser alterada invertendo a tensão aplicada no motor e a velocidade pode ser controlada através do controle da potência média para o motor com o sinal PWM. Um circuito de ponte completa permite a operação dos quatro quadrantes do motor DC. O motor pode ser executado em ambas as direções frente e trás, e este sistema é adequado para veículos elétricos, ferramentas elétricas, cadeiras de rodas, ou outra qualquer aplicação que necessite de rotação nas duas direções. A Figura 6.21 mostra um esquema da ponte H utilizada no kit de motorização.

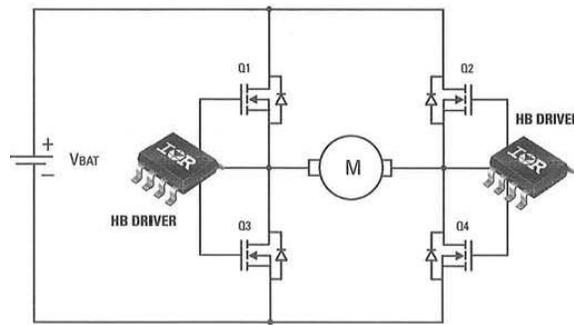


Figura 6.21 Circuito do motor DC com uma ponte completa (Bolloju, 2006).

A construção do circuito de controle do motor foi dividida em dois módulos. O primeiro módulo é composto do circuito com a lógica da mudança de direção e do circuito com o sistema de comando para a ponte H composto pelo componente IR 2110. O segundo módulo é o circuito de potência, ou seja, a ponte completa composta pelos mosfets. A Figura 6.22 apresenta esses módulos construídos e conectados e no apêndice F o esquema dos circuitos eletrônicos desenvolvidos.

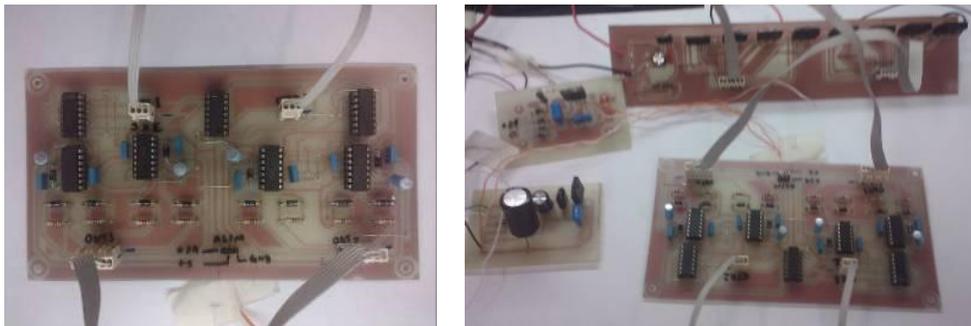


Figura 6.22 Sistema de Controle IR 2110 e Ponte H.

Segundo Heinem (2007), os sensores são usados em robótica móvel para que seja possível perceber o ambiente e assim poder comandar os atuadores de forma adequada. Para um melhor desempenho, um robô pode utilizar vários sensores ao mesmo tempo, integrando os dados destes e fazendo com que seus atuadores se comportem de forma correta.

Um sensor é um dispositivo essencial que pode detectar ou medir um aspecto do ambiente e pode produzir um sinal elétrico proporcional, sendo esta informação lida e interpretada por um sistema inteligente, como neste caso, um microcontrolador.

Há uma enorme gama de sensores desenvolvidos para aplicações específicas na área de engenharia. Alguns dos mais comumente utilizados na área de robótica são câmeras de vídeos, infravermelho, laser, sonar, acelerômetro, encoder e sensores fotoelétricos. No kit de motorização foram utilizados encoders e sensores fotoelétricos.

O sensor fotoelétrico converte um sinal luminoso (branco ou preto) em um sinal elétrico que é processado no microcontrolador. No circuito, foram utilizados cinco sensores alinhados e fixados na frente do robô como apresenta na Figura 6.23.

O sensor fotoelétrico baseia-se na transmissão e recepção de luz, que pode ser refletida ou interrompida. Ele é composto basicamente por um transmissor (diodo emissor de luz) e o receptor (fototransistor). Assim, o transmissor emite o feixe de luz e o receptor recebe este feixe de luz gerando um sinal elétrico.

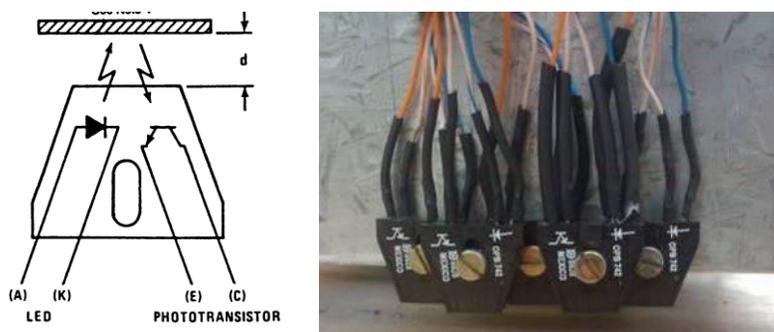


Figura 6.23 Sensor Fotoelétrico (Datasheet OPB742 ,2010).

Existem vários tipos de codificadores para detectar o movimento na roda. Neste trabalho, utilizar-se-á o encoder por ser um sensor simples e de fácil construção. Os encoders são sensores proprioceptivos de posição angular, que permitem ao sistema de controle conhecer a velocidade ou o ângulo da roda com precisão. Os encoders não fornecem informações relativas ao ambiente, como foi abordado anteriormente no conceito de sensores, mas sim relativas ao próprio robô ou sistema, segundo Heinem (2007).

O encoder é composto de uma fonte de luz que pode ser um Diodo Emissor de Luz (LED) e um detector que é normalmente um fototransistor. Os encoders funcionam por meio de um disco com ranhuras que gira entre a fonte de luz e o detector, e este disco é acoplado no eixo da roda ou motor como ilustra a Figura 6.24. À medida que o eixo gira, o disco passa entre a fonte de luz e o receptor, fazendo com que o feixe de luz seja interrompido ou não quando encontra parte sem ranhura, gerando uma onda pulsante.

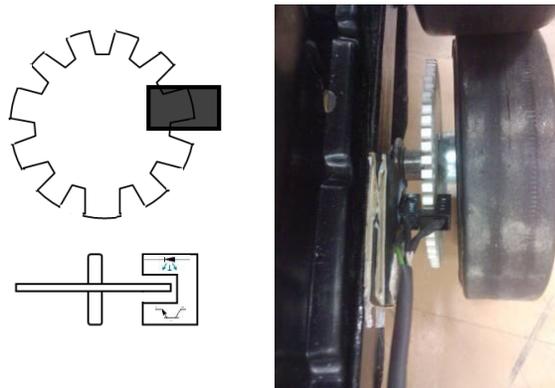


Figura 6.24 Sensor Encoder.

O robô móvel, ou seja, o kit de motorização necessita cumprir basicamente um objetivo fundamental: seguir uma linha desenhada no chão. Para este objetivo, considera-se uma área de trabalho, que deverá ser pré-definida, com uma linha de caminho e nenhuma condição de obstáculos. Este caminho a seguir não é conhecido antecipadamente, podendo ser redesenhado a qualquer momento anterior à passagem do robô.

Os sensores alinhados detectam a linha padrão desenhada no chão definindo a posição na qual o robô deve se mover. A direção por onde o robô deve se mover é a relação entre as velocidades das rodas e o centro da linha. A Figura 6.25 mostra o kit de motorização seguindo uma linha desenhada no chão.



Figura 6.25 Protótipo testado.

Depois de testado apenas o kit de motorização, o mesmo foi montado na cadeira de rodas manual. O seu comportamento foi satisfatório, pois percorreu como desejado, a linha desenhada no chão. Entretanto, para uma melhor precisão, um sistema independente de posicionamento dos sensores deve ser desenvolvido, afim de não se perder a linha por qualquer desnível, tanto do chão quanto da própria cadeira de rodas. A Figura 6.26 ilustra a cadeira de rodas motorizada seguindo a linha desenhada no chão.



Figura 6.26 Cadeira de Rodas Motorizada.

6.6 Sumário

Neste capítulo, abordaram-se estratégias de controle que podem ser usadas em cadeiras de rodas motorizadas. Mostrou-se um pouco das diferenças entre os principais controladores robustos e a aplicação de um deles no kit de motorização. Neste caso, objeto

da análise, só foi utilizado o PID devido ao tempo de resposta do motor ser alto, além dele já apresentar uma resposta satisfatória e uma pequena variação na velocidade. Porém, em caso de veículos como carro de passeio, aplica-se, com maior frequência outro sistema de controle, devido à velocidade de resposta e à necessidade de uma menor interferência na resposta causada por ruídos externos. Com o desenvolvimento do controle na cadeira de rodas notou-se que o escorregamento do pneu não afeta no controle da velocidade porém alterando alguma característica da cadeira de rodas este controle deve ser adequado para essas novas características assim com um modelo do pneu completo possibilita um controle mais robusto.

No capítulo seguinte, as questões levantadas, os resultados obtidos e as conclusões decorrentes desta tese serão objeto de reflexões e proposições a outros trabalhos relacionados.

7. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

O objetivo principal desta tese foi propor uma contribuição na área de Engenharia da Reabilitação, ou seja, na área de tecnologia assistiva aos deficientes físicos. Nesta tese, foi estudada a dinâmica veicular, a modelagem do contato roda-piso aplicada a uma cadeira de rodas, e as estratégias de controle.

Esse trabalho permitiu o desenvolvimento da modelagem do contato roda-piso de uma cadeira de rodas e das teorias de controle. Diversos modelos do contato roda-piso foram estudados, desenvolvidos, testados e implementados. Para o levantamento adequado dos parâmetros do contato roda-piso foram realizados diferentes experimentos.

O processo de desenvolvimento não termina com essa tese, pois a bancada experimental não foi completamente concluída; só foi levantada a modelagem da força lateral, sendo necessária a modelagem do momento autoalinhante e da força longitudinal. A bancada experimental construída apresentou resultados promissores. Entretanto, algumas alterações devem ser feitas como, por exemplo, a alteração da motorização adicionada nas rodas permitindo a frenagem e aceleração da roda para obtenção da força longitudinal e o escorregamento longitudinal, bem como as aplicações de mais extensômetros no eixo da roda para a obtenção dos momentos.

A implementação completa da modelagem permitirá a criação de um laboratório para teste veicular, permitindo a visualização do comportamento dinâmico aplicável em uma cadeira de rodas. Logo, auxiliará no desenvolvimento de novos produtos para atender às pessoas com necessidades especiais, tais como equipamentos para subir escada e ultrapassar barreiras arquitetônicas.

Outra contribuição importante é o desenvolvimento do sistema de controle que é facilmente implementado e apresenta bons resultados. Logo, este sistema auxiliará na automatização de uma cadeira de rodas possibilitando a locomoção do usuário em longas distâncias.

7.1 Finalização do Trabalho

Tendo finalizado o trabalho, pode-se afirmar que a pesquisa foi bem sucedida, viabilizando uma bancada de teste simplificada para pneus de cadeira de rodas com um novo conceito e modificações tecnologicamente simples do kit de motorização, objetivando uma melhoria de seu desempenho, um maior nível de sofisticação e um custo acessível.

Através dos resultados levantou-se a necessidade, num futuro próximo, de trabalhar com a fusão de dados oriundos de diferentes sensores, por exemplo, câmeras, acelerômetros e sensores a laser para um controle mais seguro e eficaz. Assim, possibilitando um mapeamento do ambiente ao redor da cadeira de rodas motorizada.

