### Rafael Coronel Bueno Sampaio

### Sistemas de Controle e Nova Arquitetura para Diferencial Eletrônico em Veículos de Passeio Convencionais a Combustão Convertidos em Veículos Híbridos 4x4

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Dinâmica das Máquinas & Sistemas Orientador: Prof. Assoc. Marcelo Becker

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA VERSÃO CORRIGIDA. A VERSÃO ORIGINAL ENCONTRA-SE DISPONÍVEL JUNTO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA EESC-SP

#### AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

#### Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

S192s	Sampaio, Rafael Coronel Bueno. Sistemas de controle e nova arquitetura para diferencial eletrônico em veículos de passeio convencionais a combustão convertidos em veículos híbridos 4x4. / Rafael Coronel Bueno Sampaio ; orientador Marcelo Becker. São Carlos, 2011.
	Dissertação - (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica de Máquinas e Sistemas) Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2011.
	<ol> <li>Sistemas de controle. 2. Sistema diferencial eletrônico. 3. Arquiteturas de controle para SDE. 4. Controle robusto ótimo. 5. Inteligência artificial. 6. Geometria de Ackerman. 7. Rodas elétricas. I. Título.</li> </ol>

#### FOLHA DE JULGAMENTO

#### Candidato: Bacharel RAFAEL CORONEL BUENO SAMPAIO

Título da dissertação: Sistemas de controle e nova arquitetura para diferencial eletrônico em veículos de passeio convencionais a combustão convertidos em veículos híbridos 4x4.

Data da defesa: 30/09/2011:

### Comissão Julgadora:

#### Prof. Associado Marcelo Becker (Orientador) (Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Prof. Dr. Adriano Almeida Gonçalves Siqueira (Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Prof. Dr. Edson Roberto de Pieri (Universidade Federal de Santa Catarina/UFSC)

### **Resultado:**

PROVADO

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica: Prof. Associado Marcelo Areias Trindade

Presidente da Comissão de Pós-Graduação: Prof. Associado Paulo Cesar Lima Segantine

Dedicatória

Este trabalho é dedicado à minha amada esposa Tati e às minhas amadas filhas Lica e Naná.

Primeiramente, agradeço a Deus por Sua providência.

Ao meu orientador, o Prof. Assoc. Marcelo Becker, pelo crédito, orientação, por tornar meu trabalho prazeroso, e por ter se tornado, ao longo desses anos, um amigo.

À minha esposa Tati e às minhas filhas Lica e Naná pelo amor, pela paciência, compreensão e incentivo. Meu amor estará sempre com vocês.

Meus sinceros agradecimentos aos Professores Adriano A. A. Siqueira e Glauco A. P. Caurin pela orientação em partes imprescindíveis deste trabalho. Ao Professor Eduardo Morgado Belo (LADinC) pelo importante auxílio no empréstimo de equipamentos para testes experimentais com a plataforma HELVIS.

Aos Professores Vilma Alves de Oliveira e Jerson Barbosa de Vargas do Departamento de Engenharia Elétrica/EESC/USP pelo valioso suporte na caracterização dos atuadores utilizados neste trabalho.

À amiga Kelen Cristiane Teixeira Vivaldini por ter me apresentado ao Laboratório de Robótica Móvel (LabRoM). Aos amigos Ricardo Breganon e Fabio Toledo Bonemer De Salvi pela amizade e auxílio técnico em alguns experimentos.

Aos amigos André Carmona Hernandes, Kleber O. Andrade, Jorge Pablo Moraga Galdames, Alexandre Branquinho Rocha, Luiza Mesquita Sampaio do Amaral, por todos os bons momentos dentro dos últimos anos, divididos entre boas discussões, *brainstorms*, muitas risadas e grandes histórias. Aos amigos Henry Borrero Guerrero e Carolina Duran pela amizade e auxílio em momentos importantes do meu mestrado.

Aos alunos de iniciação científica Gabriel Serrano de Lima, Vinicius V. M. Fernades, Jussara Ribeiro e Vinicius L. Lemos pela importante contribuição dentro do projeto "Rodas Elétricas".

À CPFL (Companhia Paulista de Força e Luz), à ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica) e a FIPAI (Fundação para o Incremento da Pesquisa e do Aperfeiçoamento Industrial) pelo financiamento do projeto e pela concessão de bolsa de estudos.

Epígrafe

"Não estava chovendo quando Noé construiu a Arca."

Howard Ruff, Consultor Financeiro e Escritor Norte-Americano

### Resumo

SAMPAIO, R. C. B. Sistemas de Controle e Nova Arquitetura para Diferencial Eletrônico em Veículos de Passeio Convencionais a Combustão Convertidos em Veículos Híbridos 4x4. 2011. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

Este trabalho apresenta três sistemas de controle distintos para a atuação em sistemas de tração elétrica traseira em veículos de passeio convencionais convertidos em VEHs (veículos elétricos híbridos) 4x4, enfocando o desenvolvimento de um sistema diferencial eletrônico (SDE). As principais arquiteturas de veículos híbridos são apresentadas. O SDE, que atua em tempo de execução nas velocidades angulares dos pneumáticos traseiros em manobras variadas, depende dos sinais de esterçamento e aceleração impostos pelo condutor, considerando as modelagens cinemática e dinâmica do veiculo no cálculo dos valores de referência para o controlador. Controladores PID modificado, neurofuzzy baseado em inteligência artificial e um  $H_{\infty}$ ótimo são projetados e detalhados. Uma nova arquitetura para o SDE é proposta e apresentada, visando a utilização de sistemas de controle robustos no problema do SDE, traçando-se um paralelo entre o seu desempenho e das arquiteturas convencionais quando o controlador  $H_{\infty}$  ótimo assume o controle do SDE. O projeto e o desenvolvimento de um mini-VEH, a plataforma HELVIS (Hybrid ELectric Vehicle In low Scale), são apresentados. A implementação de um simulador veicular denominado HELVIS-SIM, inspirado na plataforma HELVIS, é também apresentada. O SDE, que compreende a arquitetura proposta e os controladores, são embarcados e também implementados no HELVIS-SIM. Resultados simulados obtidos no HELVIS-SIM são analisados. Testes experimentais do SDE na plataforma HELVIS são apresentados, considerando apenas testes de bancada sem o contato dos pneumáticos com o solo.

Palavras-chave: Sistema Diferencial Eletrônico. Arquiteturas de Controle para SDE. Controle Robusto Ótimo. Inteligência Artificial. Geometria de Ackerman. Rodas Elétricas.

### Abstract

SAMPAIO, R. C. B. Control Systems and New Architecture to Electric Differential Systems on Internal Combustion Engine Passenger Vehicles Converted to 4x4 Hybrid Electric Vehicles. 2011. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

This work presents the development of three distinct control systems to rear electric traction control on conventional touring vehicles converted on 4WD (four-wheel drive) hybrid electric vehicles (HEVs), focusing on the design of a EDS (Electronic Differential System). Main HEV architectures are presented. The EDS controls the rear wheels angular speeds as the driver inputs steering and acceleration commands, considering both dynamic and kinematic models of the vehicle and so the actuators on the calculus of the desired rear angular speeds. One modified PID controller, one AI (Artificial Intelligence) based controller and one robust optimal  $H_{\infty}$  controller are designed and outlined. A new EDS architecture is proposed and presented, aimming the use of robust controllers to the EDS problem, comparing the use of the  $H_{\infty}$  optimal controller to conventional EDS architectures. The design of a mini-HEV, the HELVIS (*Hybrid* **EL**ectric Vehicle In low Scale) platform is also presented. The implementation of a parametric vehicular simulator, the HELVIS-SIM, is discussed. The EDS, which represents the controllers and the proposed architecture, is evaluated on the HELVIS platform and on the HELVIS-SIM. Simulated results are first run in the HELVIS-SIM. Experimental results of the EDS tests are presented exclusively considering the evaluation on a bench test, without any contact of the platform with the pavement.

Keywords: Electronic Differential System. EDS Control Architecture. Optimal Robust Controler. Artificial Inteligence. *Ackerman* Geometry. Electric Wheels. xiv

### Publicações

- SAMPAIO, R. C. B; FERNANDES, V. V. M.; BECKER, M.; SIQUEIRA, A. A. G. - "Optimal H-Infinity Controller with a Novel Control Architecture in the HELVIS mini- HEV EDS" - In: 7th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference - VPPC 2011, 2011, Chicago, USA. Anais do VPPC 2011, 2011. v. 1. p. 1-6.
- SAMPAIO, R. C. B; LIMA, G. S.; FERNANDES, V. V. M.; HERNANDES, A. C.; BEC-KER, M. - "Parametric Vehicular Simulator on the Design and the Evaluation of HELVIS mini-HEV" - In: IASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, ASME/IEEE/MESA 2011, 2011, Washington DC, USA. Anais do IASME 2011, 2011. v. 1. p. 1-6.
- SAMPAIO, R. C. B; FERNANDES, V. V. M.; BECKER, M. "HELVIS: a Mini Platform in the Research of HEVs" - In: 7th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference -VPPC 2011, 2011, Chicago, USA. Anais do VPPC 2011, 2011. v. 1. p. 1-6.
- 4. SAMPAIO, R. C. B.; BECKER, M.; SIQUEIRA, A. A. G.; LEMOS, V. L.; "Robust Control in 4x4 Hybrid-converted Touring Vehicles During Urban Speed Steering Maneuvers" - In: IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC 2010, Lille, France, Sep. 2010.
- SAMPAIO, R. C. B.; BECKER, M.; SIQUEIRA, A. A. G.; LEMOS, V. L.; RIBEIRO, J.; "Projeto de um Controlador H<sub>∞</sub> Para Sistema de Tração Elétrica Traseira em Veículos de Passeio Convertidos em Veículos Híbridos 4x4" - In: XVIII Congresso Brasileiro de Automática, CBA 2010, Bonito/MS, Brasil, Set. 2010.
- SAMPAIO, R. C. B.; BECKER, LEMOS, V. L.; RIBEIRO, J.; "Controle Neurofuzzy para Rodas Elétricas Traseiras em Veículos de Passeio Convertidos em Veículos Híbridos 4x4" -In: VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CONEM 2010, Campina Grande/PB, Brasil, Ago. 2010.

xvi

# Lista de Figuras

1.1	Projeção do IPPC para o aumento da temperatura na superfície terrestre para o século XXI (adaptado de SOLOMON et al. (2007))	3
1.2	Redução dos custos na produção de bioenergia (etanol) no Brasil de 1975 a 2004 (adaptado de SOLOMON et al. (2007)).	4
1.3	Projeção da diminuição das jazidas de petróleo disponíveis no mundo (adaptado de FUHS (2009))	5
1.4	VEHs desenvolvidos pelo WISER Formula Hybrid Project no Illinois Institute of Technology IIT (2011). Red Rocket (a), Scarlet Hawk (b) e Hammer Hawk (c).	6
1.5	Diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por PEREZ- PINAL et al. (2009)	9
1.6	Plataforma de testes (a) e diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por DE CASTRO et al. (2007) (b).	10
1.7	Diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por TABBACHE et al. (2011)	10
1.8	Diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por HADDOUN et al. (2010)	11
1.9	Diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por ZHAO et al. (2009).	11
1.10	Plataforma de testes (a) e diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por MAGALLAN et al. (2008)	12
1.11	A plataforma HELVIS montada com todos os seus dispositivos (a) e detalhe do sistema de tração diferencial elétrico (b)	13

1.12	Ilustração da aquisição dos valores das variáveis do veículo <i>via</i> barramento CAN, proposto por SAMPAIO et al. (2010)	14
2.1	Ilustração conceitual da arquitetura dos primeiros sistemas de acionamento de veículos elétricos	18
2.2	Ilustração da evolução do VE ao VEH	19
2.3	Ilustração em blocos do esquema de funcionamento de um sistema de acionamento híbrido.	20
2.4	Sistema de acionamento na arquitetura série.	23
2.5	Sistema de acionamento na arquitetura paralela.	26
2.6	Arquitetura paralela com acoplamento de torques por eixos separados utilizando um motor elétrico.	27
2.7	Arquitetura paralela com acoplamento de torques por eixos separados utilizando dois motores elétricos	28
2.8	Sistema de acionamento na arquitetura mista de série e paralelo	29
3.1	Princípio de funcionamento de um sistema diferencial veicular.	34
3.2	Cinemática do pneumático para um rolamento perfeito, considerando a roda rí- gida (CANALE (1989))	35
3.3	Arquitetura e configuração de <i>hardware</i> utilizado no SDE	36
3.4	Variáveis dinâmicas e cinemáticas (geometria de <i>Ackerman</i> ) envolvidas no pro- blema do sistema diferencial eletrônico veicular	37
3.5	Resposta da velocidade angular do motor DC modelado (em rad/s), através de sua função de transferência, sem o uso da caixa de redução	45
3.6	Resposta da velocidade angular do motor DC modelado (em rad/s), através de sua função de transferência, utilizando a caixa de redução	45
4.1	Diagrama de blocos ilustrativo do processo de consolidação do sistema de controle	52
4.2	Funções de pertinência dos conjuntos $fuzzy$ para a variável de entrada $E$	53

4.3	Funções de pertinência dos conjuntos $fuzzy$ para a variável de entrada $dE.$	54
4.4	Funções de pertinência dos conjuntos $fuzzy$ para a variável de saída $dU$	54
4.5	Matriz de regras $fuzzy$ estabelecidas para o controle de velocidade das rodas elé- tricas. A partir do erro $E$ e da sua derivada $dE$ há uma ação de controle $dU$ correspondente	55
4.6	Superfície de controle <i>fuzzy</i> resultante do estabelecimento do conjunto de regras <i>fuzzy</i>	56
4.7	Modelo generalizado de arquitetura da rede neural <i>feedforward</i> de quatro cama- das, sendo duas ocultas, uma de entrada e uma de saída	57
4.8	Curvas de regressão resultantes do processo de treinamento (a) e validação (b) da rede neural <i>feedforward</i> .	58
4.9	Superfície de controle <i>fuzzy</i> obtida (a) e a mesma superfície de controle reprodu- zida pela rede neural <i>feedforward</i> após treinamento.	58
4.10	Planta aumentada genérica do sistema a ser controlado pelo controlador $H_{\infty}$ , representando a função de transferência $T_{zw}$	59
4.11	Resposta em frequência da função $S.$	62
4.12	Resposta em frequência da função $R.$	63
4.13	Entrada e saída da função sensibilidade do controlador $H_{\infty}$ e sua habilidade de rejeição de ruídos inseridos na planta.	63
4.14	Resposta em simulação de um teste de frenagem para os três controladores pro- jetados (apenas um motor, sem carga)	64
4.15	Resposta em simulação de um teste de aceleração para os três controladores pro- jetados (apenas um motor, sem carga)	65
4.16	Resposta em simulação a um sinal degrau para os três controladores projetados (apenas um motor).	66
4.17	Resposta em simulação para um teste de raio de manobra instantâneo em padrão aleatório para os três controladores projetados (apenas um motor)	66
4.18	Vista explodida da arquitetura de controle proposta para o SDE	70

4.19	Rejeição do comando de aceleração (sinal pontilhado) imposto pelo motorista (sinal contínuo) pelo controle $H_{\infty}$ na arquitetura convencional e o mesmo sinal imposto utilizando a arquitetura proposta (sinal tracejado). Nota-se que, a arqui-	
	tetura proposta permite que o comando do acelerador seja computado pelo SDE, o que não ocorre na arquitetura convencional	71
5.1	Ilustração do esquema de montagem do <i>hardware</i> que compõe a arquitetura serial do mini-VEH HELVIS	74
5.2	Motor elétrico DC aeronáutico que integra o sistema gerador da plataforma HELVIS.	75
5.3	Motor de combustão interna que integra o sistema gerador da plataforma HELVIS.	75
5.4	Motor elétrico DC BOSCH <sup>TM</sup> utilizado no sistema de tração da plataforma HEL- VIS (a) e os mesmos dispositivos já instalados no chassis do veículo (b)	76
5.5	Motor MAXON <sup>TM</sup> da série RE-MAX de alto desempenho (a) <i>driver</i> de controle EPOS <sup>TM</sup>	76
5.6	<i>Encoder</i> incremental HEDS-9000 para a leitura das velocidades angulares traseiras da plataforma HELVIS (a) e detalhe do dispositivo instalado no chassis da plataforma.	77
5.7	Encoder magnético para estimação dos ângulos de esterçamento do veículo	77
5.8	Visão isométrica dos <i>Drivers</i> de acionamento dos motores BOSCH <sup>TM</sup> , projetados e confeccionados no LabRoM (a). Visão frontal dos mesmos dispositivos sem os CIs de potência e controle de corrente (b)	78
5.9	Placas de controle ( <i>drivers</i> ) dos motores BOSCH <sup>TM</sup> conectadas aos CIs de po- tência e controle de corrente acoplados ao dissipador de calor (a). Detalhe dos CIs de controle de corrente acoplados ao dissipador de calor	79
5.10	Interface de alimentação e fluxo de dados dos <i>encoders</i> HEDS-9000	79
5.11	Esquema de funcionamento das barras que compõe o sistema de esterçamento da plataforma HELVIS.	80
5.12	Mecanismo de esterçamento da roda frontal da plataforma HELVIS	82
5.13	Esquema de transmissão de torque pelo servomotor no mecanismo de esterça- mento da roda	83

5.14	Alcance angular obtido pelo controlador R/C de esterçamento da plataforma HELVIS, utilizado na determinação da função de transferência entre o sinal do	
	encoder magnético e os ângulos de esterçamento.	84
5.15	Interpolação de dados obtidos através do <i>encoder</i> magnético para o sistema de esterçamento da plataforma HELVIS, determinada por um polinômio de $3^a$ ordem.	84
5.16	Relação entre roda frontal direita e tensão fornecida pelo sensor de esterçamento ( <i>encoder</i> magnético)	85
5.17	Relação entre roda frontal esquerda e tensão fornecida pelo sensor de esterçamento ( <i>encoder</i> magnético)	85
5.18	Diagrama explicativo das partes componentes da plataforma HELVIS	86
5.19	Visão geral da plataforma HELVIS montada com todas as suas partes integrantes.	87
5.20	Diagrama representativo da arquitetura do HELVIS-SIM	88
5.21	Diagrama de blocos geral do HELVIS-SIM em Simulink $^{\rm TM}.$	89
5.22	Bloco da interface homem-máquina do HELVIS-SIM em Simulink $^{\rm TM}$ . $\ldots$ .	89
5.23	Blocos do módulo cinemático do HELVIS-SIM.	90
5.24	Diagrama de blocos da dinâmica do veículo em Simulink <sup>TM</sup>	91
5.25	Bloco de seleção dos sistemas de controle projetados e disponíveis no HELVIS-SIM.	91
5.26	Condicionador de sinais, para tratamento de dados em tempo de execução do HELVIS-SIM	92
5.27	Diagrama representativo da arquitetura do SDE do HELVIS-SIM	93
6.1	Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.	97
6.2	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS- SIM, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.	97

6.3	Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador neuro- <i>fuzzy</i> , a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.	98
6.4	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS- SIM, ajustado pelo controlador neuro- <i>fuzzy</i> , a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento	98
6.5	Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador $H_{\infty}$ ótimo, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento	99
6.6	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS- SIM, ajustado pelo controlador $H_{\infty}$ ótimo, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento	99
6.7	Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento	101
6.8	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS- SIM, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.	101
6.9	Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador neuro- <i>fuzzy</i> , a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.	102
6.10	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS- SIM, ajustado pelo controlador neuro- <i>fuzzy</i> , a uma manobra com velocidade va- riando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento	102
6.11	Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador $H_{\infty}$ ótimo, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de estercamento.	103
6.12	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS- SIM, ajustado pelo controlador $H_{\infty}$ ótimo, a uma manobra com velocidade vari- ando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento	103

6.13	Bloco de controle do ajuste dos atuadores do sistema de tração da plataforma (a) e detalhe dos sistemas de controle projetados disponíveis (b)	104
6.14	Resposta da velocidade angular de um dos atuadores traseiros ajustada pelos controladores PID modificado (a), neuro-fuzzy (b) e $H_{\infty}$ (c), seguindo um sinal senoidal	106
6.15	Resposta da velocidade angular de um dos atuadores traseiros ajustada pelos controladores PID modificado (a), neuro-fuzzy (b) e $H_{\infty}$ (c), seguindo um sinal quadrado.	107
6.16	Resposta da velocidade angular de um dos atuadores traseiros ajustada pelos controladores PID modificado (a), neuro-fuzzy (b) e $H_{\infty}$ (c), seguindo um sinal senoidal com amplitude aleatória.	108
6.17	Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controla- dor PID modificado, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.	111
6.18	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajus- tado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.	111
6.19	Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador neuro- <i>fuzzy</i> , a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.	112
6.20	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajus- tado pelo controlador neuro- <i>fuzzy</i> , a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.	112
6.21	Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador $H_{\infty}$ ótimo, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.	113
6.22	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajus- tado pelo controlador $H_{\infty}$ ótimo, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.	113
6.23	Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.	115

6.24	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajus-	
	tado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade variando	
	em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento	115
6.25	Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controla-	
	dor neuro-fuzzy, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e	
	ocorrência de esterçamento.	116
6.26	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajus-	
	tado pelo controlador neuro-fuzzy, a uma manobra com velocidade variando em	
	padrão senoidal e ocorrência de esterçamento	116
6.27	Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controla-	
	dor $H_\infty$ ótimo, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e	
	ocorrência de esterçamento.	117
6.28	Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajus-	
	tado pelo controlador $H_{\infty}$ ótimo, a uma manobra com velocidade variando em	
	padrão senoidal e ocorrência de esterçamento	117

## Lista de Tabelas

1.1	Parâmetros construtivos do Hammer Hawk (WISER Formula Hybrid Project) IIT	
	(2011)	7
2.1	Tabela de máquinas elétricas candidatas ao sistema de tração em VE s e VEHs. $% \left( {{{\rm{A}}}\right) = 0.025} \right)$ .	30
3.1	Tabela das variáveis envolvidas no problema do SDE	38
3.2	Parâmetros eletromecânicos do motor DC modelado para a plataforma HELVIS.	44
5.1	Parâmetros construtivos da plataforma HELVIS e seus valores	74

xxvi

# Lista de Abreviaturas e Siglas

Termo	Descrição
4WD	Four-Wheel Drive
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
CAN	Control Area Network
сс	Centímetros Cúbicos
ci	Cubic Inches - Polegadas Cúbicas
CI	Circuito Integrado
CG	Centro de Gravidade
C#	C Sharp
CPFL	Companhia Paulista de de Força e Luz
CPqD	Centro de Pesquisa e Desenvolvimento em Telecomunicações
DC	Direct Current - Corrente Contínua
DOE	Departamento de Tecnologia em Energia dos Estados Unidos
ECU	Electronic Control Unit - Unidade de Controle Eletrônico
ESS	Energy Storage System
FPGA	Field-Programmable Gate Array
НС	Hidrocarboneto
HELVIS	$Hybrid \ ELectric \ Vehicle \ In \ low \ Scale$
HELVIS-SIM	HELVIS-Simulator
IA	Inteligência Artificial
IMU	Inertial Measurement Unit
IIT	Illinois Institute of Technology

Termo	Descrição
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change - Painel Intergovernamen-
	tal sobre Mudanças Climáticas
KERS	Kinetic Energy Recovery System
LabRoM	Laboratório de Robótica Móvel
LiPo	Lítio-Polímero
MAX	Maximum - Máximo
MCI	Motor a Combustão Interna
MEGEVH	Energy Modeling and Energy Management of Hybrid Vehicles
MIN	Minimum - Mínimo
MSE	Mean Square Error - Erro Médio Quadrático
NL	Negative Large - Altamente Negativo
NM	Negative Medium - Medianamente Negativo
NS	Negative Small - Pouco Negativo
PS	Positive Small - Pouco Positivo
$\mathbf{PM}$	Positive Medium - Medianamente Positivo
PL	Positive Large - Altamente Positivo
ONU	Organização das Nações Unidas
PARISTECH	Institut des Sciences et Technologies
PI	Proporcional-Integral
PD	Proporcional-Derivativo
PID	Proporcional-Integral-Derivativo
PWM	Pulse Width Modulation - Modulação por Largura de Pulso
R/C	Radio Control - Rádio Controle
RNA	Rede Neural Artificial
RPM	Rotações Por Minuto
SAE	Society of Automotive Engineers
SDE	Sistema Diferencial Eletrônico
SPE	Sistema de Propulsão Elétrica
VE	Veículo Elétrico
VH	Veículo Híbrido
VEH	Veículo Elétrico Híbrido
Z	Zero - Zero

