

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO Nº 779

**MODELAGEM LONGITUDINAL E CONTROLE
DE VELOCIDADE DE UM CARRO AUTÔNOMO**

Jullierme Emiliano Alves Dias

DATA DA DEFESA: 22/04/2013

Laboratório de Sistemas de Computação e Robótica
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica
Universidade Federal de Minas Gerais
Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901 Belo Horizonte, MG Brasil
Fone: +55 31 3409-3470



Modelagem Longitudinal e Controle de Velocidade de um Carro Autônomo

Jullierme Emiliano Alves Dias

Orientador: Prof. Guilherme Augusto Silva Pereira

Co-orientador: Prof. Reinaldo Martinez Palhares

Belo Horizonte, 22 de abril de 2013

Universidade Federal de Minas Gerais

Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica

**MODELAGEM LONGITUDINAL E CONTROLE DE VELOCIDADE
DE UM CARRO AUTÔNOMO**

Jullierme Emiliano Alves Dias

Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Guilherme Augusto Silva Pereira

Belo Horizonte - MG

Abril de 2013

"Modelagem Longitudinal e Controle de Velocidade de um Carro Autônomo"

Jullierme Emiliano Alves Dias

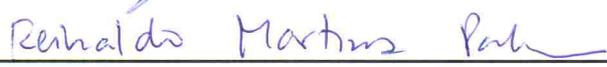
Dissertação de Mestrado submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica.

Aprovada em 22 de abril de 2013.

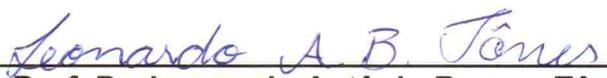
Por:



Prof. Dr. Guilherme Augusto Silva Pereira
DEE (UFMG) - Orientador



Prof. Dr. Reinaldo Martinez Palhares
DELT (UFMG) - Co-Orientador



Prof. Dr. Leonardo Antônio Borges Tôres
DELT (UFMG)



Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti
DEMEC (UFMG)

Agradecimentos

Agradeço primeiramente ao Pai Celestial que me proporcionou saúde e todas as outras condições necessárias para a realização deste trabalho.

Agradeço a toda a minha família, em especial aos meus pais João e Maria Elza, minha irmã Ellen e minha namorada Cristiane que sempre me incentivaram e souberam proferir a mim as palavras certas nas horas mais difíceis.

Também gostaria de agradecer aos amigos e colegas do Laboratório de Sistemas de Computação e Robótica que foram “a minha família” de Belo Horizonte durante esses dois últimos anos: Tiago Arruda, Marco Túlio, João Henrique, Breno, Guilherme Castro, Júlio César, Rogério, Gabriel, Natália, Daniel, Lucas, Henrique, Tiago Bolivar, Gilberto, Adriano, Bruno, Marlon, Luiz Guilherme, Plínio, incluindo os estrangeiros iranianos Reza, Kossar e Hossein; e os franceses Geoffrey e Thomas.

Agradeço aos amigos de mestrado Wendy, Victor Costa, Dimas, Graziela e Samuel Bettoni pela marcante convivência, em especial ao Renan, Rodrigo Pedrosa e Guilherme Gomes, que desde a graduação sempre se mostraram companheiros comigo.

Gostaria de manifestar a minha imensa gratidão aos professores Guilherme Pereira e Reinaldo Palhares, respectivos orientador e co-orientador deste projeto, pelos ensinamentos, cobranças, apoio e confiança em mim depositada. Não poderia também deixar de agradecer aos outros professores da linha de pesquisa Controle, Automação e Robótica do PPGEE pela disposição apresentada na transmissão de conhecimento.

Sou grato ao Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da UFMG, em especial ao professor Fabrício Pujatti, que cedeu equipamentos, ferramentas e um pouco do seu tempo durante as atividades com o carro autônomo.

Agradeço o apoio financeiro e o suporte do CNPq por meio da bolsa de mestrado, da FAPEMIG pelo fornecimento de materiais e recursos utilizados no projeto, e o apoio da CAPES que financiou despesas de inscrição e viagem de um artigo apresentado, fruto deste trabalho, no XIX CBA. Agradeço, por fim, ao CETEC por ter cedido gentilmente o uso do seu dinamômetro de rolos para a realização de alguns testes com o carro autônomo.

*“The dream of cars driving themselves is becoming a reality. Before, the question was whether it was possible. Now we know it is.”
Sebastian Thrun.*

Resumo

Um carro autônomo é um tipo de veículo inteligente capaz de se locomover sem a necessidade de um motorista. Carros autônomos estão, certamente, inseridos no futuro da mobilidade, uma vez que sua utilização traz diversos benefícios para a sociedade, entre eles o aumento da segurança dos usuários e a melhor utilização das vias públicas. Assim, estes veículos tem sido o foco de atenção de diversos centros de pesquisa ao redor do mundo.

O controle do movimento de carros autônomos é comumente dividido em controle lateral e controle longitudinal. O primeiro está relacionado com a atuação da direção, com o intuito de fazê-los seguir trajetórias predeterminadas; enquanto que o segundo se refere ao controle que envolve a aplicação de forças de aceleração e frenagem. Neste trabalho é tratado o segundo tipo, especificamente a regulação da velocidade longitudinal.

Em geral, há duas formas comuns de se realizar o controle longitudinal. Uma se dá através da imitação da forma humana de dirigir, geralmente utilizando lógica nebulosa, em que não há necessidade de um conhecimento profundo da dinâmica do sistema a ser controlado. A outra forma, que é a utilizada neste trabalho, é a realização do controle com base em um modelo matemático da dinâmica do veículo.

Esta dissertação apresenta os processos de modelagem e controle da dinâmica longitudinal do carro autônomo desenvolvido pelo Grupo de Pesquisa e Desenvolvimento de Veículos Autônomos da UFMG. Os principais elementos que compõem esta dinâmica consistem no conjunto motor-transmissão e carroceria, cujo comportamento geral é não linear. A obtenção do modelo para a entrada de acelerador foi baseada na estrutura definida pelas equações da física do carro, cujos parâmetros foram estimados por meio de técnicas de identificação estocástica que utiliza dados experimentais de ensaios realizados exclusivamente para este fim. O modelo foi utilizado na concepção do controlador, como forma de compensar as não linearidades da dinâmica do carro. Além disso, o uso de uma ação proporcional e integrativa relacionado ao erro de velocidade teve o objetivo de amenizar as diversas perturbações que incidem sobre a planta. A atuação do freio é realizada mediante uma lógica de chaveamento, similar ao processo de dirigir realizado por humanos. Ainda neste trabalho é proposta uma forma de compensar as mudanças abruptas na dinâmica longitudinal causadas pelas trocas de marchas, que ocorrem quando a alavanca de câmbio está selecionada em modo automático.

A validação, tanto do modelo quanto do controlador, foi realizada por meio de simulações computacionais e experimentos reais, partindo das situações simples e chegando a um contexto mais completo. Discussões foram proferidas ao fim deste trabalho acerca dos resultados apresentados, apontando os sucessos e as deficiências dos modelos e controladores encontrados.

Abstract

An autonomous car is an intelligent vehicle able to drive itself without human intervention. Autonomous cars are certainly inserted in the future of mobility, once its use brings several benefits to the human society, among them the increasing in safety and best use of public roads. Thus, these vehicles have been the focus of attention of several research centers around the world.

The motion control of autonomous cars is usually divided into lateral and longitudinal control. The first one is related to the steering of vehicle to follow previously determined paths; whereas the second one refers to the application of acceleration and braking forces. This work is related to the second, specifically the regulation of the longitudinal velocity.

Generally, there are two ways to perform the longitudinal control. One is through imitation of the human driving behavior; usually using fuzzy logic, where there is no need of a thorough understanding of the system's dynamics. The other way, which is used in this work, is to perform control based on a mathematical model of the system.

This master thesis presents the dynamic modeling and longitudinal control processes of the autonomous car developed by the PDVA (Group for Research and Development of Autonomous Vehicles at UFMG). The main elements composing the longitudinal dynamics are the powertrain and the body shell of the car, whose general behavior is nonlinear. The model for the accelerator input was based on the structure defined by the physical equations of the car, whose parameters were estimated through stochastic identification techniques. The model was used on the controller, as a way to compensate the nonlinearities of the car dynamics. Furthermore, the use of a proportional and integrative actions related to the velocity error had the objective of attenuating the multiple disturbances that affect the plant. The brake and throttle actuations were performed through a switching logic, similar to the one in the human driving process. Also, in this work we propose a way to compensate for abrupt changes in the longitudinal dynamics caused by gear changes that occur when the gearshift lever is in automatic mode.

The validation of both the model and controller were conducted by computer simulations and real experiments, starting from simple situations toward a more complete context. Discussions were made at the end of this text, pointing out the successes and shortcomings of models and designed controllers.

Sumário

Lista de Figuras	vii
Lista de Tabelas	x
Lista de Siglas	xi
1 Introdução	1
1.1 Motivação	3
1.2 Objetivos	5
1.3 Organização da Dissertação	5
2 Revisão da Literatura	6
2.1 Veículos Inteligentes	7
2.2 Modelagem da Dinâmica Longitudinal	13
2.3 Controle Longitudinal	19
3 Metodologia	25
3.1 Modelagem Longitudinal	25
3.1.1 Equacionamento do modelo	25
3.1.2 Identificação do modelo	29
3.1.3 Procedimentos para os testes dinâmicos e aquisição de dados	30
3.1.4 Sistema de frenagem	31
3.1.5 Trocas de marchas	32
3.2 Controle de Velocidade	34

3.2.1	Estratégia de controle	35
3.2.2	Controlador básico	39
3.2.3	Controlador com freio	41
3.2.4	Controlador em modo <i>drive</i>	44
4	Resultados Experimentais	46
4.1	Plataforma Experimental	46
4.2	Modelagem	50
4.3	Controle	65
4.3.1	Modelo inverso	66
4.3.2	Controlador básico	67
4.3.3	Controlador com freio	73
4.3.4	Controlador em modo <i>drive</i>	77
5	Conclusões e Trabalhos Futuros	81
5.1	Modelo	81
5.2	Controlador	82
5.3	Trabalhos Futuros	85
	Referências	87
	Apêndice A – Sistema de Medição da Velocidade	93
	Apêndice B – Sistema de Medição da Rotação do Motor	99

Lista de Figuras

1.1	Carros Autônomos <i>Stanley e Boss</i>	2
1.2	Carro Autônomo da empresa Google	3
1.3	Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG (CADU)	4
2.1	Exemplo de ADAS	8
2.2	Exemplo de carros autônomos famosos	10
2.3	Exemplo de veículos autônomos em desenvolvimento no Brasil	12
2.4	Comboio de carros automatizados em uma AHS	13
2.5	Disposição normatizada dos eixos de um automóvel (SAE J 670)	13
2.6	Diagrama dos principais componentes da dinâmica longitudinal de um carro com tração dianteira.	17
2.7	Diagrama da composição de um conversor de torque	18
2.8	Diagrama de blocos que representa a forma humana de controlar a velocidade longitudinal de um carro	20
3.1	Diagrama de forças longitudinais que agem no plano inclinado	26
3.2	Diagrama de blocos do sistema dinâmico	27
3.3	Exemplo de um Sinal Binário Pseudo Aleatório (PRBS) e seus parâmetros de configuração	30
3.4	Diagrama da relação de transmissão entre motor e rodas	33
3.5	Ilustração da estratégia de controle	38
3.6	Diagrama de blocos do modelo inverso	40
3.7	Diagrama de blocos do controlador básico	40
3.8	Diagrama de blocos do controlador com freio	42

3.9	Regiões de chaveamento entre os modos do controlador	44
4.1	Nível de controle atual da arquitetura de <i>hardware</i> do CADU	47
4.2	Fotografia da placa protótipo que representa cada nó da rede Modbus	48
4.3	Captura de tela da execução dos programas <i>pipe</i> e <i>pipe in</i>	50
4.4	Captura de tela do Gerador de Gráficos do CADU	51
4.5	Resposta à entrada degrau	52
4.6	Ensaio com entrada PRBS	53
4.7	Análise do resíduos de estimação	55
4.8	Funções resultantes da interpolação quadrática dos parâmetros estimados	56
4.9	Diagrama do processo de validação para a simulação livre	57
4.10	Primeira validação do modelo	58
4.11	Segunda validação do modelo	59
4.12	RMSE da predição do modelo	60
4.13	Testes de resposta ao degrau com o pedal do freio para diferentes níveis	61
4.14	Interpolação da desaceleração longitudinal média em função dos níveis do pedal do freio	62
4.15	Fotografia do CADU durante ensaios no dinamômetro de rolos	64
4.16	Resposta ao degrau 120 durante modo <i>drive</i>	64
4.17	Diagrama de blocos da validação do modelo inverso	66
4.18	Gráfico da validação do modelo inverso	67
4.19	Simulação do controlador básico com aplicação de distúrbios	69
4.20	Desempenho do controlador com a ausência do modelo inverso para diferentes patamares de referência	70
4.21	Desempenho do controlador com a presença do modelo inverso para diferentes patamares de referência	71
4.22	Resultado experimental do controlador básico no dinamômetro de rolos do CETEC	72

4.23	Resultado experimental do controlador básico	73
4.24	Resultado simulado do controlador básico experimental da Figura 4.23 . . .	74
4.25	Reconstrução do trajeto através de dados de satélite	75
4.26	Resultados do experimento realizado na validação do controlador com freio	76
4.27	Resultados experimentais da validação do controlador em situações de des- níveis no terreno e variações de direção	77
4.28	Exemplo de um experimento realizado em modo <i>drive</i> com um controlador que não possui tratamento para trocas de marcha	78
4.29	Resultados do experimento realizado na validação do controlador em modo <i>drive</i>	79
A.1	Fotografia do encoder YUMO E6B2-CWZ3E e a sua forma de fixação na roda traseira direita do CADU	94
A.2	Forma de onda dos canais A, B e Z do encoder de quadratura nas situações de giro horário e anti-horário	95
A.3	Diagrama de ligação do encoder ao PIC18F2431	96
A.4	Diagrama de blocos do funcionamento simplificado do módulo QEI [Microchip, 2003]	96
A.5	Exemplo de uma mensagem de resposta do nó escravo de velocidade	98
B.1	Desenhos do sensor de rotação e da roda fônica	100
B.2	Sensor de rotação do motor do CADU	101
B.3	Sinal capturado do sensor de rotação do motor do CADU	101
B.4	Esquema geral de captura do sinal de rotação	102
B.5	Diagrama de blocos do funcionamento do módulo IC	103
B.6	Exemplo de uma mensagem de resposta do nó escravo de rotação do motor	104
B.7	Caixa de medição da rotação do motor	104

Lista de Tabelas

3.1	Efeito causado pelo acréscimo isolado dos parâmetros K_p e K_i , durante a sintonia do controlador.	37
4.1	Tabela de dados do CADU	46
4.2	Tabela dos parâmetros estimados	54
4.3	Tabela dos coeficientes das equações de interpolação	56
4.4	Tabela da desaceleração longitudinal média em função dos níveis do pedal do freio obtidos por ensaios	60
4.5	Tabela da relação de transmissão entre rodas e motor para cada marcha selecionada	63
4.6	Tabela das razões entre as relações de transmissão das marchas 1, 2, 3 e 4 com a marcha 1.	65

Lista de Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	Sistema de Antibloqueio do Freio - <i>Anti-lock Braking System</i>
ACC	Controle de Cruzeiro Adaptativo - <i>Adaptive Cruise Control</i>
ADAS	Sistemas Avançados de Assistência à Direção - <i>Advanced Driving Assistance Systems</i>
ADC	Conversor Analógico-Digital - <i>Analog-Digital Converter</i>
AHS	<i>Automated Highway Systems</i>
ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
ARMAX	Autoregressivo com Média Móvel e Entradas Exógenas - <i>AutoRegressive Moving Average with eXogenous inputs</i>
ARX	Autoregressivo com Entradas Exógenas - <i>AutoRegressive with eXogenous inputs</i>
BHTRANS	Empresa de Transportes e Trânsito de Belo Horizonte
CADU	Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG
CAN	<i>Controller Area Network</i>
CAPES	(Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior)
CaRINA	Carro Robótico Inteligente para Navegação Autônoma
CAS	Sistema de Prevenção de Colisão - <i>Collision Avoidance System</i>
CETEC	Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais
CG	Centro de Gravidade
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico

CORO	Laboratório de Sistemas de Computação e Robótica
CRC	Verificação de Redundância Cíclica - <i>Cyclic Redundancy Check</i>
CTI	Centro de Tecnologia da Informação Renato Archer
CTM	Centro de Tecnologia da Mobilidade da UFMG
DARPA	<i>Defense Advanced Research Projects Agency</i>
ECU	Unidade de Controle do Motor - <i>Engine Control Unit</i>
EESC-USP	Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo
FAPEMIG	Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais
FIAT	Fábrica Italiana de Automóveis de Turin
FIFO	Primeiro a Entrar, Primeiro a Sair - <i>First In, First Out</i>
GPS	Sistema de Posicionamento Global - <i>Global Positioning System</i>
IC	<i>Input Capture</i>
IMU	Unidade de Medição Inercial - <i>Inertial Measurement Unit</i>
IPAS	Sistema Inteligente de Assistência ao Estacionar - <i>Intelligent Parking Assist System</i>
IVHS	<i>Intelligent Vehicle Highway Systems</i>
LCAD	Laboratório de Computação de Alto Desempenho
LDWS	Sistema de Alerta de Saída de Faixa - <i>Lane Departure Warning System</i>
LKA	Auxílio na Permanência de Faixas - <i>Lane Keep Assist</i>
LRM	Laboratório de Robótica Móvel
OMS	Organização Mundial da Saúde - <i>World Health Organization</i>
PD	Proporcional e Derivativo
PDVA	Grupo de Pesquisa e Desenvolvimento de Veículos Autônomos
PI	Proporcional e Integrativo

PID	Proporcional, Integrativo e Derivativo
PRBS	Sinal Binário Pseudo Aleatório - <i>Pseudo Random Binary Signal</i>
QEI	<i>Quadrature Encoder Interface</i>
RTAI	Interface de Aplicação em Tempo Real - <i>Real-Time Application Interface</i>
SAE	Sociedade de Engenheiros Automotivos - <i>Society of Automotive Engineers</i>
SUS	Sistema Único de Saúde
UFES	Universidade Federal do Espírito Santo
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
UFJF	Universidade Federal de Juiz de Fora
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
USART	Transmissor/Receptor Universal Síncrono e Assíncrono - <i>Universal Synchronous Asynchronous Receiver Transmitter</i>
USB	Barramento Serial Universal - <i>Universal Serial Bus</i>
VERO	Veículo Robótico Terrestre de Exterior
VIAC	<i>VisLab Intercontinental Autonomous Challenge</i>
ZOH	Segurador de Ordem Zero - <i>Zero Order Hold</i>

1 *Introdução*

A mobilidade tem sido um tema bastante abordado no cenário global atual. Com o avanço do setor automotivo, juntamente com o crescimento da economia mundial, os grandes centros urbanos estão recebendo uma enorme quantidade de veículos. Como consequência deste fato, surgem a cada dia grandes congestionamentos e tráfegos intensos que trazem prejuízos econômicos, ambientais e de saúde. O resultado disso é ainda mais grave, pois vem acompanhado de um crescimento do número de acidentes. Segundo a Organização Mundial da Saúde, no mundo, 1,3 milhão de pessoas morrem anualmente no trânsito e 50 milhões sobrevivem com ferimentos [OMS, 2009]. Em países em desenvolvimento, como o Brasil, os problemas de trânsito pioram devido à falta de estrutura dos centros urbanos e rodovias.

Mais da metade dos acidentes de trânsito são causados pelos motoristas devido à distração, fadiga, consumo de bebidas alcoólicas, excesso de velocidade e conduta agressiva ao volante [NHTSA, 2013]. Com o intuito de resolver esses problemas, várias ferramentas comerciais foram adicionadas aos veículos ao longo dos anos para auxiliar no processo de dirigibilidade, resultando em maior segurança, conforto e fluidez no trânsito, tais como o ACC (*Adaptive Cruise Control*), LKA (*Lane Keep Assist*), IPAS (*Intelligent Parking Assist System*), CAS (*Collision Avoidance System*), *airbags*, ABS (*Anti-lock Braking System*), dentre outros. Além disso, várias instituições do mundo (indústria e academia) passaram a dedicar pesquisas na concepção de veículos inteligentes que dispensam a necessidade de um motorista e que sejam capazes de desempenhar atividades gerais ou específicas com segurança e confiabilidade.

Carros autônomos foram apresentados ao mundo nos últimos anos através das competições da DARPA (*Defense Advanced Research Projects Agency*) [Seetharaman et al., 2006]. Nelas, carros comerciais foram adaptados para comportarem-se como robôs autônomos e desafiados a realizar trajetos em trilhas desérticas (edições de 2004 e 2005) e em ambientes urbanos (edição de 2007). Várias companhias automotivas, universidades e entidades governamentais se uniram para realizar pesquisas nesta

área, buscando desenvolver novas tecnologias e acreditando ser um dos caminhos para o futuro da mobilidade. Dois carros autônomos que obtiveram alto desempenho e destaque nas edições do DARPA foram os campeões *Stanley* [Thrun et al., 2006] e *Boss* [Urmson et al., 2009] (vide Figura 1.1), ambos com parceria entre indústrias automotivas e universidades.