Também como resultado da aplicação da bancada de teste, obteve-se um laboratório para teste de cadeira de rodas mais próximo da realidade, possibilitando a avaliação do comportamento com novos produtos a serem desenvolvidos, como um novo tipo de *joystick*.

7.2 Dificuldades, deficiências e problemas

Durante o desenvolvimento deste trabalho alguns problemas e dificuldades foram encontradas. Uma das primeiras dificuldades encontradas foi a própria construção da bancada, pois todos os componentes foram doações de algumas empresas ou até mesmo dos laboratórios da UNICAMP. Assim algumas peças eram sucatas e outras foram adaptadas para atender o objetivo do projeto. Como algumas delas estavam empenadas para conseguir um alinhamento entre a mesa e a parede, ou de qualquer outro sistema, foi uma tarefa árdua e complexa.

Outra deficiência foi o sistema de aplicação das cargas nas rodas, este sistema era extremamente manual levando um desgaste físico devido ao movimento repetitivo de tirar e colocar o peso, cada peso pesava 2kg tendo ao todo em torno de 28kg. Com a retirada do peso um por um para as medições das forças de contato roda piso e a colocação de volta para permitir o retorno da roda à posição inicial, um tempo muito longo era gasto impossibilitando uma grande repetição das medições, logo tendo uma menor confiabilidade nas medições e nos dados levantados. Este sistema deve ser alterado por um sistema motorizado ou por um pistão pneumático.

Outro problema normalmente encontrado é o do sistema de aquisição de dados onde em alguns momentos os valores de leitura não eram confiáveis e a perda do sinal em alguns canais. Como o condicionador de sinal era muito antigo esse problema acontecia com uma alta frequência, logo um novo sistema deveria ser adquirido e ajustado.

Como a bancada é muito robusta em alguns casos o ajuste e a troca do tipo de pneu não era uma tarefa fácil gastando também bastante tempo para o alinhamento dos seus componentes. Um das deficiências era o alinhamento das laminas das células de cargas, no qual deveria ser feita simultaneamente em todas as células devido à mesa ser flexível.

7.3 Sugestões para pesquisas futuras

Durante a execução desta tese, surgiram algumas idéias que poderiam subsidiar futuras pesquisas relacionadas ao tema. São elas:

- Construção de uma nova bancada para teste com a motorização na própria roda;
- Estudo da sensibilidade e estatístico de todos os parâmetros da modelagem do contato roda-piso;
- Desenvolvimento e implementação de teorias de controle para o escorregamento lateral considerando as características do pneu;
- Aplicação de novos sensores para reconhecimento do ambiente ao redor do veículo;
- Desenvolver um modelo próprio de pneu para cadeira de rodas; e,
- Desenvolvimento e implementação de uma modelagem própria para as rodas castor, levando-se em consideração o efeito shimmy.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVARENGA, Flavia Bonilha, Desenvolvimento de Sistemas de Motorização Alternativa para Cadeiras de Rodas Convencionais, Dissertação (mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2002, 192p.

ALVARENGA, Flávia Bonilha, Proposta de uma Abordagem Metodológica e Sistematização das Fases Iniciais de Projeto para o Desenvolvimento de Produtos Inclusivos, Tese (Doutorado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006, 226 p.

AMMON, Dieter e Schiehlen, Weiner. Advanced Road Vehicles: Control Technologies, Driver Assistance, CISM International Centre for Mechanical Sciences , vol. 497, 2009, pp. 283-304.

ANG, K. H. e Chong, G., “PID Control System Analysis, Design and Technology”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol 13, no 4, 2005, pp. 559-576.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR9050:Acessibilidade de Pessoas Portadoras de Deficiência a Edificações, Espaço, Mobiliário e Equipamentos Urbanos. Rio de Janeiro, 2004. 97 p.

ASTARLOA, Armando, et al. FPGA technology for multi-axis control systems. Mechatronics 19, Elsevier, 2009, pp. 258 – 268.

ASTRÖM, K. J. e Hägglund, T. . Automatic Tuning of PID Controllers. Instrument Society of America, 1988, 142p.

BANZHAF, Wolfgang, et. al, Genetic Programming An Introduction, Morgan Kaufmann Publishers, 1998, 470p.

BATES, Martin, Interfacing PIC Microcontrollers Embedded Design by Interactive Simulation, Elsevier, 2006, 289 p.

BECKER, Marcelo, Aplicação de Tecnologias Assistivas e Técnicas de Controle em Cadeira de Rodas Inteligentes. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas – SP, 2000, 136p.

BISHOP, Robert H. e Dorf, Richard C..Sistema de Controle Modernos. 8° ed. Rio de Janeiro: LTC editora, 2001.

BISHOP, Robert H. e Dorf, Richard, Sistemas de Controle Modernos, LTC, 11 ed., 2009, 724p.

B LI e F Yu, Design of a vehicle lateral stability control system via a fuzzy logic control approach, Proc. IMechE, vol. 224, parte D: J. Automobile Engineering, 2009, pp. 313-326.

BOSCH, Robert, Manual de tecnologia automotiva, 25 edição, Editora Edgard Blücher LTDA, 2005, 1232p.

BRÄUNL, Thomas, Embedded Robotics: Mobile Robot Design and Applications with Embedded Systems, Second Edition, Springer- Verlag Berlin Heidelberg New York, 2003.

CABRERA, J.A. et al, An Alternative Method to Determine the Magic Tyre Model Parameters Using Genetic Algorithms, Vehicle System Dynamics, v. 41,n° 2, 2004, pp.109-127.

CASTRO, Eberval Oliveira. Multiprocessador em Eletrônica Reconfigurável para Aplicações Robóticas. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Elétrica e de Computação da Universidade Estadual de Campinas, 2007.

CICHACZEWSKI, E. e Cunha, J.C.: Sistema Computacional de Auxilio ao Diagnostico e Avaliação de Tremores. XV Congresso Argentino de Bioengenharia: 027EI, Argentina, 2005.

COOPER, Rory A. Stability of Wheelchair Controlled by a Human Pilot. IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering, v 1, n 4, p. 193 – 206, 1993.

DING, D., et al.: Optimized joystick controller. In: 26th Annual Internactional Conference of IEEE EMBS, San Francisco, US, pp. 4881–4883. IEEE Press, San Francisco, 2004.

ECONOMOU, J. T. e Colyer, R.E. , Fuzzy-hybrid modelling of an Ackerman steered electric vehicle', International Journal of Approximate Reasoning, vol. 41, 2006, pp. 343 – 368.

EGER, Andre. Simulação e Análise do Desempenho Longitudinal Veicular sob Condições Dinâmicas Trativas, Dissertação da Universidade Federal de Santa Catarina, Engenharia Mecânica, Outubro, 2007.

FARHANG-BOROUJENY, B.: Adaptive Filter Theory and Application. John Wiley & Sons, Chichester (1998).

GENTA, Giancarlo. Motor Vehicle Dynamics, vol. 43, 1st ed.. World Scientific, 1997. 532 p.

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

GONZLEZ, J.G. et al., Customized optimal filter for eliminating operator's tremor. Proceeding SPIE's International Symposim on Intelligent Systems and Advanced Manufacturing-Telemanipulaton and Telepresence Tecnologies II, Philadelphia, 1995.

GONZLEZ, J.G.. A new approach to suppressing abnormal tremor through signal equalization. Dissertação (Mestrado), Universidade de Delaware, 1995, 74p.

GRANT, Dr. M, Wheelchair Simulation in Virtual Reality, Space Requirements for Wheeled Mobility, An International Workshop, October 9-11, 2003.

HEINEM, M. R., Controle Inteligente do Caminhar de Robôs Móveis Simulados, dissertação, orientado Fernando S. Osório, Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Ciências Exatas e Tecnologia, 2007.

JAZAR, Reza N. Vehicle Dynamics. Theory and Application, Spring, 2008, 1015p.

JUAREZ-HERMNDEZ, M.A., et al.: A Fuzzy Adaptive Filter For System Identification. Proceedings of the 19th International Conference on Electronics, Communications and Computers, 2005.

KASPRZAK, Edward M., et al, Tire Asymmetries and Pressure Variations in the Radt/Milliken Nondimensional Tire Model, Society of Automotive Engineers, 2006-01-1968, 2006.

KHATRA, Ajit P., Implementation of Multi-Layered Fuzzy Controller on an FPGA, Dissertação (Mestrado). Wright State University, 2006, 150p.

KUIPER, E. and Van Oosten, J. J. M., The PAC2002 advanced handling tire model, Vehicle System Dynamics, Vol. 45, 2007, pp. 153–167.

LOMBARDI JUNIOR, Arley de Barros. Desenvolvimento e Modelagem de uma Cadeira de Rodas Servo-Assistida para Crianças. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2002, 177p.

LOMBARDI JUNIOR, Arley de Barros. Desenvolvimento e Análise de Estratégias de Controle Colaborativo para Cadeiras de Rodas. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2005, 263p.

LOU, Roberto. A Motorcycle Tire Model for Dynamic Simulations: Theoretical and Experimental Aspects, Meccanica, vol 39, 2004, pp. 207 – 220.

MADEIRA, Paulo Henrique de Araújo, Aplicação do Estudo da Interface Homem Máquina em Cadeiras de Rodas Motorizadas, Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2008, 115p.

MITCHEL, Melanie. An Introduction to Genetic Algorithms, 3° edition, A Bradford Book, 1997.

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

MORENCY, Kevin Warren. Automatic Generation of Real-Time Simulation Code for Vehicle Dynamics using Linear Graph Theory and Symbolic Computing, tese da Universidade de Waterloo em Ciências Aplicadas em Engenharia de Projeto de Sistemas, Ontario, Canada, 2007.

MSC.Software Corporation. ADAMS/Tire Manual, 2006.

NICOLAZZI, L.C. Apostila de Veículos. Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2005, 297p.

OLIVEIRA, Vilma, et al. . Sistemas de Controle : Aulas de Laboratório, Publicação EESC-USP, São Carlos, SP, 2005, 308p.

ONWUBOLU, G. C., Jannif, I., Tazil, M. e Singh, 2006, Mobile robotic platform controller with an effective data communication protocol, proc. IMechE, vol. 220, Part B: J. Engineering Manufacture.

PACEJKA, H.B. e Bakker, E., The Magic Formula Tyre Model, Vehicle System Dynamics. Vol. 21, 1992, pp. 1-18.

PACEJKA, Hans. Tyre and Vehicles Dynamics, 2ª edição. Delft University of Technology. 2006, pp. 1-60, 155-215.

QUEIROZ, J. C. B.. Apostila Tópicos Especiais em Engenharia de Conhecimento, Faculdade de Engenharia Mecânica – ênfase em mecatrônica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 61 p., 2004.

QUINTERO, Ricardo B. Techniques for the implementation of control algorithms using low-cost embedded systems, Tese (Doutorado), Universidade de Leicester, 2008, 200p.

RAHIM, Nasrudin, et. al.. Design of an In-Wheel Axial Flux Brushless DC Motor For Electric Vehicle, IEEE IFOST 2006, 2006.

RALESCU, Anca L. Aplied research in fuzzy technology : three years of research at the Laboratory for International Fuzzy Engineering (LIFE), Kluwer Academic Publishers, 1994, 458p.

RAO, K. Narasimha et al., A study of the relationship between Magic Formula coefficients and tyre design attributes through finite element analysis, in Vehicle System Dynamics, vol. 44, 2006, pp. 33 - 63.

RILL, Dr. Georg, Vehicle Dynamics – Short Course, Fachhochschule Regensburg, 2007, 190 p..

SAMPAIO, R. C. B., et . al., J.. Robust Control in 4x4 Hybrid-converted Touring Vehicles During Urban Speed Steering Maneuvers. In: IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC 2010, Lille, France, 2010.