## Lista de Símbolos

Símbolo	Descrição	Unidade
CO	Monóxido de carbono	-
$CO_2$	Dióxido de carbono	-
$H_{\infty}$	H-Infinito	-
K	Controlador H-Infinito obtido	-
$\gamma-iteration$	Algoritmo para a síntese do controlador H-Infinito	-
$NO_x$	Óxido de Nitrogênio	-
$C_{\psi R}$	Coeficiente de escorregamento dos pneumáticos traseiros	-
$C_{\psi F}$	Coeficiente de escorregamento dos pneumáticos frontais	-
$\omega_{3,4}$	Velocidade angular dos pneumáticos esquerdo e direito	[rad/s]
$\psi_{14}$	Ângulos de escorregamento dos pneumáticos	[rad]
x,y,z	Coordenadas fixas no C.G. do veículo	-
m	Massa total do veículo	[Kg]
$I_z$	Momento de inércia sobre o eixo $\boldsymbol{z}$	$[kgm^2]$
L	Distância entre-eixos	[m]
$l_1$	Distância entre o CG e o eixo dianteiro	[m]
$l_2$	Distância entre o CG e o eixo traseiro	[m]

Símbolo	Descrição	Unidade
b	Comprimento do eixo (distância entre as rodas)	[m]
r	Raio do pneumático	[m]
$\delta_{1,2}$	Ângulos de esterçamento esquerdo e direito	[rad]
$\delta^c_{l,r}$	Ângulos de esterçamento lidos pelo sensor	[rad]
$R_{cg}$	Raio instantâneo da manobra	[m]
$R_o$	Distância entre o centro de curva e o pneumático direito	[m]
$R_i$	Distância entre o centro de curva e o pneumático esquerdo	[m]
$V_{cg}$	Velocidade linear no centro de massa do veículo	[m/s]
$V_3$	Velocidade linear tangencial ao pneumático esquerdo	[m/s]
$V_4$	Velocidade linear tangencial ao pneumático direito	[m/s]
$U_{14}$	Forças longitudinais nos pneumáticos	[N]
$S_{14}$	Forças laterais nos pneumáticos	[N]
$P_{14}$	Potências aplicadas às rodas	[W]
$\mu$	Coeficiente de fricção entre pneumáticos e solo	-
$F_{x,y}$	Forças resultantes nos eixos $x$ e $y$ fixos no veículo	[N]
$M_z$	Momento resultante ao redor do eixos $z$ fixo no veículo	[Nm]
$V_{x,y}$	Velocidades ao longo dos eixos $x \in y$ fixos no veículo	[m/s]
$\dot{V_{x,y}}$	Acelerações ao longo dos eixos $x \in y$ fixos no veículo	$[m/s^2]$
$\Omega_z$	Velocidade sobre o eixo $z$ fixo no veículo	$[m/s^2]$
$\dot{\Omega_z}$	Aceleração sobre o eixo $z$ fixo no veículo	$[m/s^2]$
$\omega_{l,r}^d$	Velocidade angular calculada pelo bloco cinemático	[rad/s]
$\omega_{l,r}^c$	Velocidade angular lida pelo sensor	[rad/s]
$\omega_{cg}$	Velocidade angular do veículo em torno do centro de curva	[rad/s]
g	Aceleração gravitacional	$[m/s^2]$
$R_a$	Resistência de armadura	$[\Omega]$
$L_a$	Indutância de armadura	[H]
$K_e$	Constante de força contra-eletromotriz	[Vs/rad]
J	Momento de inércia do eixo do motor	$[Nms^2/rad]$
В	Atrito viscoso do motor	[Nms/rad]
$K_t$	Constante de torque	[Nm/A]

Símbolo	Descrição	Unidade
P(k)	Ação proporcional do controlador PID	-
I(k)	Ação integral do controlador PID	-
D(k)	Ação derivativa do controlador PID	-
$K_p$	Ganho proporcional	-
$T_i$	Ganho integral	-
$T_d$	Ganho derivativo	-
β	Fator de ponderação do ganho proporcional	-
r(k)	Sinal de referência do controlador	-
y(k)	Saída do processo	-
e(k)	Sinal do erro de processo	-
$e_{max}$	Máximo valor selecionado para o erro de processo	-
Т	Período de amostragem para o controlador PID digital	-
N	Parâmetro de ponderação do controlador PID digital	-
$K_{cr}$	Ganho proporcional de período crítico	-
$P_{cr}$	Período crítico de oscilação mantida	[s]
$G_c(s)$	Função de transferência do controlador PID	-
u(k)	Contribuição da banda integrativa no filtro anti-reset win-	-
	dup	
$u_{max}$	Máximo valor selecionado para a contribuição da banda in-	-
	tegrativa	
E	Erro do processo para o controlador $fuzzy$	-
dE	Derivada do Erro de processo para o controlador $\mathit{fuzzy}$	-
dU	Variação na saída de controle do processo no controlador	-
	fuzzy	
$\mu_f$	Valor do grau de pertinência entre os conjuntos fuzzy	-
$N_c$	Número de entradas da RNA	-
$x_1^{(k)}$	Primeira entrada da RNA	-
$x_2^{(k)}$	Segunda entrada da RNA	-
$y_1^{(k)}$	Única saída da RNA	-
$G_{ap}$	Planta aumentada para síntese do controlador $H_\infty$	-
$T_{zw}$	Função de transferência de malha fechada do sistema entre	-
	$w \in z_{1,2}$	

Símbolo	Descrição	Unidade
$y_1^{(k)}$	Única saída da RNA	-
$G_{ap}$	Planta aumentada para síntese do controlador $H_\infty$	-
$T_{zw}$	Função de transferência de malha fechada do sistema entre	-
	$w \in z_{1,2}$	
$W_e$	Função de ponderação do erro para $G_{ap}$	-
$W_u$	Função de ponderação do sinal de controle para $G_{ap}$	-
S	Função sensibilidade	-
R	Função de transferência entre a ação de controle e a entrada	-
	do sinal de referência	
L	Função de transferência de malha aberta	-
$M_s$	Função sensibilidade de pico	-
$\gamma$	Parâmetro de minimização da norma de $T_{zw}$	-
$\gamma_{opt}$	Valor ótimo de $\gamma$	-
$\gamma_{min}$	Valor mínimo de $\gamma$	-
$\gamma_{max}$	Valor máximo de $\gamma$	-
eta	Sinal de aceleração imposto pelo motorista	-
$\beta_l$	Sinal $\beta$ ponderado, direcionado à roda esquerda	-
$eta_r$	Sinal $\beta$ ponderado, direcionado à roda direita	-
$i_{l,r}^c$	Corrente consumida pelos motores elétricos	A
$e_{l,r}^c$	Tensão aplicada aos motores elétricos	V

## Sumário

R	esum	10		xi	
A	bstra	act		xiii	
P	ublic	ações		xv	
$\mathbf{Li}$	sta d	le Figu	iras	xvii	
$\mathbf{Li}$	sta d	le Tab	elas	xxv	
$\mathbf{Li}$	sta d	le Abr	eviaturas e Siglas	xxvii	
$\mathbf{Li}$	sta d	le Sím	bolos	xxix	
1	Inti	roduçã	0	1	
	1.1	Motiv	ação	. 1	
		1.1.1	Emissões de Carbono & Aquecimento Global	. 2	
		1.1.2	Processo de Esgotamento das Reservas de Combustível Fóssil	. 3	
		1.1.3	Demanda por Mão-de-Obra Qualificada na Área de VHs	. 5	
	1.2	Descri	ção do Trabalho	. 8	
	1.3	Revis	ăo da Literatura	9	
		1.3.1	Sistemas e Arquiteturas de Controle e Sistema Diferencial Eletrônico	. 9	
	1.4	Estru	cura e Organização do Trabalho	. 15	
<b>2</b>	Veí	culos I	Elétricos & Elétricos Híbridos	17	
	2.1	Veícu	os Elétricos e a Origem do Diferencial Eletrônico	. 17	
	2.2	Veícu	os Elétricos Híbridos	. 20	
	2.3	Arqui	tetura dos Sistemas de Acionamento	. 21	
		2.3.1	Arquitetura Série (Series Hybrid Electric Drive Train)	. 22	
		2.3.2	Arquitetura Paralela (Parallel Hybrid Electric Drive Train)	. 25	
		2.3.3	Arquitetura Série-Paralela (Arquitetura Mista)	. 28	

	2.4	Sistem	na de Propulsão Elétrica (SPE) em VEs e VEHs	29
3	Des	envolv	imento do Sistema Diferencial Eletrônico	33
	3.1	Formu	ılação do Problema do Diferencial Eletrônico	33
	3.2	agens Cinemática e Dinâmica do Veículo	35	
		3.2.1	Cinemática do Veículo 2x4 com Tração Traseira e Esterçamento Frontal $% \mathcal{L}^{(1)}_{\mathcal{L}}$ .	36
		3.2.2	Dinâmica do Veículo 2x4 com Tração Traseira e Esterçamento Frontal	39
	3.3	nica dos Atuadores do Veículo 2x4 com Tração Traseira	42	
		3.3.1	Modelagem dos Motores DC	43
<b>4</b>	Arq	luitetu	ra & Sistemas de Controle do Sistema Diferencial Eletrônico	47
	4.1	Sistem	nas de Controle Propostos	47
		4.1.1	Controle Clássico PID-modificado	48
		4.1.2	Controle Neuro-Fuzzy (I.A.)	51
		4.1.3	Processo de treinamento da rede neural <i>feedforward</i>	56
		4.1.4	O Controlador Neuro- <i>Fuzzy</i>	57
		4.1.5	Controle Robusto $H_{\infty}$ Ótimo	59
		4.1.6	Resultados Preliminares das Simulações	64
	4.2	Arqui	tetura do Sistema Diferencial Eletrônico Proposto	67
5	A F	Platafo	rma HELVIS	73
	5.1	Arquit	tetura do Mini-HEV HELVIS	73
	5.2	Partes	Componentes	73
		5.2.1	Geração de Energia	74
		5.2.2	Motor a Combustão Interna	74
		5.2.3	Motores Elétricos	75
		5.2.4	Encoder Incremental	76
		5.2.5	Encoder Magnético	77
		5.2.6	Eletrônica Embarcada	78
		5.2.7	Sistema de Esterçamento	79
	5.3 A Plataforma HELVIS Montada			
	5.4	O Sim	ulador HELVIS-SIM	86
		5.4.1	O Ambiente de Simulação Veicular HELVIS-SIM	86
6	Res	ultado	s	95
	6.1	Result	ados Obtidos no HELVIS-Sim	96

		6.1.1	Caso I: Aceleração da plataforma a partir do repouso com estabilização da velocidade da plataforma em torno de 2 $m/s$ e alternância do sentido do esterçamento com angulação máxima;	96
		6.1.2	Caso II: Atenuação gradativa da amplitude do percentual de aceleração da plataforma a partir da velocidade de 2 $m/s$ seguindo padrão senoidal e alternância do sentido do esterçamento com angulação máxima	100
	6.2	Result	ados Experimentais com a Plataforma HELVIS	104
		6.2.1	Materiais e Métodos	104
		6.2.2	Parte I: Testes dos Controladores para ajuste dos motores individualmente com inserção de ruído	105
		6.2.3	Parte II: Teste Global do SDE com Inserção de Ruído $\ .\ .\ .\ .\ .$ .	109
7	7 Conclusões			119
Referências Bibliográficas1				123

xxxvi
# Capítulo 1

# Introdução

#### 1.1 Motivação

O conceito de veículo híbrido surge para preencher uma enorme lacuna na demanda por meios de transporte que permitam a redução significativa das emissões de carbono na atmosfera em comparação aos veículos baseados estritamente em motores a combustão interna. Por exemplo, em cidades onde o transporte público é na sua maioria composto por frotas de trens e ônibus elétricos, a hibridização de tais veículos, associada ao uso de super capacitores, compondo um sistema ESS (*Energy Storage System*), é capaz de recuperar mais de 40% da energia dispendida na fase de frenagem BARRERO et al. (2008).

É sabido que automóveis, mais do que qualquer outro meio de transporte, têm um papel importante no desenvolvimento da sociedade, tornando possível que as pessoas satisfaçam suas necessidades por mobilidade. O rápido desenvolvimento da indústria automobilística, diferentemente de qualquer outro segmento industrial, guiou a humanidade para um sofisticado nível de segurança e conforto. Mais do que isso, é certo dizer que a indústria automotiva é a espinha dorsal da economia mundial, empregando a maior parte da população ativa mundial EHSANI et al. (2009). De acordo com a ANFAVEA (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores) ANFAVEA (2011), a produção de automóveis vem crescendo anualmente a uma taxa de 13,1% desde o ano de 2010 no Brasil. Segundo a mesma instituição, isso se deve à crescente demanda do mercado externo. Quanto ao mercado interno, a mesma associação aponta um crescimento de 8,2% para o mesmo período, o que quantitativamente representa cerca de 3,4% de novas unidades para o mesmo período. Traduzidos em números, tais percentuais revelam que essa expressiva quantidade de veículos novos equivale a um faturamento bruto de aproximadamente US\$ 12,8 bilhões.

Por outro lado, o sucesso do crescimento do mercado automotivo envolve dois grandes problemas de ordem global, os quais são discutidos a seguir.

#### 1.1.1 Emissões de Carbono & Aquecimento Global

Veículos automotores são, de uma maneira geral, máquinas diretamente dependentes da combustão de hidrocarboneto (HC). Entretanto, diferente do esperado para uma reação química ideal, a combustão, que é a reação entre combustível e ar, não produz somente dióxido de carbono  $CO_2$  e água. Tal qual toda reação química não-ideal, os produtos resultantes da combustão compreendem óxido de nitrogênio ( $NO_x$ ), monóxido de carbono (CO) e também os hidrocarbonetos que não sofreram a queima completa, os quais são extremamente nocivos à saúde humana EHSANI et al. (2009). Apesar de ser um ingrediente vital ao ciclo da vida vegetal, sendo absorvido e processado por grande parte da vida vegetal marinha, apenas uma parcela do total de  $CO_2$  emitido é de fato utilizado neste processo natural, limitando-se a apenas uma fração das emissões. O  $CO_2$  remanescente permanece acumulado na atmosfera, o que desencadeia o chamado efeito-estufa que, por sua vez, está diretamente relacionado com o aquecimento da superfície terrestre. O efeito estufa ocorre pelo bloqueio da radiação infra-vermelha do Sol, retendo a energia dentro da atmosfera, o que ocasiona o aumento da temperatura ao redor do globo.

O Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC) emitiu um alerta no *IPCC Plenary XXVII 2007*, através de uma previsão alarmante para o aumento da temperatura mundial, a qual pode ser vista na Figura 1.1. A ONU (Organização das Nações Unidas) também, através de uma publicação técnica apresentada em EDENHOFER et al. (2011), apresenta um rol de possíveis fontes alternativas de energia na intenção de reduzir as emissões de carbono. O relatório cita o Brasil como exemplo na produção de bio-combustíveis, enfatizando a queda dos custos de produção do etanol ao longo dos últimos 30 anos, como mostra o gráfico da Figura 1.2. Nota-se uma queda expressiva nos custos de produção do biocombustível, o que mostra que a produção de bioenergia a partir da cana-de-açúcar vem se beneficiando com o aprimoramento das técnicas de produção.

Por conta disso, no contexto dos benefícios advindos da utilização dos veículos híbridos (VH), o Brasil apresenta um enorme potencial para liderar pesquisas nesse segmento utilizando, por exemplo, o etanol ao invés dos combustíveis fósseis em conjunto com a energia elétrica na composição do sistema de tração de tais veículos. A obra de ERJAVEC E ARIAS (2007) cita uma análise feita pelo Departamento de Tecnologia em Energia dos Estados Unidos (DOE), afirmando que o Honda Civic HEV (híbrido) possui uma ligeira vantagem de 7,7 milhas (12,4 Km) a mais em autonomia por galão consumido (3,78 litros) com relação ao mesmo modelo convencional, o Honda Civic Ex com motor a combustão interna. O Honda Civic HEV é considerado um veículo de baixa emissão de combustíveis fósseis. Conhecidas as vantagens do bio-combustíveis sobre os combustíveis fósseis sob a ótica das emissões de carbono, pode-se afirmar que VHs baseados em etanol podem vir a ganhar o *status* de veículos de emissão "quase-zero" (*Quasi-Zero CO2 Emission*) DUAN et al. (2010).



Figura 1.1: Projeção do IPPC para o aumento da temperatura na superfície terrestre para o século XXI (adaptado de SOLOMON et al. (2007)).

#### 1.1.2 Processo de Esgotamento das Reservas de Combustível Fóssil

O esgotamento das reservas de combustível fóssil encontra-se no centro de um enorme problema de ordem econômica o qual já afeta a vida contemporânea. Tem sido cada vez mais árdua a tarefa de se encontrar jazidas de petróleo, o que contribui diretamente para o aumento expres-



Figura 1.2: Redução dos custos na produção de bioenergia (etanol) no Brasil de 1975 a 2004 (adaptado de SOLOMON et al. (2007)).

sivo do valor da gasolina (e dos demais derivados) a nível mundial. A tendência é que o problema se agrave, acompanhando de maneira direta o crescimento da frota de veículos. Para ilustrar isso, a Figura 1.3 mostra que, já em meados da década de 1980, a capacidade de fornecimento das jazidas passou a não ser suficiente para atender a demanda, o que marcou historicamente a década como década da crise do petróleo.

Recentemente, o Brasil tomou lugar de importância no cenário energético mundial com o anúncio da descoberta de uma enorme província petrolífera na sua costa, denominada "Pré-Sal", que se encontra localizada nas regiões que compreendem a Bacia de Santos, no litoral dos estados de São Paulo e Rio de Janeiro, em região de águas ultraprofundas (7.000m), com distância até a costa de cerca de 300 km. Segundo o Ministério de Minas e Energia LOBAO (2009), através de documento público, o então Presidente da República Luiz Inácio Lula da Silva encaminhou quatro projetos de lei ao Congresso Nacional relacionados à regulamentação da exploração do petróleo. Segundo o mesmo documento, as reservas do Pré-Sal poderão atingir a produção média diária de aproximadamente 3,6 milhões de barris/dia de petróleo em 2017. Até esta data, o Ministério anuncia que o consumo de petróleo no País será próximo de 2,6 milhões de barris/dia, o que resultará na possibilidade do Brasil exportar 1 milhão de barris/dia (sic).

Entretanto, como o próprio Ministério afirma na documentação, há inúmeros desafios tecno-



Figura 1.3: Projeção da diminuição das jazidas de petróleo disponíveis no mundo (adaptado de FUHS (2009)).

lógicos inerentes à exploração de tais jazidas, como a grande distância até a costa, a profundidade dos reservatórios, a grande lâmina d'água e a espessa camada de sal a ser vencida. Segundo informações disponibilizadas pelo próprio Ministério de Minas e Energia em ENERGIA (2009), os investimentos que deverão ser feitos para capitalizar a Petrobrás, detentora de 24% do poder de exploração das reservas, chegará a US\$ 200 bihões nos próximos 10 anos. Além de um investimento descomunal de capital, estima-se que para vencer os desafios técnicos, demandar-se-ão cerca de 285 mil profissionais qualificados. Segundo SCHMITZ (2010), somente os investimentos da Petrobras para o período 2009-2013 devem ultrapassar os US\$ 175 bilhões. Além disso, do ponto de vista político, há um enorme imbróglio envolvendo os Estados da União, cada qual reivindicando a sua participação na exploração das reservas do Pré-Sal, o que tem sido amplamente divulgado pelos meios de comunicação desde os primeiros anúncios da descoberta das reservas de petróleo.

#### 1.1.3 Demanda por Mão-de-Obra Qualificada na Área de VHs

Alguns renomados institutos ao redor do mundo já vem implementando cursos de graduação ou de especialização na área de VHs na corrida por suprir a escassez por mão-de-obra qualificada para atender os novos paradigmas que cercam a construção desse tipo de veículo. Neste caso, destacam-se a PARISTECH que recentemente inaugurou um curso de especialização em engenharia automobilística com ênfase em VHs SEMAIL et al. (2010), com o apoio do MEGEVH (*Energy Modeling and Energy Management of Hybrid Vehicles*), grupo francês de universidades e núcleos de pesquisa que lidera as investigações envolvendo VHs em toda a França.

O Illinois Institute of Technology (IIT) promove, através de seu grupo de pesquisas em VHs, uma competição entre veículos híbridos desenvolvidos na University of Illinois. Um desses projetos, intitulado "WISER Formula Hybrid Project" conta com três VEHs, mostrados na Figura 1.4 IIT (2011).







(b)



Figura 1.4: VEHs desenvolvidos pelo WISER Formula Hybrid Project no Illinois Institute of Technology IIT (2011). Red Rocket (a), Scarlet Hawk (b) e Hammer Hawk (c).

Tais veículos utilizam baterias LiPo (Lítio-Polímero) e são construídos tanto na arquitetura série (*Hammer Hawk* e *Red Rocket*) como paralela (*Scarlet Hawk*). Os veículos são desenvolvidos por estudantes de graduação e pós-graduação e são construídos para competir no *Formula* SAE (*Society of Automotive Engineers*), patrocinados pela própria SAE e pelo *Institute of Electrical and Electronics Engineers* da University of Illinois.

Tanto o *Scarlet Hawk* quanto o *Red Rocket* já foram aposentados das competições. No momento, o *Hammer Hawk* é o único carro ainda em operação. A Tabela 1.1 exibe as características construtivas do *Hammer Hawk*.

(=011).	
Item	Descrição
Acionamento	Serial
Tração Frontal	2x Perm-motor PMG-132 / 2x 17.5 hp (13 kW) @ 3500
	RPM
Tração Traseira	Perm-motor PMS-152 / 40 hp (30 kW) @ 5500 rpm
Motor Combustão Interna	TKM K4S, 200cc - Gasoline / 17.5 hp (13 kW) @ 11,500
	rpm
Gerador	Perm-motor PMG-132
Banco de Baterias	Bateria SMC LiPo 74.0V (nominal) - 36Ahr / Super Ca-
	pacitores: Maxwell 96.0V Pico, 82.5F
Massa	$340,19 \ Kg$

Tabela 1.1: Parâmetros construtivos do Hammer Hawk (WISER Formula Hybrid Project) IIT (2011).

## 1.2 Descrição do Trabalho

O presente trabalho é parte de um projeto multi-disciplinar denominado "Rodas Elétricas", financiado pelo Centro de Inovação Tecnológica da Companhia Paulista de Força e Luz (CPFL) e Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), desenvolvido em conjunto entre a Universidade de São Paulo/EESC, a Unicamp e o CPqD (Centro de Pesquisa e Desenvolvimento em Telecomunicações), cujo objetivo é o desenvolvimento de um produto automotivo eletromecânico que, de uma maneira geral, possa substituir as rodas (pneumáticos) convencionais traseiras de veículos de passeio pré-existentes. Neste sentido, trata-se da tentativa de hibridizar parte da frota de veículos, convertendo-os em veículos híbridos com tração 4x4, uma vez que o motor a combustão interna convencional deve ser preservado.