(a)



(b)

Figura 1.1: Carros Autônomos vencedores das competições da DARPA: (a) *Stanley* [Stanford University, 2013] e (b) *Boss* [Carnegie Mellon University, 2013]

Recentemente, carros autônomos da empresa Google receberam permissão para circularem em locais públicos nos Estados Unidos, após serem submetidos e aprovados a uma série de testes (Figura 1.2). Esses veículos são dotados de vários sensores e atuadores de forma que garantam a segurança dos seus passageiros e das pessoas que transitam no mesmo ambiente. A empresa espera que unidades comerciais do carro possam ser vendidas num futuro próximo. Isto aumenta a expectativa de difusão da mobilidade autônoma mundial.

O movimento de carros autônomos é realizado através de controladores digitais. Na maioria das vezes, eles são divididos entre controladores longitudinal e lateral. O primeiro refere-se à regulação do movimento do eixo principal do veículo, envolvendo os atuadores de aceleração e frenagem. Já o segundo, relaciona-se com o esterçamento das rodas direcionáveis, atuando no volante com o intuito de seguir uma determinada trajetória.

A concepção desses controladores, em geral, é feita através de duas formas [Khodayari et al., 2010]. Uma se dá através da imitação da forma humana de dirigir, utilizando, por exemplo, lógica *fuzzy*, sem um conhecimento mais aprofundado do funcionamento do veículo. Já a outra forma refere-se ao uso de um modelo matemático da dinâmica do carro, tendo como subsídio as teorias de controle. Esta última é a forma adotada nesta dissertação.



Figura 1.2: Carro Autônomo da Google. Toyota Prius adaptado para movimentar-se sem a necessidade de um motorista [Comogam, 2013]

Para o funcionamento dos controladores, são necessários que eles sejam inseridos em centrais de processamento, como um computador, por exemplo. Essas centrais de controle recebem informações de sensores como velocidade, rotação do motor, distância percorrida, acelerações e ângulos de atitude; e atuam no acelerador, freio, volante e câmbio.

1.1 Motivação

Realizar controle longitudinal é uma das tarefas imprescindíveis para qualquer veículo autônomo, pois permite a regulação da sua velocidade, aceleração ou posição, proporcionando a execução de trajetórias planejadas.

No âmbito da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), desde 2007, o grupo de Pesquisa e Desenvolvimento de Veículos Autônomos (PDVA) trabalha na concepção do Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG (CADU), que é um automóvel comercial, modelo Chevrolet Astra Sedan 2003, com transmissão automática, freios ABS e acelerador sem cabo (*drive-by-wire*). Uma fotografia do CADU é exibida na Figura 1.3. Um aparato de automação embarcada foi necessário para que acelerador, freio, direção e seleção do câmbio fossem controlados através de um computador.

Em 2010 foi desenvolvido um controlador longitudinal para o CADU [Freitas, 2010] baseado em lógica *fuzzy*. Esse controlador utilizava dados de velocidade colhidos na roda dianteira direita e atuadores de acelerador e freio. Na ocasião da concepção desse controlador, a central de controle consistia de um computador ligado aos sensores e atuadores através de conexões USB (*Universal Serial Bus*) [Freitas et al., 2009]. A plataforma do



Figura 1.3: Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG (CADU) - Automóvel comercial de modelo Chevrolet Astra Sedan 2003 adaptado para adquirir características de um robô autônomo.

sistema era Microsoft Windows, sem garantias de precisões temporais para controle.

O desempenho desse controlador longitudinal obtido foi razoável, porém, devido a uma limitação do sensor de velocidade até então utilizado (conversor frequência-tensão), o controlador não se comportava de forma adequada em baixos valores de velocidade. Além disso, ele possuía como saídas de controle duas tabelas estáticas que não levavam em consideração alguns distúrbios, tais como inclinações do terreno, trocas de marchas ou dispositivos que eventualmente se conectavam ao motor do carro e que alteravam a saída de torque nas rodas.

Em 2012 uma nova arquitetura de *hardware* e *software* para supervisão e controle para o CADU foi desenvolvida em [Arruda, 2012]. Esse sistema possui uma rede de tempo real, baseada no protocolo Modbus sobre a camada física RS-485 onde sensores e atuadores estão interligados à central de processamento, localizada no porta-malas do veículo. Esta central possui um microcomputador dedicado para o controle, com sistema operacional LINUX e *patch* RTAI (*Real-Time Application Interface*) [RTAI, 2011]. A implantação dessa rede trouxe vários benefícios para o controle longitudinal, já que passou a garantir precisão temporal, além de facilitar o acesso aos sensores e atuadores utilizados.

Assim, surge a motivação desse trabalho, que é a concepção de um novo controlador longitudinal que utilize a rede de tempo real do CADU.

1.2 Objetivos

O objetivo geral é o projeto de um controlador longitudinal, responsável por regular a velocidade de cruzeiro do CADU. O controlador deve receber referências de velocidade de um nível de controle superior ou de um usuário e, a partir da atuação do freio e acelerador, garantir que o carro siga os valores de velocidade predeterminados.

São enumerados como objetivos específicos deste trabalho:

1. Encontrar um modelo que represente o comportamento da dinâmica longitudinal do CADU;
2. Projetar um controlador longitudinal com base no modelo encontrado no item anterior;
3. Inserir o controlador obtido no sistema de tempo real do carro autônomo;
4. Avaliar o desempenho do controlador longitudinal em diversas situações através de experimentos reais.

1.3 Organização da Dissertação

Esta dissertação está organizada da seguinte forma: no próximo capítulo é apresentada uma revisão de literatura, composta pelos conceitos utilizados e trabalhos semelhantes. No Capítulo 3 são mostradas as metodologias utilizadas para encontrar um modelo longitudinal do veículo e para obter o controlador longitudinal. O Capítulo 4 mostra a inserção do controlador no sistema de tempo real, assim como os resultados obtidos através de ensaios práticos tanto para a etapa de modelagem, quanto para a de controle. E, por fim, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões, assim como as propostas para futuros trabalhos. Dois apêndices são apresentados ao fim deste trabalho, mostrando detalhadamente as formas encontradas para leitura das informações de velocidade linear e de rotação do motor do CADU.

2 Revisão da Literatura

Não se pode negar a grande influência que o automóvel teve na sociedade humana nos últimos séculos. Trata-se da principal forma de deslocamento diário das pessoas e o seu setor, o automotivo, movimenta grande parcela da economia mundial, sendo indispensável ao nosso modelo econômico e forma de viver. O automóvel, além de meio de transporte, é um bem patrimonial, um indicador de status social e um proporcionador de liberdade.

Assim, com o aumento da população mundial e a expansão do modelo capitalista, a produção de automóveis cresce a cada ano. As consequências inevitáveis deste crescimento são visíveis, principalmente nas grandes cidades do mundo, como poluições sonora e do ar, congestionamentos e, talvez o fator mais grave, os acidentes de trânsito, que a cada dia matam e ferem uma enorme quantidade de pessoas pelo planeta.

No Brasil, segundo a ANFAVEA (Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores), a frota estimada de autoveículos é de quase 35 milhões de unidades, sendo que a produção anual está em torno de 3 milhões [ANFAVEA, 2012]. Isso coloca o Brasil entre os principais mercados produtores e consumidores do setor. O reflexo desse crescimento foi sentido principalmente nas capitais. Por exemplo, em Belo Horizonte há aproximadamente 1,5 milhão de veículos em circulação. De 2001 a 2011, o crescimento da frota foi de 99,18%, ou seja, o número de veículos dobrou em dez anos [BHTRANS, 2012].

De acordo com dados do Departamento de Transportes dos Estados Unidos, 90% dos acidentes de trânsito são relacionadas de alguma forma a falhas humanas [NHTSA, 2013]. No Brasil, o trânsito em 2010 matou aproximadamente 40 mil pessoas e internou 145 mil no Sistema Único de Saúde (SUS), o que representou um gasto de R\$ 190 milhões em atendimentos hospitalares [Ministério da Saúde, 2011].

Diante desse cenário de problemas, surgiu a necessidade de adicionar aos veículos sistemas inteligentes que fossem capazes de melhorar a segurança, diminuir os impactos ambientais, incluindo poluições e consumo de combustíveis, além de aperfeiçoar o conforto. Para cumprir estes requisitos, nos últimos anos surgiram nos automóveis uma série de

dispositivos que possuem alguma realimentação de controle. Os carros produzidos com esses sistemas passaram a se encaixar em um novo conceito em amplo crescimento no mundo, o de Veículos Inteligentes.

2.1 Veículos Inteligentes

Segundo [Broggi et al., 2008], Veículos Inteligentes podem ser definidos como aqueles que possuem algum tipo de percepção do mundo, processamento dessas informações e atuadores que permitem automatização de tarefas como manter-se entre faixas de segurança, desviar-se de obstáculos, seguir veículos à frente, avaliar e evitar situações perigosas.

Em termos de indústria automotiva, há uma sigla dada ao conjunto de sistemas que equipam veículos inteligentes: ADAS (*Advanced Driving Assistance Systems*). São alguns exemplos desses sistemas aplicados a carros [Roebuck, 2011]:

- *Adaptive Cruise Control*: uma extensão do controle de cruzeiro clássico, onde o carro é equipado com um radar ou outro sensor que mede a distância a outros veículos à frente. Se a pista estiver livre, o carro mantém a velocidade predeterminada (*Standard Cruise Control*); caso contrário, o sistema adapta-se à velocidade do veículo à frente, mantendo os veículos a uma distância segura um do outro;
- *Lane Departure Warning System* (LDWS) e *Lane Keep Assist* (LKA): ambos monitoram as faixas da pista, sendo que o primeiro alerta o motorista caso o carro esteja saindo da área entre as faixas e o segundo atua na direção das rodas do carro, garantindo que ele sempre permaneça entre as faixas;
- *Collision Avoidance System*: sistema que detecta obstáculos na pista ou veículos muito lentos. O motorista é alertado e automaticamente o sistema inicia a frenagem do carro;
- *Hill Start Assist*: é um sistema que previne que o carro desça em inclinações no ato da arrancada, auxiliado por uma leve aplicação dos freios.

A Figura 2.1 mostra um exemplo de ADAS concebido pela Honda, constituído de LKA e ACC.

Há um estágio acima ao de carros inteligentes, adquirido quando um conjunto destes sistemas são aplicados ao veículo ao ponto de dispensar a presença de um motorista. Neste caso, o veículo é chamado de veículo autônomo.



Figura 2.1: Exemplo de ADAS da Honda, adaptado de [Autoevolution, 2013]

Por definição, “carro autônomo é um veículo automotor que usa inteligência artificial, sensores e coordenadas do sistema de posicionamento global para locomover-se sem a intervenção de um operador humano”, segundo a legislação do estado de Nevada, Estados Unidos [Nevada Legislature, 2011]. Nestes carros, funções de percepção, raciocínio e atuação, que convencionalmente são feitas pelo motorista durante o ato de dirigir, são substituídas por sensores e atuadores eletromecânicos ligados a centrais de processamento de dados.

Segundo [Broggi et al., 2008], há relatos da concepção de automação para carros desde a metade dos anos 80, através de alguns grupos da área militar americana. Pouco tempo depois, parte das pesquisas foram transferidas para a área civil. Já nos anos 90, em 1995 o grupo *Carnegie Mellon Navlab* atravessou os Estados Unidos (4.506 km) com um carro com a direção automatizada, de forma que 98% do tempo da trajetória foi realizada em modo autônomo. No mesmo ano, na Alemanha, um grupo da *Bundeswehr Universität Munich* fez uma viagem de ida e volta (1758 km) entre Munique e Copenhague (Dinamarca) com um protótipo desenvolvido por eles e que foi por 95% da viagem operado em modo autônomo.

Com o passar dos anos e com avanços tecnológicos de sensores, processadores e dos próprios veículos comerciais, no início da década de 2000, vários sistemas foram aprimorados, principalmente os ligados ao processamento de imagens. Diante desse cenário, a DARPA lançou em seus desafios anuais, competições entre carros autônomos que tiveram grande repercussão na sociedade como um todo, incluindo centros de pesquisas mundiais que passaram também a direcionar trabalhos nesse sentido.

Atualmente, centros de pesquisas tanto de empresas quanto de universidades estão empenhados no desenvolvimento de carros autônomos. Os exemplos mais famosos (Figura 2.2) são enumerados a seguir:

- *Google's self-driving car*: carro autônomo desenvolvido pela empresa Google e que completou mais de 482 mil quilômetros rodados em modo autônomo sem nenhum acidente [Atlantic, 2012];
- *BOSS*: Campeão do *DARPA Urban Challenge*. Carro desenvolvido pela *Carnegie Mellon University* [Urmson et al., 2008a];
- *Autonomous Piaggio Porter Electric*: minivans elétricas equipadas com a tecnologia para veículos autônomos desenvolvida pelo VisLab para participarem do VIAC (*Vis-Lab Intercontinental Autonomous Challenge*), que consistiu de um desafio realizado no ano de 2010, onde quatro desses veículos autônomos realizaram uma viagem de 15.000 quilômetros entre Parma (Itália) e Shanghai (China) [Broggi et al., 2013];
- *Junior* e *Stanley*: carros autônomos do *Stanford Racing Team* que participaram dos desafios do DARPA e que foram muito admirados. *Stanley* foi campeão do *DARPA Grand Challenge* de 2005 [Montemerlo et al., 2008, Thrun et al., 2006];
- *Spirit of Berlin* e *MadeinGermany*: carros autônomos da *Freie Universität Berlin* que se destacam na Europa tanto pelo alto desempenho no tráfego urbano, quanto pelas aplicações com veículos autônomos, tais como: *BrainDriver* (controlar o carro autônomo pelo cérebro), *Autonomos taxi* (chamar um táxi autônomo através de um tablet de qualquer ponto da cidade), *iDriver* (controlar o carro autônomo por um smartphone) e *eyeDriver* (controlar a direção do carro através apenas do movimento dos olhos) [AutoNOMOS Lab, 2013].

No contexto brasileiro, algumas iniciativas com veículos autônomos são vistas em universidades nos últimos anos. Dentre elas (Figura 2.3), destacam-se:

- *Driving4u*: Chevrolet Zafira da Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI) (com parceria da Universidade Federal de Juiz de Fora (UFJF)) que teve os comandos de direção automatizados para permitir o funcionamento como veículo autônomo. O *Driving4u* possui uma série de sensores como acelerômetro, giroscópio, ultrassons, laser, sensor de velocidade e GPS diferencial; e atuadores do pedal de freio, alavanca de câmbio e barra de direção. O acelerador é operado indiretamente através do *Cruise Control* nativo do veículo [Honório et al., 2010];



Figura 2.2: Exemplo de carros autônomos famosos. (a) *Google's self-driving car* [GUIZZO, 2011]; (b) *BOSS* [Carnegie Mellon University, 2013]; (c) *Autonomous Piaggio Porter Electric* [Broggi et al., 2013]; (d) *Junior* [Stanford University, 2013]; (e) *Stanley* [Stanford University, 2013]; (f) *Made in Germany* [AutoNOMOS Lab, 2013]; e (g) *Spirit of Berlin* [AutoNOMOS Lab, 2013].

- VERO (Veículo Robótico): veículo elétrico do Centro de Tecnologia da Informação Renato Archer (CTI) em parceria da empresa Freedom adaptado para servir como plataforma robótica experimental para ambientes agrícolas e urbanos [CTI, 2013];
- GISA: FIAT Stilo 1.8 câmbio automatizado *Dualogic* que vem sendo instrumentado pelo Grupo de Robótica Móvel do Laboratório de Mecatrônica da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo (EESC-USP). A ideia do projeto é que toda a atuação mecânica sobre o carro pode ser feita diretamente na rede CAN já disponível no veículo [Shinzato e Wolf, 2011];
- CaRINA 1: pequeno veículo elétrico com motor 10HP 48 Volts do tipo carro de golfe também desenvolvido pelo Grupo de Robótica Móvel do Laboratório de Mecatrônica

da EESC-USP e que teve seus comandos (acelerador, freio e direção) adaptados para permitir seu controle por computadores [Fernandes et al., 2012];

- CaRINA 2: um Fiat Palio Adventure do Laboratório de Robótica Móvel (LRM) da EESC-USP equipado com Dualogic, direção hidráulica, sensor de estacionamento e sensor crepuscular. O CaRINA 2 possui automatização da direção, aceleração e freio, possibilitando o controle completo por computador. O veículo conta também com computadores embarcados conectados em rede e diversos sensores como: GPS, IMU, câmeras e *lasers*. Eles são usados para localização, navegação, detecção de obstáculos e tomada de decisão [LRM, 2013];
- Gol com direção autônoma: Volkswagen Gol, cuja direção foi adaptada para que o volante pudesse ser girado por um motor de passo controlado pelo computador. Esse último faz o reconhecimento de imagens em tempo real através de uma câmera instalada na parte posterior do espelho retrovisor central que torna capaz identificar a estrada e decidir o ângulo de giro do volante para manter o automóvel no caminho correto [Vivacqua et al., 2012]. Testes realizados em rodovias mostraram um controle bastante suave e eficiente;
- Veículo Autônomo da UFES: carro denominado ByWire XGV, que é um Ford Escape Híbrido, comercialmente preparado para receber comandos de controle por computador. O veículo foi adquirido pelo Laboratório de Computação de Alto Desempenho (LCAD) da Universidade Federal do Espírito Santo (UFES) que desenvolve um sistema de inteligência artificial capaz de guiar o veículo, sem a necessidade de um motorista, utilizando câmeras e sensores *laser* [LCAD, 2013];
- CADU: Chevrolet Astra Sedan 2.4 (Figura 1.3) com câmbio automático que foi convertido em veículo autônomo através da automação dos componentes de atuação (acelerador, freio, alavanca de câmbio e volante) e sensoriamento (velocidade, rotação do motor, acelerações, ângulos de atitude, DGPS, *laser* e câmera estéreo). É um dos projetos desenvolvidos pelo Grupo de Pesquisa e Desenvolvimento de Veículos Autônomos (PDVA) da UFMG. Como este trabalho de dissertação é aplicado a esse veículo, os sistemas do CADU serão mostrados no decorrer do texto.

Espera-se que os veículos autônomos sejam uma das soluções para os problemas no trânsito tanto em ambientes urbanos quanto em rodovias. Uma interessante aplicação para rodovias remete às AHS (*Automated Highway Systems*) e os IVHS (*Intelligent Vehicle Highway Systems*). A ideia é que em rodovias especiais automatizadas, carros autôno-



Figura 2.3: Exemplo de veículos autônomos em desenvolvimento no Brasil: (a) Driving4u [Honório et al., 2010]; (b) VERO [CTI, 2013]; (c) GISA [Shinzato e Wolf, 2011]; (d) CaRINA 1 [Fernandes et al., 2012]; (e) CaRINA 2 [LRM, 2013]; (f) Gol com direção autônoma [NERA, 2011] e (g) Veículo Autônomo da UFES [FAPES, 2012].

mos adaptados à elas (e somente eles) possam transitar em comboio, com espaço mínimo entre veículos, contudo, com segurança, durante longos trajetos. Isso aumentaria extraordinariamente a capacidade de tráfego das rodovias, além de tornar a viagem mais segura. Para realizar essa tarefa, informações de GPS e sensoriamento local de cada veículo são compartilhadas entre si. Refinados controles longitudinal e lateral são exigidos para garantir sucesso em todas as ocasiões, inclusive nas situações de ultrapassagens [Urmsom et al., 2008b]. Pesquisas nessa área estão sendo fortemente desenvolvidas desde os anos 90 nos Estados Unidos. Na Figura 2.4 há uma fotografia clássica de um experimento pioneiro realizado em 1997 na Califórnia, onde 8 carros autônomos adequadamente instrumentados para esse fim seguiam em comboio em uma AHS.



Figura 2.4: Comboio de carros automatizados em uma AHS [Museum of the City, 2013].

2.2 Modelagem da Dinâmica Longitudinal

O estudo da dinâmica de automóveis é geralmente dividido entre dois eixos, correspondendo às dinâmicas longitudinal e lateral. Esses eixos são definidos segundo a norma regulamentar J 670 (*Vehicle Dynamics Terminology*) da Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) [SAE, 2008], cuja disposição normatizada pode ser conferida na Figura 2.5.