SILVA, Ludmila C. A., Princípios Básicos de um laboratório virtual para veículos: Aplicação em Acessibilidade, Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP, 2007, 172p.

SILVA, Joel Ferreira, Padrões de Propulsão para Cadeira de Rodas e Seus Fatores de Desempenho, Dissertação (Mestrado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009. 150p.

SIMÕES, Eduardo e Globo, Carlos Alexandre Matioli. Um controlador Neural Evolutivo Embarcado em FPGA para Robôs Móveis Autônomos. Anais do XXVI Congresso da SBC, Campo Grande, 2006.

TÖNÜK, Ergin e Ünlüsoy, Y. Samim, Prediction of automobile tire cornering force characteristics by finite element modeling and analysis, Computers an Structures, vol. 79, 2001, pp. 1219 – 1232.

VAS, Peter. Artificial Intelligence Based Electrical Machines and Drives (Application of Fuzzy, Neural, Fuzzy-Neural, and Genetic-Algorithm-Based Techniques), Oxford University Press, 1999, 625 p.

ZHOU, Kemin. Essentials of robust control. Prentice-Hall, 1998, 412p.

WIDROW, B. e Stearns, S.D.. Adaptive Signal Processing, ch. 12. Prentice-Hall, Englewood Cliffs (1985)

WONG, Jo Yung. Theory of Ground Vehicles. 3rd ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001. 528 p.

Sites na WWW

Alguns dos dados apresentados foram obtidos em sites da Internet. Segue uma pequena relação de sites que fornecem dados sobre o tema.

ALTERA, 2009, FPGA, CLPD and ASIC from Altera. Disponível em: <<http://www.altera.com>>. Acesso em 30 de maio de 2009.

BOLLOJU, Vijay. PWM Control Methods Increases Efficiency, Reliability and Extend Battery Lifetime, Bodo's Power Systems, International Rectifier. Disponível em: <<http://www.irf.com/pressroom/articles/463bps0708.pdf>>, 2006. Acesso em: 15 de Março de 2010.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. Apresenta o Censo Demográfico 2000. Disponível em: <<http://www.ibge.gov.br/home/presidencia/noticias/08052002tabulacao.shtm>> Acesso em: 30 de maio de 2009.

RODA VIDA. Disponível em: <<http://www.rviva.com.br/>> Acesso em 23 de abril de 2009.

DATASHEET OPB743, "Reflective Object Sensors", Alldatasheet.com, Disponível em: <<http://www.alldatasheet.com/datasheet-pdf/pdf/86677/OPTEK/OPB742.html>> Acesso em 19 de março de 2010.

SISTEMAS DIGITAIS, FPGA. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Eletrônica e de Computação. Alexandre Zagheto, Augusto Cesar Prado e André Tavares. Disponível em: http://www.gta.ufrj.br/grad/01_1/pld/. Acesso em 6 de fevereiro de 2009.

Trabalhos publicados

Alguns dos dados apresentados foram obtidos dos artigos publicados. Segue a relação de publicações.

Artigos completos publicados em periódicos

1. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e; et. al.. . Strategies of Control Applied in Autonomous Guided Vehicles. SAE Technical Papers , v. 2008, p. 0363-6, 2008.
2. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e ; Dedini, F. G. . Influence of the Dynamic Behavior in the Automated Guided Vehicles. SAE Technical Papers , v. 2006, p. 1-12, 2006.
3. ALVARENGA, Flávia Bonilha; SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e ; Dedini, Franco Giuseppe . Modeling of the Powered Module for Motorizing Manual Wheelchairs.. SAE Technical Paper Series , v. 1, p. 1, 2005.

Capítulos de livros publicados

1. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e; et. al. . Canceling Interference Caused by Tremors in Joystick Controller: Study Case in Power Wheelchair. Computers Helping People with Special Need. 2 ed. : , 2010, v. 6180, p. 61-68.
2. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e; et. al.. Modeling a Hands-Free Controlled Power Wheelchair. Computers Helping People with Special Need., 2008, v. , p. 1261-1268.

Trabalhos completos publicados em anais de congressos

1. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e; et. al. . Dynamics of the wheelchair and wheel contact. In: 11th Pan- American Congress of Applied Mechanics, 2010, Foz do Iguaçu. 11th Pan- American Congress of Applied Mechanics, 2010. v. 1. p. 1-1.
2. Corrêa, F. C.; Silva, L. C. A. e Dedini, F. G.. Aplicação da Lógica Fuzzy para Otimização da estratégia de gerenciamento de energia em um HEV. MECOM 2010 – CILAMCE 2010, 2010.
3. SILVA, L. C. A., et. al. Aplicação da metodologia de projeto axiomático em sistemas de controle. In: Nono Simpósio de Mecânica Computacional, 2010, São João del Rei - MG. Nono Simpósio de Mecânica Computacional, 2010.
4. CORRÊA, Fernanda; Silva, L. C. A. ; Dedini, F. G. . Controle de uma junta robótica utilizando controlador PID na forma RST. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2010, Campina Grande - PB. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2010.
5. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e ; et. al.. Teoria de Controle Autônomo de uma Cadeira de Rodas. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2010, Campina Grande. Anais do CONEM 2010, 2010.
6. DAMASCENO, Lucas Inácio Rodrigues ; Delgado Neto, G. Geraldo ; Delgado, V. V. ; Silva, L. C. A. E. ; Dedini, F. G. . Simulação da Aplicação de Transmissão Continuamente Variável CVTs em Geradores de Energia Eólica. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM2010, 2010, Campina Grande/PB. Anais do CONEM2010. Rio de Janeiro : ABCM, 2010.

7. TANIKAWA, Marcelo Gennari; Delgado Neto, G. Geraldo; Souza, Reynaldo Barros de ; Silva, L. C. A. E. ; Delgado, V. V. ; Dedini, F. G. . Desenvolvimento de Novas Configurações de Sistemas Híbridos de Motorização e Análise de Desempenho Longitudinal Veicular. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM2010, 2010, Campina Grande/PB. Anais do CONEM2010. Rio de Janeiro : ABCM, 2010.
8. Delgado Neto, G. G.; Delgado, V. V. ; Silva, Ludmila Corrêa de Alkmin e ; DEDINI, F. G. . Development of techniques for spreading and application of methodologies. In: 20th International Congress of Mechanical Engineering COBEM 2009, 2009, Gramado. 20th International Congress of Mechanical Engineering COBEM 2009, 2009.
9. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e; Delgado Neto, G. ; Dedini, Franco Giuseppe . Levantamento Experimental da Força Lateral para o Módulo de Motorização de Cadeiras de Rodas Manuais. V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2008.
10. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e; Delgado Neto, G. ; Vivianne Cabral Vieira ; Alvarenga, Flávia Bonilha ; Dedini, Franco Giuseppe . Kit de Motorização para Cadeiras de Rodas Manuais. V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2008.
11. Delgado Neto, G. G. ; SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e ; Delgado, V. V. ; Dedini, F. G. . Aplicação do Roteiro Crítico de Projetos em Cursos de Graduação. V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2008.
12. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e ; Dedini, Franco Giuseppe . Forces Acting Between Road and Wheel of Wheelchair. In: 19th International Congress of Mechanical Engineering, 2007, Brasília. 19th International Congress of Mechanical Engineering, 2007.
13. SILVA, Ludmila Corrêa de Alkmin e ; Dedini, Franco Giuseppe . Uma Revisão da modelagem sobre contato roda piso. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2006, Recife. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2006.

Patentes em Processo

Número de protocolo: 018100016009

Título: Dispositivo Assistivo de Interface Homem-Máquina e Equipamento Controlado pelo Mesmo. Autores: Franco G. Dedini, Ludmila C. A. e Silva, Geraldo Delgado Neto e Paulo Henrique Araújo Madeira.

Número de protocolo: 018100034408

Título: Kit de Motorização para Cadeira de Rodas e Veículo Auto Guiado. Autores: Franco G. Dedini, Geraldo Delgado Neto, Ludmila C. A. e Silva e Vitor Akira Hanzawa.

Número de protocolo: 018100035807

Título: Dispositivo para Testes de Pneus e Rodas de Cadeira de Rodas. Autores: Franco Giuseppe Dedini e Ludmila C. A. Silva.

APÊNDICE A – MOMENTO AUTOALINHANTE

O momento autoalinhante é também um parâmetro importante na modelagem do contato roda-piso. Ele tem grande influência na dirigibilidade de um veículo, logo, para a sua obtenção no eixo da bancada foi adicionado um sensor para a sua medida.

A Figura A.1 apresenta a fixação do extensômetro ou strain gage. O Extensômetro é um transdutor capaz de medir deformações de um corpo, assim, quando um material é deformado sua resistência elétrica também é alterada. Logo, a resistência varia de acordo com uma função linear da força aplicada sobre a superfície da estrutura a qual está colado.



Figura A.1 Fixação do extensômetro.

A escolha de um extensômetro é feita em razão da sua sensibilidade, e normalmente é um dado do fabricante. Este fator depende da variação da resistência e da deformação. Assim, para a sensibilidade do extensômetro escolhido, a posição e as espessuras da barras são calculadas para se obterem as medidas dos esforços aplicados com precisão. Logo, para a medição correta do momento autoalinhante, a posição de colocação do extensômetro foi calculada junto com o diâmetro da barra como ilustrado na Figura A.2.

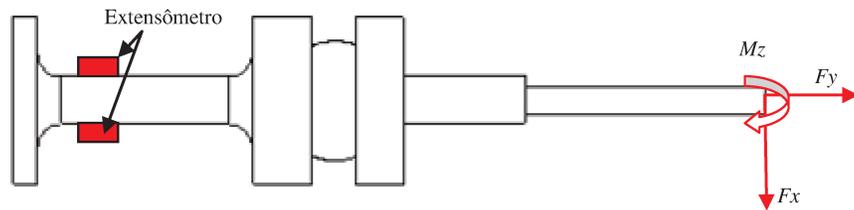


Figura A.2 Representação das Forças e posição do extensômetro.

Assim, as medições são realizadas com o extensômetro colado e ligado no sistema de aquisição da bancada. A primeira medição feita foi com o pneu de propulsão da cadeira de rodas usando o piso paviflex. Como nos demais experimentos, o ângulo de escorregamento e a força normal foram variados para se obter o gráfico apresentado na Figura A.3.

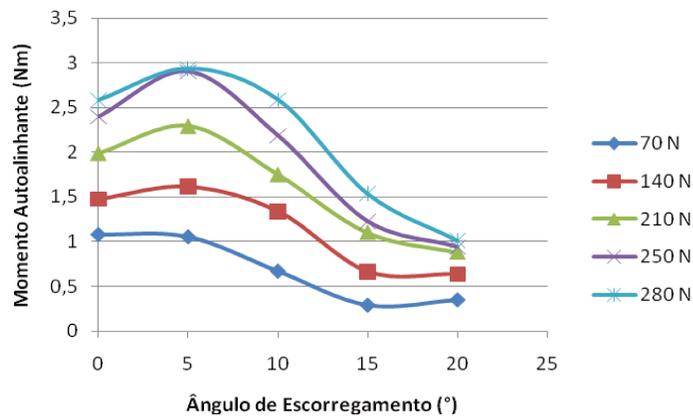


Figura A.3 Gráfico do momento autoalinhante para o piso Paviflex.

Outra medição realizada foi com o mesmo pneu, porém com o piso de borracha. Repetindo os experimentos, obteve-se o resultado apresentado na Figura A.4. Em ambos os resultados o momento autoalinhante tende a crescer até um determinado ponto, e depois decai em um certo valor e, após, tende-se a uma constante. Porém, no caso do piso de borracha, o decaimento da curva do momento autoalinhante foi mais acentuado, mesmo tendo os valores iniciais próximos em ambas as simulações.