Quanto às atividades atribuídas à USP/EESC, este trabalho, desenvolvido no Laboratório de Robótica Móvel (LabRoM), limita-se ao estudo do veículo convencional já hibridizado, exclusivamente sob do ponto de vista da tração elétrica traseira a velocidades em perímetro urbano (até 60 Km/h). Nessas condições, o motor a combustão interna é desacoplado, sendo que o sistema de tração elétrica traseira (por meio das rodas elétricas) assume inteiramente a tração do veículo. Portanto, está fora do escopo deste trabalho qualquer tentativa de solucionar o problema do acoplamento/desacoplamento dos torques do motor a combustão interna e das rodas elétricas. O interesse desta pesquisa reside no estudo e no desenvolvimento de um sistema diferencial eletrônico (SDE) para o sistema de tração traseira do veículo sob tais circunstâncias, sendo que a maior contribuição da mesma é analisar e propor sistemas de controle e uma arquitetura que permitam que o SDE funcione adequadamente.

A consolidação deste trabalho fundamenta-se no problema do SDE, que está intimamente relacionado ao estudo da dinâmica e da cinemática do veículo, relacionando o primeiro a dinâmica dos atuadores. É proposta uma arquitetura para o SDE desenhado, enfocando a utilização de controladores robustos. Três controladores são propostos, sendo estes um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) modificado, um controlador neuro-*fuzzy* baseado em inteligência artificial, e um controlador robusto  $H_{\infty}$  ótimo. Na sequência, a construção do mini-VEH HELVIS (*Hybrid ELectric Vehicle In low Scale*) é apresentada, descrevendo suas características e partes componentes, bem como é apresentada a implementação do simulador veicular HELVIS-SIM. É importante salientar que, tanto os resultados simulados quanto os experimentais limitam-se em analisar o comportamento do SDE do veículo em bancada, sem que haja o contato dos pneumáticos com o solo, sendo esta análise escopo para um trabalho posterior.

## 1.3 Revisão da Literatura

#### 1.3.1 Sistemas e Arquiteturas de Controle e Sistema Diferencial Eletrônico

No tocante do problema do diferencial eletrônico, os trabalhos mais recentes e que merecem destaque trazem resultados bastante relevantes para a implementação do SDE, tanto em simulação numérica quanto experimentalmente. Em PEREZ-PINAL et al. (2009), uma importante análise numérica é descrita, enfocando a questão da estabilidade veicular diante da substituição do diferencial mecânico pelo SDE. A arquitetura do sistema diferencial proposto, bem como a sua arquitetura de controle, são apresentados na Figura 1.5. Uma estrategia linear de controle de torque é proposta enfocando-se na solução dos problemas inerentes ao controle do SDE, que são a sincronização das rodas e o cálculo das velocidades angulares desejadas com base na geometria de Ackerman. Um controlador clássico PI (Proporcional-Integral) é proposto no ajuste do SDE do veículo simulado.



Figura 1.5: Diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por PEREZ-PINAL et al. (2009).

Ainda dentro da análise numérica e computacional, WANG et al. (2009) propõe um sistema de direção assistida diferencial com controle de torque das rodas dianteiras, também utilizando um controlador PI na malha de controle.

A aplicação recente mais relevante envolvendo o sistema SDE em plataformas experimentais foi implementada por DE CASTRO et al. (2007), utilizando a tecnologia de FPGA na consolidação de uma arquitetura de controle empregando um abordagem de controle clássico PI, conforme Figura 1.6.



Figura 1.6: Plataforma de testes (a) e diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por DE CASTRO et al. (2007) (b).

Outra abordagem para a solução do problema do SDE é proposta por TABBACHE et al. (2011), onde se desenvolveu um algoritmo baseado na observação da velocidade por leitura do fluxo do estator dos motores, para o controle de torque dos mesmos. A arquitetura do observador pode ser vista na Figura 1.7. Em HADDOUN et al. (2010) uma abordagem utilizando-se observadores de estado em motores sem *encoders* é proposta visando diminuir custos de projeto. A arquitetura do SDE proposto é mostrada na Figura 1.8.



Figura 1.7: Diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por TABBACHE et al. (2011).

Sistemas de controle baseados em I.A. (Inteligência Artificial) também têm sido empregados no problema de ajuste do diferencial eletrônico em VEHs, destacando-se o trabalho de ZHAO et al. (2009), onde é proposto um controlador baseado em lógica *fuzzy* no ajuste das velocidades



Figura 1.8: Diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por HADDOUN et al. (2010).

angulares traseiras. A figura 1.9 mostra a arquitetura do SDE proposto, a qual é bastante simples. Ainda considerando arquiteturas de controle, MAGALLAN et al. (2008) propõe um esquema bastante simplificado, mostrado na Figura 1.10.

Vale notar que tanto as arquiteturas propostas até o momento envolvem controladores nãorobustos. A inserção do sinal de aceleração, desejado pelo motorista, é somada diretamente a ação de controle. Essa observação é importante para a compreensão da nova arquitetura proposta nesta dissertação.



Figura 1.9: Diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por ZHAO et al. (2009).

Trabalhos recentes vem sendo empregados em sistemas de tração elétrica veicular usando



Figura 1.10: Plataforma de testes (a) e diagrama de blocos e arquitetura do sistema diferencial descrito por MAGALLAN et al. (2008).

inteligência artificial (IA), como é o caso de JINZHU E HONGTIAN (2010), que utiliza algoritmos adaptativos baseados em redes neurais artificiais (RNA) juntamente com controladores clássicos PID adaptativos de sintonia *online*. Até então, os trabalhos mais relevantes propõem algoritmos mais simples para o controle de estabilidade do veículo elétrico LI E YANG (2009),

Já no Laboratório de Robótica Móvel (LabRoM) da USP/EESC, um HEV em escala reduzida foi construído. Trata-se de um veículo 4x4 com motor de combustão interna, convertido em um veículo híbrido 2x4 na configuração série, cujas rodas traseiras e o sistema diferencial mecânico foram substituídas por um sistema de tração elétrica diferencial. A figura 1.11-(a) mostra a plataforma HELVIS e a Figura 1.11-(b) exibe o detalhe da montagem do sistema de acionamento do diferencial eletrônico. A plataforma HELVIS, portanto, tem a missão principal de tornar tangível o estudo não somente do SDE e dos sistemas de controle focados nesta dissertação, mas também em permitir que se inicie os estudos em VEHs dentro do LabRoM por meio da oportunidade de alunos de iniciação científica e de pós-graduação tomarem contato com o universo que rodeia este tipo de veículo.

Dentro do contexto e do foco do projeto "Rodas Elétricas", este estudo foca no desenvolvimento de sistemas de controle para o sistema de tração traseira de veículos híbridos em manobras e também a investigação de novas arquiteturas de controle para o sistema diferencial eletrônico, utilizando de métodos analíticos e computacionais para as simulações das tecnologias desenvolvidas e da plataforma HELVIS para a avaliação experimental do SDE, das técnicas de controle e da arquitetura.

Na intenção de dotar o SDE de um sistema de controle capaz de ajustar as velocidades



Figura 1.11: A plataforma HELVIS montada com todos os seus dispositivos (a) e detalhe do sistema de tração diferencial elétrico (b).

angulares das rodas elétricas que compõem o sistema de tração do veículo, considerou-se o uso de três técnicas de controle. A primeira baseia-se na modificação das equações de recorrência de controladores clássicos PID SAMPAIO et al. (2010), afim de se obter um controlador de fácil implementação em *hardware* e com otimização de performance.

A segunda abordagem considera a síntese de um controlador ótimo  $H_{\infty}$ , cuja robustez pode melhorar significantemente o desempenho do sistema de tração do veículo DOYLE et al. (1989) ZHOU (1997), empregando o algoritmo  $\gamma$ -*iteration* na determinação do controlador K para o ajuste das velocidades angulares das rodas do veículo.

Do ponto de vista dos sistemas embarcados, apesar de haver muitas soluções práticas para a solução do problema de ajuste das rodas elétricas de veículos híbridos, a complexidade do sistema como um todo aumenta à medida que as condições de contorno e os requisitos de projeto também aumentam, o que demanda um aumento significativo do custo de processamento KUMAR et al. (2009). Assim, considera-se como terceira abordagem, o estudo de um sistema de controle baseado em I.A. (Inteligência Artificial) enfocando-se a ideia de combinar a facilidade da abstração de conhecimento favorecida pelos sistemas de inferência *fuzzy*, e o baixo custo computacional proporcionado pelas RNAs (Redes Neurais Artificiais) CAI et al. (2010), obtendo-se um sistema neuro-*fuzzy* CIRSTEA et al. (2002).

Quanto à estimação dos valores das velocidades angulares das rodas elétricas traseiras, o trabalho de SAMPAIO et al. (2010) sugere que as informações importantes para o cálculo das velocidades desejadas como os valores dos ângulos de esterçamento e a velocidade do veículo podem ser lidas a partir do barramento CAN (*Control Area Network*) do veículo, conforme mostra a Figura 1.12. Após a leitura do barramento (A) as informações importantes são enviadas a um computador de bordo onde o cálculo das velocidades angulares de referência das rodas elétricas é feito (B). O computador então, fornece os valores das velocidades angulares desejadas para cada módulo de controle dos motores, o qual efetua o controle de corrente dos atuadores (C).



Figura 1.12: Ilustração da aquisição dos valores das variáveis do veículo *via* barramento CAN, proposto por SAMPAIO et al. (2010).

Este trabalho aborda o estudo dos modelos matemáticos do veículo e também contempla a aplicação experimental das técnicas por meio da plataforma HELVIS. Primeiramente propõese modelos dinâmicos e cinemáticos do veículo, relaciona-se os ângulos de esterçamento com a estimação dos valores das velocidades angulares desejadas, e as potências fornecidas pelos atuadores na estimação das acelerações e velocidades do carro. No âmbito experimental, a leitura dos ângulos de esterçamento é realizada através de um sensor magnético, o qual fornece uma tensão que está relacionada ao mecanismo de esterçamento do veículo.

# 1.4 Estrutura e Organização do Trabalho

O **Capítulo 2** apresenta uma visão geral sobre os veículos híbridos, enfocando as arquiteturas mais comuns e alguns de seus modos de operação. Também, o sistema de propulsão elétrica em EVs e VEHs é descrito brevemente, destacando os principais tipos de motores elétricos usados em tais veículos.

O **Capítulo 3** descreve o processo de consolidação do sistema diferencial eletrônico, formulando o problema do ajuste dos atuadores das rodas traseiras, baseando-se na geometria de *Ackerman* para determinação da cinemática veicular, nos modelos dinâmicos do veículo e dos próprios atuadores, terminando no cálculo para determinação das velocidades angulares de referência dos atuadores.

No **Capítulo 4** são apresentados os detalhes do projeto dos sistemas de controle candidatos para o sistema diferencial eletrônico e também é proposta uma análise da arquitetura do sistema diferencial eletrônico, o que culmina na proposta de uma nova arquitetura voltada principalmente a sistemas de controle robustos, o que soluciona o problema do SDE da plataforma HELVIS.

O **Capítulo 5** apresenta os detalhes do projeto da plataforma híbrida HELVIS e do simulador veicular HELVIS-SIM inspirado nela.

No **Capítulo 6** são apresentados os resultados obtidos no simulador HELVIS-SIM e também os resultados experimentais originados do SDE e dos sistemas de controle embarcados e testados no sistema de tração da plataforma HELVIS em bancada, sem o contato dos pneumáticos da plataforma com o solo.

O **Capítulo 7** são traçadas as considerações finais e conclusões sobre o estudo, e também são propostos pontos importantes para trabalhos futuros.

# Capítulo 2

# Veículos Elétricos & Elétricos Híbridos

Motores a combustão interna (MCI) geralmente apresentam uma boa performance e um longo período de operação dada a alta densidade de energia oferecida pelos combustíveis derivados de petróleo. Por outro lado, esta classe de combustíveis é a principal responsável pelas emissões de carbono na atmosfera, conforme descrito no Capítulo 1. Além disso, tais combustíveis não são atrativos sob o ponto de vista da razão litros consumidos/km rodado. Essa última característica deve-se principalmente aos seguintes fatores:

- diferença entre a região de melhor eficiência dos combustíveis derivados de petróleo e as reais condições de operação dos veículos;
- grande quantidade de energia cinética dissipada durante frenagens, especialmente em perímetro urbano;
- baixa eficiência das transmissões hidráulicas ao retirar o veículo do repouso (*stop-and-go*), por exemplo, em situações de tráfego pesado;

### 2.1 Veículos Elétricos e a Origem do Diferencial Eletrônico

Os veículos elétricos (VEs) surgiram da simples substituição do conjunto MCI-tanque de combustíveis pelo conjunto formado por um motor elétrico e baterias. Isso ocorreu pela primeira vez no início do século XX, época chamada de "Era de Ouro dos Veículos Elétricos", quando os primeiros testes com baterias chumbo-ácido foram realizados. Após este período, houve um grande hiato nas pesquisas com VEs, tendo sido retomadas na década de 1950 e 1960, motivadas por alguns marcos relacionados à escassez de petróleo FUHS (2009).

Todos os demais componentes do veículo foram preservados. A baixa flexibilidade dessa simples substituição, bem como o peso excessivo do carro e, consequentemente sua baixa performance foram fatores que contribuíram para que essa tecnologia rapidamente fosse abandonada EHSANI et al. (2009).



Figura 2.1: Ilustração conceitual da arquitetura dos primeiros sistemas de acionamento de veículos elétricos.

A evolução dos sistemas de acionamento para veículos elétricos passou por diversas fases de experimentações, levando ao uso de inúmeras configurações possíveis, as quais são ilustradas na Figura 2.2. A Figura 2.2-(a) exibe a primeira configuração realizada, onde o motor elétrico e o banco de baterias simplesmente faziam as vezes do MCI e tanque de combustível respectivamente. Nessa configuração, usa-se uma embreagem e uma caixa de câmbio, as quais podem ser eventualmente substituídas por um câmbio automático. A Figura 2.2-(b) exibe uma configuração que dispensa o uso da embreagem, enquanto a Figura 2.2-(c) exibe a mesma configuração porém com todos os elementos integrados e cujos eixos apontam para as rodas tracionadas. Além

de ser mais compacto, usa-se uma caixa de redução fixa.

A Figura 2.2-(d) retrata o momento exato do surgimento do sistema diferencial eletrônico, quando o diferencial mecânico deixa de atuar, uma vez que dois motores, cada qual com uma caixa de redução fixa tracionam cada uma das rodas independentemente. Assim, cada motor terá uma velocidade angular, que está diretamente relacionada ao raio de curvatura que surge quando da manobra do veículo. O aprimoramento dessa configuração consiste em integrar caixa de redução e motor no pneumático, o que originou o chamado "*in-wheel drive*" (roda compacta, ou roda elétrica embutida no pneumático), cuja arquitetura pode ser observada na Figura 2.2-(e). Finalmente, o estágio mais recente e que reflete o estado da arte em VHs é retratado na Figura 2.2-(f), onde a caixa de redução é descartada e motores elétricos (ou máquinas elétricas) diretamente conectadas às rodas se encarregam de tracionar o veículo, gerenciadas pelo SDE e por um controle de velocidade angular, o que por fim leva ao controle da velocidade do veículo.



Figura 2.2: Ilustração da evolução do VE ao VEH.

## 2.2 Veículos Elétricos Híbridos

Por definição, um veículo que possui dois ou mais sistemas de acionamento pode ser chamado de veículo híbrido. De maneira sucinta, quando um dos sistemas de acionamento de tais veículos for de natureza elétrica, os mesmos são denominados veículos elétricos híbridos (VEH ou HEVs, *Hybrid Electric Vehicles* em inglês). Desse modo, os sistemas de acionamento presentes nesses veículos são chamados sistemas de acionamento híbridos. A Fig. 2.3 exibe uma ilustração conceitual do funcionamento de um sistema de acionamento híbrido.



Figura 2.3: Ilustração em blocos do esquema de funcionamento de um sistema de acionamento híbrido.

No cenário mais comum, onde a hibridização ocorre entre MCI (sistema de acionamento 1) e motores elétricos (sistema de acionamento 2), os sistemas de acionamento híbridos podem operar em modos distintos:

- Potência sendo transferida à carga apenas pelo sistema de acionamento 1: ocorre quando o MCI opera sozinho na tração do veículo, quando as baterias do sistema de acionamento 2 estiverem esgotadas, quando não é possível recarregá-las ou quando as mesmas já encontram-se em bom estado de carga;
- Potência sendo transferida à carga apenas pelo sistema de acionamento 2: este é modo de tração puramente elétrico e é indicado em situações que não justificam o uso do MCI em função da região de trabalho do mesmo não coincidir com a melhor região para trabalho,

dada uma certa situação, como nas circunstâncias de baixa velocidade (perímetro urbano), ou onde a emissão de carbono for restrita;

- Ambos os sistemas de acionamento transferem potência à carga simultaneamente: esse modo é indicado para situações onde uma grande quantidade de potência é demandada, tal como em situações de tráfego pesado, subidas em ladeiras ou na retirada do veículo do repouso, quando o mesmo opera com sua carga máxima;
- Sistema de acionamento 2 obtém potência da carga, nos casos de freios regenerativos KERS (Kinetic Energy Recovery System): os motores elétricos passam a operam como geradores de energia, recuperando boa parte da energia cinética dispendida durante a frenagem. A energia recuperada é então acumulada nas baterias e posteriormente estará disponível para uso;
- Sistema de acionamento 1 fornece potência ao sistema de acionamento 2: esse modo é utilizado geralmente quando nenhuma ou pouca potência é demandada pela carga, estando o MCI quase que inteiramente disponível para a recarga das baterias através de um grupo gerador;
- Sistema de acionamento 1 e carga (KERS) fornecem potência ao sistema de acionamento 2 simultaneamente: é o modo onde tanto o MCI (através do grupo gerador) quanto o sistema KERS atuam no acúmulo de energia nas baterias simultaneamente;
- Sistema de acionamento 1 fornece potência à carga e ao sistema de acionamento 2 simultaneamente: é o modo onde o MCI tanto auxilia na tração do veículo quanto na recarga das baterias;
- Sistema de acionamento 1 fornece potência ao sistema de acionamento 2 e este último fornece potência à carga: modo utilizado quando o MCI trabalha em conjunto com o gerador para acumular energia nas baterias e os motores elétricos fazem uso dessa energia acumulada para fornecer potência à carga;

# 2.3 Arquitetura dos Sistemas de Acionamento

A disposição e a interconexão entre os sistemas de acionamento empregados em VHs dependem de uma série de especificações, tais como os pré-requisitos para desempenho, espaço útil para embarque de componentes, dentre outros itens. A diferença entre essas interconexões divide os sistemas de acionamento e os caracteriza em basicamente três arquiteturas:

- Arquitetura série;
- Arquitetura paralela;
- Arquitetura série-paralela;

#### 2.3.1 Arquitetura Série (Series Hybrid Electric Drive Train)

Nesta configuração, o sistema de propulsão/tração do veículo é equipado com um único motor elétrico o qual é alimentado por duas fontes de energia distintas. Uma delas é composta por um MCI conectado a um tanque de combustível de origem fóssil e cujo eixo de entrega de torque é devidamente acoplado a um gerador elétrico. Os terminais do gerador são diretamente conectados ao barramento de alimentação através de um conversor DC/DC, isto é, um retificador. A outra fonte de energia consiste da bateria propriamente dita, que é uma fonte de energia bidirecional. Um estágio de controle de potência trata o fluxo de carga, ou seja, em uma direção a bateria serve para alimentar o motor elétrico e na outra a bateria é recarregada. A Figura 2.4 mostra a arquitetura do sistema de tração serial de um VH. A possibilidade de ser repor a energia dispendida pelas baterias na tração do veículo aumenta significantemente o alcance operacional do veículo.

Esta configuração é uma evolução dos sistemas de acionamento dos veículos puramente elétricos (VEs), nos quais uma fonte extra de energia é necessária para efetuar a recarga da bateria, devido a densidade de energia dos acumuladores ser ineficiente.

Além disso, para uma operação apropriada do sistema de acionamento como um todo, é necessário um sistema adicional para gerenciamento das funcionalidades relacionadas ao mesmo como por exemplo os comandos de entradas fornecidos pelo motorista, que compreendem aceleração e comandos de frenagem. O sistema de gerenciamento é responsável também por ajustar a rotação do MCI (tanto nos casos onde o mesmo é usado na geração de energia para as baterias quanto para alimentar os motores elétricos), o controle de corrente elétrica fornecida ao motor elétrico, o sistema de regeneração de energia cinética KERS, o método de operação do retificador DC/DC, dentre outras funcionalidades.

Os principais modos de operação desta arquitetura, geridas pelo sistema de gerenciamento



Figura 2.4: Sistema de acionamento na arquitetura série.

são:

- *Modo de tração puramente elétrico*: onde baterias são a única fonte de energia e o MCI é totalmente desligado e desacoplado do gerador de energia elétrica;
- Modo de tração puramente a MCI: baterias são desacopladas do barramento energético, nem fornecendo e nem recebendo carga para/do sistema. O conjunto MCI-gerador é a única fonte de energia para o motor elétrico;
- *Modo de tração híbrido*: tanto bateria quanto MCI fornecem a energia necessária ao motor elétrico;
- *Modo de tração por MCI com recarga de bateria*: O conjunto MCI-gerador simultaneamente fornece energia para recarga das baterias e também para o motor elétrico;
- Modo de regeneração de energia por frenagem: O motor elétrico é utilizado como um

gerador de energia no momento da frenagem, convertendo a energia cinética em elétrica. Nessa fase, o MCI é desacoplado e desligado;

- Modo de carga de bateria: O MCI é operado em conjunto com o gerador apenas para a recarga da bateria. O motor elétrico não recebe nenhuma energia, nem do conjunto motor-gerador e nem da própria bateria;
- *Modo híbrido de carga de bateria*: Tanto o conjunto MCI-gerador quanto o motor elétrico atuam como geradores de energia para a recarga da bateria;

Sistemas de acionamento na arquitetura série apresentam algumas vantagens sobre as demais arquiteturas, tais como:

- A ausência de conexões mecânicas entre o conjunto MCI-gerador e as rodas tracionadas permite que o MCI opere na melhor região de seu mapa velocidade-torque-potência. Isso significa que o MCI sempre pode operar na região de maior eficiência, o que está diretamente relacionado às taxas de emissão de carbono na atmosfera e é uma das questões que alicerçam o projeto de VHs.
- O comportamento da curva torque-velocidade nos motores elétricos é muito próxima da ideal para a tração de VEHs, o que elimina a necessidade de uso de transmissões para reduzir ou aumentar o torque. Isso implica em uma diminuição considerável no custo de produção de sistemas de tração para VEHs. Além disso, possibilita a utilização de diferenciais elétricos/eletrônicos em substituição aos diferenciais mecânicos, permitindo o desacoplamento das velocidades das rodas tracionadas no mesmo eixo. Portanto, cada motor elétrico pode ser acoplado individualmente a uma única roda, onde o controle de velocidade/torque pode ser feito também individualmente. Ainda, VEHs na configuração 4x4 ou 4WD (*four-wheel drive*) podem ser concebidos, com controle independente das quatro rodas. Consequentemente, a dirigibilidade do veículo pode ser drasticamente aprimorada (sistemas anti-escorregamento);
- O desacoplamento entre o conjunto MCI-gerador e rodas tracionadas facilita consideravelmente o estabelecimento de estratégias de controle de tração;

Há, entretanto, algumas desvantagens na utilização da arquitetura série em VEHs, tais como:

- Dependendo da ineficiência das máquinas elétricas envolvidas no sistema de acionamento (gerador e motores elétricos), poderão ocorrer perdas consideráveis no fluxo da energia elétrica no barramento;
- Geradores são máquinas elétricas relativamente de alto custo e, em geral, possuem elevada massa. Esses dois aspectos elevam os custos de produção;
- Como os motores elétricos são os únicos dispositivos que tracionam o veículo, se apenas um deles for empregado, o seu tamanho deverá se elevado a fim de que produza potência suficiente para garantir o desempenho ótimo do veículo. Desse modo, aspectos estruturais e performáticos são inerentes um ao outro, sendo determinantes principalmente nas acelerações e nas arrancadas, bem como em manobra de subida (*gradeability*).