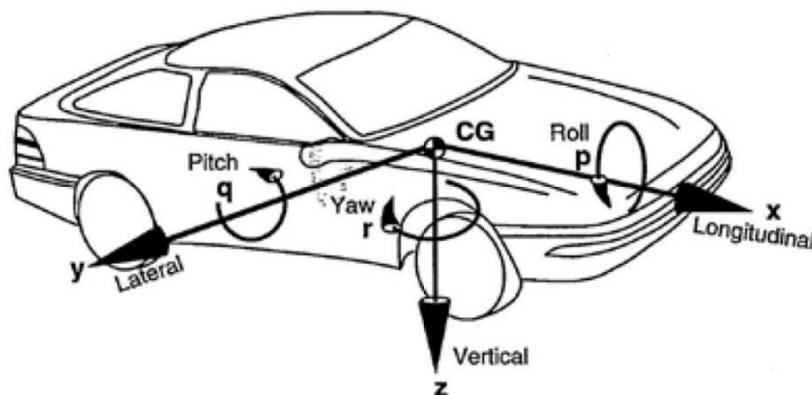


Figura 2.5: Disposição normatizada dos eixos de um automóvel (SAE J 670) [SAE, 2008]

A dinâmica longitudinal relaciona-se com o movimento do eixo principal do veículo. Está intimamente ligada às funções de aceleração e frenagem. Os mais notáveis elementos dessa dinâmica são carroceria e o conjunto propulsor (motor, transmissão e rodas). Já a dinâmica lateral, refere-se ao esterçamento das rodas, através do eixo do volante, tornando possível a mudança de direção do veículo.

Esse trabalho, como o título sugere, trata apenas da dinâmica longitudinal. Portanto, somente questões relacionadas ao comportamento do eixo principal do veículo são abordadas.

Encontrar um modelo da dinâmica longitudinal significa representar matematicamente o comportamento longitudinal do carro. Modelos matemáticos são sempre representações aproximadas e portanto não há um modelo único para algum sistema. Além disso, eles explicam apenas parte das características reais, por conseguinte, não é possível explicar o comportamento de um processo em sua totalidade.

Algumas considerações interessantes à respeito de modelos são mostradas em [Aguirre, 2007] e que valem a pena serem apresentadas aqui, a começar pela característica de linearidade. Dizer que se tem um modelo linear, é o mesmo que inferir que ele satisfaz o princípio da superposição, que significa ter um comportamento único independentemente do ponto de operação. Supor que um sistema em estudo é linear é uma prática comum e traz um enorme benefício que é a simplificação. Quanto mais simples é um modelo, mais fácil se torna realizar a sua manipulação para um determinado fim, tais como monitoramento ou controle, por exemplo.

Invariância no tempo é outra característica importante a ser estudada na obtenção de modelos. Quando se considera que um modelo é invariante no tempo, significa que ele não possui uma modificação temporal, ou seja, mantém o mesmo comportamento independente da ocasião. No mundo real, todos os sistemas são variantes. Fatores que afetam essa conduta do sistema em estudo podem estar relacionados, por exemplo, com condições climáticas ou envelhecimento.

Ainda, segundo [Aguirre, 2007], os modelos matemáticos são classificados por tipos, resumidamente apresentados a seguir:

- Estáticos ou Dinâmicos. Os primeiros são aqueles modelos cujas equações matemáticas são algébricas, sendo que suas variáveis não possuem representação da dependência temporal e os segundos apresentam equações diferenciais (ou a diferenças), cujas variáveis possuem quantificação da sua dependência em relação ao tempo;
- Discretos ou Contínuos. Quando a representação do modelo é feita através de equações diferenciais, considera-se o modelo ser do tipo contínuo. Em oposição, caso o modelo seja representado por equações de diferenças, ele é do tipo discreto;
- Autônomos ou Não Autônomos. Considera-se um modelo autônomo aquele que não possui sinais de entrada gerais de forma explícita. Caso haja alguma entrada geral,

então é definido como não autônomo;

- **Monovariáveis ou Multivariáveis.** Modelos que possuem mais de uma entrada e/ou mais de uma saída são do tipo multivariáveis. Caso contrário, são monovariáveis;
- **Determinísticos ou Estocásticos.** Modelos determinísticos são aqueles cujas variáveis e parâmetros são tratados como sendo determinísticos; já os estocásticos lidam com as diversas fontes de incerteza inerentes à qualquer sistema real.
- **Paramétricos ou Não Paramétricos.** Modelos paramétricos são aqueles cuja representação possui parâmetros (ou coeficientes). Quando o modelo é representado apenas por gráficos, tais como uma resposta em frequência, é denominado não paramétrico.

Quanto às técnicas de modelagem, há três grupos geralmente representados: modelagem caixa branca, modelagem caixa preta e modelagem caixa cinza [Aguirre, 2007]. A primeira exige um alto grau de conhecimento do sistema em estudo, de forma que seja possível equacionar fielmente suas leis físicas. Porém, na maioria das situações práticas, há impossibilidades de se levantar tais equações, ou às vezes é um trabalho árduo e que demanda bastante tempo ou recursos. O processo de modelagem é conhecido como caixa preta quando não há inserção de algum conhecimento prévio do sistema que se quer modelar. Geralmente se trabalha apenas com conjuntos de dados entradas-saídas. Por fim, a modelagem caixa cinza é um estágio intermediário entre os dois outros grupos de técnicas, ou seja, alguma informação auxiliar, não presente na massa de dados caixa preta, ajuda na obtenção de um bom modelo.

Tanto a modelagem caixa preta quanto a caixa cinza utilizam procedimentos baseados na identificação de sistemas, em que sinais de entrada e de saída são utilizados para se obter um modelo matemático que aproximadamente explique a relação causa e efeito vista nos dados experimentais. Geralmente, famílias de estruturas de modelos são avaliadas, para então se escolher a mais apropriada com base nos resultados.

Uma das finalidades encontradas na literatura para obtenção de modelos de veículos reside na concepção de controladores. No caso específico de modelos da dinâmica longitudinal, eles são utilizados para as tarefas de regulação da velocidade de cruzeiro e/ou espaçamento entre veículos. Obter esse modelo significa encontrar uma representação matemática que englobe todos os componentes da dinâmica longitudinal. Na Figura 2.6 é mostrado um diagrama dos principais elementos que influenciam nessa dinâmica. Uma breve explicação sobre cada um deles é apresentada a seguir:

- **Motor:** é o principal elemento causador do movimento do carro. Ele é capaz de transformar energia química (combustível e oxigênio) em potência mecânica no seu eixo. Sua dinâmica é o comportamento resultante de uma sequência de processos termodinâmicos conhecidos como: admissão, compressão, combustão e escape. Além disso, sofre influência das massas das peças que o compõe, seu atrito interno, velocidade de rotação de seu eixo e assim por diante. A regulação de potência de saída do motor é feita por meio do ângulo de abertura da borboleta (componente que controla a mistura ar-combustível);
- **Conversor de Torque:** é um componente existente em carros com câmbio automático e é responsável por transferir força rotacional proveniente do motor para a caixa de transmissão. O conversor de torque não permite que o motor desligue em situações de parada completa do veículo. Além disso, ele proporciona um torque a mais para as rodas em situações em que a velocidade do motor é superior a velocidade da transmissão. São componentes de um conversor de torque: a bomba, a turbina, o estator e o fluido de acoplamento. O eixo do motor é diretamente ligado à bomba; já a turbina, é ligada à caixa de marchas. O estator é o elemento responsável por direcionar o fluido de acoplamento. O conversor de torque é comumente considerado uma “embreagem hidráulica”. A Figura 2.7 traz um esquema do conversor de torque. Ao pressionar o pedal do acelerador, o motor gira a bomba dentro do conversor de torque. Lâminas fazem o fluido de acoplamento girar no interior da caixa, que por sua vez gira a turbina, conduzindo potência para a caixa de transmissão [Subaru, 2013]. Nesse trabalho apenas é abordado o sistema de câmbio automático, visto que a maior parte dos carros autônomos (inclusive o carro em que se baseia este trabalho) possuem este tipo de câmbio;
- **Caixa de Transmissão ou Caixa de Marchas ou Caixa de Velocidades:** é um conjunto de engrenagens que possuem a função de trabalhar com as relações de torque e velocidade entregue para as rodas, de acordo com a necessidade durante a condução do automóvel. Cada marcha possui um valor de razão de transmissão predefinido;
- **Diferencial:** é o componente formado por um conjunto de engrenagens responsável por distribuir o torque advindo da caixa de transmissão para ambas rodas tracionáveis ligadas a ele;
- **Rodas:** são os componentes que fazem a interface entre o carro e o solo. São pelas rodas tracionáveis que o movimento angular do motor transforma-se em velocidade

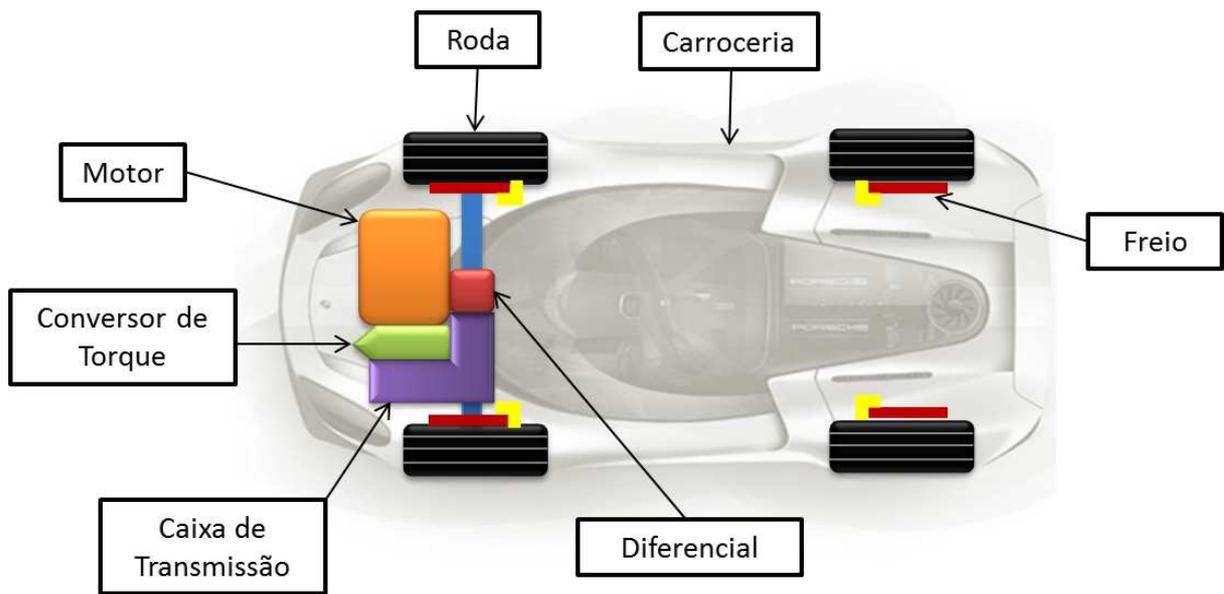


Figura 2.6: Diagrama dos principais componentes da dinâmica longitudinal de um carro com tração dianteira.

linear do carro. Um par de rodas também é responsável pela mudança de direção, porém, essa característica faz parte da dinâmica lateral e, portanto, não será considerada nesse trabalho;

- Freios: são responsáveis por retirar energia cinética do carro, transformando-a em calor, com a finalidade de diminuir a velocidade ou mantê-la constante. São aplicados diretamente às rodas;
- Carroceria: é a estrutura constituída pelo cofre do motor, habitáculo dos passageiros e porta-malas. Em termos de modelagem, a carroceria será considerada nesse texto sendo o veículo como um todo, exceto os componentes do sistema de propulsão (*powertrain*) acima descritos.

Como visto, para encontrar um modelo longitudinal, analisando a dinâmica de cada elemento, não é uma tarefa simples. É necessário um conhecimento aprofundado para extrair equações matemáticas dos componentes. A dinâmica do motor, por exemplo, depende das dinâmicas individuais dos coletores e exaustores de admissão, além das perdas de atrito internas. O motor apresenta comportamento dinâmico não linear e variante no tempo [Kamaruddin e Mat Darus, 2012]. Outro componente crítico na modelagem é o conversor de torque. Para uma boa representação desse componente, exige-se consideráveis conhecimentos em dinâmica de fluidos, levando em conta as condições de funcionamento desse componente.

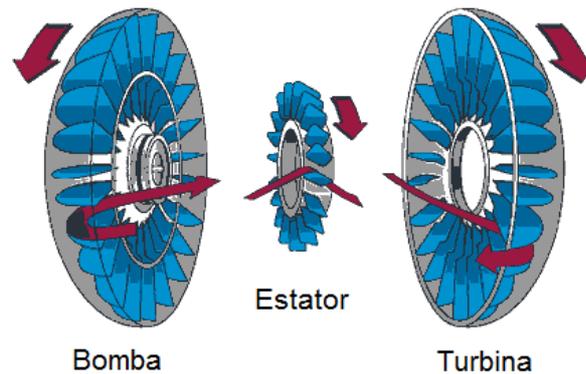


Figura 2.7: Diagrama da composição de um conversor de torque. Adaptado de [Subaru, 2013]

Em [Hunt et al., 1996] encontra-se um exemplo da aplicação das técnicas de modelagem caixa preta para a concepção de um modelo que fosse capaz de representar a dinâmica longitudinal de um caminhão comercial Mercedes-Benz com câmbio automático e totalmente instrumentado. Esse artigo considera o veículo como um sistema não linear, por isso foi necessário criar uma rede de modelos locais lineares baseada em dados experimentais, permitindo assim que fosse considerado todo o comportamento dinâmico. Diversas estruturas foram testadas com dados colhidos experimentalmente, variando tanto a sua ordem, quanto as marchas e posição do pedal de acelerador. Dentre as conclusões, observa-se que a dinâmica dominante é de primeira ordem, porém dinâmicas de segunda ou ordens superiores podem levar a bons resultados. Outra conclusão, já esperada, é que a dinâmica do veículo varia bastante com a posição do pedal do acelerador e com a troca de marchas.

A modelagem caixa branca é utilizada em muitos trabalhos na obtenção de modelos longitudinais de carros, como visto em [Byun et al., 2008], [Ruan et al., 2005] e [Osman et al., 2009]. Porém, para a utilização dessa técnica é necessário que todas as equações do veículo sejam muito bem definidas e seus parâmetros conhecidos. É nesse ponto que reside a maior dificuldade, pois o não conhecimento do sistema a ser modelado (no caso de um carro, há vários sistemas e subsistemas) pode comprometer o desempenho do modelo. Por essa razão, artigos que apresentam tal técnica de modelagem geralmente apresentam longas tabelas de constantes e variáveis como informação prévia (por exemplo, [Nouveliere e Mammar, 2003], [Shakouri e Ordys, 2011] e [Lu e Hedrick, 2003]). Alguns desses valores são de conhecimento específico e restrito apenas às montadoras dos veículos utilizados. Talvez seja esse o motivo pelo que a maioria desses artigos apresentam resultados teóricos, apenas com simulações.

Um exemplo de modelagem caixa cinza é visto em [Thanok e Parnichkul, 2012].

Os autores utilizam uma informação *a priori* de que a dinâmica longitudinal do carro pode ser aproximada por quatro funções de transferência de primeira ordem (uma para cada marcha do câmbio) e seus parâmetros são estimados por mínimos quadrados utilizando dados experimentais. Ensaios foram feitos em primeira marcha, aplicando sinais aleatórios no acelerador e adquirindo dados de velocidade longitudinal. A Figura 7 de [Thanok e Parnichkul, 2012] mostra os gráficos dos dados experimentais utilizados na etapa de identificação. Sinais aleatórios são aplicados ao acelerador, resultando em dados de velocidade do carro. Esse conjunto entrada-saída contém informação da dinâmica longitudinal. Como é um artigo de controle de cruzeiro adaptativo, não são mostrados os resultados de modelagem obtidos. Porém, os autores comentam que foram utilizadas técnicas de controle robusto para compensar as incertezas do modelo.

O processo de modelagem adotado nesta dissertação utiliza a técnica caixa cinza. São notadas algumas semelhanças com [Thanok e Parnichkul, 2012] no que se refere ao estimador utilizado e as constatações de que a dinâmica longitudinal de um automóvel apresenta comportamento não linear e de que é dependente do ponto de operação. Porém, estes trabalhos diferem na forma adotada para a seleção da estrutura de estimação, assim como nos sinais escolhidos para excitar a dinâmica, cujos dados experimentais resultantes são utilizados na etapa de estimação de parâmetros.

2.3 Controle Longitudinal

Realizar controle é algo que todos nós fazemos diariamente. Mesmo procedimentos simples como caminhar ou pegar um objeto envolvem a realização de uma operação controlada. Quando dirigimos um carro, também estamos realizando controle. A Figura 2.8 mostra uma representação da forma humana de controlar a velocidade longitudinal de um carro. Uma pessoa consegue inferir informação do quão veloz o carro está por meio da visão, audição e tato. Além disso, quantitativamente a velocidade é capturada pelo velocímetro do carro. Estas informações de velocidade são processadas no cérebro, que, por sua vez, define a atitude a ser tomada de frear ou acelerar. Estas decisões são baseadas em modelos mentais previamente obtidos do veículo e do ato de dirigir. Para o caso de velocidade longitudinal, as pernas do condutor são consideradas atuadores que agem diretamente na planta (carro). Distúrbios como inclinação, tipo de terreno, atrito dinâmico de deslizamento da direção, dentre outros, são compensados pelo cérebro.

No caso do controle longitudinal realizado por humanos, é importante ter um bom

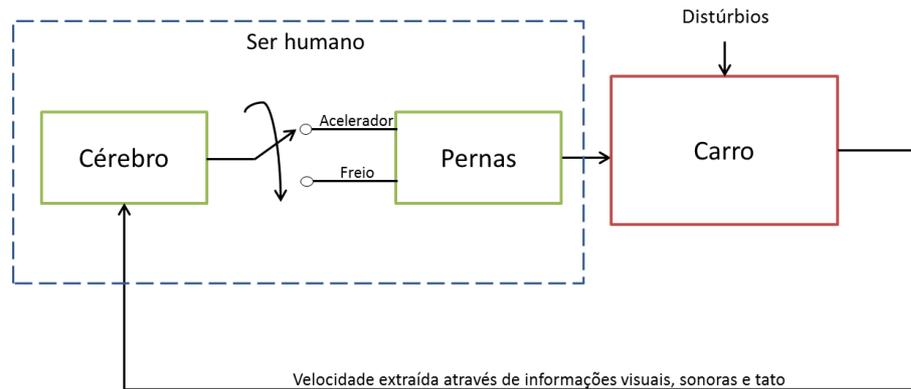


Figura 2.8: Diagrama de blocos que representa a forma humana de controlar a velocidade longitudinal de um carro.

modelo mental. Esse modelo é formado quando se aprende a dirigir, que é a formação da capacidade de processar as informações externas e gerar ações sincronizadas durante a condução. Cada veículo exige um modelo específico, e é por essa razão que sempre há dificuldades quando um motorista tenta dirigir um veículo diferente ao de costume. O tempo da criação de um novo modelo mental depende do nível de experiência do condutor [Aguirre, 2007].

O sistema de controle de veículos é geralmente dividido entre os controladores longitudinal e lateral. O primeiro refere-se ao controle da dinâmica longitudinal do veículo; já o segundo, ao controle envolvendo a sua dinâmica lateral. Segundo [Rajamani, 2012], o termo controle longitudinal diz respeito à regulação tanto da velocidade quanto da aceleração ou distância entre veículos. Para qualquer uma dessas variáveis controladas, é requerido a manipulação de acelerador e freio. Neste trabalho, o controle longitudinal está relacionado com a regulação apenas da velocidade.

Comercialmente, os controladores de velocidade longitudinal são conhecidos como controle de cruzeiro ou piloto automático, tendo como variante, em alguns casos, a função adaptativa (ACC). Em geral, o controle de cruzeiro é funcional apenas em médias e altas velocidades. Porém, há um novo tipo que contempla baixas velocidades, entre 5 e 40 km/h, chamado de “controle de cruzeiro a baixas velocidades” (do inglês, *cruise control at low speeds*) [Nissan, 2011]. Segundo [Nice, 2013], a maior parte dos controladores de cruzeiro comerciais são do tipo PID e funcionam da seguinte forma: o motorista ajusta a velocidade desejada nos botões do volante e ativa-o. A velocidade do carro é lida e comparada com o valor requisitado. O computador responsável pelo controle de cruzeiro atua nas válvulas de admissão do motor de acordo com a ação determinada pelo algoritmo PID. Qualquer intervenção nos pedais de acelerador ou freio desativam o sistema de controle.

Segundo [Khodayari et al., 2010], há basicamente duas formas encontradas na literatura científica para projetar os controladores longitudinais de velocidade para um veículo. Uma se dá através da imitação da forma humana de dirigir, na maioria das vezes utilizando lógica *fuzzy*, como visto em [Chiang et al., 2006], [Cai et al., 2010] e [Yang e Zheng, 2007]. Já a outra forma, que será aquela utilizada no sistema de controle do carro em questão, refere-se ao uso de um modelo da dinâmica do carro, como apresentado em [Girard et al., 2005] e [Liang et al., 2003].