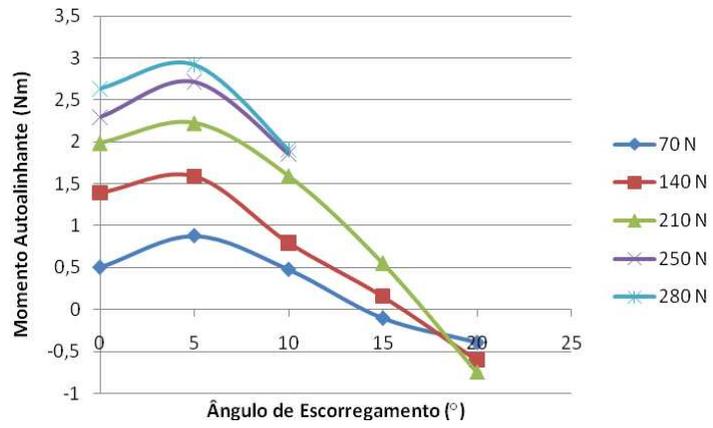


Figura A.4 Gráfico do momento autoalinante para o piso de borracha.

APÊNDICE B – CONTROLE DE *JOYSTICK*

As cadeiras de rodas são partes integrantes da vida de pessoas com diferentes tipos de deficiências motoras e o *joystick* é a principal interface de controle entre uma pessoa com deficiência e uma cadeira de rodas elétrica, conforme Ding et al. (2004). Infelizmente, alguns usuários de cadeira de rodas apresentam alguma doença que dificulta a operação do *joystick* devido principalmente ao tremor involuntário das mãos, provocando uma vibração nos seus movimentos.

O tremor normal, conhecido como tremor fisiológico, mostra amplitudes muito pequenas e altas frequências (acima de 8Hz) e não representa um sério problema para a maioria das atividades diárias na vida humana. O tremor patológico é muito mais lento, ocorrendo na frequência de 4-7 Hz (a metade do normal), e amplitude de oscilação é também significativamente mais elevada, causando um incômodo nos movimentos segundo Gonzalez et al. (1995).

Assim, é necessário uma interface de controle no *joystick* da cadeira de rodas para anular ou minimizar este tremor, proporcionando uma segurança e um controle mais efetivo do movimento.

Para o desenvolvimento do tremor, foi utilizado o programa Matlab, onde o sinal de tremor foi considerado como um sinal de ruído e como o sinal senoidal. Os testes foram feitos utilizando a variação de frequência entre 2 Hz - 12 Hz, para cobrir os grandes tremores; desde o tremor devido à doença Holmes que varia de 2 Hz - 5 Hz, Parkinson na faixa de 3 Hz - 6 Hz, o tremor essencial que é de 4 Hz - 10 Hz e tremor fisiológico que varia de 8 Hz - 12 Hz, conforme Cichaczewski e Cunha (2005).

Normalmente, em cadeiras de rodas elétricas, utilizam-se dois tipos de *joystick*: analógico e digital. Os sinais gerados a partir desses *joysticks* são adicionados com o tremor, o ruído, e o sinal resultante passa através do filtro ou outro sistema para eliminar esse ruído, como pode ser visto na Figura B.1.



Figura B.1 Fluxograma do sistema do *joystick*.

A Figura B.2 apresenta os sinais adotados para os testes de controles. Na linha vermelha é o sinal desejado, na linha verde é o ruído do tremor e na linha azul é o sinal real, que é o sinal desejado mais o ruído.

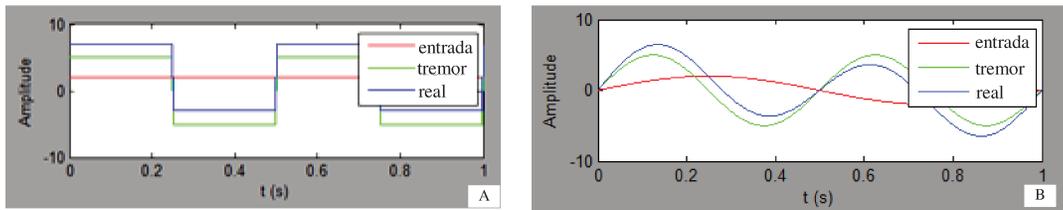


Figura B.2 Sinal de Entrada: A - *Joystick* Digital e B - *Joystick* Analógico.

O primeiro filtro usado para minimizar o tremor foi a média. Esse filtro é o tipo mais simples do filtro passa-baixa. A média é um filtro fácil de implementar e é usado normalmente para atenuar os ruídos em imagens. O segundo filtro utilizado é o outro tipo existente do filtro passa-baixa. Os filtros low-pass são filtros que passam os sinais de baixa frequência, mas atenuam os sinais com frequências mais elevadas que a frequência de corte, como ilustra a Figura B.3.

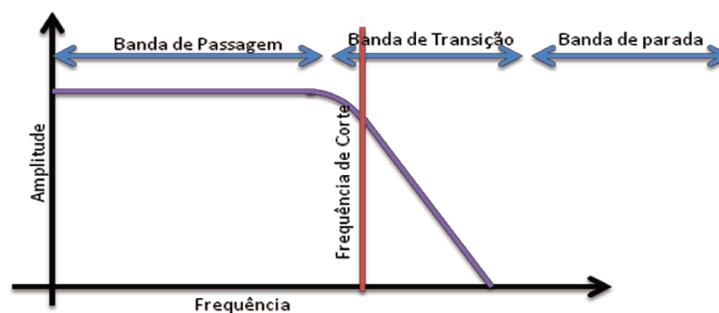


Figura B.3 Filtro passa-baixa.

O Matlab possui diferentes tipos de filtros passa-baixa, como Butterworth, Elíptico e Chebyshev. O filtro Butterworth possui uma resposta mais suave da banda de passagem e uma atenuação mais gradual na banda de saída, enquanto que o filtro Chebyshev tem uma

ondulação na resposta da banda de passagem e uma atenuação íngreme na banda de saída. Devido à frequência e a resposta linear, foi utilizado o Butterworth filtro.

A Figura B.4 apresenta o sinal de saída com a média e o filtro passa-baixa. A partir de simulação, foi observado que a frequência entre 2 Hz e 3 Hz, no filtro passa-baixa, não atenua o ruído, mas usando uma frequência maior ele atenua, porém sofre um atraso. A ideia de aplicar um filtro passa-baixa é motivado pelo fato de que o tremor é inerentemente caracterizado por componentes de frequência superiores aos do movimento desejado. No entanto, não há uma razão a priori porque o melhor filtro tem de ser passa baixa. Embora os filtros passa-baixa podem suavizar sinais tremulosos, a sua eficácia se baseia na suposição de que todos os componentes de alta frequência são indesejáveis, segundo Gonzlez (1995).

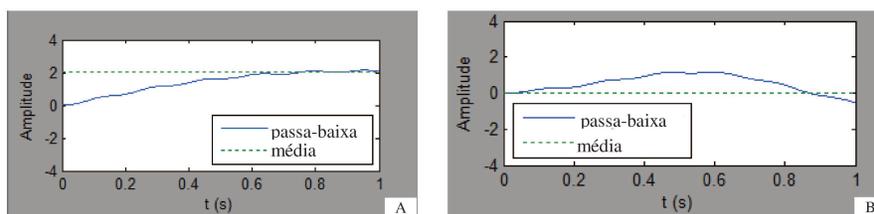


Figura B.4 Filtro passa-baixa e média: A - Digital e B – Analógico.

Outro filtro estudado foi o filtro adaptativo como é representado na Figura B.5. Um cancelamento adaptativo do ruído é um filtro auto ajustável, através da exposição a um sinal de entrada, adaptando seus parâmetros de acordo com um algoritmo de aprendizagem, conforme Widrow e Stearns (1985). Logo, como o tremor não é constante, o filtro adaptivo pode ajustar-se de acordo com a entrada. A vantagem do filtro adaptativo é que suprime apenas a frequência do tremor e reduz a distorção dos sinais involuntários. O princípio do cancelamento é obter uma estimativa do sinal de interferência e subtrai-lo do sinal de entrada com o ruído.

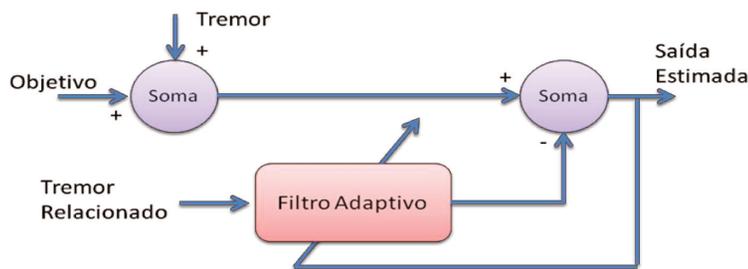


Figura B.5 Fluxograma do filtro Adaptivo.

Neste princípio, são necessárias duas entradas, uma primária e outra de referência. A entrada principal é o sinal desejado mais o ruído; a entrada de referência é o sinal originado do ruído, segundo Farhang-Boroujeny (1998). A Figura B.6 apresenta um filtro adaptativo, onde pode ser visto que as saídas dos sinais foram similares às entradas desejadas representadas na Figura B.2. Neste caso, foi utilizado, como um ruído de referência, um sinal similar ao ruído de tremor para cada tipo de *joystick*; entretanto, se for utilizado outro ruído de referência o sinal de saída será diferente.

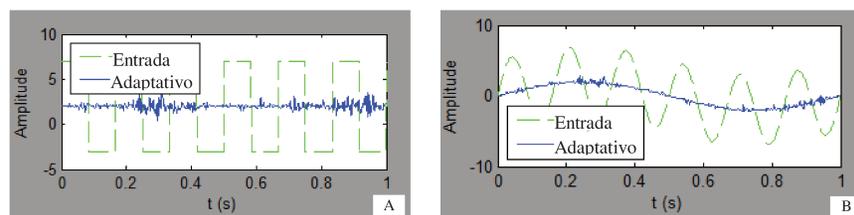


Figura B.6 Filtro Adaptativo: A – Digital e B – Analógico.

Por último, foi estudado o Filtro Fuzzy. As regras da lógica Fuzzy são aplicadas para suprimirem os movimentos involuntários da mão e extrair o movimento desejado do *joystick*. Conforme Juarez-Hermndez et al. (2005), o procedimento para se obter o modelo Fuzzy adaptativo é composto de cinco etapas. A primeira é analisar o sistema a ser modelado para entender seu comportamento; a segunda é obter os dados de entrada / saída para treinamento; a terceira é definir o tipo de funções de pertinências a ser utilizado; a quarta é definir o método de inferência e a última é otimizar o modelo Fuzzy. Este modelo Fuzzy foi obtido utilizando o Matlab Fuzzy Logic Toolbox, ilustrado na Figura B.7.

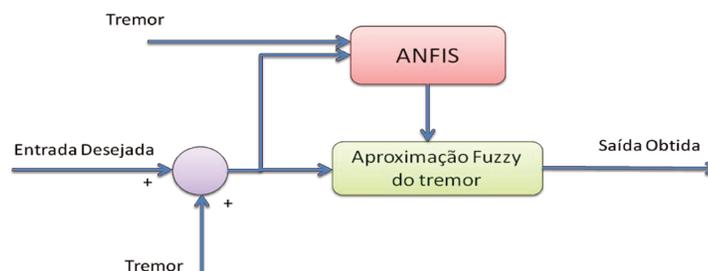


Figura B.7 Fluxograma do funcionamento do filtro Fuzzy.