#### 2.3.2 Arquitetura Paralela (Parallel Hybrid Electric Drive Train)

Os sistemas de acionamento que seguem a arquitetura em paralelo consistem em sistemas de tração onde o MCI atua também como fonte de potência, além da tração de natureza elétrica. Neste caso, o MCI possui acoplamento mecânico junto às rodas tracionadas. O acoplamento mecânico nessa configuração pode ser tanto o acoplamento de torques quanto o acoplamento de velocidades. Portanto, MCI e motores elétricos formam o sistema de acionamento do veículo, onde a potência fornecida por ambas as fontes de potência devem ser primeiramente acopladas antes de serem mecanicamente transmitidas às rodas. A Figura 2.5 mostra o esquema utilizado na arquitetura paralela de acionamento.

A arquitetura paralela pode utilizar todos os modos utilizados na configuração série. Entretanto, a arquitetura paralela apresenta algumas vantagens sobre a configuração série, destacandose:

- As perdas energéticas são minimizadas pelo fato de que não há a necessidade de se converter energia, uma vez que ambos os motores fornecem potência diretamente para as rodas;
- Não há necessidade do uso de geradores de energia, o que reduz o peso do veículo e permitindo o projeto de sistemas de tração mais compactos;
- Por conta da inserção do MCI como fonte de potência no sistema de tração do veículo, os motores elétricos podem ser mais compactos;

Suas principais desvantagens são:



(9) Tanque de combustível

Figura 2.5: Sistema de acionamento na arquitetura paralela.

- Por conta do acoplamento mecânico entre o MCI e as rodas, não há a possibilidade do MCI trabalhar constantemente dentro da região de maior eficiência, dentro da região de melhor rendimento no mapa do motor;
- A sua arquitetura de controle torna-se complexa se comparada a arquitetura de controle de VEHs em série;

#### Acoplamento de Torques em Eixos Separados (Separated Axle Torque Combination)

Um sistema interessante de acoplamento de torques em arquiteturas paralelas é o chamado Separated Axle Torque Combination, que combina os torques produzidos tanto no sistema de acionamento elétrico quanto no sistema de acionamento do MCI. Neste caso, o sistema de acionamento elétrico é instalado na porção traseira do veículo e o sistema de tração a MCI é preservado na porção frontal do mesmo. Essa configuração mostra-se bastante viável e vantajosa dentro do foco deste trabalho uma vez que, em geral, os veículos de passeio convencionais possuem o MCI nativo na sua porção frontal. A Figura 2.6 ilustra a ideia do acoplamento de torques em eixos separados. No caso da substituição das rodas convencionais traseiras por rodas elétricas, essa variação de arquitetura paralela se mostra ideal.



Figura 2.6: Arquitetura paralela com acoplamento de torques por eixos separados utilizando um motor elétrico.

Nesta configuração, ainda se utiliza apenas um motor elétrico no sistema de tração traseira onde se faz necessário o emprego de um diferencial mecânico. A principal desvantagem da utilização de um único motor elétrico com o diferencial mecânico reside no fato de que, para fornecer potência suficiente para tracionar veículo, o conjunto motor-diferencial em geral têm volume elevado, o que reduz o espaço útil interno. Entretanto, a Figura 2.7 mostra a variante mais moderna para a configuração de acoplamento de torques por eixos separados, substituindo o motor elétrico e o diferencial mecânico por dois motores de pequeno volume, cada um tracionando independentemente cada uma das rodas traseiras. Observa-se, intuitivamente, o surgimento da necessidade de se estabelecer um sistema diferencial eletrônico no problema do ajuste das velocidades angulares traseiras do carro neste caso.



Figura 2.7: Arquitetura paralela com acoplamento de torques por eixos separados utilizando dois motores elétricos.

Com relação ao acoplamento de torques, os esforços trativos produzidos pelos dois sistemas de acionamento são adicionados (ou acoplados) através do chassis do veiculo e do próprio solo, ou seja, o contado das duas fontes de potência com o pavimento e a estrutura do carro compõe o sistema de acoplamento de torques. Dessa maneira, tem-se um veículo híbrido elétrico com tração 4x4 (*four-wheel drive*), o que otimiza o desempenho do veículo em pistas escorregadias e também reduz os esforços em uma única roda EHSANI et al. (2009).

#### 2.3.3 Arquitetura Série-Paralela (Arquitetura Mista)

Eventualmente, pode-se encontrar também veículos híbridos que combinam as duas arquiteturas, o que é denominada arquitetura mista ou série-paralela. A arquitetura mista é basicamente formada pela configuração paralela, porém o MCI, além de estar mecanicamente acoplado ao sistema de acionamento para tracionar o veículo, também acopla-se a um gerador que trabalha na recarga das baterias. A Figura 2.8 mostra o esquema utilizado na arquitetura série-paralela.



Figura 2.8: Sistema de acionamento na arquitetura mista de série e paralelo.

O acoplamento mecânico consiste basicamente de acoplamento de torques e de velocidades. No caso do acoplamento de torques, o acoplador mecânico efetua o somatório dos torques do MCI e também do motor elétrico e o disponibiliza ao diferencial mecânico. Neste caso, os torques produzidos individualmente por cada motor podem ser controlados em separado, o que não pode ser feito com as velocidades do veículo e dos motores, pois possuem uma relação direta e que não pode ser tratada em separado. No caso do acoplamento das velocidades, ocorre o contrário, não sendo possível tratar os torques como variáveis que podem ser controladas em separado, podendo apenas as velocidades serem ajustadas individualmente.

### 2.4 Sistema de Propulsão Elétrica (SPE) em VEs e VEHs

A configuração do sistema de propulsão elétrica (SPE) para um VE ou para um VEH é função da demanda do condutor, das restrições estruturais do veículo e das fontes de energia. As demandas do condutor incluem perfis de aceleração, frenagem, especificações de velocidade máxima, dentre outras. As restrições estruturais incluem volume máximo disponível e peso máximo suportado para os sistemas embarcados. A fonte de energia pode variar entre baterias, super capacitores, células de combustível, dentre outras possíveis. Logo, o processo de identificação da melhor configuração para o SPE do veículo depende de se encontrar a melhor combinação de subsistemas, levando-se em conta os conflitos de escolha EHSANI et al. (2009) FUHS (2009).

O sistema de propulsão elétrica (SPE) ocupa um espaço fundamental dentro do contexto dos VEs e VEHs, consistindo de conversores, controladores e motores elétricos EHSANI et al. (2009). No âmbito dos conversores elétricos, pode-se afirmar que os mesmos são destinados a fornecer tensão e corrente necessários para o funcionamento dos motores elétricos. Já os controladores fornecem sinais de comando para os conversores elétricos de modo que estes ajustem torque e velocidade dos motores elétricos de acordo com os comandos do condutor do veículo.

Os motores elétricos são dispositivos que convertem a energia elétrica fornecida em energia mecânica para a própria propulsão do veículo. São divididos em dois grupos, que compreendem os motores com comutador e os sem comutador. Cada grupo compreende uma série de máquinas elétricas, definidas na Tabela 2.1

Com Comutador	Sem Comutador
Auto-excitado Série	Indução
Auto-excitado Shunt	Síncrono
Excitação separada - campo excitado	Brushless
Excitação separada - imã permanente	Relutância variável
	Híbrido

Tabela 2.1: Tabela de máquinas elétricas candidatas ao sistema de tração em VEs e VEHs.

Diferente das aplicações mais usuais de motores elétricos na indústria, esses dispositivos requerem modos de operação bastante especificas na sua utilização em VEHs, tais como alto torque a baixas velocidades (no caso de subidas), baixo torque a altas velocidades (em descidas) e outras combinações velocidade-torque peculiares a outros modos de operação.

Os motores de corrente contínua (ou motores DC) pertencem a categoria de dispositivos com comutador e representam um grupo de máquinas elétricas bastante simples que necessitam (além do comutador) de escovas para funcionarem, o que as tornam máquinas elétricas dependentes de constante manutenção. Por outro lado, sendo dispositivos de fácil operação e bom nível de controlabilidade, são bastante atrativas para a aplicação em veículos elétricos. Alternativamente, tais máquinas elétricas podem sem utilizadas como sistemas de geração/regeneração de energia, alternando-se o sentido do fluxo da corrente nas bobinas FUHS (2009). Por essas razões, ao longo deste trabalho os motores DC ganharão destaque, culminando na escolha dos mesmo para o SDE da plataforma HELVIS.

Entretanto, é importante ressaltar que o desenvolvimento das máquinas elétricas proporcionou o surgimento de máquinas sem comutador, caracterizadas pelo alto rendimento, alta densidade de potência e baixo custo de operação. Em comparação com motores comutados, tais dispositivos possuem uma relação de manutenção/operação mais baixa.

# Capítulo 3

# Desenvolvimento do Sistema Diferencial Eletrônico

O veículo modelado neste trabalho consiste de um veículo de passeio convencional originalmente 2x4, cujo motor a combustão é responsável por tracionar as suas rodas dianteiras. Após a adaptação, convertendo o mesmo na sua versão VH 4x4 quando da instalação das rodas elétricas em substituição as rodas convencionais traseiras, o veículo ainda encontra-se desprovido do diferencial mecânico presente em um carro 4x4 saído de fábrica. Portanto, se faz necessário emular a função deste dispositivo através de um sistema diferencial eletrônico (SDE). O SDE deve promover o ajuste das velocidades angulares das rodas elétricas traseiras individualmente, assegurando a estabilidade do veículo ao efetuar manobras de esterçamento, seguindo a geometria de *Ackerman* SAMPAIO et al. (2010).

A determinação do modelo matemático do então VH 4x4 obedece o pré-requisito de projeto que visa o desenvolvimento de um sistema de tração elétrica traseira por meio de um SDE para baixas velocidades, enquanto o MCI encontra-se desacoplado do sistema de transmissão, ou seja, as únicas fontes de potência atuantes no veículo são os motores elétricos.

# 3.1 Formulação do Problema do Diferencial Eletrônico

O SDE consiste em um dispositivo virtual que deve corrigir as velocidades angulares das rodas do veículo à medida em que o condutor efetua manobras de esterçamento. À medida em que a manobra é efetuada, as rodas do veículo rolarão ao redor de um ponto comum, denominado centro de giro (*turning center*), o que fará surgir um raio instantâneo ao redor do qual o centro de massa do veículo circulará. Desse modo, dependendo do sentido da manobra (à esquerda ou à direita), as rodas do veículo desenvolverão velocidades diferentes.

A Figura 3.1 ilustra a diferença entre as velocidades angulares das rodas traseiras do veículo. Quando o veículo desenvolve uma manobra de esterçamento à direita, a roda esquerda apresentará uma velocidade angular  $\omega_e$  maior que a da direita  $\omega_d$ . Quando a manobra é à esquerda, a roda direita apresenta velocidade angular  $\omega_d$  superior a da esquerda  $\omega_e$ .



Figura 3.1: Princípio de funcionamento de um sistema diferencial veicular.

Tais diferenças de velocidades angulares são determinadas pelas relações contidas na geometria de *Ackerman*, que define a cinemática do veículo, e é descrita nas próximas sessões.

Um aspecto importante que é fundamentado a partir das relações de *Ackerman* é o rolamento do pneumático. Considerando-o como uma roda rígida, para que efetivamente haja o rolamento e o efeito do escorregamento seja minimizado, a velocidade tangencial da roda e a sua velocidade linear em relação ao solo devem ser iguais CANALE (1989). A Figura 3.2 mostra as variáveis envolvidas no movimento de rolamento de uma roda rígida.

Dessa maneira, as seguintes relações representam a ausência do rolamento perfeito:

$$V_r > \omega r \tag{3.1}$$



Figura 3.2: Cinemática do pneumático para um rolamento perfeito, considerando a roda rígida (CANALE (1989)).

$$V_r < \omega r \tag{3.2}$$

As Equações 3.1 e 3.2 representam situações de escorregamento. A Equação 3.1 representa uma situação de derrapagem, quando o freio é acionado abruptamente e a Equação 3.2 representa a cinemática do pneu ao "patinar". Portanto, é nesta análise que reside a necessidade do correto cálculo das velocidades angulares dos pneumáticos pelo SDE.

Em termos de arquitetura geral do SDE, a Figura 3.3 mostra o seu funcionamento. Os dados de entrada, informados pelo motorista podem ser lidos pelo barramento CAN do veículo (1). Os dados trafegam pelo barramento (2) até uma unidade de processamento dedicada ao SDE (ECU) (3) onde são efetuados os cálculos das velocidades angulares de referência para os controladores esquerdo (4) e direito (5). Os controladores enviam sinais de controle aos motores esquerdo (6) e direito (7). Sensores de velocidade (8 e 9) realimentam a malha de controle enviando os valores reais das velocidades angulares aos controladores.

#### 3.2 Modelagens Cinemática e Dinâmica do Veículo

A determinação das velocidades angulares de referência para o controle do SDE do veículo parte do pressuposto de que o veículo em questão é um corpo rígido. Portanto, é traçado o diagrama de corpo livre do mesmo na intenção de se obter as suas acelerações nos eixos  $x, y \in z$ . Da mesma maneira, lança-se mão das relações de *Ackerman* para que, através da sua geometria,



Figura 3.3: Arquitetura e configuração de hardware utilizado no SDE.

se possa modelar a cinemática da manobra para a determinação dos valores instantâneos desejados das velocidades angulares das rodas elétricas, de maneira que o veículo atinja o desempenho máximo, garantindo sua estabilidade CANALE (1989) GILLESPIE (1992) SAMPAIO et al. (2010). A Figura 3.4 mostra as variáveis envolvidas nas modelagens cinemática e dinâmica do veículo. A Tabela 3.1 traz a descrição dos parâmetros envolvidos nesse procedimento.

#### 3.2.1 Cinemática do Veículo 2x4 com Tração Traseira e Esterçamento Frontal

#### Obtenção das Velocidades Angulares Desejadas

Em uma determinada manobra de esterçamento, a geometria que representa a cinemática do veículo é dada pela ainda pela Figura 3.3. No contexto da geometria de *Ackerman*, os raios instantâneos dos pneumáticos traseiros esquerdo  $R_i$  e direito  $R_o$  podem ser representados pelas Equações 3.3 e 3.4 a seguir:


Figura 3.4: Variáveis dinâmicas e cinemáticas (geometria de *Ackerman*) envolvidas no problema do sistema diferencial eletrônico veicular.

$$R_i = \sqrt{R_{cg}^2 - l_2^2} - \frac{b}{2} \tag{3.3}$$

$$R_o = \sqrt{R_{cg}^2 - l_2^2} + \frac{b}{2} \tag{3.4}$$

Sendo a velocidade angular igual para todo o corpo rígido, tem-se as seguintes relações:

$$V_{cg} = \omega_{cg} R_{cg} \tag{3.5}$$

$$V_4 = \omega_{cg} R_o \tag{3.6}$$

Variavel	Descrição							
m	massa total do veículo							
$I_z$	momento de inércia sobre o eixo $z$							
L	distância entre-eixos							
$l_1$	distância entre o CG e o eixo dianteiro							
$l_2$	distância entre o CG e o eixo traseiro							
b	comprimento do eixo (distância entre as rodas)							
r	raio do pneumático							
$\delta_{1,2}$	ângulos de esterçamento							
$R_{cg}$	raio instantâneo da manobra							
$R^{-}$	distância entre o centro de curva e o ponto médio de $\boldsymbol{b}$							
$R_o$	distância entre o centro de curva e o pneumático esquerdo							
$R_i$	distância entre o centro de curva e o pneumático direito							
$V_{cg}$	velocidade linear do veículo no centro de massa do veículo							
$V_3$	velocidade linear tangencial ao pneumático esquerdo							
$V_4$	velocidade linear tangencial ao pneumático direito							
$\omega_{cg}$	velocidade angular do veículo em torno do centro de curva							
$U_{14}$	forças longitudinais nos pneumáticos							
$S_{14}$	forças laterais nos pneumáticos							
$P_{14}$	potências aplicadas as rodas							
$\mu$	Coeficiente de fricção entre pneumáticos e solo							
g	Aceleração gravitacional							

Tabela 3.1: Tabela das variáveis envolvidas no problema do SDE.

$$V_3 = \omega_{cg} R_i \tag{3.7}$$

Das relações dadas pelas Equações 3.5, 3.6 e 3.7, tem-se as velocidades :

$$V_3 = V_{cg} \frac{R_i}{R_{cg}} \tag{3.8}$$

$$V_4 = V_{cg} \frac{R_o}{R_{cg}} \tag{3.9}$$

Sendo o raio do pneumático dado por r, obtem-se as velocidades angulares instantâneas  $\omega_3$ e  $\omega_4$  das rodas traseiras como funções do raio de curvatura  $R_{cg}$  e da velocidade do veículo com relação ao seu centro de massa  $V_{cg}$ , as quis são dadas por:

$$\omega_3 = \frac{V_{cg}}{R_{cg}r} \left[ \sqrt{R_{cg}^2 - l_2^2} - \frac{b}{2} \right]$$
(3.10)

$$\omega_4 = \frac{V_{cg}}{R_{cg}r} \left[ \sqrt{R_{cg}^2 - l_2^2} + \frac{b}{2} \right]$$
(3.11)

Segundo GILLESPIE (1992), para se assegurar um comportamento adequado em manobras, os ângulos de esterçamento devem obedecer as seguintes relações:

$$\delta_1 = \operatorname{arctg}\left(\frac{L}{R_{cg} - \frac{b}{2}}\right) \approx \left(\frac{L}{R_{cg} - \frac{b}{2}}\right)$$
(3.12)

$$\delta_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{L}{R_{cg} + \frac{b}{2}}\right) \approx \left(\frac{L}{R_{cg} + \frac{b}{2}}\right)$$
(3.13)

Isolando-se o raio de curvatura  $R_{cg}$  em ambas as Equações 3.12 e 3.13, deixando o mesmo em função dos ângulos de esterçamento, tem-se:

$$R_{cg} = \frac{L}{\tan(\delta_1)} + \frac{b}{2} \tag{3.14}$$

$$R_{cg} = \frac{L}{\tan(\delta_2)} - \frac{b}{2} \tag{3.15}$$

Isso permite afirmar que, com base na leitura dos ângulos de esterçamento do veículo (obtidos, por exemplo, pela leitura do barramento CAN SAMPAIO et al. (2010)), estima-se o raio de manobra instantâneo. Entretanto, ainda há de se determinar a velocidade do carro no seu centro de massa, o que pode ser estimado pelo modelo dinâmico do veículo.

### 3.2.2 Dinâmica do Veículo 2x4 com Tração Traseira e Esterçamento Frontal

As equações dinâmicas do veículo 2x4 são obtidas através do seu diagrama de corpo livre, as quais são utilizadas recursivamente para a obtenção das acelerações e, por conseguinte, da velocidade linear do veículo no seu centro de massa  $V_{cg}$ , uma vez que a determinação dessa variável é importante para o cálculo das velocidades angulares desejadas.

Os ângulos de escorregamento, dados por  $\psi_{1..4}$ , podem ser definidos como SAMPAIO et al. (2010):

$$\psi_1 = \delta_1 - \frac{V_y + l_1 \Omega_z}{V_x + \frac{b}{2} \Omega_z} \tag{3.16}$$

$$\psi_2 = \delta_2 - \frac{V_y + l_1 \Omega_z}{V_x - \frac{b}{2} \Omega_z}$$
(3.17)

$$\psi_3 = \frac{V_y - l_2 \Omega_z}{V_x + \frac{b}{2} \Omega_z} \tag{3.18}$$

$$\psi_4 = \frac{V_y - l_2 \Omega_z}{V_x - \frac{b}{2} \Omega_z} \tag{3.19}$$

As forças laterais que surgem nos pneumáticos são expressas pelas seguintes equações:

$$S_1 = C_{\psi F} \left( \delta_1 - \frac{V_y + l_1 \Omega_z}{V_x + \frac{b}{2} \Omega_z} \right)$$
(3.20)

$$S_2 = C_{\psi F} \left( \delta_2 - \frac{V_y + l_1 \Omega_z}{V_x - \frac{b}{2} \Omega_z} \right)$$
(3.21)

$$S_3 = -C_{\psi R} \left( \frac{V_y - l_2 \Omega_z}{V_x + \frac{b}{2} \Omega_z} \right)$$
(3.22)

$$S_4 = -C_{\psi R} \left( \frac{V_y - l_2 \Omega_z}{V_x - \frac{b}{2} \Omega_z} \right)$$
(3.23)

Onde  $C_{\psi R}$  e  $C_{\psi F}$  são, respectivamente, os coeficientes de escorregamento traseiro e frontal. As forças longitudinais ao longo dos pneumáticos são dadas por:

$$U_1 = U_2 = -\frac{\mu m g l_2}{2L} \tag{3.24}$$

$$U_3 = \frac{P_3(t)}{(V_x + \frac{b}{2}\Omega_z)} - \frac{\mu mg l_1}{2L}$$
(3.25)

$$U_4 = \frac{P_4(t)}{(V_x - \frac{b}{2}\Omega_z)} - \frac{\mu m g l_1}{2L}$$
(3.26)

Onde  $\mu$  é o coeficiente de fricção e g é a aceleração gravitacional. Nota-se que as forças longitudinais atuantes nos pneumáticos dianteiros  $U_1 \in U_2$  referem-se apenas às forças de oposição ao movimento. Obtém-se as seguintes equações de Newton e Euler:

$$\sum F_x = ma_x = (\dot{V}_x - V_y \Omega_z) = U_3 + U_4 - U_1 \cos\delta_1 - U_2 \cos\delta_2 - S_1 \sin\delta_1 - S_2 \sin\delta_2 \quad (3.27)$$

$$\sum F_y = ma_y = (\dot{V}_y + V_x \Omega_z) = S_3 + S_4 + S_1 \cos\delta_1 + S_2 \cos\delta_2 - U_1 \sin\delta_1 - U_2 \sin\delta_2 \quad (3.28)$$

$$\sum M_{z} = I_{z}\dot{\Omega}_{z}$$

$$= \frac{b}{2}(U_{3} - U_{4}) - l_{1}(U_{1}sen\delta_{1} + U_{2}sen\delta_{2}) - l_{2}(S_{3} + S_{4})$$

$$+ l_{1}(S_{1}cos\delta_{1} + S_{2}cos\delta_{2}) + \frac{b}{2}(U_{2}cos\delta_{2} - U_{1}cos\delta_{1} + S_{2}sen\delta_{2} + S_{1}sen\delta_{1})$$
(3.29)

As acelerações lineares ao longo dos eixos x e y e a aceleração ao redor do eixo z podem ser descritas pelas equações diferencias descritas pelas Equações 3.30, 3.31 e 3.32:

$$\dot{V}_x = \frac{1}{m} \left[ U_3 + U_4 - U_1 cos\delta_1 - U_2 cos\delta_2 - S_1 sen\delta_1 - S_2 sen\delta_2 \right] + V_y \Omega_z$$
(3.30)

$$\dot{V}_y = \frac{1}{m} \left[ S_3 + S_4 + S_1 cos\delta_1 + S_2 cos\delta_2 - U_1 sen\delta_1 - U_2 sen\delta_2 \right] - V_x \Omega_z$$
(3.31)

$$\dot{\Omega}_{z} = \frac{1}{I_{z}} \left[ \frac{b}{2} (U_{3} - U_{4}) - l_{2} (S_{3} + S_{4}) + l_{1} (S_{1} cos \delta_{1} - S_{2} cos \delta_{2}) + \frac{b}{2} (S_{2} sen \delta_{2} - S_{1} sen \delta_{1}) \right]$$
(3.32)

Substituindo-se as Equações de 3.16 a 3.26 nas Equações 3.30, 3.31 e 3.32, obtem-se as seguintes equações diferenciais ordinárias:

$$\dot{V}_{x} = V_{y}\Omega_{z} - \frac{\mu g}{L} \left( \frac{l_{2}cos\delta_{1}}{2} + \frac{l_{2}cos\delta_{2}}{2} + l_{1} \right) + \frac{1}{m} \left( \frac{P_{3}(t)}{V_{x} + \frac{b\Omega_{z}}{2}} + \frac{P_{4}(t)}{V_{x} - \frac{b\Omega_{z}}{2}} \right) - \frac{C_{\psi F}sin\delta_{1}}{m} \left( \delta_{1} - \frac{V_{y} + l_{1}\Omega_{z}}{V_{x} + \frac{b\Omega_{z}}{2}} \right) - \frac{C_{\psi F}sin\delta_{2}}{m} \left( \delta_{2} - \frac{V_{y} + l_{1}\Omega_{z}}{V_{x} - \frac{b\Omega_{z}}{2}} \right)$$
(3.33)

$$\dot{V}_{y} = -Vy\Omega_{z} - \frac{2V_{x}C_{\psi R}}{m} \left(\frac{V_{y} - l_{2}\Omega_{z}}{V_{x}^{2} - \frac{b^{2}}{4}\Omega_{z}}\right) - \frac{\mu g l_{2}}{2L} \left(sin\delta_{1} + sin\delta_{2}\right) + \frac{C_{\psi F}cos\delta_{1}}{m} \left(\delta_{1} - \frac{V_{y} + l_{1}\Omega_{z}}{V_{x} + \frac{b}{2}\Omega_{z}}\right) + \frac{C_{\psi F}cos\delta_{2}}{m} \left(\delta_{2} - \frac{V_{y} + l_{1}\Omega_{z}}{V_{x} - \frac{b}{2}\Omega_{z}}\right)$$
(3.34)

$$\begin{split} \dot{\Omega_{z}} &= \frac{\mu mgbl_{2}}{4LI_{z}} \left( \cos\delta_{2} - \cos\delta_{1} \right) - \frac{\mu mgl_{1}l_{2}}{2LI_{z}} \left( \sin\delta_{1} + \sin\delta_{2} \right) \\ &+ \frac{b}{2I_{z}} \left( \frac{P_{3}(t)}{V_{x} + \frac{b\Omega_{z}}{2}} - \frac{P_{4}(t)}{V_{x} - \frac{b\Omega_{z}}{2}} \right) + \frac{C_{\psi F}}{I_{z}} \left( \delta_{2} - \frac{V_{y} + l_{1}\Omega_{z}}{V_{x} - \frac{b\Omega_{z}}{2}} \right) \left( l_{1}\cos\delta_{2} + \frac{b}{2}\sin\delta_{2} \right) \\ &+ \frac{C_{\psi F}}{I_{z}} \left( \delta_{1} - \frac{V_{y} + l_{1}\Omega_{z}}{V_{x} + \frac{b\Omega_{z}}{2}} \right) \left( l_{1}\cos\delta_{1} - \frac{b}{2}\sin\delta_{1} \right) + \frac{2V_{x}l_{2}C_{\psi R}}{I_{z}} \left( \frac{V_{y} - l_{2}\Omega_{z}}{V_{x}^{2} - \frac{b^{2}}{4}\Omega_{z}} \right) \end{split}$$
(3.35)

Um ponto importante a ser descrito é o fato de que as Equações 3.33, 3.34 e 3.35 são dadas em função das potências aplicadas às rodas esquerda  $P_3(t)$  e direita  $P_4(t)$ . Portanto, a acurácia do modelo do conjunto veículo-atuadores é determinante para a obtenção de boas respostas por parte do sistema.