Certas técnicas de controle *fuzzy* utilizam um conjunto de regras e funções de pertinência para representar a forma humana de dirigir. A vantagem da utilização dessas técnicas está na simplicidade de sua concepção, pois é baseada em um conhecimento de fácil assimilação, favorecendo ao controle de tarefas usualmente dominadas por humanos. A desvantagem está na dificuldade de se provar formalmente o seu desempenho já que lida com lógicas intermediárias às convencionais, tornando o controlador não linear.

Os controladores cujas sínteses são baseados em modelos da dinâmica longitudinal possuem a vantagem da utilização de uma base de conhecimento mais rigorosa que permite provar de maneira formal o desempenho do sistema. Porém, possuem algumas desvantagens como exigir uma boa quantidade de parâmetros ou uma base de dados de testes reais que são muitas vezes desconhecidos ou de difícil obtenção. Por esta razão, na maioria das vezes, esses controladores são específicos para cada carro.

Em [Osman et al., 2009] é feita uma comparação entre controladores de velocidade longitudinal do tipo *fuzzy*, PID e realimentação de estados. Além disso, técnicas de ação direta (*feedforward*) foram aplicadas ao controlador PID a fim de comparação de desempenho. Modelos matemáticos não lineares e lineares da dinâmica longitudinal foram obtidos para representar a planta a ser controlada. O modelo completo da dinâmica longitudinal do veículo é mostrado em forma de blocos na Figura 1 de [Osman et al., 2009]. As dinâmicas do *powertrain* e carroceria são ambas representadas por funções de transferência de primeira ordem. Distúrbios de componente gravitacional e atrito de arrasto aerodinâmico também foram contemplados no modelo. Foram realizadas algumas simulações tanto para o modelo completo não linear, quanto para o modelo linear aproximado. Todos os parâmetros de um carro foram tomados como conhecidos. Os autores concluíram que todos os controladores em análise foram capazes de controlar a velocidade longitudinal. No entanto, os resultados das análises mostraram que o controlador deve ser aplicado para o modelo não linear para obter melhores resultados simulados. Além disso, a inserção de ação direta (*feedforward*) melhorou a resposta do controlador PID em situações em que

a planta era submetida à distúrbios.

É visto também na literatura trabalhos que mesclam controle clássico com técnicas *fuzzy*, como em [Pananurak et al., 2009], em que é implementado um ACC, cujo modo de regulação de velocidade longitudinal é feito através de um controlador PD. Já a regulação da distância (componente adaptativa) é realizada utilizando lógica *fuzzy*, tendo como entradas a distância com o veículo precedente e a velocidade relativa. Essas informações são lidas à partir de um sensor à *laser*. O pedal de freio é atuado somente pela lógica *fuzzy* durante o modo de controle da distância. Um método de compensação foi utilizado para eliminar o erro de estado estacionário ocasionado pela falta de uma parcela integradora no controlador de velocidade. A Figura 8 de [Pananurak et al., 2009] ilustra, por meio de um diagrama de blocos, o sistema geral do ACC proposto. Na Figura 17 deste mesmo artigo é apresentado um resultado obtido durante o modo de controle de cruzeiro (sem a parcela adaptativa) com o compensador. É possível observar que, apesar de mesclar as duas técnicas, os dois controladores atuam de forma isolada.

Como já discutido, o controle longitudinal de veículos envolve a aplicação dos pedais de acelerador e freio. Porém, estas são parcelas de atuação excludentes entre si. Isso quer dizer que a aplicação dos freios implica na não atuação do acelerador e vice-versa. Daí surgem alguns problemas de chaveamento entre esses modos de controle, cujas soluções são abordadas em [Shakouri e Ordys, 2011] e [Huang e Ren, 1999]. No primeiro trabalho é utilizado um controlador preditivo para prover o ACC, substituindo a abordagem clássica de separação entre dois controladores independentes para acelerador e freio, que necessitam da especificação de um chaveamento entre eles. Neste sistema há dois laços de controle, sendo que o laço interno é responsável pelo CC e o externo possui a parte adaptativa, compondo o ACC. Essa técnica é avaliada apenas em simulações. Já em [Huang e Ren, 1999] é discutido uma estratégia de chaveamento entre os controladores independentes do acelerador e freio, cujas ações de controle são computadas simultaneamente, resultando em um comportamento mais suave. O modelo não linear utilizado inclui o acelerador e freio, respectivamente, por meio do mapa de um motor previamente conhecido, assim como valores conhecidos de torque de frenagem. Os resultados são apresentados também apenas em forma de simulação computacional.

Em [Nouveliere e Mammar, 2003] é abordada uma implementação experimental de controle longitudinal à baixas velocidades utilizando um controlador de modos deslizantes de segunda ordem como método de controle. O controlador utiliza um modelo não linear baseado nas equações da dinâmica do veículo, cujos parâmetros são conhecidos e

apresentados em uma tabela. O critério de chaveamento entre controle do acelerador ou do freio é feito com base em um valor limiar de aceleração conhecido. Os resultados, tanto simulados quanto experimentais, foram realizados para diversos cenários esperados e de segurança para o funcionamento de um carro inteligente. Os autores consideraram os resultados satisfatórios, fazendo uma comparação com o tempo de reação do motorista em situações críticas.

É interessante observar que a maioria dos trabalhos encontrados que utilizam modelos matemáticos para controlar a dinâmica longitudinal levam em consideração o conhecimento prévio dos parâmetros do veículo em estudo. Essa talvez seja a maior dificuldade deste trabalho de mestrado. Em [Thanok e Parnichkul, 2012] é proposta uma solução para esse problema utilizando técnicas de modelagem caixa cinza, como já mostrado na Seção 2.2. Esse artigo é uma continuação do trabalho anterior de [Panaturak et al., 2009].

Em [Rajamani, 2012] é apresentada uma abordagem mais comercial sobre esse assunto. Há três capítulos dedicados ao controle longitudinal, abordando tanto o controle de cruzeiro clássico quanto o adaptativo e a sua aplicação para comboios de veículos em rodovias inteligentes automatizadas. Estes controladores utilizam um modelo da dinâmica longitudinal anteriormente apresentado em um capítulo dedicado à modelagem matemática dos principais componentes (motor, transmissão, conversor de torque e rodas), além das forças que interferem nessa dinâmica (arrasto aerodinâmico e resistência de rolamento). O controle de cruzeiro sugerido pelo autor em [Rajamani, 2012] é realizado através de um controlador composto por dois níveis: superior e inferior. O nível superior é constituído por uma ação de controle do tipo PI, responsável por calcular o erro de velocidade e determinar a aceleração (em m/s^2) desejada para eliminar esse erro. Já o nível inferior utiliza a informação de aceleração advinda do nível superior e a insere em um modelo inverso da dinâmica longitudinal, que, por sua vez, calcula o torque líquido necessário para atingir a aceleração correspondente. De posse de um mapa que relaciona torque produzido pelo motor com o ângulo de abertura da borboleta, a posição do pedal do acelerador é determinada e aplicada diretamente no carro real. Essa abordagem de controle exige bastante conhecimento do carro, portanto provavelmente só é possível de ser realizada mediante parceria com a montadora do veículo.

Todos os trabalhos apresentados anteriormente são para automóveis, porém também há trabalhos de controle longitudinal para veículos de maior porte. Em geral, o controle longitudinal de veículos pesados é semelhante ao de automóveis, salvo algumas particularidades como modelagem do sistema de turbinas e freio motor. O artigo

de [Lu e Hedrick, 2003] é um exemplo. Nele, é apresentado controle longitudinal para caminhões pesados que utiliza um modelo não linear encontrado por meio da segunda lei de Newton, que posteriormente é linearizado. A modelagem do motor é feita por um mapa estático que utiliza como parâmetros de entrada a rotação do motor, pressão do turbo, torque de saída e razão da mistura de combustível. O freio é modelado especificamente para a categoria de caminhões pesados, onde a parcela de freio motor é amplamente significativa. O sistema de controle foi dividido entre dois tipos de controladores, sendo um superior, que utiliza a técnica de controle por modos deslizantes (*slide mode control*), e o outro controlador chamado de inferior. O superior calcula a velocidade desejada e o torque requerido para atingir essa velocidade e o inferior define o ângulo de abertura da borboleta com base no torque calculado pelo controlador superior. Os resultados experimentais mostraram sucesso no controle do acelerador, porém o controle do freio mostrou-se bastante complexo e os autores julgaram ser necessário a realização de ajustes.

Um outro exemplo de controle longitudinal aplicado à veículos de maior porte é visto em [Byun et al., 2008], onde é apresentado um controlador longitudinal para um ônibus articulado utilizando *sliding mode control*. O modelo utilizado para a concepção do controlador foi simplificado para permitir a aplicação em tempo real e seus parâmetros dados como conhecidos. Para comprovar a eficácia do método, foram simuladas algumas situações, comparando o controlador proposto com um controlador PI. Os autores concluíram que foi observado um melhor desempenho do controlador proposto em relação ao PI.

Por fim, a revisão de literatura buscou abordar os conceitos, desafios e possíveis soluções que envolvem este trabalho. Esta dissertação de mestrado faz uma seleção dentro do conjunto de possibilidades vistas na bibliografia em questão. No restante deste trabalho será apresentado o desenvolvimento de um controlador baseado no modelo matemático da dinâmica longitudinal. A modelagem do tipo caixa cinza apresentada neste capítulo foi escolhida para obter um conjunto de modelos lineares específicos para cada ponto de operação do motor. O modelo geral resultante é utilizado na concepção do controlador como forma de compensar as não linearidades da dinâmica do carro, sendo estas resultado das características não lineares dos componentes do *powertrain*. Além disso, o uso de uma ação PI clássica relacionada ao erro de velocidade é proposto com o objetivo de amenizar as diversas perturbações que acometem a planta. A atuação do freio é realizada mediante uma lógica de chaveamento e uma forma de compensar as trocas de marchas é proposta. No capítulo seguinte serão apresentados os passos metodológicos adotados.

3 Metodologia

Como visto no Capítulo 2, há basicamente duas formas de realizar o controle longitudinal de um veículo, sendo que uma delas utiliza um modelo matemático da sua dinâmica juntamente com a aplicação de técnicas de controle. Neste trabalho é proposta a concepção de um controlador desse tipo. Portanto, há a necessidade de se obter um modelo, cujo comportamento se aproxima da dinâmica do carro.

Este capítulo apresenta os passos metodológicos utilizados para a obtenção de um modelo que represente a dinâmica longitudinal do Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG (Seção 3.1) e também a metodologia de concepção do controlador de velocidade (Seção 3.2), baseado no modelo obtido.

O conteúdo específico de modelagem dessa dissertação de mestrado, que inclui partes da metodologia, resultados e conclusões resultaram no artigo com o título de “Identificação do Modelo Dinâmico Longitudinal de um Carro Autônomo”, que foi publicado e apresentado no XIX Congresso Brasileiro de Automática (2012), em Campina Grande - PB [Dias et al., 2012].

3.1 Modelagem Longitudinal

3.1.1 Equacionamento do modelo

Como visto em [Osman et al., 2009], de uma forma geral, a dinâmica longitudinal de um carro comercial pode ser descrita pela segunda lei de Newton (princípio fundamental da dinâmica). A força inercial aplicada ao carro é igual ao somatório das forças: de resistência viscosa dos componentes do sistema de transmissão (\vec{F}_{visc}); de arrasto aerodinâmico (\vec{F}_{aero}); de frenagem (\vec{F}_{freio}); da componente gravitacional de inclinação (\vec{F}_{grav}); e a força exercida pelo motor às rodas tracionáveis através do sistema de transmissão

(\vec{F}_{motor}). Assim, tem-se a seguinte equação geral:

$$\frac{d}{dt}(M\vec{v}) = \vec{F}_{visc} + \vec{F}_{aero} + \vec{F}_{freio} + \vec{F}_{grav} + \vec{F}_{motor}, \quad (3.1)$$

onde M representa a massa total do veículo e \vec{v} a sua velocidade longitudinal. Na Figura 3.1 é mostrado o diagrama de corpo livre referente à Equação (3.1).

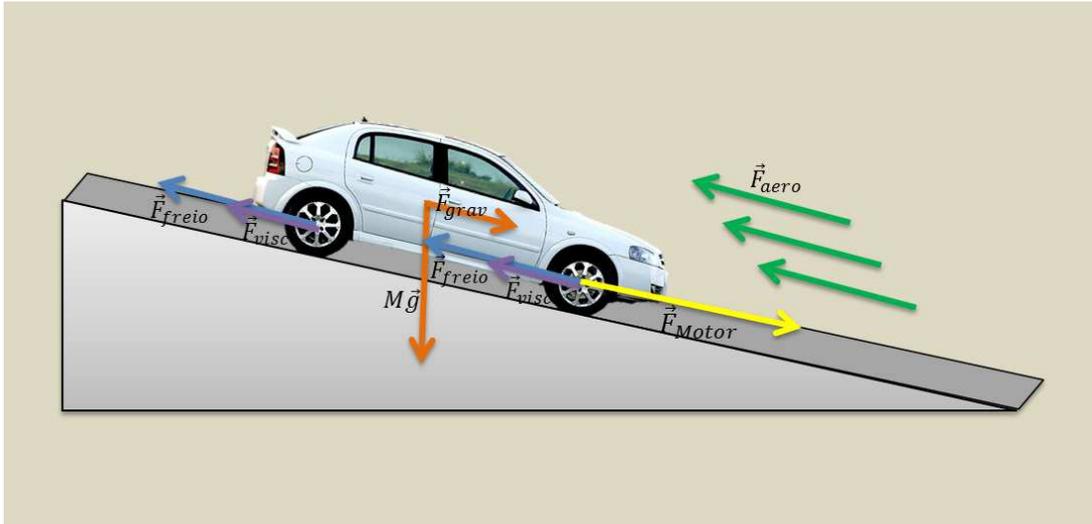


Figura 3.1: Diagrama de forças longitudinais que agem no plano inclinado em um carro

Para qualquer situação do veículo se deslocando pelo eixo longitudinal, as parcelas de forças da Equação (3.1) \vec{F}_{visc} , \vec{F}_{aero} e \vec{F}_{freio} serão sempre opostas ao movimento, portanto, possuem sinal negativo. Já as forças \vec{F}_{grav} e \vec{F}_{motor} podem inserir ou retirar energia cinética do carro, dependendo da inclinação do terreno e modo de operação do motor, respectivamente.

Iniciando pela situação mais simples, considera-se a circunstância em que o carro movimenta-se num plano horizontal, sem aplicação do freio e em baixas velocidades. Nestas condições, as parcelas de força, \vec{F}_{grav} , \vec{F}_{freio} e \vec{F}_{aero} podem ser consideradas desprezíveis na Equação (3.1).

A força \vec{F}_{motor} da Equação (3.1), que representa a principal força determinante do movimento, é causada pelo motor e é transferida ao carro pelo sistema de transmissão. Como discutido no Capítulo 2, há uma dificuldade em se modelar tais elementos, pois estes apresentam comportamentos não lineares. Além do mais, a maioria dos veículos produzidos nas últimas décadas são dotados de uma central eletrônica (ou centralina) que, além de comandar a injeção eletrônica, praticamente comanda todos os dispositivos eletromecânicos presentes. Como neste trabalho não há intervenções nesta central, torna-se impossível prever quando mecanismos são eventualmente acoplados a este sistema,

modificando substancialmente o modelo em estudo (por exemplo, condicionador de ar, direção hidráulica, servofreio e arrefecedor). Assim, descrever todas as equações físicas que representem a composição desta parcela de força é uma tarefa de alta complexidade.

Diante dessas dificuldades, é adotado uma saída proposta por [Osman et al., 2009], que consiste em representar o conjunto motor-transmissão por um sistema linear de primeira ordem com constante de tempo T , ganho K e atraso no tempo τ , com saturação de entrada, onde o valor mínimo é o nível de acelerador de ponto morto e o valor máximo é um valor de segurança estabelecido pelo sistema de carburação ou injeção eletrônica.

Assim, colocando a Equação (3.1) no domínio da frequência, através da aplicação da transformada de Laplace, na situação anteriormente abordada (movimento num plano horizontal, sem o acionamento do freio e em baixas velocidades), pode-se representar a dinâmica longitudinal do carro pelo diagrama de blocos mostrado na Figura 3.2. A parcela de força (\vec{F}_{visc}) é tratada como um caso de atrito viscoso das peças internas, sendo esta força proporcional à velocidade longitudinal, com constante de proporcionalidade de atrito viscoso B .

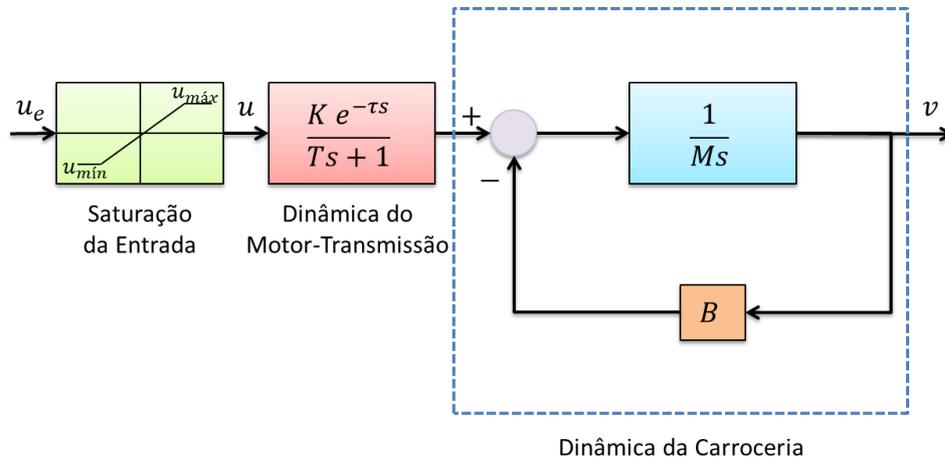


Figura 3.2: Diagrama de blocos do sistema dinâmico. As entradas u_e e u representam o nível de acelerador, respectivamente, antes e após a saturação realizada pela central de comando do motor. A velocidade resultante é designada por \vec{v} .

Calculando a função de transferência resultante do diagrama de blocos mostrado na Figura 3.2, tendo como entrada de acelerador u e saída de velocidade \vec{v} , obtém-se

$$G(s) = \frac{V(s)}{U(s)} = \frac{\frac{K}{MT} e^{-\tau s}}{(s + \frac{1}{T})(s + \frac{B}{M})}. \quad (3.2)$$

A Equação (3.2) representa a dinâmica do carro em tempo contínuo. Para utilizar este modelo em aplicações computacionais é necessário discretizá-lo. A discretização é

feita por meio da aplicação da transformada Z, mediante a inserção de um segurador de ordem zero (ZOH) [Phillips e Nagle, 1995].

Assim, uma transformação direta do modelo contínuo para o discreto pode ser obtida por:

$$G(z) = (1 - z^{-1})\mathcal{Z} \left\{ \frac{G(s)}{s} \right\}, \quad (3.3)$$

sendo $G(z)$ a função de transferência discreta, z^{-1} o operador de atraso e $\mathcal{Z} \{ \cdot \}$ o operador transformada Z.

Com a aplicação do ZOH, tanto a entrada quanto a saída são amostrados simultaneamente a cada intervalo de tempo fixo T_a . Por esta razão, os efeitos causados pela variação da entrada só podem ser observados na saída a partir da próxima amostra.

O desenvolvimento da Equação (3.3), considerando $G(s)$ descrito na Equação (3.2), resulta em:

$$G(z) = \frac{V(z)}{U(z)} = \frac{\alpha + \beta z^{-1}}{1 + \gamma z^{-1} + \sigma z^{-2}} z^{-\frac{\tau}{T_a}}, \quad (3.4)$$

sendo que neste trabalho foi definido que a razão $\frac{\tau}{T_a}$ seria tomada como um número inteiro e cujos parâmetros α , β , γ e σ são dados, respectivamente, por:

$$\begin{aligned} \alpha &= K \left[\frac{\gamma(BT - M) + (e^{-\frac{BT_a}{M}} - 1)TB + M(e^{-\frac{T_a}{T}} - 1)}{B(BT - M)} \right], \\ \beta &= K \left[\frac{\sigma(BT - M) - e^{-\frac{BT_a}{M}}TB - e^{-\frac{T_a}{T}}M}{B(BT - M)} \right], \\ \gamma &= -(e^{-\frac{T_a}{T}} + e^{-\frac{BT_a}{M}}) \quad \text{e} \\ \sigma &= e^{-[\frac{T_a}{T} + \frac{BT_a}{M}]}. \end{aligned}$$

A expressão encontrada para $G(z)$ apresenta parâmetros desconhecidos e de difícil obtenção (K, T, B, M e τ), uma vez que estes dependeriam de ensaios individuais do motor, transmissão e carroceria. Além do mais, como mencionado anteriormente, é sabido que o carro possui uma dinâmica não linear e que estes parâmetros podem apresentar variações de acordo com o ponto de operação. Neste trabalho, com o intuito de evitar algumas destas dificuldades, técnicas de identificação de sistemas são utilizadas para encontrar os parâmetros da estrutura determinada pela física do processo, caracterizando assim numa modelagem caixa cinza, conforme visto no Capítulo 2.