A Figura B.8 apresenta as simulações dos filtros Fuzzy em ambos os casos foram utilizados as mesmas regras. As regras foram geradas em função do tremor. Na saída digital pode ser notado que o sinal na extremidade do retângulo, aparece uma

senóide isso aconteceu porque foi usado o ruído senóide para gerar as regras do filtro fuzzy.

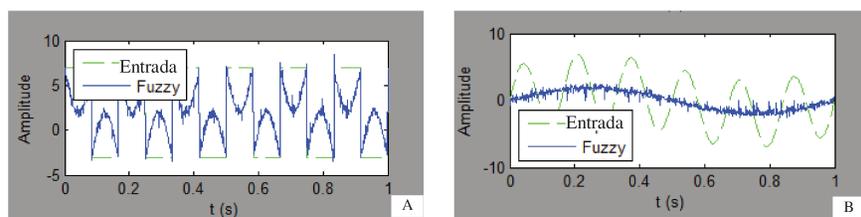


Figura B.8 Filtro Fuzzy: A- Digital e B – Analógico.

Anexando um *joystick* em um computador foi possível testar os filtros estudados. Neste teste foi utilizado um *joystick* da Microsoft, que permitiu a simulação dos dois tipos do *joystick*, o analógico e o digital.

A Figura B.9 apresenta a posição do *joystick* com e sem o filtro passa-baixa, estas posições são representadas por círculos de cores diferentes. O círculo verde é a posição do *joystick* digital, no qual foi desenvolvido um controle que corrige a entrada desejada por um temporizador. O círculo vermelho é a posição após o filtro passa-baixa e o azul é a posição real do *joystick*. Como pode ser visto na Figura B.9, o tremor na direção y, na simulação de ambos, o círculo vermelho fica entre a posição central e a desejada, e no *joystick* digital o círculo verde fica na posição desejada.



Figura B.9 Representação do *Joystick* : A- Digital e B- Analógico.

Estes *joysticks* também foram implementados no laboratório virtual da cadeira de rodas como ilustrado na Figura B.10 . Durante a simulação, a cadeira segue os comandos feitos a partir do *joystick*, mas foi notado algum atraso na resposta da cadeira de rodas. Isso pode ter ocorrido devido ao atraso do próprio filtro ou em consequência do comportamento dinâmico da própria cadeira de rodas. No gráfico das entradas de força pode ser visto que a oscilação tende a algumas posições como foi sublinhado com um retângulo.

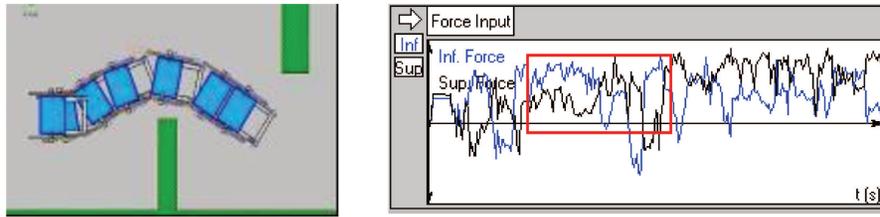


Figura B.10 Simulação do filtro passa-baixo do *joystick* analógico.

A simulação da Figura B.11 apresenta uma cadeira de rodas seguindo os comandos vindos do *joystick* e ilustra a eliminação do tremor em algumas frequências. Isso é notado pelo gráfico das forças e pode ser visto que a oscilação, às vezes, tende a uma constante.

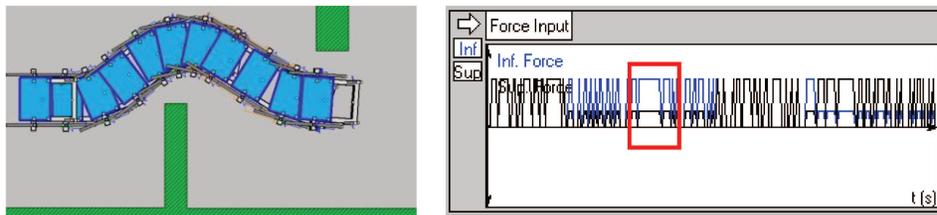


Figura B.11 Simulação do filtro passa-baixo do *joystick* digital.

APÊNDICE C – PARÂMETROS DO MOTOR

A identificação da constante de torque (K_t) pode ser obtida pelo gráfico da Figura C.1. A constante K_t é descrito como:

$$K_t = \frac{T}{I_a} = \tan \alpha = \frac{y_b - y_a}{x_b - x_a} = 0,38 \quad (C.1)$$

O valor da constante de torque é igual ao valor da Força Contra-Eletromotriz (K_e).

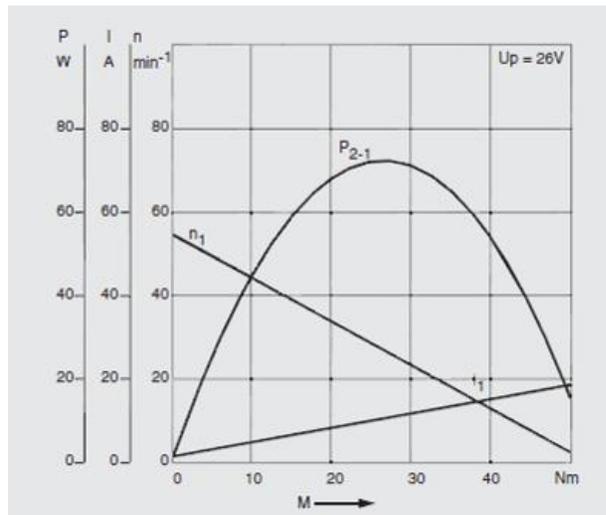


Figura C.1 Gráfico das curvas características do motor CEP 24V e 46W (Bosch, 2005).

Os valores da resistência da Armadura (R_a) e da indutância a Armadura (L_a) são necessários à realização de um ensaio experimental. O valor de R_a medido é de 4Ω . O L_a pode ser obtido:

$$T_m = L_a \times i_n^2 \quad (C.2)$$

Assim o valor de L_a é aproximadamente $0,4H$.

Os valores do coeficiente de atrito viscoso (B) e do atrito estático (F) são obtidos através do gráfico do torque versus a rotação, no qual o atrito viscoso, como apresenta na equação, é igual a $8,53Nms/rad$.

$$B = \tan \theta = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = 8,53 \quad (\text{C.3})$$

Momento de Inércia pode ser obtido através da equação:

$$J = \frac{mR^2}{2} = \frac{1,1 \times 0,03^2}{2} = 495 \times 10^{-6} \frac{Nms^2}{rad} \quad (\text{C.4})$$

APÊNDICE D - FPGA

Em sistemas de controle, são raros os casos em que não há necessidade do uso de alguma unidade de processamento. Isso ocorre somente quando o sistema de controle possui uma lógica extremamente simples; porém, nas demais situações, normalmente é necessário o uso de uma ou mais CPUs (Central Processing Unit). Um exemplo de uso do CPUs é o protótipo do kit de motorização desenvolvido.

Atualmente existem várias plataformas de processamento e algumas são microcontroladores, CLPs (Controladores Lógico-Programáveis), FPGAs (Field Programmable Gate Array), DSPs (Digital Signal Processing), PCs (embarcados). No kit de motorização, os microcontroladores apresentam-se como uma das alternativas de menor custo, com uma confiabilidade satisfatória, simplicidade, menor tempo de desenvolvimento e menor consumo; porém apresentam uma limitada capacidade de processamento e de memória. Assim, quando se necessita de um processamento rápido e uma maior capacidade de armazenamento, uma alternativa aplicada é o FPGA.

As vantagens da aplicação do FPGA sobre um microcontrolador é que incluem maior rapidez de processamento, design compacto e a eliminação de comunicação entre módulos de diferentes plataformas resultando, assim, numa melhoria da resposta, por exemplo, em mudança dinâmica do ambiente.

Quando se utilizam técnica de sistemas adaptativos e controle robusto em robôs, surgem problemas decorrentes da capacidade dos processadores embarcados, o que tornam os FPGAs uma solução atrativa, já que se trata de um hardware que pode ser adaptado às necessidades do sistema de acordo com Simões e Globo (2006). E também, quando um sistema de controle necessita de uma resposta rápida, por se relacionar com seres humanos, o FPGA se torna mais viável que o microcontrolador, por apresentar uma alta velocidade de processamento de dados e ser reconfigurável durante a sua execução, como já foi abordado anteriormente.

Segundo Castro (2007), o FPGA surgiu através dos CPLDs e MPGAs (“Mask Programmable Logic Array“- Arranjo de Portas Programáveis por Máscara) no intuito de

superar as dificuldades encontradas na fabricação de FPDs (“Field-Programmable Devices” - Dispositivos Programáveis em Campo) de capacidades mais elevadas.

A arquitetura dos CPLDs esbarrava na grande complexidade da matriz de interconexão para dispositivos com grande capacidade lógica, enquanto que a tecnologia de FPGA se apresenta com uma revolucionária arquitetura de FPDs que oferece possibilidades muito maiores de expansão devido à técnica de “conexão segmentada” de blocos lógicos, diferenciando-se da “conexão contínua” utilizada nos FPDs precursores.

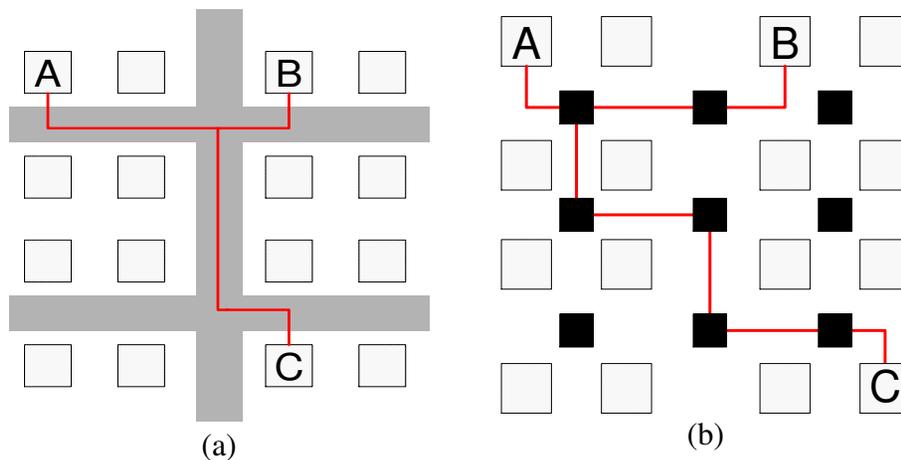


Figura D.1 Exemplos de conexão (a) conexão contínua (CPLD) (b) conexão segmentada (FPGA) (Zagheto, 2009).

A indústria Altera foi uma das pioneiras na tecnologia do CPLD (“Complex Programmable Logic Device” - Dispositivo Lógico Programável Complexo) lançando o EPLC (“Erasable Programmable Logic Device” - Dispositivo Lógico Apagável e Programável) em 1988.

Um dispositivo lógico programável ou PLD (“Programmable Logic Device” - Dispositivo Lógico Programável) é um componente eletrônico usado para construir circuitos digitais. Diferente de uma porta lógica, que tem uma função fixa, um PLD tem uma função indefinida no momento da fabricação, logo, antes que um PLD possa ser usado em um circuito, ele deve ser programado.

Segundo Astarloa et al. (2009), as principais vantagens das implementações do algoritmo utilizando FPGAs são, especificamente:

- Custo-eficiência;

- Alta transferência de dados;
- Arquitetura eficiente e a habilidade de modificar; e,
- Atualizar o algoritmo dinamicamente constante.