# 3.3 Dinâmica dos Atuadores do Veículo 2x4 com Tração Traseira

A determinação do modelo matemático dos motores que compõe o sistema de tração do veículo considera a caracterização de um motor de corrente contínua (DC) com escovas, visando a sua utilização na plataforma HELVIS conforme citado no Capítulo 2. Embora outros tipos de máquinas elétricas possam compor o sistema de tração de VEs e VEHs, esta análise se atém a modelagem de uma máquina elétrica DC, cuja caracterização foi possível por meio de técnicas laboratoriais para a determinação dos seus parâmetros eletromecânicos.

#### 3.3.1 Modelagem dos Motores DC

Neste contexto, a obtenção de um modelo matemático que represente a dinâmica do motor DC empregado no sistema de tração das rodas elétricas segue as técnicas propostas por OLIVEIRA (2005) e SAMPAIO E BECKER (2009). Trata-se de uma metodologia de bancada, por meio da qual se podem estimar os valores dos parâmetros eletromecânico utilizados na determinação do modelo.

Do ponto de vista elétrico, os seguintes parâmetros são importantes na determinação da função de transferência do motor:

- $R_a$ , a resistência de armadura;
- $L_a$ , a indutância de armadura;
- $K_e$ , a constante de força contra-eletromotriz;

No que se refere aos parâmetros mecânicos, pode-se afirmar que:

- *J*, é o momento de inércia do eixo do motor;
- B, é o atrito viscoso do motor;
- $K_t$ , é a constante de torque;

De posse de todos os parâmetros acima, pode-se definir a função de transferência do motor DC como:

$$M(s) = \frac{\frac{1}{K_e \tau_m \tau_a}}{\left[s^2 + \left(\frac{1}{\tau_a} + \frac{1}{\tau_b}\right)s + \frac{1}{\tau_m \tau_a} + \frac{1}{\tau_a \tau_b}\right]}$$
(3.36)

Onde:

$$\tau_a = \frac{L_a}{R_a} \tag{3.37}$$

$$\tau_b = \frac{J}{B} \tag{3.38}$$

$$\tau_m = \frac{R_a J}{K_e K_t} \tag{3.39}$$

Os valores obtidos para os parâmetros eletromecânicos do motor DC são exibidos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Parâmetros eletromecânicos do motor DC modelado para a plataforma HELVIS.

Variável	Valor	Unidade
$k_t$	0,0144214	N m/A
$k_e$	0,0144214	V s/rad
$R_a$	$1,\!9$	Ω
J	$310 \cdot 10^{-9}$	$Nms^2/rad$
B	$7,5 \cdot 10^{-6}$	Nms/rad
$L_a$	$2.5 \cdot 10^{-3}$	H

Portanto, a função de transferência obtida para os motores da plataforma, sem a caixa redutora, pode ser dada por:

$$M(s) = \frac{1.861 \cdot 10^7}{s^2 + 784.3s + 2.868 \cdot 10^5}$$
(3.40)

A caixa redutora do motor possui uma razão de transmissão de 73:1. Sabendo-se que o numerador da função de transferência dada pela Equação 3.41 representa o ganho global do motor, relacionado diretamente a sua velocidade angular, a função de transferência final do conjunto motor-caixa redutora é dada por:

$$M(s) = \frac{2.549 \cdot 10^5}{s^2 + 784.3s + 2.868 \cdot 10^5}$$
(3.41)

As Figuras 3.5 e 3.6 mostram as respostas das funções de transferência do motor DC modelado sem a caixa redutora e utilizando-se da redução, respectivamente.



Figura 3.5: Resposta da velocidade angular do motor DC modelado (em rad/s), através de sua função de transferência, sem o uso da caixa de redução.



Figura 3.6: Resposta da velocidade angular do motor DC modelado (em rad/s), através de sua função de transferência, utilizando a caixa de redução.

# Capítulo 4

# Arquitetura & Sistemas de Controle do Sistema Diferencial Eletrônico

Talvez o elemento de maior importância dentro do contexto do sistema diferencial eletrônico seja o sistema de controle que atua na correção das velocidades angulares calculadas para as rodas elétricas. No tocante à estabilidade veicular, é essencial que os sistemas de controle possuam rapidez na ação de controlar os atuadores com o menor erro de regime possível e com o menor sobressinal, a fim de que se assegure que o rolamento efetivo do pneumático esteja em conformidade com o rolamento calculado, conforme detalhado no Capítulo 3. Como também foi descrito naquele capítulo, cada roda elétrica possui seu próprio módulo de controle independente.

# 4.1 Sistemas de Controle Propostos

Como citado anteriormente, foram testadas três abordagens de controle para a composição do sistema diferencial eletrônico do veículo:

- Abordagem clássica, através de um controle PID modifcado;
- Abordagem da inteligência artificial, através de um controle neuro-fuzzy;
- Abordagem robusta, através de um controle  $H_{\infty}$  ótimo;

O desenvolvimento das três abordagens é descrito a seguir.

#### 4.1.1 Controle Clássico PID-modificado

O controlador PID modificado proposto para o SDE considera a implementação computacional de algoritmos em sistemas embarcados na plataforma. Sendo assim, o projeto do controlador PID considerou as equações de recorrência de um controlador PID digital (SAMPAIO E BEC-KER (2009)), (OLIVEIRA (2005)). Como incremento, propõe-se a modificação de tais equações a fim de que se promova uma melhora no desempenho final da ação de controle. Além disso, foi adicionada uma variável de ponderação para a ação de controle proporcional e implementados filtros nos termos derivativo e integral, a fim de se observar a otimização do controlador HANG et al. (1991). O segundo método de sintonia de *Ziegler-Nichols* foi utilizado na determinação dos parâmetros.

O PID modificado, que considera a forma direta (ou posicional) com aproximação por diferença anterior para o termo integral e a aproximação de *Tustin* para o termo derivativo, tem sua lei de controle definida como DORF (2009) OGATA (2006) OLIVEIRA (2005):

$$u(k) = P(k) + I(k) + D(k)$$
(4.1)

Onde:

$$P(k) = K_p[\beta r(k) - y(k)]; \qquad (4.2)$$

$$I(k) = I(k-1) + \frac{K_p T}{T_i} e(k-1)$$
(4.3)

$$D(k) = \frac{2T_d - TN}{2T_d + TN} D(k-1) + \frac{2K_p T_d N}{2T_d + TN} (y(k) - y(k-1))$$
(4.4)

Os termos P(k), I(k) e D(k) correspondem aos sinais de controle proporcional, integral e derivativo respectivamente. A variável  $K_p$  é o termo referente ao ganho da parcela proporcional,  $T_i$  é o termo referente ao ganho da parcela integral e  $T_d$  é o termo referente ao ganho da parcela derivativa. A variável r(k) é o sinal de referência, y(k) é a saída do processo e e(k) é o sinal de erro. A variável T é o período de amostragem dos dados coletados para o cálculo, N é um parâmetro que garante a realizabilidade do controlador PID. É útil também o uso do parâmetro  $\beta$  como ponderador do sinal de referência.

# Regras de sintonia de *Ziegler-Nichols* na determinação dos parâmetros do controlador PID digital

A determinação dos parâmetros  $K_p$ ,  $T_i \in T_d$  seguiu o 2° método de sintonia de Ziegler-Nichols proposto em OGATA (2006). A determinação dos parâmetros do controlador PID pelos métodos de Ziegler-Nichols é de suma importância no projeto do controlador.

A sintonia do controlador utilizou o segundo método de Ziegler e Nichols, onde ajustou-se primeiramente  $T_i = \infty$  e  $T_d = 0$ . Anulando-se respectivamente os ganhos das parcelas integral e derivativa e fazendo-se uso apenas do ganho da parcela proporcional, elevou-se o valor de  $K_p$ de 0 a um valor para o qual o sinal de saída atingisse um nível de oscilação mantida, ao qual denominou-se  $K_{cr}$  ( $K_p$  crítico). A partir desse sinal oscilatório, determina-se, consequentemente, um valor de período crítico ( $P_{cr}$ ) para a curva.

Uma vez encontrado um valor de  $K_{cr}$  e de  $P_{cr}$  para o qual a resposta da variável controlada apresente um sinal oscilatório mantido, pode-se determinar experimentalmente os valores de  $T_i$ e  $T_d$ . O método propõe o ajuste destes parâmetros segundo a seguinte regra de sintonia OGATA (2006):

$$K_p(k) = 0, 6K_{cr}$$
 (4.5)

$$T_i(k) = 0, 5P_{cr}$$
 (4.6)

$$T_d(k) = 0,25P_{cr} (4.7)$$

A partir da regra de sintonia de Ziegler-Nichols surge a seguinte equação do controlador:

$$G_c(s) = 0.6K_{cr}(1 + \frac{1}{0.5P_{cr}s} + 0.125P_{cr}s)$$
(4.8)

$$G_c(s) = 0,075K_{cr}P_{cr}\frac{(s+\frac{4}{P_{cr}})^2}{s}$$
(4.9)

Observando-se a Eq. 4.9, nota-se que a mesma possui um polo na origem e um zero duplo em  $s = \frac{-4}{P_{cr}}$ . O polo na origem, adicionado pela componente integral, contribui para a eliminação do erro estacionário. Entretanto, nota-se (pela própria equação) que quanto maior for o sinal de erro, maior será o sinal de saída do controlador. Isso ocasiona uma saturação dos atuadores,

retarda o estabelecimento da resposta desejada ou, até mesmo, torna o sistema instável. Da mesma forma, quando a saída atinge o valor-alvo, a inversão do sinal de erro pode demorar a exercer efeito sobre a ação de controle, o que leva o sistema a apresentar o efeito *reset-windup* OGATA (2006).

#### Filtro anti-reset-windup na ação integral

O efeito *reset-windup* foi minimizado implementando-se um artifício chamado *anti-reset-windup* SAMPAIO E BECKER (2009) OLIVEIRA (2005). Foram utilizadas duas abordagens para isso. A primeira, por cancelamento de integração, consiste simplesmente no cancelamento do sinal referente à parcela integral, e é definida pela seguinte lei:

$$\Delta u_i(k) = 0, \ se \ u(k) \ge u_{max} \tag{4.10}$$

A segunda abordagem, por integração condicional, efetua o cancelamento do sinal referente à parcela integral quando o módulo do erro corrente for maior ou igual ao erro máximo estipulado, conforme a seguinte regra:

$$\Delta u_i(k) = 0, \ se \ |e(k)| \ge e_{max} \tag{4.11}$$

O termo  $\Delta u_i(k)$  refere-se à variação entre as contribuições anterior e atual relativas à ação integral  $(u_i(k) - u_i(k-1))$  na saída do controlador PID digital. O valor de  $e_{max}$  é determinado experimentalmente, pela observação da variável controlada.

#### Filtro anti-quick derivate na ação derivativa

A ação derivativa do PID também pode apresentar valores que contribuem diretamente para a instabilidade do sistema em determinadas circunstâncias. Por exemplo, em altas frequências a parcela derivativa introduz um ganho crescente. Esse efeito é denominado *quick derivate*. Aplica-se, neste caso, um filtro de atenuação de ganho de malha.

Da função de transferência do controlador PID, mais precisamente da porção derivativa, nota-se que esta possui um polo localizado no infinito, o que remonta ao fato de que, com o aumento indefinido da frequência, o ganho da parcela derivativa irá aumentar também indefinidamente. Isso certamente irá tornar o sistema instável, ou mesmo irá saturar o sinal de saída do controlador.

O filtro aplicado na parcela derivativa visa adicionar um polo à mesma, o que resulta na seguinte função de transferência para esse termo:

$$D = \frac{K_p T_d s}{1 + \frac{T_d}{N} s} \tag{4.12}$$

Onde N é uma constante que garante a realizabilidade do controlador para altas frequências. Aplicam-se valores de N situados entre  $3 \le N \le 20$  OLIVEIRA (2005).

#### Ponderação da ação proporcional

Muitas vezes, a ponderação do sinal proporcional traz efeitos concretos muito antes de se tomar as medidas citadas acima com relação às porções integrativa e derivativa. Para isso, é proposta a inserção de um fator  $\beta$  sobre o sinal de referência do controlador OLIVEIRA (2005). Em simulação, de fato a constante  $\beta$  contorna grande parte do erro de regime, bem como melhora a resposta transitória.

#### 4.1.2 Controle Neuro-Fuzzy (I.A.)

O projeto do controlador neuro-fuzzy baseou-se em duas etapas distintas, sendo elas bem definidas e inspiradas na obra de CIRSTEA et al. (2002), onde é ressaltado que a fusão dos benefícios proporcionados pela lógica difusa com o baixo custo computacional oferecido pelas RNAs (Rede Neural Artificial) pode originar sistemas de controle neuro-fuzzy bastante interessantes. Neste caso, o desenho do controlador neuro-fuzzy compreendeu duas etapas importantes. A primeira refere-se ao projeto de um controlador fuzzy, englobando as fases de fuzzificação, inferência e defuzzificação, originando uma superfície de controle fuzzy dotada de duas variáveis de entrada e uma de saída. A segunda etapa consiste do treinamento de uma RNA que seja capaz de aprender a comportar-se tal qual o controlador fuzzy previamente projetado.

A figura 4.1 ilustra as etapas do procedimento de determinação do controlador *fuzzy*. A fase (A) compreende o estabelecimento das bases de regras, os processos de *fuzzificação*, inferência e de *defuzzificação*. A superfície *fuzzy* (B) surge como resultado do processo descrito em (A). As variáveis que descrevem a superfície *fuzzy* são, então, passados como parâmetros para a RNA (C) que, por sua vez, é treinada de modo a reproduzir a referida superfície de controle (D).



Figura 4.1: Diagrama de blocos ilustrativo do processo de consolidação do sistema de controle neuro-*fuzzy*.

#### Fuzzificação, Inferência e Defuzzificação

O controle executado pela lógica *fuzzy* é baseado em regras ao invés de um controle restrito ao modelo matemático do veículo. Esta abordagem mostra-se útil, uma vez que, ainda que de posse de um modelo confiável, as não-linearidades do sistema frequentemente surgem em tempo de execução das manobras SAMPAIO et al. (2010).

O processo de fuzzificação foi baseado na experiência adquirida do controle dos motores com controladores PID, conhecendo-se em detalhes o sistema a ser controlado. Em se tratando do controle de duas rodas que atuam independentemente uma da outra, foram concebidos dois sistemas de controle neuro-fuzzy distintos. Consideram-se as entradas do controlador fuzzy como sendo o erro da velocidade angular da roda (E) e também sua derivada (dE). A saída caracterizase pela ação de controle fuzzy (dU). O processo de fuzzificação, que envolve a representação e o trabalho da tomada de decisões com notações linguísticas, tanto das entradas como das saídas, utilizou-se das seguintes variáveis:

• NL: Negative Large - Altamente Negativo;

- NM: Negative Medium Medianamente Negativo;
- NS: Negative Small Pouco Negativo
- Z: Zero Zero;
- PS: *Positive Small* Pouco Positivo;
- PM: Positive Medium Medianamente Positivo;
- PL: Positive Large Altamente Positivo

Tais variáveis apresentam o seguinte significado: para as variáveis de entrada E e dE, o conjunto Z indica que a faixa de erro onde as mesmas se encontram é tolerável, compatível com o nível de estabilidade pré-definido. Os conjuntos PL, PM e PS indicam que a variáveis encontram-se em uma faixa abaixo da velocidade desejada. Já os conjuntos NL, NM e NS indicam que as mesmas encontra-se em uma faixa acima da velocidade de referência. A saída do controlador recebe o mesmo *status*. Quanto a variável de saída dU, as ações de controle podem ser tanto um acréscimo (PS, PM e PL) como um decréscimo (NS, NM e NL) no sinal de controle, como também pode não fornecer sinal de controle algum (Z). Os índices S, M e L indicam a magnitude do erro e também servem tanto para as entradas quanto para a saída.

As funções de pertinência dos conjuntos fuzzy referentes aos parâmetros de entrada (E e dE)são ilustrados pelas Figuras 4.2 e 4.3, respectivamente, enquanto que o conjunto fuzzy referente ao parâmetro de saída (dU) é ilustrado pela Figura 4.4.



Figura 4.2: Funções de pertinência dos conjuntos fuzzy para a variável de entrada E.



Figura 4.3: Funções de pertinência dos conjuntos fuzzy para a variável de entrada dE.



Figura 4.4: Funções de pertinência dos conjuntos fuzzy para a variável de saída dU.

Foram utilizadas funções de pertinência com curvas gaussianas para a representação dos conjuntos oriundos do processo de *fuzzificação*, uma vez que apresentaram as melhores respostas dentre as demais utilizadas (trapezoidal e triangular). O processo de inferência deu-se utilizando-se o método Mamdani, combinando os graus de pertinência referentes a cada variável. Definiu-se uma base de 49 regras, conforme ilustrado na matriz de regras da Figura 4.5. Por meio do conjunto de regras o controlador irá efetuar as tomadas de decisões, baseando-se no erro de velocidade angular E da roda e também de sua derivada E. Para cada combinação entre E e dE, que represente uma circunstância possível na problemática do ajuste das velocidades angulares das rodas, haverá uma saída que representa a ação de controle apropriada.

Tal como no processo de fuzzificação, o módulo de defuzzificação também baseou-se na experi-

					dE				
E		NL	NM	NS	Z	PS	PM	PL	dU
	NL	NL	NL	NL	NL	NM	NS	Z	
	NM	NM	NM	NM	NM	NS	Z	PS	
	NS	NL	NM	NS	NS	Z	PS	PM	
	Z	NM	NM	NS	Z	PS	PM	PM	
	PS	NM	NS	Z	PS	PS	PM	PM	
	PM	NS	Z	PS	PM	PM	PM	PL	
	PL	Z	PS	PM	PL	PL	PL	PL	
					dU				

100

Figura 4.5: Matriz de regras fuzzy estabelecidas para o controle de velocidade das rodas elétricas. A partir do erro E e da sua derivada dE há uma ação de controle dU correspondente.

ência e conhecimento prévios do sistema a ser controlado. Foi utilizada a composição MAX-MIN e centro de gravidade (método centróide), que visa encontrar o centro de gravidade dos valores de saída dU, cuja formalização é descrita como LEE E SUL (1998):

$$dU = \frac{\int_{n}^{1} dU_{i} \mu_{f}(dU_{i})}{\int_{n}^{1} \mu_{f}(dU_{i})}$$
(4.13)

Onde dU é a saída defuzzificada, ou seja, o sinal de controle de corrente, e  $\mu_f$  é o valor do grau de pertinência entre os conjuntos *fuzzy*. Neste caso, para os casos onde ocorrer a união de conjuntos *fuzzy*, a escolha do valor do grau de pertinência seguiu o critério do valor máximo, ou seja:

$$\mu = max(\mu_a, \mu_b) \tag{4.14}$$

Para os casos onde houver a intersecção de conjuntos, a escolha do valor do grau de pertinência seguiu o critério do valor mínimo, ou seja:

$$\mu = \min(\mu_a, \mu_b) \tag{4.15}$$

Como resultado do projeto do controlador fuzzy descrito, a superfície de controle fuzzy obtida é ilustrada na Figura 4.6.



Figura 4.6: Superfície de controle fuzzy resultante do estabelecimento do conjunto de regras fuzzy.

#### 4.1.3 Processo de treinamento da rede neural feedforward

Como já foi discutido, quando bem projetadas, redes neurais apresentam um desempenho bastante atraente em termos da baixa demanda por processamento. Em especial, redes neurais *feedforward* são indicadas em problemas de classificação, onde cada vetor de entrada é associado a um vetor de saída CIRSTEA et al. (2002). Essa premissa encaixa-se perfeitamente no problema de controle de rotação das rodas elétricas pois, para cada vetor de entrada contendo os dados de E e dE, haverá um vetor contendo o valor de dU correspondente.

Assim, foi implementada uma rede *feedforward* de quatro camadas com  $(N_c/2) + 3$  camadas ocultas, onde  $N_c$  é o número de entradas, cujo modelo generalizado é apresentado na Fig. 4.7 KUROSAWA et al. (2005). Essa configuração apresenta uma performance superior a da rede de três camadas no que diz respeito ao número de parâmetros necessários para o seu treinamento. Assim, foram fornecidos um par de valores de entrada  $x = (x_1^{(k)}, x_2^{(k)})$  representados pelo erro de posição E e sua derivada dE, e também uma saída  $y = y_1^{(k)}$ , representada pelo respectivo acréscimo/decréscimo na ação de controle TAMURA E TATEISHI (1997). Foi utilizado um toolbox em ambiente MATLAB<sup>TM</sup> devidamente configurado com o algoritmo de Levenberg-Marquard. A performance de treinamento atendeu aos requisitos de MSE (Mean Square Error).



Figura 4.7: Modelo generalizado de arquitetura da rede neural *feedforward* de quatro camadas, sendo duas ocultas, uma de entrada e uma de saída.