3.1.2 Identificação do modelo

A Equação (3.4) representa um modelo discreto para o sistema dinâmico na forma de função de transferência. Porém, para aplicações em identificação, existem algumas representações matemáticas que se mostram ser mais adequadas. Neste trabalho optou-se por representar a Equação (3.4) como um modelo autoregressivo com entradas exógenas (ARX). Uma representação para um modelo ARX é dada por

$$A(q)y(k) = B(q)u(k) + w(k), \quad (3.5)$$

sendo $y(k)$, $u(k)$ e $w(k)$, respectivamente, a saída, a entrada e o ruído branco para um dado instante de tempo k . $A(q)$ e $B(q)$ são polinômios do tipo

$$\begin{aligned} A(q) &= 1 - a_1q^{-1} - \dots - a_{n_y}q^{-n_y}, \\ B(q) &= b_1q^{-1} + \dots + b_{n_u}q^{-n_u}, \end{aligned}$$

onde q^{-1} é o operador de atraso. Os coeficientes a_1, a_2, \dots, a_{n_y} e b_1, b_2, \dots, b_{n_u} são os parâmetros relacionados aos atrasos da saída e entrada, respectivamente.

As equações (3.4) e (3.5) relacionam-se entre si pelo fato de que o operador de atraso (q^{-1}) é obtido diretamente da transformada unilateral Z da resposta ao impulso do processo por $q^{-1} = z^{-1}$ [Aguirre, 2007]. Assim, é possível transformar o modelo da Equação (3.4) diretamente em um modelo ARX:

$$y(k) = a_1y(k-1) + a_2y(k-2) + b_1u\left(k - \frac{\tau}{T_a}\right) + b_2u\left(k - \frac{\tau}{T_a} - 1\right) + e(k), \quad (3.6)$$

sendo $a_1 = -\gamma$, $a_2 = -\sigma$, $b_1 = \alpha$ e $b_2 = \beta$.

A estimação dos parâmetros da Equação (3.6) é realizada pelo Método dos Mínimos Quadrados, considerando a minimização do erro quadrático médio de predição de um passo à frente. Para isso, o modelo deve ser expresso na forma

$$y(k) = \psi^T(k-1)\hat{\theta} + \xi(k), \quad (3.7)$$

onde $\psi^T(k-1)$ é o vetor de regressores de saída e entrada tomados até o instante $k-1$ e $\hat{\theta}$ é o vetor de parâmetros estimados no instante k , cujos elementos correspondem a cada regressor. $\xi(k)$ representa o resíduo de estimação entre os dados medidos $y(k)$ e estimados $\hat{y}(k)$.

Quando aplicado a uma massa de dados, a Equação (3.7) assume a seguinte forma

matricial

$$Y = \Psi\hat{\theta} + \Xi, \quad (3.8)$$

sendo Y o vetor de saída medido, Ψ a matriz de regressores e Ξ o vetor de resíduos, para todos os instantes k . O vetor de parâmetros $\hat{\theta}$ é obtido através da solução mínima em norma:

$$\hat{\theta}_{MQ} = [\Psi^T\Psi]^{-1} \Psi^TY. \quad (3.9)$$

Os dados utilizados para a estimação de parâmetros são adquiridos por meio de testes dinâmicos com o veículo, cuja metodologia será mostrada a seguir.

3.1.3 Procedimentos para os testes dinâmicos e aquisição de dados

A qualidade dos parâmetros estimados no processo de identificação depende do grau de excitação que o sistema dinâmico foi submetido durante a aquisição de dados. Quanto maior o grau de excitação dos sinais de entrada, mais confiáveis são os valores encontrados para os parâmetros. Diante deste fato, são escolhidos como entrada dos testes dinâmicos Sinais Binários Pseudo Aleatórios (PRBS, do inglês, *Pseudo Random Binary Signals*). Estes sinais são definidos através de seus parâmetros: número de *bits* (n), níveis mínimo ($-V$) e máximo ($+V$) e tempo mínimo de mudança de nível (T_b). O parâmetro T_b é definido com o auxílio de uma resposta do sistema à entrada degrau. Segundo [Aguirre, 2007], bons resultados são obtidos quando T_b é escolhido com valores entre um décimo e um terço da menor constante de tempo do sistema (T_{min}). Um exemplo de PRBS pode ser visto na Figura 3.3.

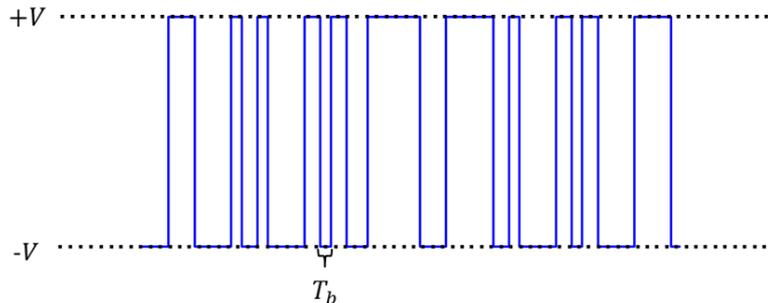


Figura 3.3: Exemplo de um Sinal Binário Pseudo Aleatório (PRBS) e seus parâmetros de configuração.

Sendo o CADU o sistema dinâmico em estudo nesta dissertação, aplicam-se sinais PRBS na sua entrada, que é o nível de pedal de acelerador (relacionado com a abertura

da borboleta), e captura-se como saída a velocidade registrada em m/s por meio de um sensor de velocidade do tipo encoder instalado em umas das rodas traseiras. A marcha deve ser mantida constante para garantir uma relação de transmissão fixa. Este processo é realizado utilizando a rede de tempo real do veículo [Arruda et al., 2011]. Ao fim dos testes, os dados são disponibilizados em arquivos contendo a evolução temporal da saída dos sensores e as entradas dos atuadores.

Esses dados são utilizados apenas na etapa de estimação de parâmetros. Para a validação do modelo, novos testes, similares à condição de operação normal do veículo, são realizados.

No Capítulo 4 (Resultados Experimentais) são apresentados os conjuntos de dados entrada-saída capturados em ensaios e, a partir deles, são encontrados os parâmetros α , β , γ e σ por meio da Equação(3.9).

3.1.4 Sistema de frenagem

Em relação à modelagem do freio, há impossibilidade da obtenção de um modelo dinâmico utilizando as técnicas mostradas nas seções anteriores, pois a aplicação do pedal de freio por meio de PRBS levaria o veículo à situações de imobilidade, devido à saturação inferior da velocidade (o carro não se movimenta de ré quando o freio é mantido pressionado). Além do mais, é sabido que sua dinâmica é dependente de condições físicas como temperatura e atrito, que são características variantes no tempo e não lineares, respectivamente. A solução proposta neste trabalho foi simplificar seu modelo, relacionando cada intensidade de aplicação do pedal de freio com sua respectiva desaceleração longitudinal média.

Alguns ensaios de resposta ao degrau para as posições do freio permitem encontrar um conjunto dessas desacelerações médias. O procedimento experimental consiste em manter o veículo em movimento retilíneo no plano, com aceleração aproximadamente nula e, a partir de um dado instante, o pedal de freio é acionado com um valor constante até que o veículo encontre-se novamente em situação de aceleração nula. A análise das curvas de velocidade resultantes permite a extração dos valores de desacelerações médias correspondentes.

Previu-se que os ensaios realizados fossem distribuídos em consonância com a faixa de trabalho do atuador responsável pelo acionamento do pedal. Portanto, os ensaios devem partir da posição do atuador em que há iminência de pressionamento do freio até o seu

valor máximo permitido.

De posse do conjunto de pontos obtidos experimentalmente, usando um método de interpolação foi possível estender a abrangência do modelo para todas as posições de freio possíveis. Uma tabela estática (*lookup table*) pode ser gerada a partir destes pontos interpolados, consistindo, por fim, no modelo do freio. Os resultados desse método serão vistos no Capítulo 4.

3.1.5 Trocas de marchas

O carro utilizado nesse trabalho não permite a fixação das marchas 2, 3 e 4 durante o movimento, portanto um modelo que contemple as trocas de marchas não pode ser obtido apenas utilizando a metodologia dos testes apresentados na Subseção 3.1.3. Porém, como visto no Capítulo 2, a caixa de transmissão altera a relação de velocidade entre o motor e as rodas através de razões definidas. Então, exceto durante o rápido tempo de ação do conversor de torque, a troca de marcha pode ser simplificada como um chaveamento de ganho da força aplicada nas rodas. Na Subseção 3.1.1 foi feita a consideração de que o conjunto motor-transmissão pode ter a sua dinâmica representada por um sistema de primeira ordem com constante de tempo T , ganho K e atraso no tempo τ (veja na Figura 3.2). A informação da relação de transmissão está contida no parâmetro K , que por sua vez está inserido nos parâmetros condensados α e β do modelo discreto (Equação (3.4)).

A forma sugerida neste trabalho para obter os modelos aproximados referentes às marchas 2, 3 e 4 consiste em multiplicar o ganho K do conjunto motor-transmissão por RTn , sendo este definido nesse trabalho como a razão entre as relações de transmissão rodas-motor da marcha conhecida n (1, 2, 3 e 4) e da primeira marcha,

$$RTn = \frac{Rn_{\text{rodas motor}}}{R1_{\text{rodas motor}}}, \quad (3.10)$$

sendo $R1_{\text{rodas motor}}$ a relação de transmissão entre rodas e motor correspondente à primeira marcha. Por exemplo, $RT4$ corresponde à razão entre a relação da quarta marcha com a primeira e, conseqüentemente, $RT1$ possui valor unitário. A seguir é mostrado o método de cálculo da relação de transmissão rodas-motor para qualquer marcha escolhida.

No Capítulo 2 foi mostrada uma visão geral do *powertrain* do carro. A força gerada pelo motor é propagada para às rodas por meio dos elementos da transmissão, que possuem relações de transferência de velocidade, tais como do conversor de torque $R_{\text{conv. torque}}$, da

caixa de transmissão $R_{caixa\ trans.}$ e do diferencial $R_{diferencial}$ (Veja a Figura 3.4). A relação de transmissão entre rodas e motor Rn_{motor}^{rodas} está ligada com a razão entre as suas velocidades angulares (ω_{rodas} e ω_{motor} , respectivamente) e é resultante da multiplicação entre as relações individuais dos componentes do *powertrain*,

$$Rn_{motor}^{rodas} = \frac{\omega_{rodas}}{\omega_{motor}} = R_{conv.\ torque} \times R_{caixa\ trans.} \times R_{diferencial}. \quad (3.11)$$

O conversor de torque possui relação de transmissão variável, porém, acima das velocidades de marcha lenta e em situações de baixas acelerações longitudinais, a razão entre as velocidades da turbina e da bomba é geralmente superior a 0,9, pois o conversor de torque encontra-se em estado considerado bloqueado. Assim, considerar $R_{conv.\ torque}$ com valor unitário parece ser uma aproximação sensata.

A relação de transmissão do diferencial ($R_{diferencial}$) é fixa e pode ser obtida pela tabela de dados do carro. A relação de transmissão da caixa de velocidades varia com a marcha selecionada, tendo cinco valores definidos (1^a, 2^a, 3^a, 4^a e Ré), também presentes na tabela de dados. Neste trabalho assume-se eficiência mecânica unitária para cada componente do sistema de transmissão. Na Seção 4.1 será mostrada a tabela referente ao CADU.

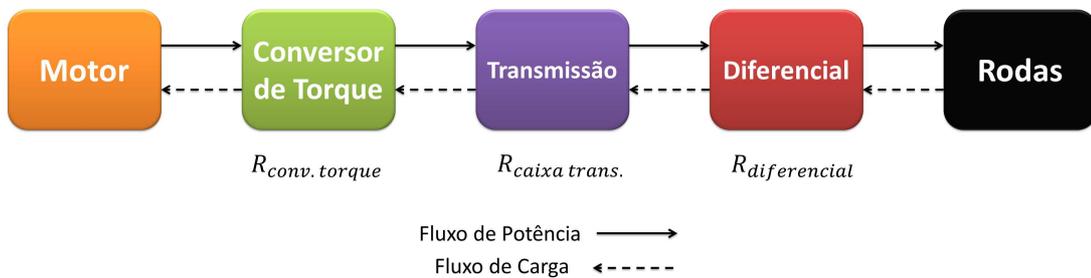


Figura 3.4: Diagrama da relação de transmissão entre motor e rodas. Adaptado de [Rajamani, 2012].

A Equação (3.11) mostra que é possível obter a relação de transmissão rodas-motor para qualquer marcha (Rn_{motor}^{rodas}) por meio do conhecimento das relações individuais dos componentes da transmissão extraídos pela tabela de dados do carro. Pelo método sugerido no início desta seção, são obtidos modelos individuais para cada marcha. Porém, não há como saber qual marcha está ativa em um determinado instante de funcionamento do carro, já que neste trabalho não há qualquer intervenção na Unidade de Controle do Motor (ECU). A solução é estimar a relação de transmissão instantânea, calculada pela razão das velocidades angulares da roda e do motor, conforme também apresentado na Equação (3.11).

Substituindo a parcela da relação de transmissão instantânea da Equação (3.11) na Equação (3.10), obtém-se uma nova equação de estimação de RTn , sendo,

$$RTn = \frac{\frac{\omega_{rodas}}{\omega_{motor}}}{R1_{rodas}^{motor}}. \quad (3.12)$$

O valor de $R1_{rodas}^{motor}$ pode ser encontrado experimentalmente pela razão $\frac{\omega_{rodas}}{\omega_{motor}}$ ou pela folha de dados do CADU através dos valores das relações individuais dos componentes da transmissão. É escolhido $Rn_{motor}^{rodas} = \frac{\omega_{rodas}}{\omega_{motor}}$, ao invés de $Rn_{rodas}^{motor} = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{rodas}}$, para evitar singularidade nas situações em que a velocidade das rodas é nula.

Devem ser atribuídas saturações inferiores e superiores para $\frac{\omega_{rodas}}{\omega_{motor}}$, correspondentes a primeira marcha e quarta marcha, respectivamente, com o intuito de evitar estimações errôneas causadas por efeitos do conversor de torque e situações de parada.

No Capítulo 4 é validado este método de estimação da relação de transmissão instantânea com base em experimentos envolvendo as trocas de marchas, comparando os valores obtidos com os valores das relações de transmissão obtidos pela folha de dados do CADU.

Por fim, são obtidos modelos instantâneos para todas as marchas, através da multiplicação de RTn aos parâmetros condensados α e β .

A Seção 3.2 dá prosseguimento a metodologia, porém com a concepção do controlador, tendo como base o modelo descrito nesse capítulo.

3.2 Controle de Velocidade

Como visto no Capítulo 2, há várias formas possíveis de se projetar controladores longitudinais. A metodologia adotada nessa dissertação não envolve as técnicas de apenas um trabalho específico abordado no Capítulo 2. A opção seguida consiste na análise de todas as técnicas vistas e a escolha daquelas que melhor se adequam à realidade do Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG, no qual se baseia esse trabalho.

A Seção 3.1 exibiu a metodologia proposta para obter um modelo que represente a dinâmica longitudinal do CADU. Nesta seção é proposta uma forma de realizar controle longitudinal baseado no modelo adquirido, cujo objetivo final é regular a velocidade do carro nas diversas situações em que ele é submetido. Conforme analogia vista na Seção 2.3, o controlador longitudinal em um veículo autônomo deve substituir as funções do operador (motorista) no que diz respeito às atuações nos pedais de acelerador e freio. Para isso, ao invés de um modelo mental, nessa situação temos um modelo matemático.

3.2.1 Estratégia de controle

Baseado em [de Campos e Teixeira, 2010], para o projeto de um controlador deve-se buscar uma estrutura de controle que minimize o erro em função das perturbações que o processo possa vir a sofrer. Além disso, é esperado que a resposta de controle seja suave, com poucas oscilações, evitando regiões inseguras de operação. É importante também que o controlador concebido leve em consideração as limitações de implantação. Não adianta arquitetar técnicas de controle avançadas, sendo que não é possível aplicá-las. Por fim, o desempenho desejado deve ser claramente definido, considerando as restrições do sistema a ser controlado. Por exemplo, exigir que o CADU atinja a velocidade de 100 km/h em 5 segundos, partindo do repouso e de forma suave, é claramente impossível.

A ideia deste trabalho é projetar um controlador que regule a velocidade em ambientes urbanos. Portanto, deve contemplar as baixas velocidades, inclusive as situações de imobilidade. Não é possível utilizar um controle de cruzeiro comercial para este fim, pois a grande maioria dos controladores de velocidade longitudinal comerciais contemplam apenas velocidades de referência médias ou altas (geralmente acima de 40 km/h), conforme abordado na Seção 2.3.

Considerando que a finalidade do controlador concebido neste trabalho é ser aplicado a um carro autônomo, que é um tipo de robô móvel, algumas precauções também devem ser tomadas com relação à sua interação com o ambiente em que ele está inserido. Objetiva-se que o carro autônomo seja capaz de transportar pessoas em segurança, evitando situações que possam causar medo aos passageiros, outros motoristas e pedestres. Segundo [Christensen e Pacchierotti, 2005], em situações em que há interação entre robôs e humanos, as leis de controle devem gerar movimentos que sejam socialmente aceitáveis. Portanto, o projeto do controlador longitudinal deve conter estruturas que impeçam arrancadas e freadas bruscas.

Em todo projeto de controlador há algumas definições básicas à respeito dos componentes do sistema de controle. Para esse trabalho são determinadas as seguintes terminologias e suas correspondências:

- Variável controlada: a velocidade longitudinal do carro;
- Variáveis manipuladas: níveis de acelerador e de freio;
- Planta: dinâmica longitudinal do Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG (CADU);

- Distúrbios: todos os eventos que tendem a afetar de maneira adversa o controle da variável de interesse, quer seja os gerados internamente no carro ou externamente pelo meio onde ele trafega.

A estratégia de controle escolhida é utilizar um controlador que contenha um algoritmo do tipo PID. Esse algoritmo e suas derivações (PI, PD, etc) são bastante utilizados no mundo, tendo como característica principal a sua simplicidade de concepção. São citadas como vantagens desse tipo de controlador, conforme [de Campos e Teixeira, 2010]:

- Bom desempenho na maioria dos processos;
- Estrutura versátil;
- Pouca quantidade de parâmetros a serem sintonizados ou ajustados;
- Fácil associação entre os parâmetros de sintonia e o desempenho.

A equação da ação de controle PID no domínio contínuo $v^*(t)$, segundo [Ogata, 1993] é dada por

$$v^*(t) = K_p e(t) + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(\phi) d\phi, \quad (3.13)$$

cuja função de transferência resultante da aplicação da transformada de Laplace que relaciona a ação de controle com o erro $e(t)$ é dada por

$$D(s) = \frac{V^*(s)}{E(s)} = K_p \left(1 + T_d s + \frac{1}{T_i s} \right), \quad (3.14)$$

sendo K_p o ganho proporcional, T_d e T_i representam, respectivamente, os tempos derivativo e integral. As condições iniciais foram assumidas nulas.

Porém, como este trabalho visa aplicar este controlador em ambiente computacional, é necessário discretizá-lo utilizando a transformada Z. A representação da Equação (3.14) em domínio discreto, conforme [Franklin et al., 1990], é

$$D(z) = \frac{V^*(z)}{E(z)} = K_p \left(1 + \frac{T_a z}{T_i(z-1)} + \frac{T_d(z-1)}{T_a z} \right). \quad (3.15)$$

A ação proporcional ajusta a velocidade de acordo com o módulo e o sinal do erro em relação ao valor desejado. Quanto maior o ganho dessa parcela, o tempo de subida da variável controlada tenderá a ser menor, porém, se mal definido, poderá causar instabilidade, fazendo com que o carro tenha comportamento de aceleração e desaceleração, sendo incapaz de atingir o valor desejado. Um controlador com apenas essa parcela costuma ter

deficiências em manter a referência, resultando em erro no regime estacionário, caso não exista no próprio processo um efeito integrativo natural.

A inserção da parcela integral no controlador puramente proporcional traz o benefício de eliminar o erro em regime permanente. Entretanto, quando aplicado à sistemas que possuem limitações físicas na forma de saturações das variáveis manipuladas, podem sofrer um efeito conhecido como *windup*. É interessante observar na Figura 3.2 (Subseção 3.1.1) que há um saturador na entrada do acelerador. Esta saturação é definida na própria ECU do carro, sendo primordial para impedir o desligamento do motor. A solução foi utilizar algum método *anti-windup*.

Por fim, a adição do termo derivativo proporciona ao controlador uma ação antecipatória quando aplicado a processos lentos, evitando oscilações. Porém, possíveis ruídos presentes no sinal de velocidade vindo do sensor são amplificados e podem causar variações bruscas na saída controlada e instabilidade. Devido a estas observações, foi optou-se neste trabalho o uso do algoritmo Proporcional e Integrativo (PI) apenas, não possuindo, portanto, a ação derivativa. É esperado que o custo-benefício dessa parcela seja desfavorável, não sendo viável a inserção da mesma. Além disso, a não utilização da ação derivativa facilita o ajuste dos parâmetros do algoritmo de controle. Uma forma possível de inserir a parcela derivativa sem estes efeitos indesejados seria através de uma configuração com ação derivativa apenas para a saída, mas que não foi explorada neste trabalho.