Para um estudo inicial, este dispositivo foi selecionado para a implementação do sistema de controle do FPGA fabricado pela Altera[®], sendo escolhido o Cyclone II[®]. Nesta placa de desenvolvimento já existem algumas entradas e saídas definidas auxiliando no desenvolvimento e na realização de teste. Esta placa é ilustrada na Figura D.2.



Figura D.2 Cyclone II (Altera, 2009).

Para implementar os projetos digitais no FPGA normalmente é utilizada a linguagem VHDL (Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language). O VHDL é significativamente diferente de uma descrição em linguagem de programação, como C ou Basic, ele se destina principalmente para descrever os circuitos eletrônicos.

D.1 Algoritmo Genético

Para o primeiro estudo do controle em FPGA, foi implementado o algoritmo genético no planejamento da trajetória. O Algoritmo Genético (GA) é baseado na teoria da evolução de Darwin, onde os cruzamentos e mutações podem gerar populações melhores. GA usa aleatoriedade para cobrir toda a área de busca de possíveis soluções para o problema de otimização da trajetória de planejamento e usa o determinismo para obter as melhores soluções.

O algoritmo genético é baseado nos princípios da seleção natural e modificação genética. A forma mais simples de algoritmo genético envolve três tipos de operadores: seleção, crossover e mutação.

- Seleção - Este operador seleciona o cromossomo na população para a reprodução.
- Cruzamento - Este operador escolhe aleatoriamente um lugar e troca de subsequências antes e depois do locus entre dois cromossomos para criar dois filhos.
- Mutação - Este operador altera aleatoriamente alguns dos bits em um cromossomo. A mutação pode ocorrer em cada posição de bit em uma string com alguma probabilidade, geralmente muito pequena.

Mitchel (1996) propôs que um GA pode ser dividido em algumas etapas. A primeira etapa é a geração da população aleatoriamente com n números de cromossomos e também gerando os indivíduos, a segunda etapa é avaliar o fitness $f(x)$ de cada indivíduo na população, o terceiro é repetir os passos seguintes até ter n filhos:

- a. Selecione dois indivíduos da população com probabilidades proporcionais aos seus valores de fitness;
- b. Com a probabilidade de cruzamento é escolhido o par para formar dois filhos. Se nenhum cruzamento ocorre, formam dois filhos que são cópias exatas dos respectivos pais; e,
- c. Mutação dos dois descendentes em cada lacuna de acordo com probabilidade de mutação e este resultado da mutação é substituído nos cromossomos tendo uma nova população.

O quarto passo é substituir a população atual pela nova população e a quinta etapa, e última, repita a segunda etapa até que o critério de parada seja atingido. Assim, a Figura D.3 apresenta o diagrama de blocos das etapas.

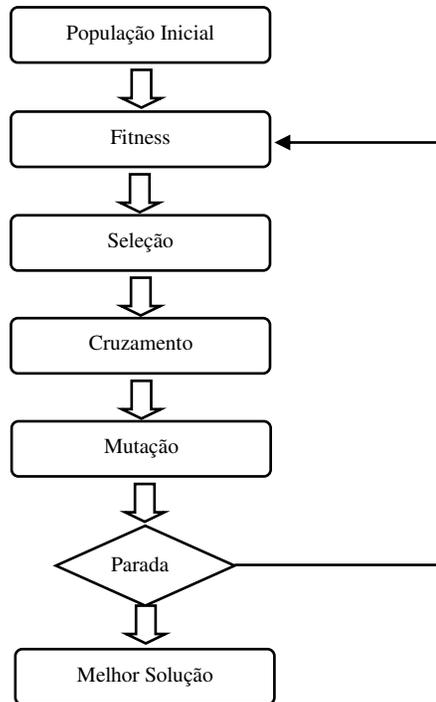


Figura D.3 Diagrama em blocos do GA.

D.2 População Inicial

A população contém um certo número de soluções que é conhecido como cromossomos ou indivíduo, e cada indivíduo na população representa uma possível solução para um dado problema. Neste trabalho, cada solução é o caminho entre o ponto de partida e o ponto de meta, ponto final desejado. Uma população P consiste em indivíduos com p_i e $i = 1, 2, \dots, n$:

$$\text{População Inicial} \Rightarrow P = \{p_1, p_2, \dots, p_n\} \quad (\text{D.1})$$

O indivíduo pode encontrar em qualquer ponto compreendido o ponto inicial e o ponto final. Assim, um p_i individual consistem em:

$$p_i = [c_{inicial}, c_1, c_2, \dots, c_{final}] \quad (\text{D.2})$$

O algoritmo genético da população inicial geralmente é gerado aleatoriamente. Há muitos tipos diferentes de abordagem para a geração de uma população aleatória.

D.3 Fitness

A função de fitness é um problema específico de cada problema a ser estudado. Neste caso estudado, a função de fitness é o caminho mais curto entre o ponto de partida e o ponto final. Por conseguinte, o fitness pode ser calculado como:

$$d = \sqrt{(x_{c_{i+1}} - x_{c_i})^2 + (y_{c_{i+1}} - y_{c_i})^2} \quad (\text{D.3})$$

Onde d é a distância entre o indivíduo em função das duas coordenadas (x, y) . Al-Taharwa (2008) considera a solução completa como:

$$p_i = d_o + d_1 + \dots + d_m \quad (\text{D.4})$$

Onde d_0 é a distância entre $c_{inicial}$ e c_1 , d_1 é a distância entre c_1 e c_2 e d_m é entre c_1 e c_{final} .

D.4 Seleção

Existem vários operadores diferentes para a seleção. Este operador seleciona o cromossomo da população para a reprodução. Com isso os melhores indivíduos são mais propensos a ter mais filhos do que os piores indivíduos.

Elitismo é o nome do método de seleção que primeiro copia os melhores cromossomos para a nova população. Elitismo pode aumentar rapidamente o desempenho do algoritmo genético, pois evita a perda da melhor solução já encontrada.

Outro tipo de seleção é a seleção de roleta, cada indivíduo é ponderado para a seleção de acordo com seu valor de fitness. A desvantagem desse método é que ele pode escolher um dos pais com frequência para o acasalamento, se seu fitness for muito maior do que o resto da população.

A seleção ranking é baseada na ordem de fitness, no qual o indivíduo pode ser classificado. Ele classifica a população de acordo com seu fitness, e, em seguida, seleciona os indivíduos pela probabilidade, de acordo com sua posição na lista ordenada.

A seleção por torneio não se baseia na concorrência dentro da geração total, mas em um subconjunto da população. Um número de indivíduos é selecionado aleatoriamente, e um concurso seletivo ocorre. O vencedor de um torneio grande tem uma maior aptidão do que o vencedor de um torneio menor.

Neste trabalho foi utilizada a seleção por roleta. A probabilidade foi proporcional ao fitness da distância. Quanto melhor a distância entre os pontos, maior era a probabilidade e quanto pior a distância, menor era a sua probabilidade.

D.5 Cruzamento

A operação de cruzamento genético permite que novos indivíduos sejam criados e testados. A operação de cruzamento começa com os dois pais independentemente selecionados probabilisticamente da população com base no seu fitness. A seleção é feita de tal maneira que o melhor cromossomo do fitness, o mais provável, seja selecionado.

A operação de cruzamento produz dois descendentes. Cada prole contém algum material genético de cada um dos seus pais. Assim, o operador de cruzamento combina o material genético dos dois pais, trocando uma parte de um pai com uma parte do outro. Neste trabalho foi utilizado um cruzamento linear como apresenta na Figura D.4.



Figura D.4 Cruzamento (Banzhaf et al., 1998).

D.6 Mutação

A operação de mutação permite que novos indivíduos sejam criados. Ela começa com a seleção de um indivíduo da população com base no seu fitness. Um ponto ao longo da cadeia é selecionado aleatoriamente e os caracteres, neste ponto, são alterados aleatoriamente. O indivíduo alterado é copiado para a próxima geração da população, conforme é apresentado na Figura D.5 .

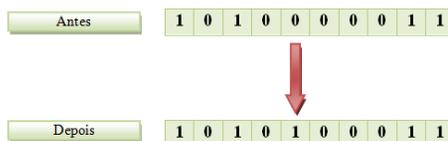


Figura D.5 Mutação.

D.7 Protótipo de teste

A implementação do algoritmo genético foi feita no Altera, o Quartus II ®. Todo o programa foi escrito em VHDL e com a ajuda do monitor foi possível visualizar o resultado. Na Figura D.6 são apresentados a placa de desenvolvimento e monitor de teste.

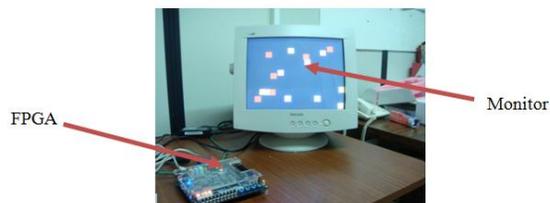


Figura D.6 Simulação.

Como foi ilustrado na Figura D.3, o primeiro passo para a implementação do algoritmo genético é a população inicial gerada aleatoriamente. Portanto, dada as coordenadas x e y do ponto inicial e o ponto final, a população é gerada conforme ilustrado na Figura D.7.

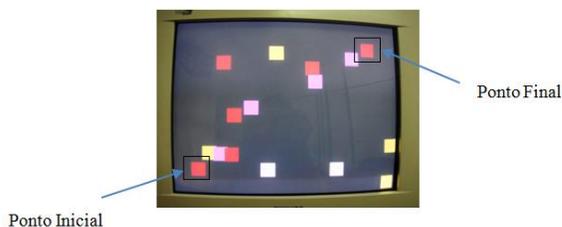


Figura D.7 Geração da população inicial aleatoriamente.

Seguindo os passos do diagrama, foi implementado o fitness, o cruzamento e a mutação. O critério de parada, neste trabalho, é repetir até o número de interação desejada. O resultado da melhor trajetória encontrada é apresentado na Figura D.8.

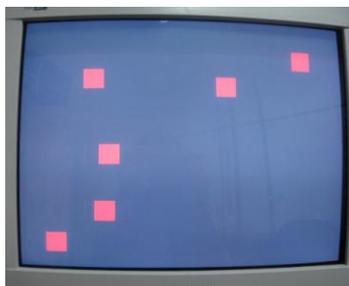


Figura D.8 Resultado da melhor trajetória.

Na Figura D.8, nota-se que, ao se dar o ponto de partida e ponto final, há uma tendência para a menor trajetória, e neste caso, seria um caminho projetado em diagonal. No entanto, percebe-se que alguns pontos estavam fora da curva, ou melhor, fora desta linha diagonal. Isso deve à alguma aproximação matemática feita e/ou algum erro no cálculo da distância menor.

APÊNDICE E - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Vários modelos diferentes de bancadas experimentais estão disponíveis atualmente para a realização do estudo do contato roda-piso e do comportamento dinâmico do pneu. Diversos experimentos, nesta área, foram desenvolvidos com a finalidade da obtenção dos parâmetros dos pneus ou para observar o seu comportamento.

Foi desenvolvida por Grant (2003) uma plataforma de testes para cadeira de rodas, como se apresenta a Figura E.1. Essa plataforma se baseia em pares de roletes. Estes roletes são montados em eixos independentes, de modo que um cilindro é colocado em cada roda motriz da cadeira de rodas como é ilustrado na Figura E.1. Neste rolo são acoplados aos sensores de deslocamento angular e aos freios. Os motores são acoplados por uma embreagem eletromagnética nos eixos dos rolos e a transmissão é feita através de correias.