#### 4.1.4 O Controlador Neuro-Fuzzy

O processo de treinamento da RNA foi bem-sucedido, como pode ser observando pelas curvas de regressão do treinamento, ilustradas na Fig. 4.8. Porém, o teste conclusivo consiste na reconstrução da superfície *fuzzy* pela rede neural treinada, sendo este um forte indicativo de que o processo de treinamento foi executado com sucesso. A Fig. 4.9 mostra, à esquerda (a), a superfície gerada após a implementação dos conjuntos *fuzzy* e da base de regras de controle. À direita da figura (b) encontra-se a superfície fornecida pela rede neural *feedforward*, devidamente treinada. Nota-se claramente que a rede *feedforward* de quatro camadas reconstruiu a superfície *fuzzy* com êxito, indicando que a RNA fornece ações de controle bastante coerentes comparadas às ações de controle *fuzzy*.



Figura 4.8: Curvas de regressão resultantes do processo de treinamento (a) e validação (b) da rede neural *feedforward*.



Figura 4.9: Superfície de controle *fuzzy* obtida (a) e a mesma superfície de controle reproduzida pela rede neural *feedforward* após treinamento.

## 4.1.5 Controle Robusto $H_{\infty}$ Ótimo

A síntese do controlador  $H_{\infty}$  ótimo baseou-se nas obras de DOYLE et al. (1989), ZHOU (1996), ZHOU (1997) e STEFANI et al. (2002), considerando o fato de que a planta a ser controlada é estabilizável e detectável. Quanto à planta aumentada resultante  $G_{ap}$ , o seu respectivo diagrama de blocos é representado pelo esquema da Figura 4.10.



Figura 4.10: Planta aumentada genérica do sistema a ser controlado pelo controlador  $H_{\infty}$ , representando a função de transferência  $T_{zw}$ .

Durante o processo foram utilizados algoritmos iterativos baseados na abordagem  $\gamma$ -iteration, com o auxílio da ferramenta computacional Matlab<sup>TM</sup>, através dos quais o valor de  $\gamma$  é reduzido até que se encontre o seu valor ótimo  $\gamma_{opt}$  (mínimo) tal que, ao término do procedimento, as funções de transferência das funções de ponderação do erro  $W_e$ , da ação de controle  $W_u$ , e o próprio controlador K(s) são obtidos, de maneira que e a norma da função de transferência de malha fechada do sistema  $T_{zw}$  entre w e  $z_{1,2}$  satisfaça a seguinte condição:

$$\|T_{zw}\|_{\infty} = \left\| \begin{array}{c} W_e S \\ W_u KS \end{array} \right\|_{\infty} = \left\| \begin{array}{c} W_e S \\ W_u R \end{array} \right\|_{\infty} < \gamma \tag{4.16}$$

Segundo ZAMES E FRANCIS (1983), ZHOU (1997) e LEE E SCHMIDT (2002), a formalização do problema da síntese do controlador  $H_{\infty}$  ótimo também se baseia em minimizar o valor de  $\gamma$  até que se encontre o seu valor ótimo ( $\gamma_{opt}$ ) tal que a seguinte condição seja satisfeita:

$$\gamma > \gamma_{opt} = \min^{KEstabilidade} \|T_{zw}\|_{\infty}$$
(4.17)

Para um valor de  $\gamma = 1$ .

No contexto do controlador  $H_{\infty}$ , a função sensibilidade é dada por S enquanto que R é a função de transferência entre o sinal de referência e a ação de controle (também chamada função sensibilidade da entrada ou do controle). Para garantia de robustez relativa à inserção de distúrbios e também às incertezas inerentes a parâmetros do modelo e de medições, é necessário que os ganhos de S sejam baixos a baixas frequências. Isso também se justifica pelo fato de que o controle dos motores é um processo relativamente estável OLIVEIRA (2005). A função sensibilidade S deve atender a seguinte condição ZHOU (1997), STEFANI et al. (2002):

$$|W_e S| \le 1 \tag{4.18}$$

Por outro lado, os ganhos de R devem ser baixos a altas frequências para que o mesmo nível de rejeição seja obtido. A função R deve atender a seguinte condição STEFANI et al. (2002) ZHOU (1997):

$$|W_u R| \le 1 \tag{4.19}$$

Foi considerado o problema de sensibilidade mista ZHOU (1997), um dos problemas de controle  $H_{\infty}$ . Dentro desse contexto,  $S \in R$  são dadas por:

$$S = (I+L)^{-1} \tag{4.20}$$

$$R = K(I+L)^{-1} (4.21)$$

Sendo que L é a função de transferência de malha aberta o sistema, dada por:

$$L = GK \tag{4.22}$$

Os dois critérios de robustez anteriores, dados pelas Equações 4.18 e 4.19, estão diretamente relacionados a:

- estabilidade contra variações paramétricas do modelo;
- erro estacionário  $\rightarrow 0$ ;
- robustez mesmo frente a variações e incertezas de malha aberta;
- robustez contra ruídos e distúrbios inseridos na planta;

O intervalo onde se espera que o valor ótimo de  $\gamma$  se encontra foi determinado empiricamente. O intervalo inserido no algoritmo compreende os valores minimo  $\gamma_{min} = 0,05$  e máximo  $\gamma_{max} = 150$  para o processo de minimização de  $\gamma$ . Como resultado, o valor mínimo encontrado foi  $\gamma_{opt} = 0,1366$ . Tal valor de  $\gamma_{opt}$  representa a minimização da norma da função de transferência  $T_{zw}$  da planta aumentada  $G_{ap}$  de acordo com a Equação 4.16.

As funções de ponderação do erro e da ação de controle encontrados a partir da metodologia  $\gamma$ -iteration são dadas pelas Equações (4.23) e (4.24) a seguir:

$$W_e(s) = \frac{0,00625s + 50}{s + 0,05} \tag{4.23}$$

$$W_u(s) = \frac{s+1}{0, 1s+9 \cdot 10^8} \tag{4.24}$$

A resposta em frequência de  $S \in R$  podem ser vistas nas Figuras 4.11 e 4.12. Como se pode observar, os ganhos de S são baixos a baixas frequências, enquanto que os ganhos de R, por sua vez, são baixos a altas frequências, limitados pela largura de banda do controlador. Ainda nas Figuras 4.11 e 4.12, fica claro que ambas as funções  $S \in R$  satisfazem as condições dadas pelas Equações (4.18) e (4.19). A Figura 4.13 mostra a resposta em frequência a um sinal degrau. Como se observa, a sensibilidade de entrada é capaz de detectar o sinal, enquanto que a sensibilidade de saída rejeita o mesmo.

Das Equações (4.23) e (4.24) e a partir de toda a metodologia descrita para a síntese do controlador  $H_{\infty}$  ótimo, obtém-se o seguinte controlador K:

$$K(s) = \frac{5,103s^2 + 4,592 \cdot 10^{10}s + 1,714 \cdot 10^{11}}{s^3 + 7776s^2 + 3,061 \cdot 10^7 + 1,508 \cdot 10^6}$$
(4.25)



Figura 4.11: Resposta em frequência da função S.



Figura 4.12: Resposta em frequência da função R.



Figura 4.13: Entrada e saída da função sensibilidade do controlador  $H_{\infty}$  e sua habilidade de rejeição de ruídos inseridos na planta.

#### 4.1.6 Resultados Preliminares das Simulações

Algumas simulações preliminares foram efetuadas após a síntese dos sistemas de controle a fim de se observar o comportamento de cada um deles para três situações distintas e que reproduzem, de maneira aproximada, os sinais de referência para o controle da velocidade angular dos atuadores. Foi inserido ruído gaussiano na ação de controle para que se observasse a interferência de ruídos no controle do sistema. As curvas referem-se ao controle de uma roda apenas. Nenhuma simulação contempla situações com carga nem com o veículo em contato com o pneumático.

A primeira simulação corresponde a uma situação de frenagem do veículo quando o motor encontra-se com velocidade angular de aproximadamente 40 rad/s e tempo de parada total estipulada em aproximadamente 2s. A Figura 4.14 mostra as respostas dos controladores PID, neuro-fuzzy e  $H_{\infty}$  ótimo para a referida simulação.



Figura 4.14: Resposta em simulação de um teste de frenagem para os três controladores projetados (apenas um motor, sem carga).

Notou-se um erro de regime nulo por parte de todos os controladores. Ainda, todos apresentaram boa resposta frente ao ruído inserido.

A Figura 4.15 mostra os resultados para a simulação inversa, ou seja, quando solicita-se que o veículo, a partir do repouso, acelere até que a roda atinja a velocidade angular de 30 rad/s. A análise mostra que os três controladores respondem bem as solicitações, tal como no experimento

#### de frenagem.



Figura 4.15: Resposta em simulação de um teste de aceleração para os três controladores projetados (apenas um motor, sem carga).

A segunda simulação envolveu a solicitação abrupta de velocidade angular, ou seja, testou-se a resposta dos controladores a uma variações em altas frequências, com erro elevado. Neste caso em particular, o motor deve partir do repouso e atingir uma velocidade angular aproximada de 15 rad/s em tempo mínimo. A Figura 4.16 mostra que o controlador PID modificado consumiu o maior tempo para atingir o seu erro de regime mínimo. Após atingir o regime de trabalho, o controlador PID manteve-se com erro praticamente nulo. O controlador neuro-*fuzzy* apresentou um baixo tempo de subida. Embora tenha se observado certo ruído na resposta, o controlador neuro-*fuzzy* atingiu erro de regime aceitável. Já o controlador  $H_{\infty}$  ótimo novamente apresentou erro de regime praticamente nulo com tempo de subida mínimo e alta imunidade ao ruído inserido.

A última simulação envolveu a variação da velocidade angular da roda elétrica originada pela mudança do raio instantâneo de curvatura, o que ocorre quando o motorista esterça o veículo. A Figura 4.17 mostra que o todos os controladores apresentaram erro de regime nulo e alta imunidade ao ruído inserido.



Figura 4.16: Resposta em simulação a um sinal degrau para os três controladores projetados (apenas um motor).



Figura 4.17: Resposta em simulação para um teste de raio de manobra instantâneo em padrão aleatório para os três controladores projetados (apenas um motor).

# 4.2 Arquitetura do Sistema Diferencial Eletrônico Proposto

Como foi mostrado nas análises em simulação anteriores, as três técnicas de controle implementadas podem atender às especificações de ajuste do sistema diferencial eletrônico. Embora isso seja verdade, notou-se que as técnicas mais clássicas e mais simples, e também as técnicas baseadas em conhecimento possuem pontos negativos principalmente no que se refere a rapidez de resposta para altas frequências, onde o erro atinge valores elevados. Considerando que, sob este aspecto, a abordagem robusta do controlador  $H_{\infty}$  ótimo mostra-se mais eficiente tanto em rapidez de resposta quanto em filtragem de ruídos inseridos na malha de controle e visando a robustez do SDE, foca-se o problema do controle do diferencial eletrônico neste tipo de sistema de controle. Assim, busca-se uma arquitetura para o SDE que seja construída sobre aquela apresentada no Capítulo 3 e que simultaneamente seja compatível com a utilização de um controlador  $H_{\infty}$ .

Uma bom número de obras dentro da literatura sugere controladores baseados em abordagens clássicas (PI, PD, PID) para o problema do sistema diferencial eletrônico. Ainda nestes trabalhos, o sinal que o motorista insere no sistema, relativo ao seu desejo de acelerar ou desacelerar o veículo, através do pedal do acelerador, é diretamente somado ao sinal fornecido pelo sistema de controle e o sinal resultante é, então, inserido na planta (motores elétricos). Essa abordagem funciona bem para os controladores clássicos, os quais não possuem a capacidade de rejeição do ruído inserido na malha de controle. Entretanto, espera-se que, quando utilizado como sistema de controle do SDE nas referidas arquiteturas convencionais, o controlador robusto  $H_{\infty}$  ótimo suprima os comandos de aceleração impostos pelo condutor, interpretando os mesmos como um ruídos inseridos na malha de controle. Além disso, observa-se uma carência de propostas claras não apenas para sistemas de controle para o SDE em VHs, mas de uma visão geral do próprio SDE que leve a novas arquiteturas e ao tratamento dos dados inerentes e ele a nível de engenharia de sistemas embarcados. Neste contexto, este trabalho propõe uma arquitetura para o SDE que leva em conta o tratamento dos dados inseridos pelo motorista, a descentralização do processamento dessas informações em blocos, e a utilização de um controlador robusto  $H_{\infty}$ ótimo.

Como já foi delineado no Capítulo 3, as informações de entrada do sistema fornecidas pelo condutor do veículo são imprescindíveis para o funcionamento do SDE. Para fins de arquitetura de controle, o percentual de aceleração fornecido através do pedal de aceleração do veículo é a variável que merece uma análise mais profunda. Essa informação é em geral inserida na ação de controle, como uma forma de alterar a velocidade angular das rodas e, dessa forma, de se interferir na velocidade final do veículo. Arquiteturas de controle convencionais foram recentemente propostas em DE CASTRO et al. (2007), ZHAO et al. (2009), HADDOUN et al. (2010) e TABBACHE et al. (2011). Em todas elas, com raras variantes, é usada uma arquitetura convencional onde o sinal de aceleração é somado diretamente a ação de controle. Entretanto, no contexto do controlado robustos  $H_{\infty}$ , o qual é por sua própria natureza desenhado para apresentar boa capacidade de rejeição de ruídos, todo sinal inserido na malha de controle dessa maneira será filtrado e deverá ser rejeitado pelo controlador ZHOU (1997) STEFANI et al. (2002).

A Figura 4.18 exibe a visão explodida do SDE proposto neste trabalho SAMPAIO et al. (2011). Nela, o sinal de aceleração  $\beta$  advindo do pedal do condutor é antes dividido para cada roda na mesma proporção que se divide a velocidade angular, ponderado pelo ângulo de esterçamento do veículo, obtendo-se  $\beta_l \in \beta_r$ . Após a ponderação do sinal de aceleração  $\beta$ , o valor da velocidade angular calculada para a roda ( $\omega_{r,l}^d$ ) é subtraído dos novos valores de  $\beta$ , produzindo um erro entre o sinal de aceleração desejado pelo condutor (já ponderado) e a velocidade angular calculada pelo SDE para a roda. Esse erro é somado novamente ao próprio valor da aceleração desejada pelo condutor (*feedforward*). Portanto, o erro sentido pelo controlador é dado pela seguinte expressão:

$$e = 2\beta_{l,r} - \omega_{l,r}^d - \omega_{l,r}^c \tag{4.26}$$

Há um bloco que trata da cinemática do veículo, calculando as velocidades angulares  $\begin{bmatrix} \omega_l^d & \omega_r^d \end{bmatrix}^T$ desejadas a partir da velocidade calculada  $V_{cg}$  (pelo bloco dinâmico) e pela leitura dos ângulos de esterçamento  $[\delta_l^c \ \delta_r^c]^T$ . A velocidade  $V_{cg}$ , seguindo o modelo do veículo obtido no Capítulo 3, pode ser calculada a partir da potência  $[P_l \ P_r]^T$  aplicada aos motores, conhecendo-se a corrente consumida e a tensão aplicada. Pode-se, entretanto, melhorar o desempenho da arquitetura do SDE proposto com a fusão sensorial entre um módulo inercial (IMU) e os dados estimados pelo modelo dinâmico.

A malha de controle foi rearranjada de maneira que 1) o sinal de aceleração  $\beta$  dado pelo condutor seja o sinal de maior prioridade, 2) a resposta do veículo siga com erro entre  $\beta_{l,r} \in \omega_{l,r}^d$  $\rightarrow 0$ ) e 3) o tempo de resposta seja mínimo.

Isso torna o comportamento do sistema de propulsão do veículo bastante semelhante ao

sistema propulsor dos veículos convencionais movidos a MCI, onde, ao passo que o valor da velocidade do veículo se aproxima do desejado pelo motorista, ele próprio ajusta o nível de aceleração nos pedais. Dessa maneira, o sinal de aceleração informado no pedal não tem necessariamente de ser somado diretamente à ação de controle.

Foi realizada uma simulação utilizando o controlador robusto  $H_{\infty}$  tanto na arquitetura convencional quanto na arquitetura proposta. A finalidade deste experimento foi observar se o sinal referente a aceleração dada pelo motorista era de fato rejeitado pelo controlador robusto na arquitetura convencional e, além disso, se a arquitetura proposta neste trabalho de fato é eficaz na solução deste problema. A Figura 4.19 mostra o resultado dessa análise.

Nota-se claramente, através da série pontilhada (vermelho), que o sinal de aceleração imposto pelo motorista sofreu uma degradação considerável quando utilizado na arquitetura convencional, sendo praticamente suprimido por completo pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo, em comparação ao sinal original, proveniente do pedal de aceleração (série contínua em azul, abaixo da resposta do controlador). Quando o mesmo sinal (série contínua em azul) de aceleração é imposto pelo condutor é inserido na malha de controle utilizando-se a arquitetura proposta neste trabalho, observa-se que o mesmo é preservado na sua totalidade.

Na prática, a rejeição do sinal de aceleração do condutor resultaria em um comportamento inesperado do SDE uma vez que qualquer tentativa de se acelerar o veículo não resultaria no ajuste da velocidade final do carro de acordo com o valor informado pelo motorista. Já a arquitetura proposta permite, através de um rearranjo relativamente simples das variáveis envolvidas, que todo sinal informado pelo condutor seja considerado no cálculo do sinal de referência para o controlador. Em termos práticos, o sinal prevalecente no problema do controle do SDE veicular será sempre o desejado pelo condutor do veículo.



Figura 4.18: Vista explodida da arquitetura de controle proposta para o SDE.



Figura 4.19: Rejeição do comando de aceleração (sinal pontilhado) imposto pelo motorista (sinal contínuo) pelo controle  $H_{\infty}$  na arquitetura convencional e o mesmo sinal imposto utilizando a arquitetura proposta (sinal tracejado). Nota-se que, a arquitetura proposta permite que o comando do acelerador seja computado pelo SDE, o que não ocorre na arquitetura convencional.
# Capítulo 5

# A Plataforma HELVIS

O resultado concreto desta pesquisa pode ser avaliado pela concepção de uma mini-plataforma de testes, denominada HELVIS (*Hybrid ELectric Vehicle In low Scale*), que consiste em um mini VEH SAMPAIO et al. (2011c) em escala 1:10. Mais do que apenas o SDE estabelecido e os sistemas de controle e a arquitetura propostos nos Capítulo 4, a plataforma HELVIS contém todo o conceito do VH estudado no Capítulo 2, dispondo das partes componentes que caracterizam o VH em si.

# 5.1 Arquitetura do Mini-HEV HELVIS

A plataforma HELVIS foi construída sob a arquitetura serial de VEH, cujo sistema de tração é exclusivamente feito por dois motores elétricos DC de 10W cada, caracterizando um sistema diferencial eletrônico, sendo possível a sua alimentação por um banco de baterias LiPo (Lítio-Polímero). A plataforma contempla, ainda, um motor a combustão interna que serve apenas como o sistema fornecedor de energia secundário, cuja força motriz serve para geração de energia auxiliar para o sistema de tração elétrica. A Figura 5.1 mostra a arquitetura da plataforma HELVIS e de suas principais partes componentes.

### 5.2 Partes Componentes

A plataforma HELVIS é composta pelos principais componentes que caracterizam um VEH em escala real. Seus parâmetros construtivos são detalhados na Tabela 5.1



Figura 5.1: Ilustração do esquema de montagem do *hardware* que compõe a arquitetura serial do mini-VEH HELVIS.

Tabela 5.1: Parâmetros construtivos da	plataforma HELVIS e seus valores
--	----------------------------------

Parâmetro	Valor	Unidade
massa	4	Kg
distância entre os eixos	335	mm
distância entre as rodas	214	mm
centro de massa $(x)$	107	mm
centro de massa $(y)$	55	mm
raio da roda	60	mm
momento de inércia sobre o eixo $z$	0,087475	$Kg \cdot m^2$

#### 5.2.1 Geração de Energia

Embora ainda não esteja operante, o estágio auxiliar de geração de energia elétrica da plataforma conta com um motor elétrico aeronáutico de alto desempenho, que vem sendo mapeado no LabRoM. Trata-se de um motor com escovas, com tensão de regime de 8,4V que trabalha a uma frequência de 22.500RPM. A Figura 5.2 mostra o dispositivo utilizado.

Conforme estudado no Capítulo 2, motores DC são excelentes opções de máquinas elétricas para a geração/regeneração de energia. Embora o estágio de geração de energia faça parte da mini plataforma HELVIS, este trabalho isenta-se de qualquer análise que envolva o seu estudo.

#### 5.2.2 Motor a Combustão Interna

O mini-VEH HELVIS é construído sobre a arquitetura serial, dotado de um motor a combustão interna de escala reduzida, com deslocamento volumétrico de 3,0cc (centímetros cúbicos) ou



Figura 5.2: Motor elétrico DC aeronáutico que integra o sistema gerador da plataforma HELVIS.

0,18ci (polegadas cúbicas), com potência aproximada de 1,5Hp a 22.000RPM, podendo atingir até 25.000RPM. A Figura 5.3 mostra o mini-motor utilizado.



Figura 5.3: Motor de combustão interna que integra o sistema gerador da plataforma HELVIS.

Embora o motor esteja operante e devidamente instalado na plataforma, está fora do escopo deste trabalho qualquer análise que envolva a sua operação. Apenas para fins de registro, pretende-se futuramente efetuar um estudo do mesmo na intenção de mapeá-lo e, dessa maneira, encontrar a região de melhor eficiência para que se possa estabelecer o grupo gerador de energia.

#### 5.2.3 Motores Elétricos

Foram utilizados motores de baixo custo BOSCH<sup>TM</sup> modelos FPG 0130821678 e FPG 0130821679, idênticos, porém simétricos cuja única diferença é a possibilidade de serem instalados ao lado direito e esquerdo da aplicação, respectivamente. As Figuras 5.4-(a) e (b) mostram o dispositivo e a estrutura que os acomoda na tração traseira do carro, respectivamente. As especificações técnicas dos mesmos encontram-se no final desta dissertação.

Os motores de baixo custo foram utilizados apenas para a prototipagem do SDE da plata-



Figura 5.4: Motor elétrico DC BOSCH<sup>TM</sup> utilizado no sistema de tração da plataforma HELVIS (a) e os mesmos dispositivos já instalados no chassis do veículo (b).

forma. Uma vez findado o processo de validação do SDE, os motores elétricos serão substituídos por motores de alto desempenho da série RE-Max da MAXON<sup>TM</sup>, semelhantes ao mostrado na Figura 5.5. Neste caso, pretende-se incorporar a etapa de sensoriamento aos motores, trazendo os *encoders* incorporados em uma única peça.



Figura 5.5: Motor MAXON<sup>TM</sup> da série RE-MAX de alto desempenho (a) driver de controle  $\rm EPOS^{TM}$  .

#### 5.2.4 Encoder Incremental

Foram utilizados dois *encoders* incrementais modelo HEDS-9000, comercializado pela US-Digital, para a leitura das velocidades angulares das rodas traseiras da plataforma. A Figura 5.6-(a) exibe o modelo do *encoder* utilizado. O conjunto *encoder*-disco, com resolução máxima de 2000 pontos, é mostrado na Figura 5.6-(b) onde está devidamente instalados na estrutura traseira do veículo. Pode-se notar que o barramento de dados do *encoder* encontra-se disponível para acoplamento junto à interface de leitura dos dados.



Figura 5.6: *Encoder* incremental HEDS-9000 para a leitura das velocidades angulares traseiras da plataforma HELVIS (a) e detalhe do dispositivo instalado no chassis da plataforma.

#### 5.2.5 Encoder Magnético

Um *encoder* absoluto magnético foi desenvolvido no LabRoM para efetuar a leitura dos ângulos de esterçamento da plataforma HELVIS. Como há uma grande restrição de espaço físico, a solução encontrada foi efetuar a leitura do ângulo do servomotor que serve como atuador para o mecanismo de esterçamento do veículo e encontrar a relação entre o referido ângulo e os ângulos de esterçamento das rodas. A Figura 5.7 apresenta o *encoder* absoluto magnético instalado na plataforma HELVIS.



Figura 5.7: Encoder magnético para estimação dos ângulos de esterçamento do veículo.