A sintonia da ação PI foi realizada manualmente, por tentativa e erro, com base no quadro que relata os efeitos do acréscimo de cada parâmetro do controlador [Zhong, 2006] e que está mostrado na Tabela 3.1, sendo $K_i = \frac{K_p T_a}{T_i}$.

Tabela 3.1: Efeito causado pelo acréscimo isolado dos parâmetros K_p e K_i , durante a sintonia do controlador.

Parâmetro	Tempo de subida	<i>Overshoot</i>	Tempo de acomodação	<i>Erro em estado estacionário</i>
K_p	Diminui	Aumenta	Pequena mudança	Diminui
K_i	Diminui	Aumenta	Aumenta	Elimina

Na sintonia, busca-se valores para os parâmetros K_p e K_i de forma que o comportamento da velocidade não apresente sobressaltos em relação à referência, sendo preferencial respostas sobreamortecidas, limitadas pela região crítica de amortecimento.

O modelo da dinâmica longitudinal obtido, conforme a metodologia presente na Seção 3.1, tem como entradas os níveis de acelerador e de freio; e a saída é a velocidade

longitudinal. As entradas do modelo são justamente as variáveis manipuladas pelas ações de controle, ou seja, as saídas do bloco controlador. Nesse trabalho é proposta a utilização do modelo inverso ao obtido na Seção 3.1, sendo assim o controlador composto pela estratégia PI e modelo inverso da planta. Essa técnica é semelhante à utilizada no “Controle por Torque Computado”, comumente aplicada ao controle de manipuladores robóticos, como visto em [Craig, 1989].

O objetivo de se utilizar o modelo inverso é o de compensar as não linearidades da dinâmica longitudinal do carro, resultado dos comportamentos não lineares do motor e da transmissão, tornando-a aproximadamente linear. O bloco PI é responsável por rejeitar as perturbações causadas pelas mudanças na inclinação do terreno, pela componente longitudinal da força de esterçamento, pelos mecanismos internos que são eventualmente acoplados ao motor, além de corrigir possíveis erros de velocidade. Uma ilustração da estratégia de controle adotada neste trabalho é vista na Figura 3.5. Esta estratégia é parecida com as abordadas nos trabalhos [Rajamani, 2012] e [Lu e Hedrick, 2003], discutidos no Capítulo 2.

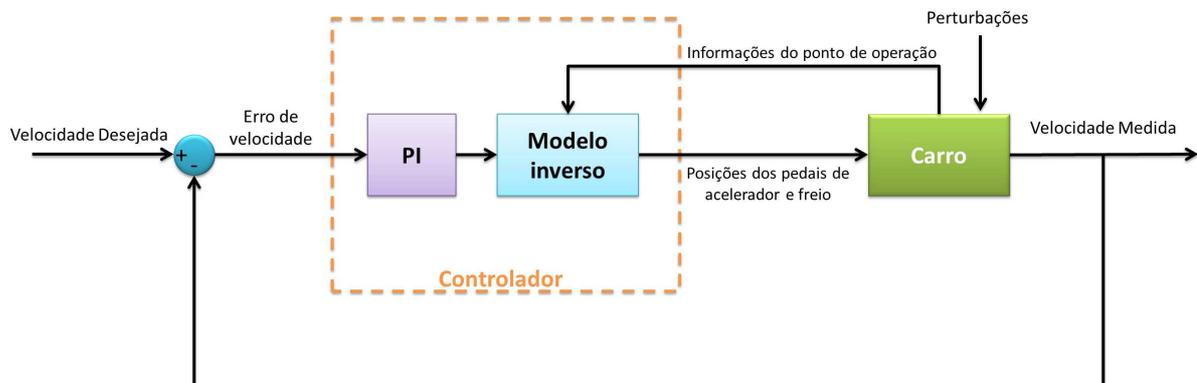


Figura 3.5: Ilustração da estratégia de controle.

As informações do ponto de operação que partem do carro para o bloco do modelo inverso (Figura 3.5) referem-se a variáveis medidas relacionados ao funcionamento do carro, que podem ser: as velocidades longitudinal e de rotação do motor, inclinação do terreno, posições dos pedais de acelerador e freio, ângulo de esterçamento das rodas dianteiras, etc. O modelo inverso necessita dessas informações para definir as condições de funcionamento em cada instante e gerar as ações de controle correspondentes, dada uma certa velocidade definida pelo bloco PI.

A Equação (3.4) da metodologia de modelagem descreve a função de transferência que relaciona a velocidade longitudinal com uma dada entrada de acelerador. Já o inverso desta equação tem como entrada a velocidade a ser obtida, gerando uma saída de nível

do acelerador. A Equação (3.16) mostra matematicamente o resultado desta inversão,

$$G(z)^{-1} = \frac{U(z)}{V^*(z)} = \frac{1 + \gamma z^{-1} + \sigma z^{-2}}{(\alpha + \beta z^{-1})z^{-\frac{\tau}{T_a}}}, \quad (3.16)$$

lembrando que α , β , γ e σ são os parâmetros estimados por técnicas de identificação. Como a fração $\frac{\tau}{T_a}$ é tal que $\{\frac{\tau}{T_a} \in \mathbb{N} | \frac{\tau}{T_a} \geq 1\}$, a Equação (3.16) será sempre não-causal. Então, a saída encontrada para tornar o sistema realizável, foi adicionar um atraso unitário à nova entrada denominada $V^*(z)$.

Duas informações devem ser adiantadas nesta seção para continuar a descrição da metodologia de controle. A primeira delas é que os parâmetros α , β , γ e σ da Equação (3.16) são dependentes do nível de acelerador. Esta constatação será apresentada na Seção 4.2. A segunda informação a ser adiantada é que um filtro digital de primeira ordem com função de transferência discreta do tipo

$$F(z) = \frac{c_0}{1 + d_1 z^{-1}} \quad (3.17)$$

se faz necessário na saída do modelo inverso, uma vez que o sinal resultante de $G(z)^{-1}$ é inserido no CADU e apresenta um nível de oscilação não permitido pela ECU. Na ausência deste filtro, uma informação luminosa surge no painel de instrumentos do veículo, alertando sobre alguma falha no motor e a ECU reage reduzindo o ganho do acelerador. Esta observação só pôde ser feita experimentalmente, assim como os parâmetros c_0 e d_1 foram obtidos por ensaios por tentativa e erro. Após a filtragem, o sinal de acelerador deve ser saturado para não extrapolar os limites requeridos pela ECU. O limite inferior é o nível de marcha lenta necessário para manter o motor em funcionamento, e o limite superior é um valor de segurança adotado nos testes do controlador. A Figura 3.6 mostra o diagrama de blocos do modelo inverso. Na Subseção 4.3.1 será apresentada a validação desse modelo inverso proposto com dados experimentais.

3.2.2 Controlador básico

O primeiro controlador utiliza o modelo inverso obtido anteriormente neste capítulo, que contempla apenas movimentos realizados em primeira marcha. A aplicação dos freios não é contemplada neste primeiro controlador, pois exigiria uma estratégia de chaveamento entre as ações de controle, uma vez que ambas não podem ser operadas ao mesmo tempo (exigência mecânica do automóvel). Nas exposições dos próximos controladores esse assunto será abordado.

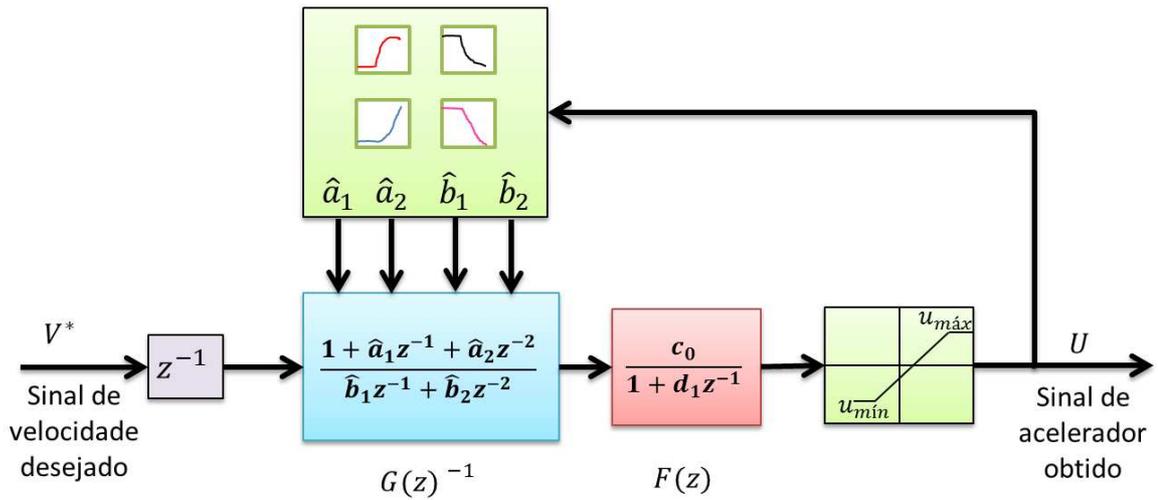


Figura 3.6: Diagrama de blocos do modelo inverso.

Baseando-se nas figuras 3.5 e 3.6, o diagrama de blocos do controlador básico pode ser representado como mostrado na Figura 3.7. O erro entre as velocidades desejada e medida é calculado e inserido no bloco PI, representado pela função de transferência discreta $D(z)$. O sinal resultante da ação PI é analisada por uma estratégia *anti-windup*. O efeito *windup* é causado pela ação integral em conjunto com limites para a variável manipulada, quando a ação de controle está fora desses limites. No caso específico deste controlador, em que não há aplicação do freio, esse efeito surge, por exemplo, quando são inseridas velocidades de referência abaixo da velocidade de marcha lenta que, devido as limitações de funcionamento do motor, são inatingíveis. A estratégia adotada consiste em limitar o incremento da integração sempre que o atuador (acelerador) esteja saturado.

Após esta etapa, o sinal advindo do PI é então aplicado ao modelo inverso da dinâmica longitudinal do carro. É possível perceber que os parâmetros desse modelo utilizam a informação do nível de acelerador (u_{acel}).

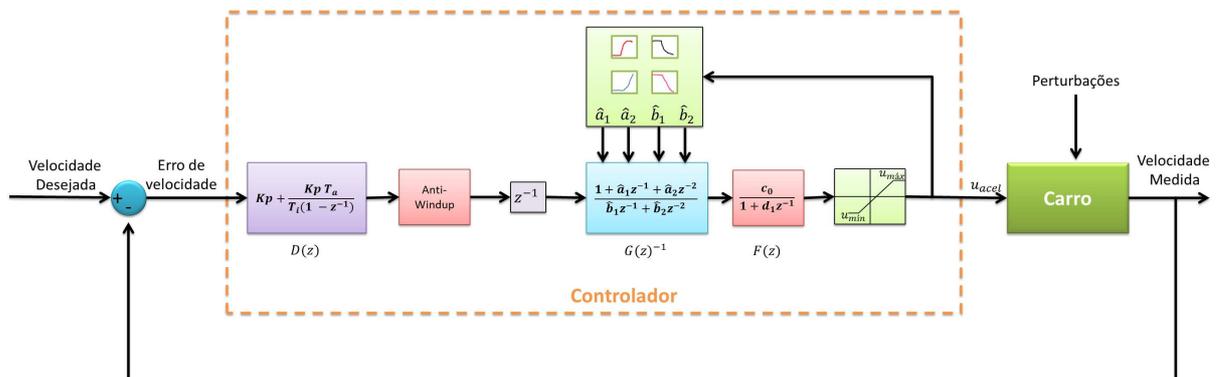


Figura 3.7: Diagrama de blocos do controlador básico.

3.2.3 Controlador com freio

A inserção da ação do freio como variável manipulada no controlador longitudinal tem como base a *lookup table* proposta na Subseção 3.1.4 e que será obtida experimentalmente no próximo capítulo. Esta tabela relaciona cada posição do pedal com a sua desaceleração média aproximada correspondente. Pretende-se neste controlador manter a ideia utilizada no controlador básico em que é utilizado um modelo inverso com intuito de amenizar as não linearidades do atuador. Assim como a dinâmica que envolve o acelerador, é esperado que a dinâmica do sistema de frenagem também tenha comportamento não linear pelos motivos comentados na Subseção 3.1.4. Esta constatação será mostrada no Capítulo 4.

O modelo inverso para o freio é uma composição inversa da *lookup table* a ser encontrada, pois é preciso obter uma forma que relacione a posição do freio a partir da desaceleração. Os comandos do freio são números inteiros naturais dentro da faixa de contato entre o motor linear e o pedal, mas o intervalo de desacelerações possíveis (em m/s^2) é contínuo, e portanto torna-se inviável a representação por *lookup table* inversa. Uma função contínua é proposta para realizar esta correspondência inversa e será mostrada no Capítulo 4.

A Figura 3.8 apresenta o diagrama do controlador com freio. Como é possível perceber neste diagrama, foi acrescentado um bloco PI no laço correspondente ao freio, como forma de compensar as incertezas do modelo inverso do freio, assim como foi feito no controlador básico para a ação do acelerador. A sintonia dos ganhos proporcional e integrativo pode ser realizada de forma idêntica à do controlador básico utilizando dados experimentais ou simulados.

No laço do freio da Figura 3.8 há uma condição específica de imobilidade do veículo (parada total), em que é atuado o máximo de frenagem quando a velocidade de referência é zerada e o carro trafega com velocidade inferior a 3 km/h. Esse valor de velocidade é determinado apenas para não gerar desconforto de alta desaceleração aos passageiros durante a parada total do veículo.

Uma lógica de chaveamento se faz necessária, pois, mecanicamente, não é permitido pressionar os pedais de acelerador e freio ao mesmo tempo em um automóvel. Esta restrição deve ser obedecida para não causar danos ao *powertrain*. Portanto, no controlador com freio há dois modos distintos de controle, correspondendo as ações do acelerador e do freio. Em ambos os modos devem existir restrições relativas à operação do outro, ou seja, o valor mínimo do acelerador deve ser aplicado sempre que o controlador estiver no modo

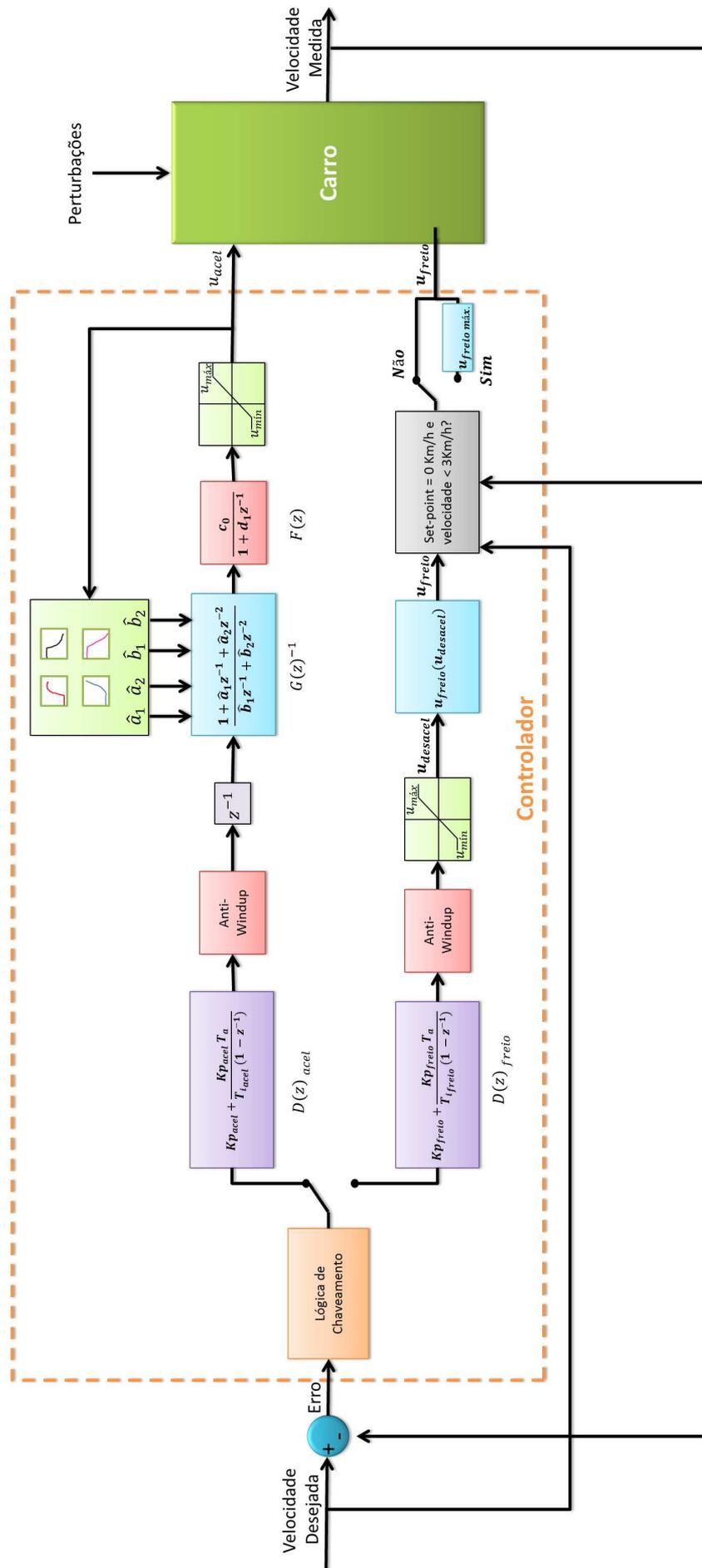


Figura 3.8: Diagrama de blocos do controlador com freio.

freio. O contrário também é verdadeiro. Essa lógica de chaveamento está diretamente ligada à qualidade do controle longitudinal obtida, porém apresenta vários desafios devido às diferenças das dinâmicas relacionadas aos dois modos e requer estudos dedicados ao assunto, como em [Huang e Ren, 1999]. Não há um critério padrão para este chaveamento, porém, geralmente, quando há um amplo conhecimento do veículo, torna-se possível a definição de lógicas mais aprimoradas, tal como é visto em [Hedrick et al., 1997], onde um mapa do motor determina o torque de marcha lenta e usa esta informação no chaveamento entre os dois modos operacionais.

Como já mencionado anteriormente na Seção 3.1, o processo de retirada de energia cinética do veículo não é realizado exclusivamente pela aplicação do freio. As forças de atritos possuem o efeito de frear o veículo, assim como a força gravitacional em terrenos com inclinações positivas. O motor também, em determinados pontos de operação, ajuda na frenagem, em um processo chamado de freio motor. Do ponto de vista energético, a aplicação do freio não tem uma relação vantajosa, pois a energia cinética obtida é “desperdiçada” em forma de calor, mas é o preço que se paga para alcançar maiores valores de desacelerações.

O critério de chaveamento adotado neste trabalho leva em consideração as acelerações requeridas (em m/s^2) para atingir o valor de velocidade desejado. Essas acelerações longitudinais são definidas pelo erro entre as velocidades desejada e medida, tomando como base a menor constante de tempo do veículo encontrada pelo ensaio de resposta ao degrau, que é de aproximadamente cinco segundos. Dois patamares de aceleração foram escolhidos por meio de ensaios para representar a transição entre os modos. A utilização de dois patamares, e não apenas um, permite formar uma região de histerese e evitar que sucessivos chaveamentos sejam ativados desnecessariamente, como sugerido em [Hedrick et al., 1997]. A Figura 3.9 ilustra as regiões definidas. Sempre que a aceleração requerida for positiva, o controlador estará em modo acelerador. Quando a aceleração for menor que -0.25 m/s^2 , a atuação do freio estará ativa e a do acelerador desativada. A zona de histerese está compreendida entre estes dois valores.

Por fim, tem-se um controlador que contempla a aplicação do pedal de freio. Espera-se que a inserção desta ação de controle melhore o desempenho do controlador para situações de desaceleração, além de tornar possível controlar a velocidade nas regiões abaixo da velocidade de marcha lenta e na região de parada total, antes não contempladas pelo controlador básico. A Seção 4.3 mostra a validação deste controlador.