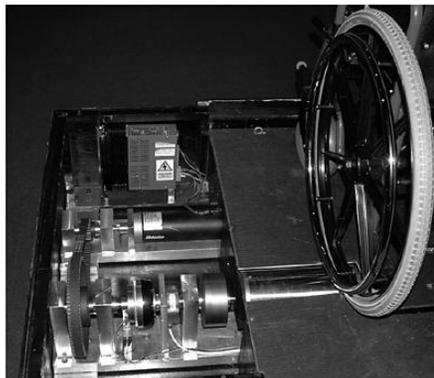


Figura E.1 Plataforma de movimentação (Grant, 2003).

Para o teste de motores elétricos para carros híbridos foi desenvolvida, por Rahim et al. (2006), uma nova concepção de bancada de teste como é apresentada na Figura E.2. Basicamente, esta bancada é composta do conjunto pneu e motor elétrico apoiados por um braço articulado e a superfície de contato deste pneu, ou seja, o solo é representado por um cilindro que gira livremente.



Figura E.2 Bancada de Teste (Rahim et al., 2006).

A Figura E.3 apresenta uma bancada de teste para motocicletas desenvolvida por LU (2005). O ensaio consiste na aplicação de forças experimentais para condições de escorregamento puro e combinado. Toda a estrutura da motocicleta pode ser movida lateralmente por cilindros pneumáticos. A roda traseira da motocicleta desmontada é instalada no tambor. Um pistão pneumático é instalado na roda traseira e controlado por um regulador de pressão para variar a força normal atuada sobre a roda traseira. O tambor é movido por um motor com embreagem eletromagnética.

Quatro células de carga estão instaladas na bancada de teste para as medições das forças longitudinais, laterais e normais. Um acelerômetro também é instalado para se obter uma resposta à velocidade de escorregamento lateral. E três encoders são instalados um na roda dianteira, outro na roda traseira e por último no cilindro para a obtenção da velocidade angular desses.

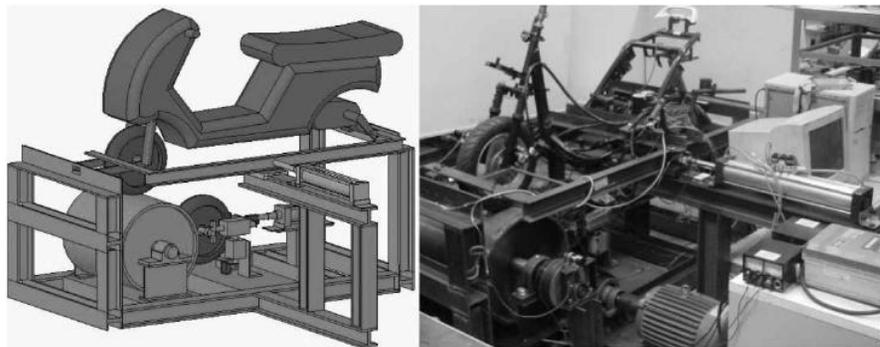


Figura E.3 Bancada de Teste (Lu, 2005).

A bancada da Figura E.4 foi usada para o levantamento de parâmetros modais, objetivando o desenvolvimento de um modelo estático de pneu por CHENGJIAN (2006).

Neste experimento, vários obstáculos de diferentes tamanhos foram usados, porém mantendo a altura do eixo da roda constante. A bancada é composta por uma estrutura que possibilita a alteração do posicionamento da mesa plana, sendo possível a medição do valor da carga vertical e longitudinal do eixo.

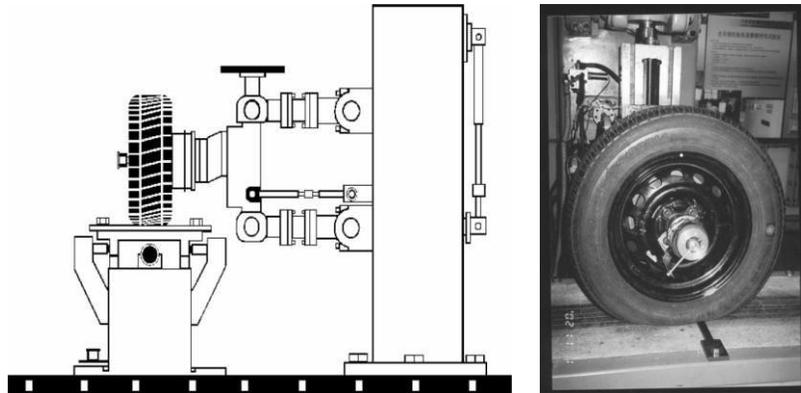


Figura E.4 Bancada de Teste (CHENGJIAN, 2006).

A bancada da Figura E.5 foi desenvolvida por Eric Gough para medir a distorção lateral e a distribuição das tensões associadas. A montagem do pneu é apoiada ao chão por uma estrutura rígida. O pneu repousa sobre um conjunto de prancha simulando uma estrada, que pode ser movida lentamente sobre os rodízios de apoio para dar movimento relativo entre o eixo e o piso. No pneu pode ser definido um ângulo de escorregamento e o pino de fixação irá controlar a distorção lateral que o pneu gera ao girar em relação à plataforma. Na esteira são acopladas molas rígidas nas suas extremidades, permitindo-se a medição da força do pneu.

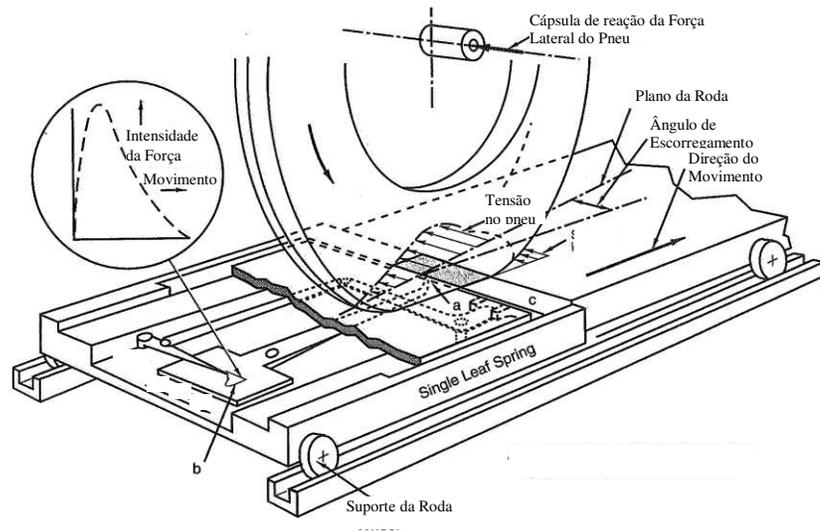


Figura E.5 Características do pneu por Gough (Milliken e Milliken, 1995).

O próximo equipamento de teste de pneus, apresentado na Figura E.6, é usado para a obtenção dos dados através de uma trilha (correspondendo a uma pista), que simula o movimento livre da roda no asfalto, um sistema de carga vertical, o ajuste do ângulo de escorregamento ou deriva do pneu, o ajuste do ângulo de cambagem e os transdutores da força lateral. Assim, o equipamento fornece a força lateral induzida em tempo real, ou seja, um mapeamento entre o deslizamento para os vários ângulos e entre as forças laterais para diferentes cargas verticais.

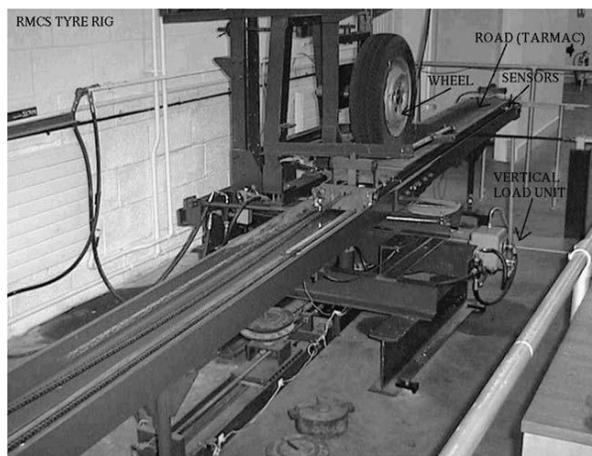


Figura E.6 Bancada de teste da Universidade de Cranfield (Economou e Colyer, 2006).

A próxima bancada de teste abordada e apresentada na Figura E.7 é da Universidade Técnica Middle East (METU) do Laboratório de Engenharia Automotiva. Essa bancada possui uma fundação de concreto, que suporta o equipamento e isola as vibrações da máquina.

O sistema de motorização desta bancada é composto por um motor elétrico trifásico de 30kW de potência acoplado a uma caixa de transmissão. A velocidade do motor elétrico é controlada por um inversor de frequência. O tambor externo é fabricado especialmente com o eixo. A estrutura do equipamento suporta o posicionamento dos pneus, a aplicação da carga, um transdutor de força e o pneu.

Há também sistemas para ajustar o ângulo de escorregamento e de cambagem do pneu. A carga vertical é aplicada por uma suspensão pneumática, o que ajuda no amortecimento de vibrações excessivas dos pneus durante os testes.



Figura E.7 Bancada de Teste da METU (Tönük e Ünüsoy, 2001).

A Figura E.8 apresenta uma torre de medição do pneu no qual, para se realizar um ensaio, usa-se também um tambor rotativo. Esta torre de medição permite o estudo do escorregamento combinado. O pneu e o cubo de medição podem ser movidos na direção vertical e a aplicação da carga é controlada por um cilindro hidráulico. A armação da roda e a do cilindro vertical são montadas no topo da estrutura. O ângulo de esterçamento (δ) pode ser ajustado por um cilindro hidráulico.

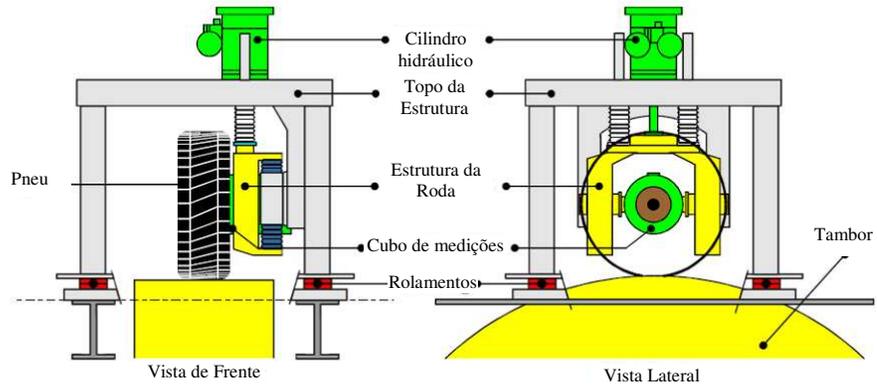


Figura E.8 Torre de medição do pneu (Zegelaar, 1998).

APÊNDICE F - CIRCUITO ELÉTRICO DO KIT DE MOTORIZAÇÃO

A construção do circuito de controle do motor foi dividida em alguns módulos. O primeiro módulo é composto do circuito com a lógica da mudança de direção e do circuito apresentados pela Figura F.4. O segundo módulo é o circuito de potência, ou seja, a ponte completa composta pelos mosfets Figura F.1. Outro módulo é o circuito de controle composto pelos microcontroladores apresentados na Figura F.4 e por ultimo na Figura F.3 apresenta os sensores, tanto o encoder quanto os sensores responsáveis no reconhecimento da trilha desenhada no chão.