Como se nota na Figura 5.7, uma barra extensora recartilhada foi conectada ao eixo do servomotor, contendo um ímã cuja variação de campo magnético é percebida pelo sensor quando

o comando de esterçamento é dado e o servomotor é atuado. Dessa forma, pode-se estimar qual o estado dos ângulos de esterçamento, através da função de transferência entre os tais ângulos e a tensão fornecida pelo *encoder*. Essa relação é definida a seguir.

#### 5.2.6 Eletrônica Embarcada

A eletrônica embarcada na plataforma HELVIS, projetada e desenvolvida em sua totalidade no LabRoM, compreende os circuitos de acionamento dos motores elétricos e as interfaces de leitura dos *encoders* e de comunicação com a placa controladora dSpace<sup>TM</sup>. Os circuitos de acionamento dos motores foram projetados em função do pouco espaço disponível na plataforma HELVIS. Uma vez que os CIs (circuitos integrados) responsáveis pelo controle de corrente requerem um peça de dissipação de calor cujo volume excede o espaço físico disponível, foi necessário descentralizá-los dos demais componentes.

A Figura 5.8-(a) mostra o detalhe da montagem das placas de acionamento dos motores sem os CIs de controle de corrente. Já a Figura 5.8-(b) mostra a posição em que as mesmas são afixadas na plataforma.



Figura 5.8: Visão isométrica dos *Drivers* de acionamento dos motores BOSCH<sup>TM</sup>, projetados e confeccionados no LabRoM (a). Visão frontal dos mesmos dispositivos sem os CIs de potência e controle de corrente (b).

A Figura 5.9 mostra o circuito de acionamento completo, compreendendo os CIs de controle de corrente e a placa contendo os demais componentes. A Figura 5.10 mostra a interface de conexão para os *encoders* incrementais. Por meio dela, otimiza-se o *hardware* que trata tanto da alimentação dos sensores quanto a da leitura das velocidades angulares da plataforma HELVIS, sob o ponto de vista organizacional. Isso facilita embarcar o *hardware*, uma vez que o pouco



espaço físico em decorrência da escala da plataforma é um limitante de projeto.

Figura 5.9: Placas de controle (*drivers*) dos motores BOSCH<sup>TM</sup> conectadas aos CIs de potência e controle de corrente acoplados ao dissipador de calor (a). Detalhe dos CIs de controle de corrente acoplados ao dissipador de calor.



Figura 5.10: Interface de alimentação e fluxo de dados dos encoders HEDS-9000.

#### 5.2.7 Sistema de Esterçamento

#### Análise do Mecanismo de Esterçamento

O mecanismo de esterçamento da plataforma é composto por entre quatro barras interconectadas, como é ilustrado na Figura 5.11.

As dimensões das barras, bem como as informações acerca do movimento das mesmas, foram mensuradas e simuladas em um ambiente visual escrito em C# (Microsoft Visual Studio) para validação. Cada ângulo reflete a relação entre o eixo horizontal X e o respectivo link. A conexão



Figura 5.11: Esquema de funcionamento das barras que compõe o sistema de esterçamento da plataforma HELVIS.

central do mecanismo quatro barras é acoplada a um servomecanismo de ativação, e é composta pelas conexões  $L_5$  e  $L_6$ , que transfere o movimento para as demais barras e  $L_9$  que mantém o mecanismo estável transfere o movimento às conexões esquerda e direita. O segundo e o terceiro mecanismos são semelhantes em relação ao eixo de simetria da plataforma, formados pelas conexões  $L_5$ ,  $L_7$  e  $L_{11}$  para a conexão esquerda, e por  $L_6$ ,  $L_8$  and  $L_{10}$  para a conexão direita. As distâncias  $D_x$ ,  $D_y$  e  $D_m$  possuem medidas fixas, uma vez que são parâmetros construtivos da plataforma e entende-se que  $L_5$  é a distância fixa entre os pivôs 5 e 9 e, analogamente, para o lado direito  $L_6$  reflete a distância entre os pivôs 6 e 9.

Desse modo, para o mecanismo esquerdo, as equações são:

$$\begin{bmatrix} L_5 cos\theta_5\\ L_5 sin\theta_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_7 cos\theta_7\\ L_7 sin\theta_7 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} L_{11} cos\theta_{11}\\ L_{11} sin\theta_{11} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} D_x\\ D_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0\\ 0 \end{bmatrix}$$
(5.1)

Onde:

$$\theta_{11} = atan \left( \frac{L_5 sin\theta_5 + L_7 sin\theta_7 - D_y}{L_5 cos\theta_5 + L_7 cos\theta_7 - D_x} \right)$$
(5.2)

O ângulo  $\theta_7$  pode ser facilmente obtido pela Lei dos Cossenos aplicada no mecanismo, e  $\theta_5$  depende do servomecanismo. A mesma linha de raciocínio vale para o lado direito. Assim:

$$\begin{bmatrix} L_6 \cos\theta_6\\ L_6 \sin\theta_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_8 \cos\theta_8\\ L_8 \sin\theta_8 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} L_{10} \cos\theta_{10}\\ L_{10} \sin\theta_{10} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -D_x\\ D_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0\\ 0 \end{bmatrix}$$
(5.3)

Onde:

$$\theta_{10} = atan \left( \frac{L_6 sin\theta_6 + L_8 sin\theta_8 - D_y}{L_6 cos\theta_6 + L_8 cos\theta_8 + D_x} \right)$$
(5.4)

Para o mecanismo central, há as seguintes relações:

$$\begin{bmatrix} L_{5,9}\cos\theta_5\\ L_{5,9}\sin\theta_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_{9}\cos\theta_9\\ L_{9}\sin\theta_9 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} L_{6,9}\cos\theta_6\\ L_{6,9}\sin\theta_6 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -D_m\\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0\\ 0 \end{bmatrix}$$
(5.5)

Onde:

$$\theta_6 = atan \left( \frac{L_5 sin\theta_5 + L_9 sin\theta_9}{L_5 cos\theta_5 + L_9 cos\theta_9 + D_m} \right)$$
(5.6)

Utilizando a Lei dos Cossenos na geometria do mecanismo, o ângulo  $\theta_9$  pode ser obtido.

A Figura 5.12 mostra o mecanismo de esterçamento da roda de plataforma HELVIS, em uma simplificação devido a geometria sinuosa da conexão  $L_{11}$ , sem perda de generalidade. A medida em que a conexão  $L_{11}$  se move, os ângulos  $\delta_{left}$  e  $\theta_{11}$  variam, seguidos pela seguinte equação:

$$\delta_{left} = \lambda + \theta_{11} - 270^{\circ} \tag{5.7}$$

De forma análoga, para o lado direito, tem-se:

$$\delta_{riqh} = \theta_{10} - \lambda - 270^{\circ} \tag{5.8}$$

Uma vez que  $\lambda$  é um parâmetro construtivo, o qual conecta o mecanismo de esterçamento da roda, considera-se seu valor constante e para ambos os lados do mecanismo.

Para que o torque gerado pelo acionamento do servomotor seja transferido pelas barras, a cinemática do mecanismo de esterçamento é tridimensional, como é ilustrado na Figura 5.13. Suas relações são dadas pela seguinte equação:



Figura 5.12: Mecanismo de esterçamento da roda frontal da plataforma HELVIS.

$$\begin{bmatrix} L_2 \sin\theta_2 \cos(98^\circ) \\ L_2 \sin\theta_2 \sin(98^\circ) \\ L_2 \cos\theta_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} L_3 \sin\theta_{3,z} \cos\theta_{3,x} \\ L_3 \sin\theta_{3,z} \sin\theta_{3,x} \\ L_3 \cos\theta_{3,x} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} L_4 \cos\theta_4 \\ L_4 \sin\theta_4 \\ 0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -41, 74 - 4\cos188^\circ \\ 53, 4 - 4\sin188^\circ \\ 1, 8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$
(5.9)

O que leva a seguinte equação:

$$\theta_{4} = atan \cdot \left(\frac{L_{2}sin\theta_{2}sin(98^{\circ}) + 4sin(188^{\circ}) + L_{3}sin\theta_{3z}sin\theta_{3x} - 53, 4}{L_{2}sin\theta_{2}cos(98^{\circ}) + 4cos(188^{\circ}) + L_{3}sin\theta_{3z}cos\theta_{3x} - 41, 7}\right)$$
(5.10)

O ângulo  $\theta_{3z}$  pode ser encontrado solucionando-se a equação relativa ao eixo Z, e o ângulo  $\theta_{3x}$ pode ser determinado aplicando-se a Lei dos Cossenos na geometria do mecanismo com relação ao plano X-Y.

A menor variação no ângulo  $\theta_4$  é percebida pelo ângulo  $\theta_5$  devido a própria conexão física entre ambos, portanto movendo os ângulos  $\delta_{left}$  and  $\delta_{right}$  das rodas. Por esta razão, ambos os ângulos das rodas dependem exclusivamente do ângulo  $\theta_2$ .



Figura 5.13: Esquema de transmissão de torque pelo servomotor no mecanismo de esterçamento da roda.

A determinação do ângulo  $\theta_2$  é efetuada pelo *encoder* magnético, que fornece a tensão proporcional ao ângulo dado pelo servomotor. Assim, a relação entre a tensão do sensor e o ângulo lido no eixo do servo ( $\theta_2$ ) é determinada através da simulação computacional. Experimentalmente, utilizando-se um rádio-controle que aciona o servo-sistema, foram coletados valores de  $\theta_2$  e os respectivos valores das tensões fornecidas pelo sensor magnético. A Figura 5.14 mostra o curso total do controle manual do servo do mecanismo de esterçamento. A relação entre o ângulo de esterçamento dado pelo "volante" do rádio e a tensão do sensor foi determinada por interpolação, o que originou uma curva caracterizada por um polinômio de terceira ordem, dada pela Equação 5.11, e vista pela Figura 5.15.

$$V_s = -0,00000058x^3 + 0,0001269x^2 - 0,006776x + 0,2896$$
(5.11)

Onde x representa o controle manual do ângulo e  $V_s$  a tensão de saída do *encoder* magnético. Projetando essa relação para o ângulo do servomotor, a curva do polinômio de terceira ordem pode ser dada por:

$$\theta_2 = -0,0003442x^3 + 0,07535x^2 - 4,022x + 188,35^{\circ}$$
(5.12)

Portanto, como esperado, há uma relação de proporcionalidade entre  $V_s$  e  $\theta_2$  e, confrontado as Equações (5.11) and (5.12), uma função de transferência é obtida:



Figura 5.14: Alcance angular obtido pelo controlador R/C de esterçamento da plataforma HEL-VIS, utilizado na determinação da função de transferência entre o sinal do *encoder* magnético e os ângulos de esterçamento.



Figura 5.15: Interpolação de dados obtidos através do *encoder* magnético para o sistema de esterçamento da plataforma HELVIS, determinada por um polinômio de  $3^a$  ordem.

$$\theta_2 = 593,6048(V_s - 0,185) + 126,2763^{\circ}$$
(5.13)

Assim, através do mecanismo que foi simulado anteriormente, nota-se que o movimento é propagado para ambos os âgulos  $\delta_{left}$  e  $\delta_{right}$ . Finalmente, a relação entre a tensão do sensor magnético e os ângulos de esterçamento  $\delta_{left}$  e  $\delta_{right}$  pode ser vista através das Figuras 5.16 and 5.17.

As informações coletadas na simulação também foram interpoladas e as equações para cada roda são dadas nas Equações (5.14) e (5.15).



Figura 5.16: Relação entre roda frontal direita e tensão fornecida pelo sensor de esterçamento (*encoder* magnético).



Figura 5.17: Relação entre roda frontal esquerda e tensão fornecida pelo sensor de esterçamento (*encoder* magnético).

$$\delta_{left} = -10950V_s^3 + 6850V_s^2 - 1679V_s + 171, 1^{\circ}$$
(5.14)

$$\delta_{rigth} = -4243V_s^3 + 3688V_s^2 - 1454V_s + 209,3^{\circ} \tag{5.15}$$

## 5.3 A Plataforma HELVIS Montada

A Figura 5.18 mostra um diagrama explicativo de todos os principais itens componentes da plataforma HELVIS.

A plataforma HELVIS, com os seus componentes montados e funcional para testes em bancada é exibida na Figura 5.19, em visão superior (a) e isométrica traseira (b). Como se pode ver, a eletrônica embarcada é acondicionada no interior da estrutura que compõe o sistema de tração traseira, onde a dissipação de calor dos CIs de controle de corrente também está localizada.



Mecanismo de Esterçamento

Figura 5.18: Diagrama explicativo das partes componentes da plataforma HELVIS.

## 5.4 O Simulador HELVIS-SIM

Foi desenvolvido um simulador veicular parametrizado para a análise do SDE do veículo denominado HELVIS-SIM, descrito em SAMPAIO et al. (2011b), que visa representar todos os elementos do mini veículo híbrido HELVIS. Entretanto, a análise aqui desenvolvida limita-se a estudar o comportamento do SDE da plataforma em simulação.

#### 5.4.1 O Ambiente de Simulação Veicular HELVIS-SIM

O simulador veicular HELVIS-SIM foi inteiramente implementado em  $Simulink^{\text{TM}}$ , visando torná-lo acessível tanto para alunos de graduação dos cursos de engenharia e áreas correlatas quanto para pesquisadores e entusiastas, uma vez que a ferramenta é bastante difundida no meio acadêmico. Através do HELVIS-SIM é possível simular veículos com tração elétrica traseira na configuração serial, podendo ser observados um número expressivo de variáveis pertinentes ao mesmo. No caso da mini plataforma HELVIS, embora seja possível estudar vários aspectos relacionados a ela, incluindo o contato da mesma com o solo, toda as análises de agora em diante levam em conta apenas a análise do SDE com a plataforma em bancada, sem que haja o



Figura 5.19: Visão geral da plataforma HELVIS montada com todas as suas partes integrantes. contato do veículo com o pavimento.

A arquitetura do HELVIS-SIM pode ser vista na Figura 5.20. Cada bloco representa uma função específica no contexto da simulação da plataforma, sendo divididos basicamente em 7 blocos principais, que são:

- Interface de entrada de dados, que lida com os comandos fornecidos pelo condutor;
- Sistema de esterçamento, que fornece a função transferência do mecanismo de esterçamento da plataforma;
- Cinemática, responsável pelo cálculo da geometria de *Ackerman* e, finalmente, das velocidades angulares traseiras desejadas;
- Dinâmica do veículo, que contempla as equações dinâmicas da plataforma;
- Dinâmica dos atuadores, que envolve as equações dinâmicas dos motores elétricos do sistema de tração;
- Módulo de controle, que contém os controladores desenhados para o ajuste das rodas elétricas traseiras;
- Módulo SDE, que trata da estrategia da divisão dos torques, por meio da aplicação correta de corrente nos atuadores;

A Figura 5.21 traz a representação em blocos da arquitetura geral do HELVIS-SIM em ambiente Simulink<sup>TM</sup>. Como se nota, cada bloco na simulação reproduz as funcionalidades dos

blocos encontrados na plataforma HELVIS, como a modelagem dinâmica do veículo e atuadores, a cinemática baseada na geometria de *Ackerman*, o SDE em si e os módulos contendo os sistemas de controle. Nota-se, também, a interface com o usuário, representada pelo bloco *Driver's Inputs*, que computa os comandos de aceleração e esterçamento.



Figura 5.20: Diagrama representativo da arquitetura do HELVIS-SIM.

#### Interface de Entrada de Dados

Através de um bloco de leitura específico que computa os dados inseridos por meio de um *joystick*, o usuário pode inserir dois comandos de entrada, sendo eles o percentual de aceleração e o ângulo de esterçamento desejados. Estes comandos são, *a priori*, os dois únicos comandos que o mesmo poderá inserir na simulação. A Figura 5.22 mostra a arquitetura da interface de entrada,



Figura 5.21: Diagrama de blocos geral do HELVIS-SIM em Simulink<sup>TM</sup>.

através da qual os comandos de esterçamento e de nível de aceleração são conduzidos para sub-blocos distintos (A e B). Um dos blocos (A) trata do cálculo dos ângulos de esterçamento a partir do comando solicitado pelo usuário por meio da função transferência do sistema de barras do veículo HELVIS fornecendo os dois ângulos de esterçamento equivalentes ao comando do motorista. O outro bloco (B) efetua o condicionamento do sinal do *joystick* relativo ao percentual de aceleração  $\beta$  requerido, compatibilizando o mesmo para um valor dentro da área de trabalho da plataforma, corresponente aos sinais de tensão e corrente equivalentes para a alimentação do sistema de tração elétrica.



Figura 5.22: Bloco da interface homem-máquina do HELVIS-SIM em Simulink $^{\rm TM}$  .

#### Cinemática Veicular

O bloco cinemático, implementado com base na geometria de *Ackerman*, fornece os parâmetros necessários para determinação das velocidades angulares traseiras desejadas. Neste caso, foram implementadas as equações cinemáticas (3.3 a 3.15) descritas no Capítulo 3, e que relacionam as entradas informadas pelo condutor (aceleração e esterçamento) às velocidades desejadas para as rodas. A Figura 5.23 mostra a disposição de blocos do módulo cinemático.



Figura 5.23: Blocos do módulo cinemático do HELVIS-SIM.

#### Dinâmica Veicular

Esse bloco implementa as equações dinâmicas da plataforma veicular, fornecendo os valores das forças laterais e longitudinais instantâneas a que o pneumático está sujeito e também soluciona as acelerações do veículo, e requer como parâmetro de entrada a potência aplicada aos atuadores. A Figura 5.24 exibe visão explodida do bloco da dinâmica em detalhes.

#### Dinâmica dos Atuadores

Implementa o modelo matemático, através das suas funções de transferência, dos motores elétricos que compõe o sistema de tração da plataforma, obtido no Capítulo 3.



Figura 5.24: Diagrama de blocos da dinâmica do veículo em Simulink $^{\rm TM}.$ 

#### Módulo de Controle

Esse módulo contém os sistemas de controle projetados no Capítulo 4. A Figura 5.25 exibe o bloco de controle que permite a seleção manual do sistema de controle desejado.



Figura 5.25: Bloco de seleção dos sistemas de controle projetados e disponíveis no HELVIS-SIM.

O usuário tem à sua disposição os quatro controladores desenhados:

- Bloco do PID modificado, que contém as equações de recorrência do PID digital;
- Bloco Fuzzy, que contém o sistema de inferência fuzzy resultante dos processos de fuzzificação, inferência e defuzzificação;
- Bloco Neurofuzzy, que contém a RNA treinada com base na superfície de controle fuzzy;
- Bloco  $H_{\infty}$ , que contém o controlador K resultante da síntese do controlador  $H_{\infty}$  ótimo;

#### Módulo SDE

O módulo SDE, que é o foco desta análise, compreende o conjunto de entradas e saídas de dados que, computados, levam ao correto ajuste das velocidades angulares traseiras da plataforma. A arquitetura do SDE em simulador segue a arquitetura proposta no Capítulo 4.

Na prática, foram necessários alguns condicionadores de sinais para o tratamento das variáveis envolvidas nos cálculos, principalmente quando da ocorrência de singularidades e zeros. A Figura 5.26 exibe os condicionadores de sinais que foram usados em diversos pontos do módulo SDE, e também ao longo dos demais blocos do HELVIS-SIM.



Figura 5.26: Condicionador de sinais, para tratamento de dados em tempo de execução do HELVIS-SIM.

A Figura 5.27 traz uma ilustração representativa da referida arquitetura, implementada no HELVIS-SIM. Como pode ser observado, o SDE agrega todos os blocos descritos nos itens anteriores, permitindo a reprodução do comportamento de cada sub-sistemas que o compõe. Dessa forma, a ferramenta permite a emulação do sistema de ajuste das rodas elétricas por meio do diferencial eletrônico.



Figura 5.27: Diagrama representativo da arquitetura do SDE do HELVIS-SIM.

# Capítulo 6

# Resultados

O processo de avaliação do SDE do veículo estudado contempla duas fases distintas, sendo a primeira a sua observação através de resultados simulados por meio do simulador paramétrico HELVIS-SIM apresentado no Capítulo 5, e a segunda que compreende a implementação de todo o SDE na plataforma HELVIS, com o auxílio de uma interface de comunicação para aplicações de tempo real  $dSpace^{TM}$  1104 na qual a arquitetura proposta para o SDE e os controladores desenhados no Capítulo 4 foram embarcados.

Tanto os resultados em simulação quanto os experimentais levam em consideração única e exclusivamente a avaliação e a validação do SDE do veículo em bancada, sem carga, ou seja, o estudo do movimento do veículo em contato com o pavimento encontra-se fora do escopo deste trabalho. A análise foi focada na arquitetura e no desempenho dos controladores projetados para o SDE, propostos no Capítulo 4, e também na observação dos sinais inseridos pelo condutor, dentre os quais o sinal de aceleração é o que motivou a proposição da referida arquitetura.

O aspecto mais importante no tocante da análise do SDE reside em observar a sua capacidade de efetuar cálculo de divisão correta dos torques, por meio do controle de corrente nos atuadores, a partir dos cálculos realizados com base nas informações de esterçamento e de percentual de aceleração fornecidos pelo motorista.

A escolha da velocidade máxima  $(V_x)$  de 2 m/s para testes foi empírica. Em se tratando de uma plataforma em escala 1:10, esse valor foi escolhido com base na velocidade de 60 Km/h do veículo em escala real (aproximadamente 1,6 m/s para a plataforma 1:10). O valor foi truncado em 2 m/s por questões de arredondamento. Também, em testes futuros com a plataforma no solo, espera-se que esse valor permita uma melhor observação da cinemática do veículo.

## 6.1 Resultados Obtidos no HELVIS-Sim

Os resultados obtidos no simulador HELVIS-SIM envolvem dois tipos de testes, sendo eles:

- Caso I: Aceleração da plataforma a partir do repouso com estabilização da velocidade do veículo em torno de 2 m/s e alternância do sentido do esterçamento com angulação máxima;
- Caso II: Atenuação gradativa da amplitude do percentual de aceleração do veículo a partir da velocidade de 2 m/s seguindo padrão senoidal e alternância do sentido do esterçamento com angulação máxima;

# 6.1.1 Caso I: Aceleração da plataforma a partir do repouso com estabilização da velocidade da plataforma em torno de 2 m/s e alternância do sentido do esterçamento com angulação máxima;

A Figura 6.1 mostra os resultados do controle do SDE pelo controlador PID modificado onde se observa que, na ocorrência da manobra, o sistema efetua o controle das velocidades angulares das rodas traseiras. Observa-se que o controlador PID promove tal ajuste com erro de regime nulo e boa rapidez de resposta. A Figura 6.2 exibe a visão expandida da resposta das velocidades angulares.

A Figura 6.3 mostra os resultados do controle do SDE pelo controlador neuro-*fuzzy*. Observase leve atraso de resposta, embora não ocorra erro de regime. A Figura 6.4 ilustra a visão expandida da resposta das velocidades angulares.

A Figura 6.5 ilustra os resultados do controle do SDE pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo. O controlador promove o ajuste das velocidades angulares com erro de regime nulo e boa rapidez de resposta. A visão expandida da resposta das velocidades angulares é vista na Figura 6.6.



Figura 6.1: Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.2: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.3: Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador neuro-*fuzzy*, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.4: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador neuro-*fuzzy*, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.5: Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.6: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo, a uma manobra com velocidade do veículo constante e ocorrência de esterçamento.

# 6.1.2 Caso II: Atenuação gradativa da amplitude do percentual de aceleração da plataforma a partir da velocidade de 2 m/s seguindo padrão senoidal e alternância do sentido do esterçamento com angulação máxima

A Figura 6.7 mostra os resultados do controle do SDE pelo controlador PID modificado durante a manobra. Não se observa erro de regime e o controlador mostra-se rápido no ajuste das velocidades angulares. A Figura 6.8 exibe a visão expandida da resposta das velocidades angulares.

A Figura 6.9 exibe os resultados do controle do SDE pelo controlador neuro-*fuzzy* durante a manobra de esterçamento e variação na velocidade. Um leve atraso na resposta é observado assim como, consequentemente, leve erro de regime. A Figura 6.10 ilustra a visão expandida da resposta das velocidades angulares.