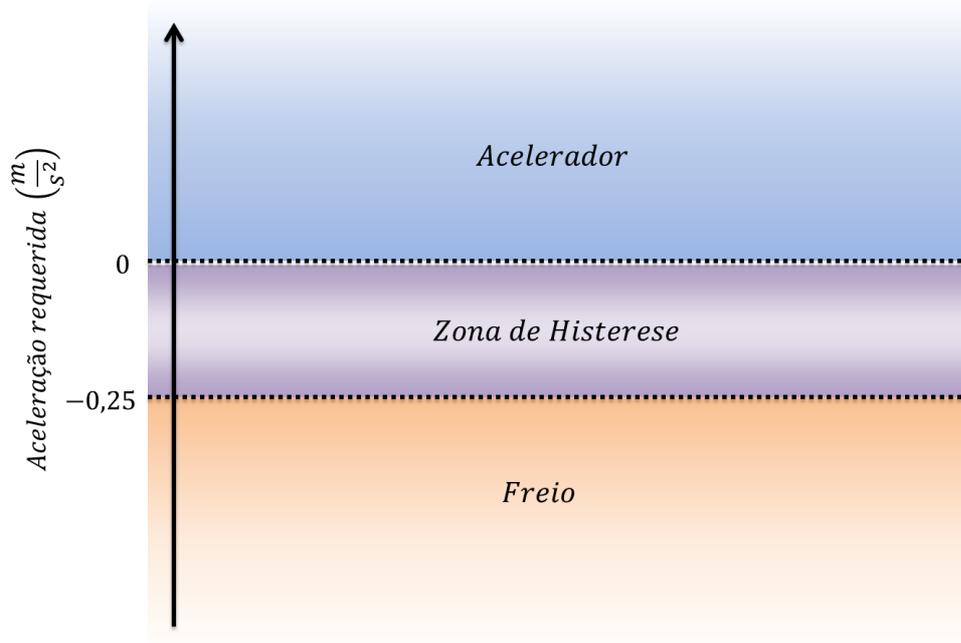


Figura 3.9: Regiões de chaveamento entre os modos do controlador.

3.2.4 Controlador em modo *drive*

Os controladores abordados até o momento contemplam apenas a primeira marcha. Esta marcha garante o maior torque às rodas durante o deslocamento longitudinal positivo, porém, em contrapartida, nela não é possível atingir velocidades acima de um determinado valor (aproximadamente 50 km/h). O CADU possui transmissão automática, cuja seleção do câmbio em *drive* permite as trocas de todas as marchas (1ª à 4ª). Estas trocas são definidas por um algoritmo contido na sua ECU. Como neste trabalho não há intervenção neste componente, estes eventos são considerados imprevisíveis.

No contexto da modelagem, as trocas de marchas são vistas como mudanças abruptas, que alteram significativamente os parâmetros do modelo. Devido às limitações de fixação das marchas 2, 3 e 4, não é possível desenvolver modelos individuais para estas marchas, como já discutido na Seção 3.1. Lá foi proposta uma forma de se compensar essas mudanças no modelo, incluindo no mesmo os valores das razões entre as relações de transmissão (R_{rodas}^{motor}) das marchas não contempladas com a primeira marcha. Lembrando que R_{rodas}^{motor} é escolhido, ao invés de R_{motor}^{rodas} , para evitar singularidade em situações de imobilidade. Por fim, foi definido RTn como sendo a razão entre a relação de transmissão instantânea e a primeira marcha. A relação de transmissão instantânea é obtida pela razão entre as velocidades angulares da roda e do motor por meio das informações obtidas pelos sensores e que serão mostrados no próximo capítulo. Ao se multiplicar RTn pelos parâmetros con-

densados \hat{b}_1 e \hat{b}_2 no modelo inverso de primeira marcha, obtém-se um método aproximado de compensação dos efeitos causados pelas trocas de marchas.

Portanto, o controlador em modo *drive* possui a mesma estrutura do último controlador apresentado, a não ser pela inserção da razão RTn no modelo inverso.

Neste capítulo foi apresentada a metodologia de controle adotada neste trabalho. No próximo capítulo serão apresentados os resultados experimentais tanto da modelagem quanto do controle.

4 Resultados Experimentais

No Capítulo 3 foram apresentadas as metodologias para a obtenção do modelo e a concepção do controlador longitudinal, sendo este último o objetivo final deste trabalho de mestrado. Neste capítulo são apresentados a plataforma experimental utilizada e os resultados das execuções das metodologias propostas. Para efeito de organização, as etapas de modelagem e controle foram divididas ao longo do capítulo.

4.1 Plataforma Experimental

Os experimentos desenvolvidos neste trabalho são baseados no Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG, que é um veículo comercial Chevrolet Astra adaptado com uma automação embarcada para permitir que acelerador, freio, direção e seleção do câmbio fossem controlados através de um computador. As características principais do CADU já foram abordadas no decorrer do texto. A Tabela 4.1 mostra os principais dados de fábrica deste carro.

Tabela 4.1: Tabela de dados do CADU

Motor	Fabricante	General Motors	Transmissão	Modelo	Aisin AT50-4	Geral	Massa	1467 [Kg]
	Alimentação	Aspirado		Tipo	Automático		Distrib. Traseira	0,38 [%]
	Cilindrada	2400 [cm ³]		Tração	Dianteira		Altura do CG	1018 [mm]
	Nº de cilindros	4		1ª marcha	3,67		Dist. entre eixos	2614 [mm]
	Cabecote	16v DOHC		2ª marcha	2,1		Dimensões [mm]	4199x1709x1431
	Disposição	Transversal		3ª marcha	1,39		Área Frontal	2,4[m ²]
	Combustível	Gasolina C		4ª marcha	1		Coef. Arrasto	0,32
	Tanque de comb.	52,0 [L]		Ré	4,2		Vel. máxima	n.d.
	Potência máxima	104@5000 [kW-rpm]		Diferencial	2,86		Frenagem(60-0km/h)	n.d.
	Torque máximo	200@3000 [Nm-rpm]		Pneus	205/55 R16		Consumo Rodov.	n.d.
	Rotação de corte	5800 [rpm]		Raio Efetivo	317 [mm]		Consumo Urban.	n.d.

Para a aplicação do controlador proposto é requerido uma instrumentação para prover

as informações do ponto de operação e da própria variável controlada, além dos atuadores do acelerador e do freio. Todos eles devem estar ligados a uma unidade de processamento central que recebe as informações dos sensores e entrega o devido sinal de controle para os atuadores. Na unidade de processamento deve haver rotinas computacionais com requisitos temporais específicos capazes de acessar os sensores e atuadores, proporcionando um bom funcionamento do controlador.

O atual nível de controle da arquitetura de *hardware* do CADU é composto pelos sistemas de sensoriamento e de atuação da velocidade, rotação do motor, medições inerciais e posição angular do volante. A composição atual do nível de controle é ilustrada na Figura 4.1. O microcomputador mostrado nessa figura é do tipo Mini-ITX com processador Intel Atom 330 Dual Core de 1,6 GHz. Os sensores e atuadores se comunicam com o computador através de um barramento com camada física RS-485. Placas protótipos compõem a interface entre o barramento RS-485 e os sensores e atuadores (Figura 4.2). Elas são dotadas de um microcontrolador Microchip PIC18F2550, cujo diferencial é a facilidade de ser programado por uma porta USB.

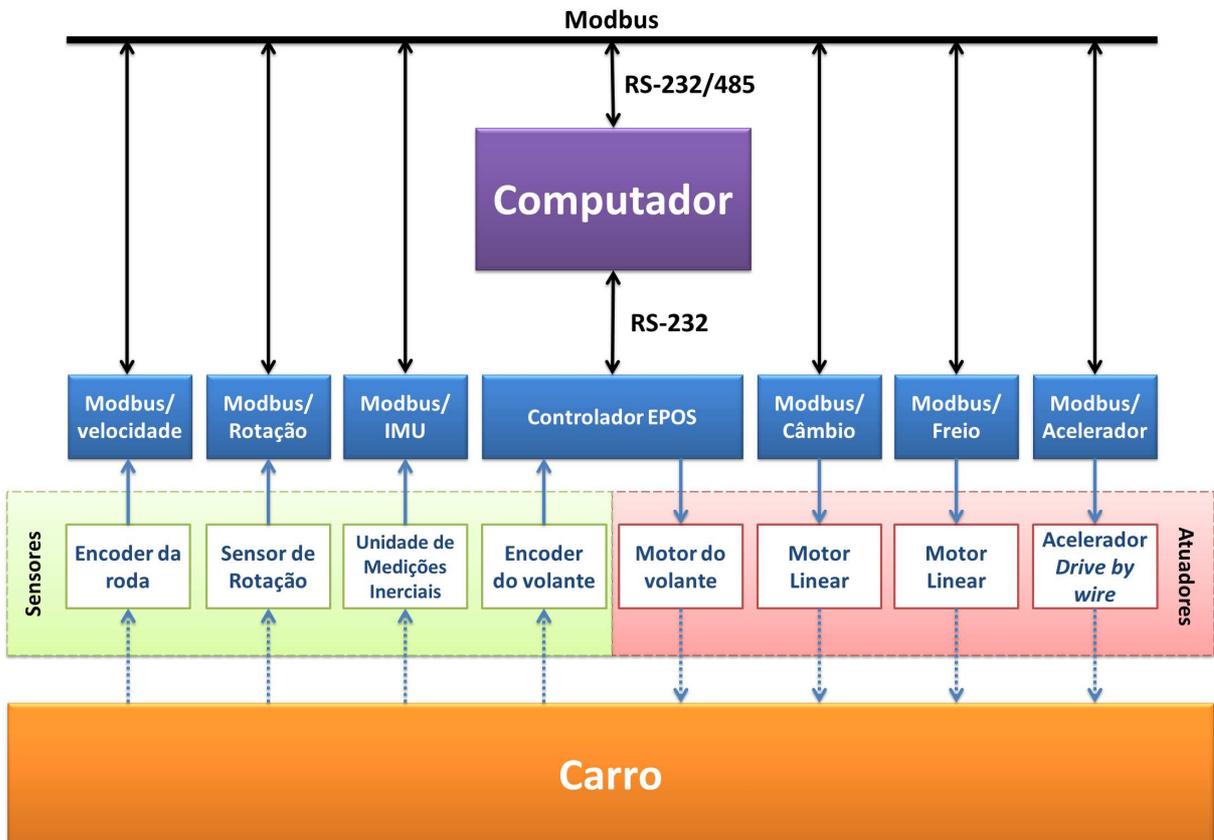


Figura 4.1: Nível de controle atual da arquitetura de *hardware* do CADU (adaptado de [Arruda, 2012]). As setas indicam os sentidos das trocas de informações.

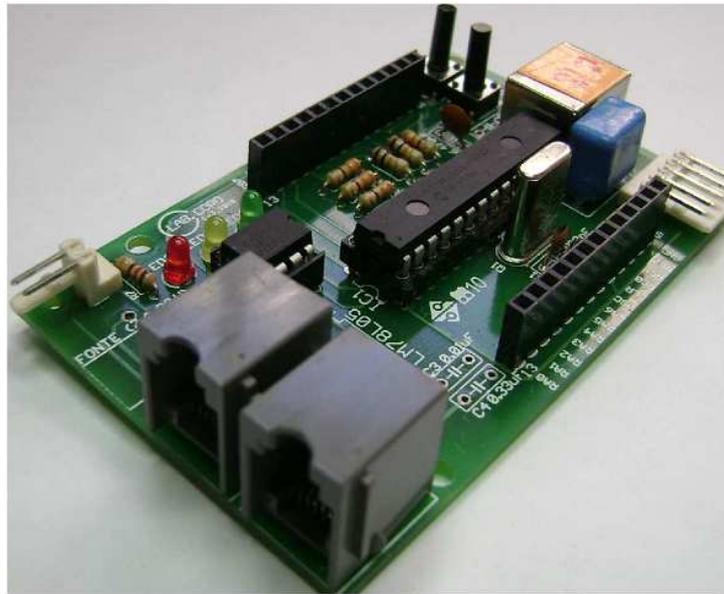


Figura 4.2: Fotografia da placa protótipo que representa cada nó da rede Modbus [Arruda, 2012].

A atuação de frenagem é feita por meio de um motor linear LINAK LA12 acoplado ao pedal. Uma ponte-H (Simple-H/RobotPower) faz o acionamento desse motor. Detalhes deste sistema são apresentados em [Baleeiro, 2009].

Diferentemente da atuação da frenagem, a atuação do acelerador é feita diretamente na ECU através do sistema eletrônico *drive-by-wire*, que é um componente original do veículo. O microcontrolador da placa protótipo do acelerador gera um sinal PWM que é posteriormente filtrado. A tensão contínua gerada substitui o sinal resultante do pedal do acelerador, tornando possível modificar o ângulo de abertura da borboleta por comandos de acelerador enviados pelo microcontrolador [Freitas et al., 2009].

Para este trabalho foi necessário refazer o sistema de medição da velocidade longitudinal, devido às deficiências encontradas na última versão. Atualmente um encoder fixado a uma das rodas traseiras fornece informações precisas de velocidade. Além disso, como abordado na Seção 3.1, é esperado que o modelo sofra mudanças substanciais com as trocas de marchas, justificado pela alteração na relação de transmissão entre o motor e as rodas. Uma forma de identificar de modo aproximado a relação de transmissão em um determinado instante, é por meio do conhecimento da velocidade de rotação do motor. Para adquirir essa informação, foi necessário criar um sistema de medição da velocidade de rotação do motor, que era inexistente no nível de controle do CADU. Descrições detalhadas dos dois novos sistemas de medição encontram-se nos apêndices A e B. Ambos os sistemas foram concebidos com total integração às arquiteturas de *hardware* e *software*

preexistentes.

O nível de controle da arquitetura de *software* do CADU é basicamente composto por um algoritmo mestre-escravo com protocolo de comunicação de dados Modbus, que é responsável pela execução das rotinas de controle. O computador dedicado executa o sistema operacional Ubuntu. Esse PC possui o *patch* RTAI 3.8, sendo o nó mestre da rede Modbus. O RTAI garante determinismo temporal para a aplicação de controle. Cada dispositivo escravo possui um algoritmo padrão Modbus e um endereço único na rede, além das suas rotinas específicas, chamadas de funções, que também são requisitadas de acordo com a informação de interesse contida no escravo. Por exemplo, quando o mestre solicita a medida de velocidade capturada pelo encoder da roda, é enviada uma mensagem contendo o número correspondente ao endereço do escravo, mais o número correspondente à função de envio da velocidade. Atualmente, o RTAI está configurado para executar o laço principal com frequência de 20 Hz. Isso significa que o sistema de tempo real deve ser capaz de se comunicar com todos os nós da rede em um tempo inferior à 50 ms.

O controlador concebido neste trabalho foi alocado no computador do nível de controle, que é o mestre da rede Modbus. A linguagem de programação utilizada é a *C++*. O controlador deve levar em consideração as limitações de programação do ambiente RTAI, não sendo possível, por exemplo, a utilização de variáveis com ponto flutuante. Um cuidado especial é requerido nesse sentido para que não haja deficiências na aplicação do controlador projetado.

O envio e a recepção de dados do RTAI é feito por meio de estruturas denominadas *pipe*, que são canalizações entre a saída padrão de um programa para a entrada padrão de outro. Atualmente há dois programas deste tipo que são ligados ao RTAI. O primeiro é chamado de *pipe in*, que contém uma estrutura de dados do tipo FIFO, responsável por enviar a informação de quais nós da rede Modbus serão utilizados no controlador, além de ter o papel de direcionar os *set-points* de velocidade em km/h digitados pelo usuário. O segundo programa é denominado *pipe*, também composto por uma FIFO, e tem as tarefas de receber as informações que fluem na rede Modbus, mostrá-las na tela e gravá-las em um arquivo de extensão de texto (.txt). Na Figura 4.3 é mostrada uma captura de tela da execução destes dois programas.

Uma ferramenta, denominada Gerador de Gráficos do CADU, foi desenvolvida neste trabalho para facilitar a análise dos dados gravados pelo programa *pipe*, que consiste em um programa com interface gráfica concebida usando as funcionalidades oferecidas pelo ambiente GUIDE/MATLAB. Este programa permite o carregamento dos arquivos (.txt)

```

root@superman: ~/Dropbox/Superman/RTAI
Arquivo Editar Ver Terminal Ajuda
ACELERADOR MESTRE: 32
ACELERADOR ESCRAVO: ACK
FREIO MESTRE: 95
FREIO ESCRAVO: ACK
IMU MESTRE YAW/ACEL X: solicitacao
IMU ORIENTACAO ESCRAVO: -16
IMU MESTRE ROLL/PITCH: solicitacao
IMU INCLINACAO ESCRAVO: 3
VELOCIDADE ENCODER RODA MESTRE: solicitacao
VELOCIDADE: 0 km/h - Pra Frente
marcha: 1
VELOCIDADE HARDWARE IN THE LOOP ESCRAVO: 0 km/h
ROTACAO MOTOR MESTRE: solicitacao
ROTACAO ESCRAVO: 834 rpm

ACELERADOR MESTRE: 32
ACELERADOR ESCRAVO: ACK
FREIO MESTRE: 95
FREIO ESCRAVO: ACK
IMU MESTRE YAW/ACEL X: solicitacao
IMU ORIENTACAO ESCRAVO: -16
IMU MESTRE ROLL/PITCH: solicitacao
IMU INCLINACAO ESCRAVO: 3
VELOCIDADE ENCODER RODA MESTRE: solicitacao

superman@superman: ~/Dropbox/Superman/RTAI$ ./pipe_in
Digite o SetPoint: 0
SetPoint Digitado: 0
Digite o SetPoint: 15
SetPoint Digitado: 15
Digite o SetPoint: 25
SetPoint Digitado: 25
Digite o SetPoint: 30
SetPoint Digitado: 30
Digite o SetPoint: 35
SetPoint Digitado: 35
Digite o SetPoint: 10
SetPoint Digitado: 10
Digite o SetPoint: 25
SetPoint Digitado: 25
Digite o SetPoint: 15
SetPoint Digitado: 15
Digite o SetPoint: 30
SetPoint Digitado: 30
Digite o SetPoint: 15
SetPoint Digitado: 15
Digite o SetPoint: 0
SetPoint Digitado: 0
  
```

Figura 4.3: Captura de tela da execução dos programas *pipe* e *pipe in*.

gerados durante os testes, além do tratamento de dados contidos nele, de acordo com os endereços e funções das mensagens que circularam na rede de tempo real. Após o carregamento, o programa mostra os tipos de dados contidos no arquivo e o usuário pode escolher os gráficos que ele deseja gerar em uma mesma janela. Uma captura de tela da última versão do Gerador de Gráficos do CADU é mostrada na Figura 4.4. O uso dessa ferramenta é de grande valia para proporcionar economia de tempo na concepção dos gráficos.

4.2 Modelagem

Como descrito na Seção 3.1, a aplicação de técnicas de identificação de sistemas para obter um modelo envolve a aquisição de uma massa de dados que torne possível a estimação de parâmetros desconhecidos. Essa massa de dados é obtida por testes dinâmicos, tendo como entradas sinais com alta persistência de excitação. Nesse trabalho optou-se

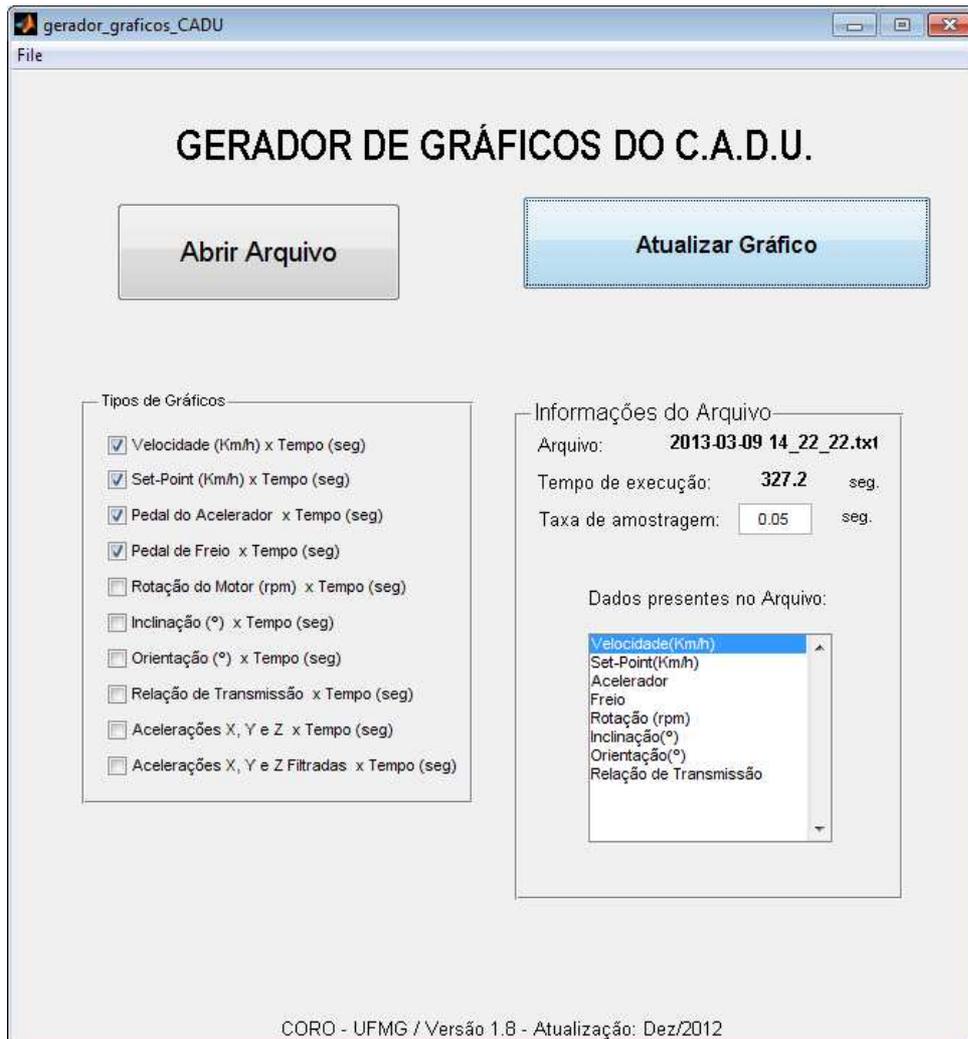


Figura 4.4: Captura de tela do Gerador de Gráficos do CADU.

por utilizar PRBS, cujos parâmetros de configuração são definidos a seguir.