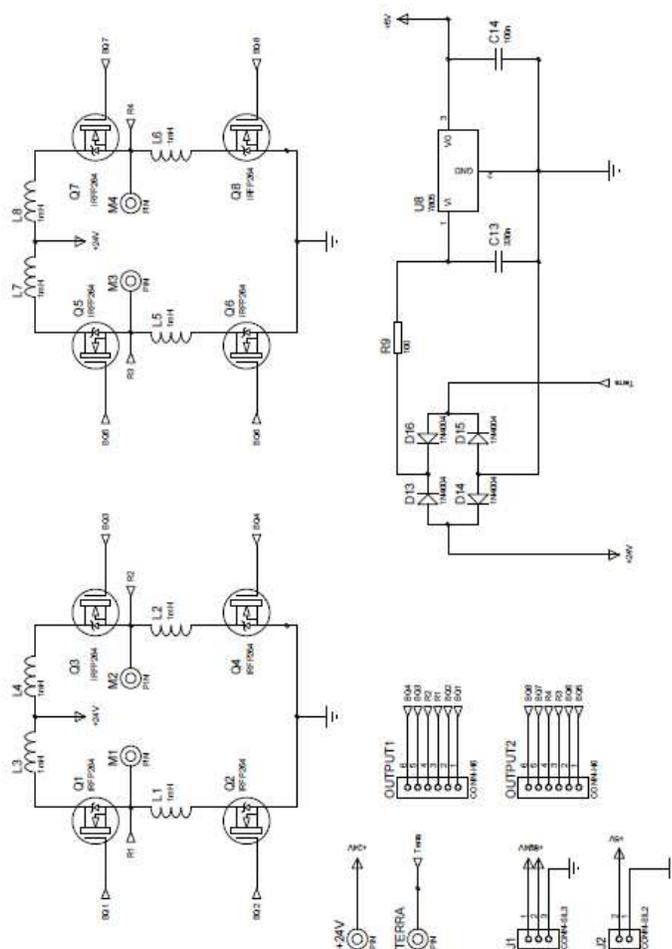


Figura F.1 Ponte H do controle de velocidade dos motores do sistema de motorização

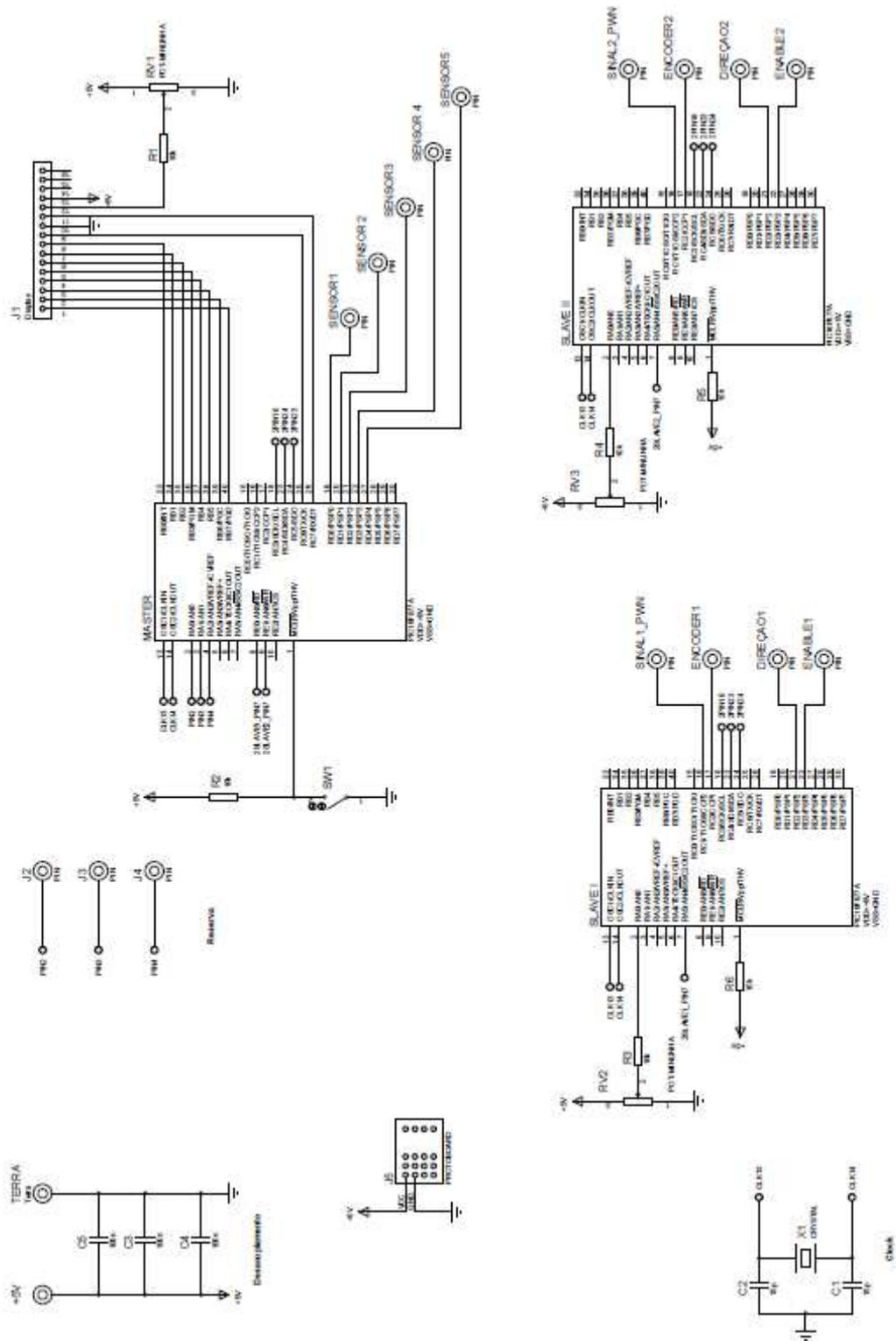


Figura F.2 Circuito dos PIC F16F877A

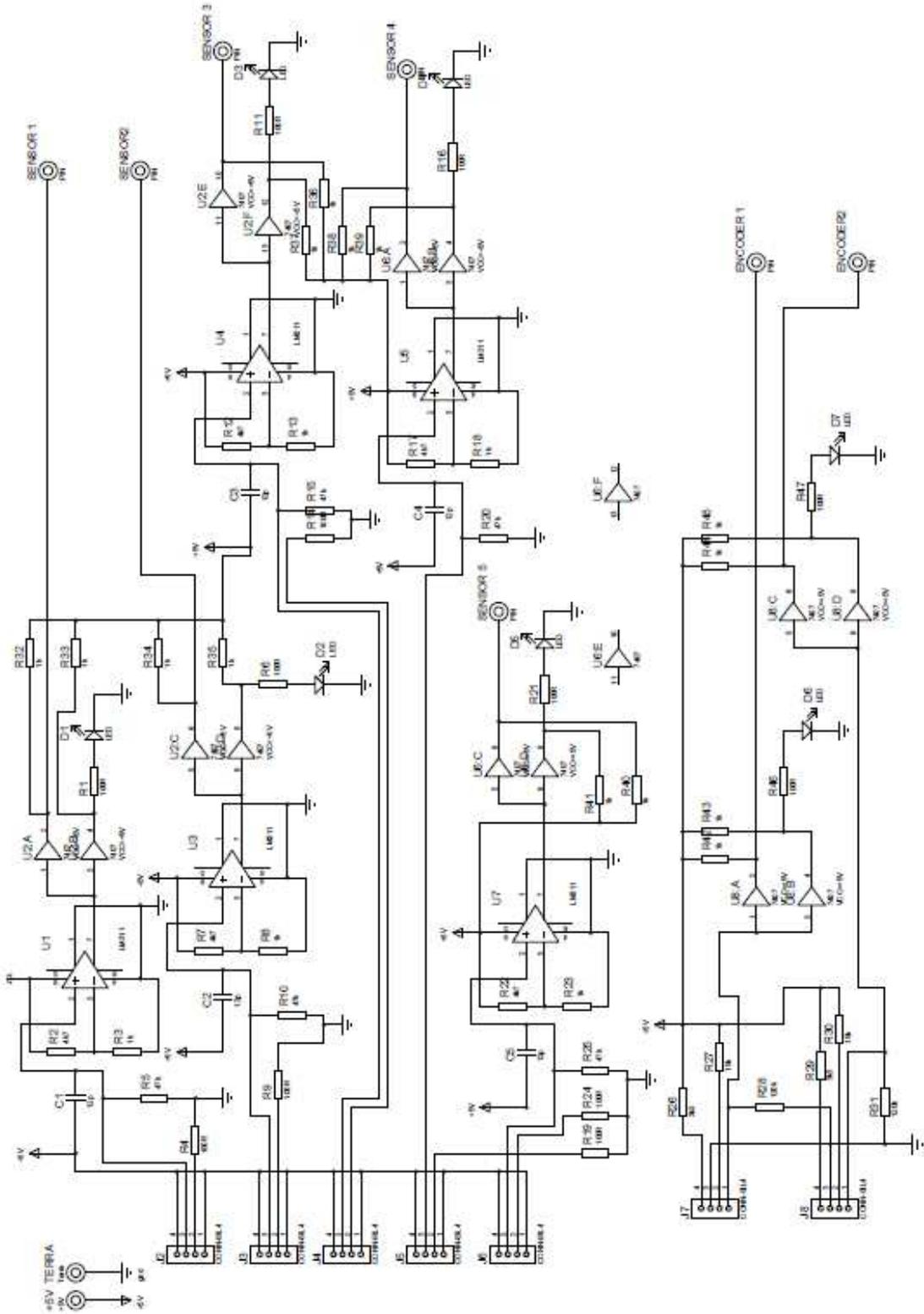


Figura F.3 Circuito dos sensores

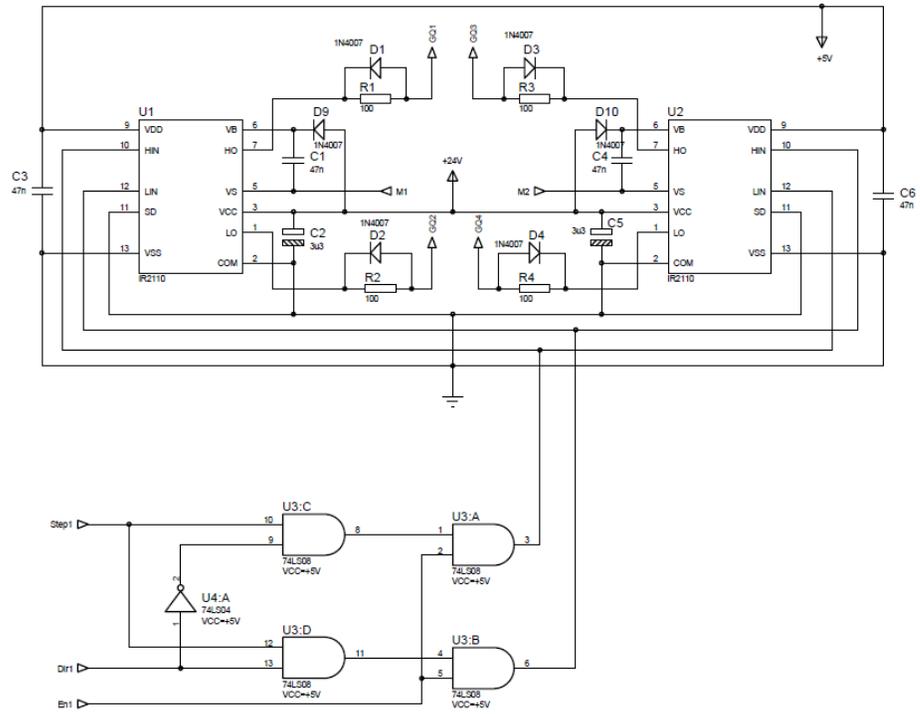


Figura F.4 Circuito de comando de uma ponte H