A Figura 6.11 mostra os resultados do controle do SDE pelo controlador  $H_{\infty}$ . Observa-se que o controlador possui rapidez de resposta notável e erro de regime nulo. A Figura 6.12 exibe a visão expandida da resposta das velocidades angulares.



Figura 6.7: Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.8: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.9: Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador neuro-*fuzzy*, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.10: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador neuro-*fuzzy*, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.11: Resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.12: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS simulada no HELVIS-SIM, ajustado pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.

# 6.2 Resultados Experimentais com a Plataforma HELVIS

#### 6.2.1 Materiais e Métodos

Todos os experimentos para a avaliação e validação da arquitetura proposta e dos controladores projetados foram realizados em sistema operacional Microsoft Windows XP<sup>TM</sup>, em ambiente Matlab<sup>TM</sup> & Simulink<sup>TM</sup> através dos quais se pôde estabelecer uma interface de comunicação de alto desempenho com uma placa de prototipagem dSpace<sup>TM</sup> 1103.

O método de controle de velocidade dos atuadores é feito por duas saídas digitais da interface dSpace 1103<sup>TM</sup>, empregando-se a modulação por largura de pulso (PWM).

Tanto a arquitetura proposta para o SDE quanto os controladores foram embarcados em hardware (dSpace  $1103^{\text{TM}}$ ). As Figuras 6.13 (a) e 6.13(b) mostram a plataforma HELVIS devidamente montada e conectada a interface de comunicação.



Figura 6.13: Bloco de controle do ajuste dos atuadores do sistema de tração da plataforma (a) e detalhe dos sistemas de controle projetados disponíveis (b).

A avaliação experimental do SDE da plataforma HELVIS é dividida em duas partes, sendo a primeira destinada a avaliar exclusivamente o comportamento dos controladores atuando no ajuste de corrente dos motores (apenas um motor), inserindo-se ruído gaussiano na ação de controle como forma de tornar o experimento mais próximo do cenário onde o veículo possa estar submetido ao efeito de distúrbios. Neste cenário, analisou-se as resposta para sinais senoidais, quadrados e aleatórios. A segunda parte consiste em analisar tanto a arquitetura do SDE e também os controladores fornecendo os mesmos comandos de aceleração e esterçamento utilizados nas simulações com o HELVIS-SIM, obtidos através de um *joystick*.

# 6.2.2 Parte I: Testes dos Controladores para ajuste dos motores individualmente com inserção de ruído

A Figura 6.14 mostra a resposta dos controladores a um sinal senoidal de amplitude e período fixos. Nota-se que os três controladores seguem as solicitações de velocidade angular com sucesso. Entretanto, nota-se a influência do ruído inserido especialmente nos controladores PID modificado e neuro-*fuzzy*. Ainda nos dois controladores se nota que, em baixas frequências, houve certa oscilação, o que ocorreu mais evidentemente no controlador neuro-*fuzzy*. Já para o controlador  $H_{\infty}$ , a influência do ruído inserido na ação de controle foi expressivamente minimizada e também as oscilações em baixas frequências mostram-se suprimidas.

A Figura 6.15 exibe a resposta do ajuste da velocidade angular da mesma roda utilizando-se como sinal de referência um sinal quadrado. Embora ocorra uma diminuição das oscilações, notase um aumento do tempo de resposta para os três controladores. O erro de regime ao longo de todo o sinal de referência é praticamente nulo. Vale observar que, na prática, um sinal quadrado como referência de velocidade angular não ocorre. Neste caso, um sinal dessa natureza vem a servir apenas para avaliar as respostas dos controladores frente a mudanças bruscas nos valores desejados. Embora o tempo de resposta dos três controladores tenha sido bastante similar, o PID modificado e neuro-*fuzzy* apresentam leve sobressinal nas bordas de descida e subida das velocidades angulares desejadas. Já o controlador  $H_{\infty}$  foi o que apresentou melhor resposta relativa a sobressinais, fornecendo ações de controle capazes de suavizar a resposta do atuador.

A Figura 6.16 mostra o resultado do ajuste da velocidade angular de uma das rodas através do controle de corrente do atuador, com sinal de velocidade angular desejada no padrão senoidal com amplitude variada que, em termos práticos, representa a situação onde o veículo se encontra em plena manobra, ou seja, quando o raio de esterçamento instantâneo varia segundo as entradas de esterçamento solicitadas pelo operador (motorista). Nota-se que os três controladores seguem o sinal de referência satisfatoriamente, embora ocorram variações de resposta relacionadas principalmente aos esforços de cada um deles.

Observa-se oscilações mais bruscas relacionadas aos controladores PID e neuro-fuzzy principalmente em baixas frequências, o que reflete o esforço de ambos os controladores na tentativa de manter a velocidade desejada. Já o controlador  $H_{\infty}$  é o que apresenta um quadro geral mais estável para esta tarefa, principalmente quando a velocidade angular desejada é baixa e o sinal de PWM encontra-se em baixas frequências.



Figura 6.14: Resposta da velocidade angular de um dos atuadores traseiros ajustada pelos controladores PID modificado (a), neuro-fuzzy (b) e  $H_{\infty}$  (c), seguindo um sinal senoidal.



Figura 6.15: Resposta da velocidade angular de um dos atuadores traseiros ajustada pelos controladores PID modificado (a), neuro-fuzzy (b) e  $H_{\infty}$  (c), seguindo um sinal quadrado.



Figura 6.16: Resposta da velocidade angular de um dos atuadores traseiros ajustada pelos controladores PID modificado (a), neuro-fuzzy (b) e  $H_{\infty}$  (c), seguindo um sinal senoidal com amplitude aleatória.
### 6.2.3 Parte II: Teste Global do SDE com Inserção de Ruído

Os valores desejados para as velocidades angulares das rodas traseiras da plataforma HEL-VIS foram calculados a partir da entrada de dados de esterçamento e percentual de aceleração coletados através de um *joystick*. Dois padrões de manobra foram seguidos, sendo eles:

- Caso I: Aceleração da plataforma a partir do repouso com estabilização da velocidade do veículo em torno de 2 m/s e alternância do sentido do esterçamento com angulação máxima;
- Caso II: Atenuação gradativa da amplitude do percentual de aceleração do veículo a partir da velocidade de 2 m/s seguindo padrão senoidal e alternância do sentido do esterçamento com angulação máxima;

#### Caso I

A Figura 6.17 mostra a resposta do SDE no ajuste das velocidades angulares com a atuação do controlador PID modificado. É possível observar que, à medida que a velocidade do veículo aumenta e o SDE fornece novos valores de referência para as velocidades angulares, o controlador PID modificado é capaz de seguir o sinal desejado. Paralelamente, ao passo que ocorre o esterçamento e a manobra muda de sentido, o SDE efetua a troca do módulo do sinal de referência, o que também é seguido pelo controlador PID.

A Figura 6.18 exibe a ampliação das curvas de resposta das velocidades angulares lidas. Nota-se que, de fato, o controlador PID modificado desenhado responde apropriadamente às solicitações de controle dos atuadores. Observa-se, também, níveis aceitáveis de sobressinal e erro de médio de regime praticamente nulo.

A Figura 6.19 reflete o comportamento do SDE sob o ajuste do controlador neuro-*fuzzy*. Nota-se o controle satisfatório dos atuadores da plataforma HELVIS com níveis aceitáveis para erro de regime e também nível de sobressinal. Percebe-se, através da ampliação das curvas das velocidades angulares (Figura 6.20), que o controlador segue os sinais de referência fornecendo ações de controle capazes de promover o ajuste dos atuadores à medida que o SDE efetua um novo cálculo a partir das solicitações do motorista.

As curvas de controle do SDE sob o ajuste do controlador  $H_{\infty}$  podem ser observadas na Figura 6.21. É possível perceber nitidamente a supressão considerável do ruído inserido na ação de controle, o que vem a ratificar a análise efetuada sob o controlador robusto no Capítulo 4. A ampliação das curvas das velocidades angulares (Figura 6.22) mostra que, de fato, o controlador  $H_{\infty}$  foi capaz de rejeitar os distúrbios inseridos na planta. Nota-se ainda o esforço do controlador em manter a rotação dos motores em baixas frequências, sem prejuízo de perda de velocidade angular.



Figura 6.17: Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.18: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.19: Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador neuro-*fuzzy*, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.20: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador neuro-*fuzzy*, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.21: Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador  $H_{\infty}$ ótimo, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.22: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo, a uma manobra com velocidade constante e ocorrência de esterçamento.

### Caso II

A Figura 6.23 exibe o comportamento global do sistema SDE sob o ajuste do controlador PID modificado. Tal como no Caso I, observa-se que o controlador fornece ações de controle efetivamente suficientes para atender as especificações de projeto. Observa-se o esforço do controlador em baixas frequências através da visão ampliada das respostas através da Figura 6.24, o que não acarreta a deterioração da manutenção da velocidade do atuador.

As curvas do SDE sob o ajuste do controlador neuro-*fuzzy* são observadas na Figura 6.25. Nota-se claramente que o controlador segue os sinais de referência com erro de regime e sobressinal nulos. Através da Figura 6.26 pode-se notar que o esforço do controlador em baixas frequências mantém as rodas com velocidade angular com erro mínimo, o que não traz prejuízo na estabilização com relação do sinal de referência.

A Figura 6.27 mostra as curvas globais do SDE para a manobra. Pode-se notar, novamente, a supressão do ruído inserido nas ações de controle, o que também ratifica a teoria descrita e seguida no Capítulo 4. A ampliação das curvas das velocidades, através da Figura 6.28 angulares da plataforma HELVIS traduzem a capacidade do controlador  $H_{\infty}$  em rejeitar os distúrbios externos, bem mostram o esforço do controlador em baixas frequências, o que se reflete na manutenção das velocidades angulares dos atuadores.



Figura 6.23: Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.24: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador PID modificado, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.25: Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador neuro-*fuzzy*, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.26: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador neuro-fuzzy, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.27: Resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.



Figura 6.28: Visão expandida da resposta do SDE da plataforma HELVIS em bancada, ajustado pelo controlador  $H_{\infty}$  ótimo, a uma manobra com velocidade variando em padrão senoidal e ocorrência de esterçamento.

### Capítulo 7

# Conclusões

O desenvolvimento do SDE proposto neste trabalho contribui para o progresso dos estudos envolvendo VEHs. A concepção de um sistema de acionamento a partir de veículos de passeio convencionais pré-existentes, tracionados por um sistema de acionamento a motor a combustão interna e convertidos na sua configuração híbrida, traz novas possibilidades dentro da engenharia automobilística.

A concepção da mini plataforma híbrida HELVIS e do simulador paramétrico HELVIS-SIM são contribuições concretas deste estudo e servem como ferramentas para disseminação das tecnologias envolvendo VEHs e os paradigmas de um novo conceito em transportes oferecido pela possibilidade da construção de veículos de baixa emissão de poluentes.

Embora outras abordagens de controle possam servir para solucionar o problema do controle diferencial elétrico, como um controlador multi-variável (MIMO) para as duas rodas simultaneamente (o que demandaria possivelmente uma nova adaptação na arquitetura do SDE), o escopo deste projeto é a consolidação de um "kit" que contenha o próprio sistema de controle do SDE na roda elétrica, o que levou ao projeto de sistemas de controle independentes (SISO).

Considerando a implementação computacional das partes componentes do SDE da plataforma HELVIS descritas no Capítulo 5 e, por conseguinte, que o simulador HELVIS-SIM é capaz de reproduzir o referido sistema, os resultados obtidos primeiramente em simulação são conclusivos para a confirmação de que os três sistemas de controle são capazes de solucionar o problema do ajuste das velocidades angulares das rodas traseiras do veículo. Esses resultados são de grande importância pois dão subsídios para a sua implementação experimental.

Os resultados experimentais do controle dos motores revelam alguns dos fenômenos eletrome-

cânicos inerentes à aplicação. Neste caso, os experimentos sugerem que o controle dos motores por meio de PWM propicia o surgimento de ruídos em altas frequências que são observáveis mais comumente a baixas velocidades. Em alguns casos, a ocorrência de pequenas oscilações também se observa ao longo das curvas de resposta a altas velocidades, revelando a maior susceptibilidade à ocorrência desse fenômeno, especialmente quando do uso dos controladores PID e neuro-fuzzy. A ocorrência de tais ruídos se mostra sensivelmente reduzida quando do uso dos controladores  $H_{\infty}$ . Considerando-se que todos os experimentos foram realizados em bancada, não sendo avaliado o comportamento do sistema em contato com o pavimento, espera-se que ocorra a supressão ou o amortecimento dessas oscilações pelo contato do carro com o solo, como efeito direto do acoplamento do veículo com o pavimento.

Tanto os resultados obtidos no HELVIS-SIM quanto na própria plataforma HELVIS mostram a eficiência da arquitetura do SDE e dos sistemas de controle projetados. A arquitetura proposta abre novas possibilidades para o uso de sistemas de controle robustos e também possibilita uma visão geral mais clara do fluxo da informação, decentralizando a execução de tarefas e principalmente possibilitando que os comandos de entrada dados pelo condutor sejam computados.

Um aspecto importante a ser registrado é o fato de que, a despeito da arquitetura bem definida para a mini plataforma estudada neste trabalho, o SDE proposto é factível de ser utilizado em um veículo de passeio em escala real, uma vez que o mesmo não é restritivo no que diz respeito às suas funcionalidades serem aplicadas em sistemas eletromecânicos distintos. No caso do *kit* roda elétrica, objeto do projeto "Rodas Elétricas" no qual este trabalho está inserido, a utilização da arquitetura e do SDE propostos demandaria o mesmo processo de concepção por que passou o SDE para a plataforma HELVIS, ou seja, a metodologia empregada neste trabalho pode ser aplicada na concepção do produto final para o veículo real. Assim, a escalabilidade do SDE proposto é assegurada quando as relações de *Ackerman* e o equacionamento dinâmico do conjunto veículo-atuadores são válidos para o sistema em escala real, dependendo essencialmente dos parâmetros construtivos do novo sistema.

No caso de um veículo de passeio, algumas variações em termos de equipamentos embarcados podem ocorrer, como a utilização de motores de indução, em substituição dos motores elétricos DC tais como os utilizados na plataforma HELVIS. Embora este último dispositivo ainda atraia a atenção dos projetistas de VEHs, no caso da sua substituição, a caracterização do novo motor elétrico deve ser efetuada.

O uso de equipamentos de melhor desempenho seguramente trariam uma melhora signifi-

cativa dos resultados obtidos. O uso de motores e de drivers de alto desempenho, poderiam eliminar consideravelmente a susceptibilidade a ruídos em determinadas frequências. Como trabalhos futuros podem-se destacar o aprimoramento do HELVIS-SIM e a sua migração para a linguagem C++ com a implementação de sua interface gráfica e a substituição dos motores da mini plataforma HELVIS por motores de alto desempenho MAXON. Para fins de análise da estabilidade proporcionada pelo SDE, a apresentação de um modelo 3D do veículo pode proporcionar maior acurácia em testes considerando o contato dos pneumáticos com o pavimento.

## **Referências Bibliográficas**

- ANFAVEA. Publicação Mensal da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores. Technical Report 296, Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (2011).
- BARRERO, R.; MIERLO, J.; TACKOEN, X. (2008). Energy savings in public transport. In: Vehicular Technology Magazine, IEEE. 2008, p. 26–36.
- CAI, L.; RAD, A.; CHAN, W.-L. (2010). An Intelligent Longitudinal Controller for Application in Semiautonomous Vehicles. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, v.57, n.4, p.1487 –1497, april.
- CANALE, A. C. (1989). Automobilistica : dinamica & desempenho. Ed. Érica, São Paulo.
- CIRSTEA, M.; DINU, A.; KHOR, J. G.; MCCORMICK, M. (2002). Neural and Fuzzy Logic Control of Drives and Power Systems. Newnes.
- DE CASTRO, R.; OLIVEIRA, H.; SOARES, J.; CERQUEIRA, N.; ARAUJO, R. (2007). A new FPGA based control system for electrical propulsion with electronic differential. In: *Power Electronics and Applications, 2007 European Conference on.* 2007, p. 1–10.
- DORF, R. C. (2009). Sistemas de controle modernos. Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro.
- DOYLE, J. C.; GLOVER, K.; KHARGONEKAR, P.; FRANCIS, B. (1989). State-space solutions to standard  $H_2$  and  $H_{\infty}$  control problems. *Automatic Control, IEEE Transactions on*, v.34, n.8, p.831–847, aug.
- DUAN, L.; YANG, Y.; LIN, R. (2010). Comparative Study on Different IGCC Systems with Quasi-Zero CO2 Emission. *International Journal of Thermodynamics*, v.10, n.2, p.61–69, feb.

- EDENHOFER, O.; R. PICHS-MADRUGA, Y. S.; K. SEYBOTH, D. A.; T. BRUCKNER, J. (2011). Summary for Policy Makers. In IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation.
- EHSANI, M.; GAO, Y.; EMADI, A. (2009). Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Fundamentals, Theory and Design. CRC Press, Boca Raton.
- ENERGIA, M. D. M. E. PRÉ-SAL: Perguntas e Respostas (2009).
- ERJAVEC, J.; ARIAS, J. (2007). *Hybrid, Electric & Fuel-Cell Vehicles*. Delmar Cengage Learning, Clifton Park, NY.
- FUHS, A. E. (2009). Hybrid Vehicles and the Future of Personal Transportation. CRC Press, Boca Raton.
- GILLESPIE, T. D. (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE International.
- HADDOUN, A.; BENBOUZID, M.; DIALLO, D.; ABDESSEMED, R.; GHOUILI, J.; SRAIRI,
  K. (2010). Design and implementation of an Electric Differential for traction application. In:
  Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010 IEEE. 2010, p. 1–6.
- HANG, C.; ASTROM, K.; HO, W. (1991). Refinements of the Ziegler-Nichols tuning formula. Control Theory and Applications, IEE Proceedings D, v.138, n.2, p.111 –118, mar.
- IIT. Illinois Institute of Technology The WISER Formula Hybrid Project. "http://formulahybrid.iit.edu/, acessado em 02 de maio de 2011"(2011).
- JINZHU, Z.; HONGTIAN, Z. (2010). Vehicle stability control based on adaptive PID control with single neuron network. In: Informatics in Control, Automation and Robotics (CAR), 2010 2nd International Asia Conference on. 2010, volume 1, p. 434 –437.
- KUMAR, M. V.; SURESH, S.; OMKAR, S.; R., G.; SAMPATH, P. (2009). A direct adaptive neural command controller design for an unstable helicopter. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, v.22, n.2, p.181–191, mar.
- KUROSAWA, K.; FUTAMI, R.; WATANABE, T.; HOSHIMIYA, N. (2005). Joint angle control by FES using a feedback error learning controller. Neural Systems and Rehabilitation Engineering, IEEE Transactions on, v.13, n.3, p.359 –371, sept.
- LEE, H.-D.; SUL, S.-K. (1998). Fuzzy-logic-based torque control strategy for parallel-type hybrid electric vehicle. *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, v.45, n.4, p.625–632, aug.

- LEE, H.-P.; SCHMIDT, D. (2002). Robust two-degree-of-freedom H infin; control of a seeker scan loop system. Control Theory and Applications, IEE Proceedings -, v.149, n.2, p.149 –156, mar.
- LI, J.; YANG, H. (2009). The Research of Double-Driven Electric Vehicle Stability Control System. In: Measuring Technology and Mechatronics Automation, 2009. ICMTMA '09. International Conference on. 2009, volume 1, p. 905 –909.
- LOBAO, E. Novo Marco Regulatório Pré-sal e áreas estratégicas (2009).
- MAGALLAN, G.; DE ANGELO, C.; BISHEIMER, G.; GARCIA, G. (2008). A neighborhood electric vehicle with electronic differential traction control. In: *Industrial Electronics*, 2008. *IECON 2008. 34th Annual Conference of IEEE*. 2008, p. 2757 –2763.
- OGATA, K. (2006). Engenharia de controle moderno. Pearson Prentice Hall, São Paulo.
- OLIVEIRA, V. A. (2005). Sistemas de Controle: Aulas de Laboratório. EESC/USP, São Carlos.
- PEREZ-PINAL, F.; CERVANTES, I.; EMADI, A. (2009). Stability of an Electric Differential for Traction Applications. Vehicular Technology, IEEE Transactions on, v.58, n.7, p.3224 -3233, sept.
- SAMPAIO, R.; BECKER, M.; LEMOS, V.; SIQUEIRA, A.; RIBEIRO, J.; CAURIN, G. (2010).
  Robust control in hybrid-converted touring vehicles during urban speed steering maneuvers.
  In: Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010 IEEE. 2010, p. 1 –6.
- SAMPAIO, R. C. B.; BECKER, M. (2009). Mechatronic Servo System applied to a Simulated-Based Autothrottle Module, ABCM Symposium Series in Mechatronics - Section VII. ABCM Symposium Series in Mechatronics.
- SAMPAIO, R. C. B.; LIMA, G. S.; FERNANDES, V. V. M.; BECKER, M.; SIQUEIRA, A. (2011). Optimal H<sub>∞</sub> Controller with a Novel Control Architecture in the HELVIS mini-HEV EDS. In: Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2011 IEEE. 2011, p. 1–6.
- SAMPAIO, R. C. B.; LIMA, G. S.; FERNANDES, V. V. M.; HERNANDES, A. C.; BECKER,
   M. (2011). Parametric Vehicular Simulator on the Design and Evaluation of HELVIS mini HEV. In: ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers
   and Information in Engineering Conference, ASME/IEEE/MESA 2011. 2011, p. 1–6.

- SAMPAIO, R. C. B.; M., V. V.; BECKER (2011). HELVIS: a Mini Platform in the Research of HEVs. In: Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2011 IEEE. 2011, p. 1–6.
- SCHMITZ, C. (2010). Uma Pitada de Pré-Sal. In: Revista O Empreendedor. 2010, p. 26–22.
- SEMAIL, E.; BOUSCAYROL, A.; MOUMNI, Z.; RIVIÈRE, P.; FORTIN, E. (2010). Electrical Vehicle Engineering master degree for new developments in automotive industry. In: Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010 IEEE. 2010, p. 1–6.
- SOLOMON, S.; QIN, D.; MANNING, M.; CHEN, Z.; MARQUIS, M.; AVERYT, K.; M.TIGNOR; MILLER, H. (2007). Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, United Kingdom and New York, NY, USA.
- STEFANI, R. T.; SHAHIAN, B.; SAVANT, C. J.; HOSTETTER, G. (2002). Design of Feedback Control Systems. Oxford.
- TABBACHE, B.; KHELOUI, A.; BENBOUZID, M. (2011). An Adaptive Electric Differential for Electric Vehicles Motion Stabilization. Vehicular Technology, IEEE Transactions on, v.60, n.1, p.104 –110, jan.
- TAMURA, S.; TATEISHI, M. (1997). Capabilities of a four-layered feedforward neural network: four layers versus three. Neural Networks, IEEE Transactions on, v.8, n.2, p.251–255.
- WANG, Q.; WANG, J.; JIN, L. (2009). Driver-vehicle closed-loop simulation of differential drive assist steering control system for motorized-wheel electric vehicle. In: Vehicle Power and Propulsion Conference, 2009. VPPC '09. IEEE. 2009, p. 564 –571.
- ZAMES, G.; FRANCIS, B. (1983). Feedback, minimax sensitivity, and optimal robustness. Automatic Control, IEEE Transactions on, v.28, n.5, p.585 – 601, may.
- ZHAO, Y.; ZHANG, J.; GUAN, X. (2009). Modeling and simulation of electronic differential system for an electric vehicle with two-motor-wheel drive. In: *Intelligent Vehicles Symposium*, 2009 IEEE. 2009.
- ZHOU, K.; DOYLE, J. C. (1997). Essentials of Robust Control. Prentice Hall.
- ZHOU, K.; DOYLE, J. C. G. K. (1996). Robust and Optimal Control. Prentice Hall.