Um ensaio de resposta ao degrau (Figura 4.5) foi realizado utilizando a plataforma experimental para a definição do tempo mínimo de mudança de nível (T_b). É possível notar que a menor constante de tempo está presente na faixa de desaceleração do veículo, onde tanto o motor, quanto a carroceria atuam com forças contrárias ao movimento. Neste trecho, é possível estimar graficamente uma constante de tempo de aproximadamente 5,5s. Respeitando as recomendações descritas na Seção 3.1, foi escolhido T_b sendo 1,2s, que corresponde ao valor obtido quando é tomado a mediana do intervalo sugerido por [Aguirre, 2007] (entre um décimo e um terço da menor constante de tempo).

Para o número de *bits* dos PRBS, foi escolhido um valor que fosse suficiente para se ter um longo período ($n = 12$), sendo este superior ao tempo total de teste. O nível mínimo do PRBS ($-V$) é a saturação mínima para a aplicação do pedal de acelerador, que é

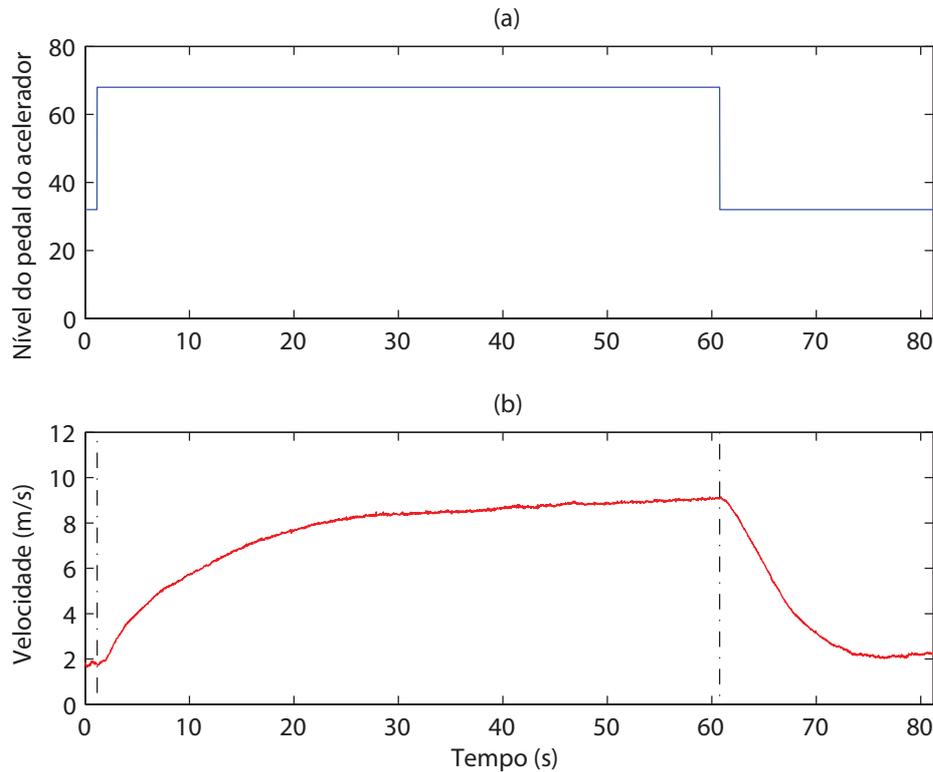


Figura 4.5: Resposta à entrada degrau. (a) Entrada: nível de pedal do acelerador e (b) Saída: velocidade em m/s medida pelos sensores das rodas.

definido pelo sistema de injeção eletrônica. Valores abaixo desse valor mínimo, conhecido como aceleração de marcha lenta, são simplesmente ignorados, para garantir que o motor permaneça ligado. No contexto do nó de acelerador, essa saturação mínima corresponde ao valor 32, numa escala que vai de 32 a 200. Já para o nível máximo ($+V$) foram definidos seis valores distintos espaçados dentro de uma faixa de segurança para testes práticos com o carro ($+V = 58, 66, 75, 83, 92$ e 100), resultando em seis PRBS diferentes. Os ensaios foram realizados mantendo o carro em primeira marcha, não permitindo as trocas pela transmissão automática. A frequência de amostragem foi de 10Hz, sendo posteriormente decimada de forma a condizer com T_a . Como exemplo, na Figura 4.6 é mostrado um dos seis testes realizados com PRBS.

Pela resposta ao degrau ainda é possível encontrar os valores das constantes τ e T_a no modelo $G(z)$ (Equação (3.4)), observando o comportamento da resposta durante as bordas de subida e descida do nível de acelerador (Figura 4.5). Um atraso de resposta (τ) de aproximadamente 0,5 segundos foi considerado. Pode-se definir o valor do período de amostragem (T_a) como sugerido em [Aguirre, 2007], sendo aproximadamente entre cinco a dez vezes inferior à menor constante de tempo de interesse. Como citado anteriormente

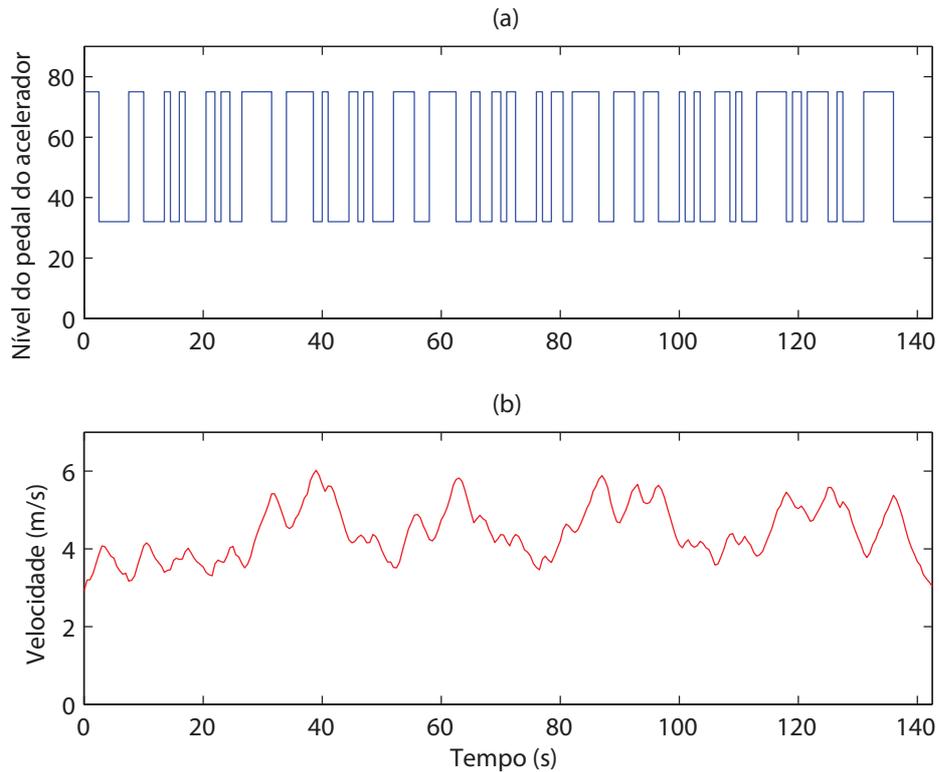


Figura 4.6: Ensaio com entrada PRBS. (a) Entrada: nível de pedal do acelerador $-V = 32$ (nível de saturação mínima) e $+V = 75$; e (b) Saída: velocidade em m/s medida pelos sensores das rodas.

na obtenção de T_b , a menor constante de tempo observada no ensaio de resposta à entrada degrau foi de aproximadamente 5,5 s. Tomando um décimo da menor constante tempo, é obtido uma frequência de amostragem de 1,82 Hz. O arredondamento deste valor para um número inteiro resulta em 2 Hz, que corresponde a um período de amostragem $T_a = 0,5$ s.

Como relatado na Seção 3.1, é possível encontrar um modelo ARX por meio de $G(z)$. A fração presente na parcela de tempo morto ($\frac{\tau}{T_a}$) resulta no atraso de uma amostra. Este modelo serve de base para a estimação de parâmetros pelo método dos mínimos quadrados. Assim, reescrevendo a Equação (3.6) para $v = y$, tem-se

$$y(k) = a_1y(k-1) + a_2y(k-2) + b_1u(k-1) + b_2u(k-2) + e(k). \quad (4.1)$$

A fim de estimar os parâmetros a_1 , a_2 , b_1 e b_2 , a Equação (4.1) pode ser escrita na forma matricial para utilização do método dos mínimos quadrados (Equação (3.9)).

Assim,

$$\hat{\theta}_{MQ} = \begin{pmatrix} \hat{a}_1 \\ \hat{a}_2 \\ \hat{b}_1 \\ \hat{b}_2 \end{pmatrix},$$

$$\Psi = \begin{pmatrix} y(2) & y(1) & u(2) & u(1) \\ y(3) & y(2) & u(3) & u(2) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ y(N-2) & y(N-3) & u(N-2) & u(N-3) \\ y(N-1) & y(N-2) & u(N-1) & u(N-2) \end{pmatrix},$$

$$Y = \begin{pmatrix} y(3) \\ y(4) \\ \vdots \\ y(N-1) \\ y(N) \end{pmatrix},$$

onde N é o tamanho do vetor de amostras.

Na Tabela 4.2 são mostrados os valores dos parâmetros estimados para as seis respostas obtidas com as PRBS de níveis máximos (+V) diferentes. A análise dos resíduos de estimação para os seis níveis máximos em até 20 atrasos são mostrados na Figura 4.7. Como pode ser observado, no geral, os resíduos mantiveram-se dentro dos limites de confiança de 95%, validando a estimação. Porém, alguns pontos levemente fora da região de confiança caracterizam uma breve polarização dos parâmetros estimados, possivelmente explicados pela aproximação linear realizada para o conjunto motor-transmissão.

Tabela 4.2: Parâmetros estimados (\hat{a}_1 , \hat{a}_2 , \hat{b}_1 e \hat{b}_2) pelo método dos mínimos quadrados para diferentes níveis percentuais de potência do motor (+V).

	+V = 58	+V = 66	+V = 75	+V = 83	+V = 92	+V = 100
\hat{a}_1	0,82	1,14	1,31	1,37	1,41	1,45
\hat{a}_2	0,10	-0,21	-0,37	-0,43	-0,46	-0,50
\hat{b}_1	$2,21 \times 10^{-3}$	$2,37 \times 10^{-3}$	$2,59 \times 10^{-3}$	$3,31 \times 10^{-3}$	$3,86 \times 10^{-3}$	$3,98 \times 10^{-3}$
\hat{b}_2	$4,27 \times 10^{-3}$	$3,25 \times 10^{-3}$	$2,83 \times 10^{-3}$	$2,43 \times 10^{-3}$	$1,59 \times 10^{-3}$	$1,11 \times 10^{-3}$

Observando a Tabela 4.2, percebe-se que os parâmetros estimados possuem um padrão de crescimento ou decréscimo de acordo com o aumento do nível máximo de acelerador (+V). Considerando que o modelo a ser obtido nessa dissertação deve ser válido para todas as entradas de acelerador, optou-se por interpolar os parâmetros por meio de funções

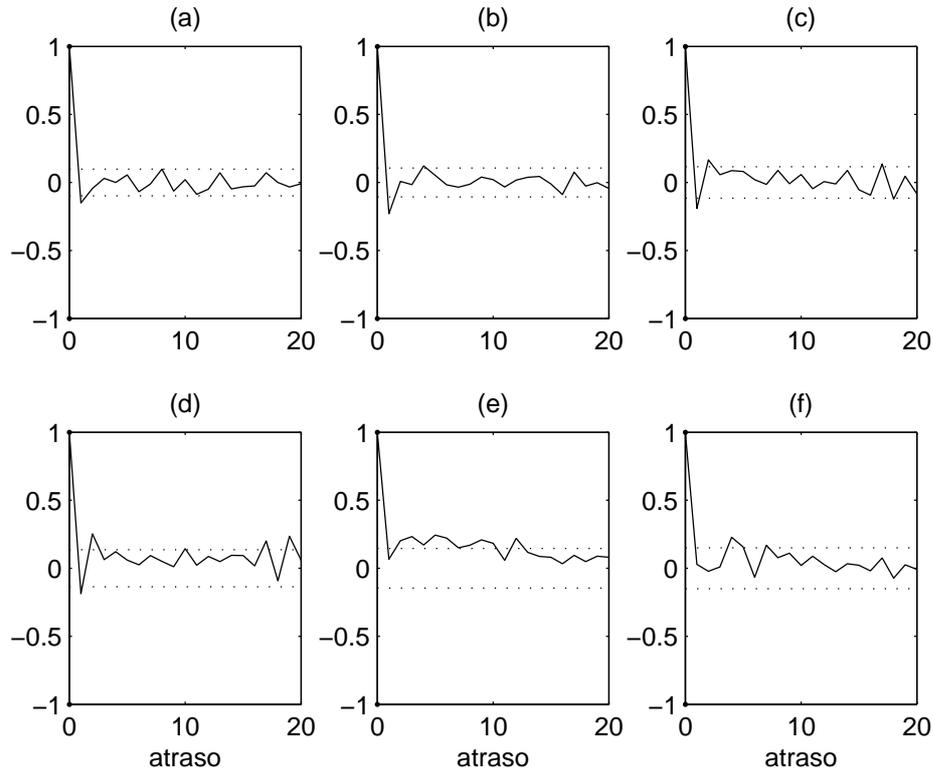


Figura 4.7: Análise dos resíduos de estimação (até 20 atrasos) dos níveis máximos de acelerador (+V): (a) 58, (b) 66, (c) 75, (d) 83, (e) 92 e (f) 100.

quadráticas do tipo

$$\begin{aligned}
 \hat{a}_1(u) &= c_{2_{\hat{a}_1}} u^2 + c_{1_{\hat{a}_1}} u + c_{0_{\hat{a}_1}}, \\
 \hat{a}_2(u) &= c_{2_{\hat{a}_2}} u^2 + c_{1_{\hat{a}_2}} u + c_{0_{\hat{a}_2}}, \\
 \hat{b}_1(u) &= c_{2_{\hat{b}_1}} u^2 + c_{1_{\hat{b}_1}} u + c_{0_{\hat{b}_1}}, \\
 \hat{b}_2(u) &= c_{2_{\hat{b}_2}} u^2 + c_{1_{\hat{b}_2}} u + c_{0_{\hat{b}_2}},
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

sendo $c_{m_{\hat{a}_n}}$ e $c_{m_{\hat{b}_n}}$, com $m = \{0, 1, 2\}$ e $n = \{1, 2\}$, estimados também utilizando o método dos mínimos quadrados. Os coeficientes obtidos estão apresentados na Tabela 4.3. A Figura 4.8 mostra as funções resultantes das interpolações da Equação (4.2).

Assim, por fim, obtém-se um modelo ARX para a entrada de acelerador, cujos parâmetros são definidos pelo ponto de operação.

A validação do modelo obtido para primeira marcha foi realizada por meio de simulações e comparação com dados reais diferentes dos empregados no processo de identificação. Ao contrário dos ensaios para estimação de parâmetros, os dados de validação não foram definidos como sinais PRBS. Neles, o nível de acelerador possui livre variação, simulando

Tabela 4.3: Tabela dos coeficientes das equações de interpolação estimados pelo método dos mínimos quadrados.

		$c_{m_{a_n}}$		$c_{m_{b_n}}$	
		1	2	1	2
$m \backslash n$	0	-2,67	3,56	$1,08 \times 10^{-3}$	$9,62 \times 10^{-3}$
	1	$88,21 \times 10^{-3}$	$-87,64 \times 10^{-3}$	$1,07 \times 10^{-6}$	$-108,04 \times 10^{-6}$
	2	$-472,93 \times 10^{-6}$	$473,01 \times 10^{-6}$	$292,55 \times 10^{-9}$	$231,56 \times 10^{-9}$

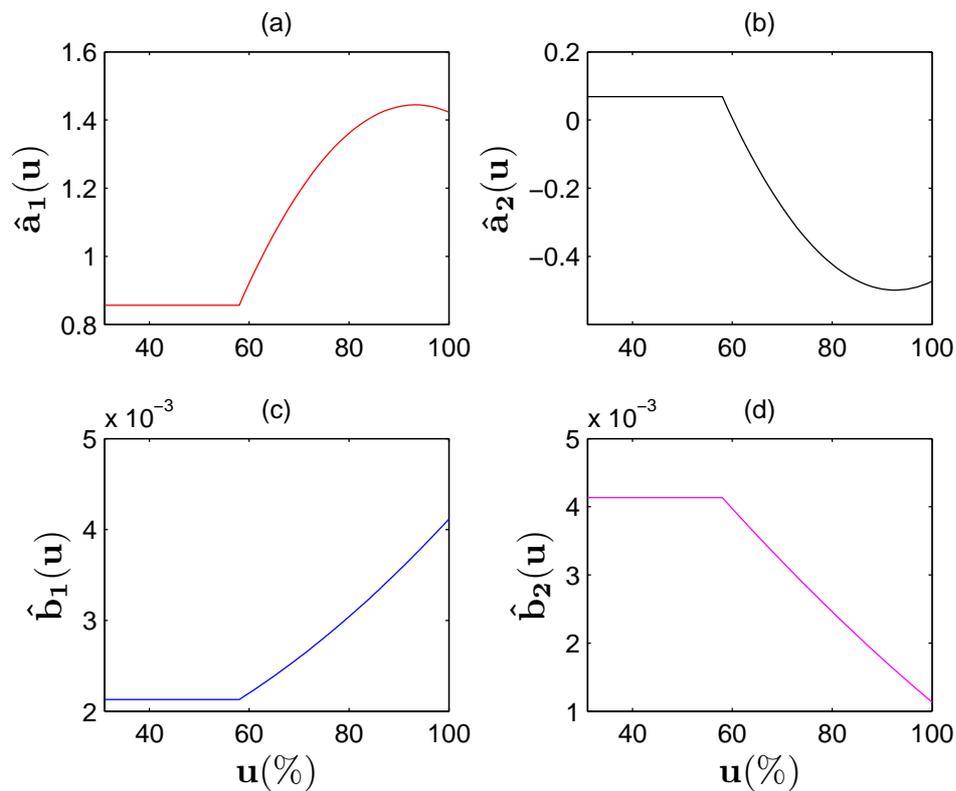


Figura 4.8: Funções resultantes da interpolação quadrática dos parâmetros estimados (a) $\hat{a}_1(u)$, (b) $\hat{a}_2(u)$, (c) $\hat{b}_1(u)$ e (d) $\hat{b}_2(u)$. Para uma dada entrada de nível de potência do motor, quatro valores dos parâmetros são determinados por interpolação quadrática.

uma situação prática de um motorista pressionando o pedal do acelerador durante algum trajeto realizado com o carro. Seis conjuntos de dados entrada-saída foram coletados em datas e horários diferentes dos sinais utilizados na etapa de estimação de parâmetros.

Dois tipos de validação são apresentados a seguir: o primeiro é de simulação livre, onde o sinal de entrada do dado colhido é inserido no modelo obtido e, ao final do processo, a saída do modelo é comparada com a saída medida de velocidade em m/s; o segundo tipo de validação é a predição n passos à frente, em que os dados de saída medida no instante atual são utilizados para estimar os valores de saída no futuro, n amostras à frente.

O diagrama da Figura 4.9 ilustra o processo de validação para a simulação livre. Os dados de acelerador (u) definidos durante os ensaios de validação são utilizados tanto como entrada do modelo ARX quanto para estabelecer os parâmetros \hat{a}_1 , \hat{a}_2 , \hat{b}_1 e \hat{b}_2 , que são dependentes do ponto de operação e determinados por meio das funções quadráticas encontradas durante a obtenção do modelo. Por fim, os valores de saída (\hat{y}) são estimados e comparados com os valores medidos (y).

O processo de validação pela predição n passos à frente é um caso especial de simulação livre onde o modelo é utilizado como preditor livre apenas por n amostras, sendo reinicializado logo em seguida com dados medidos [Aguirre, 2007].

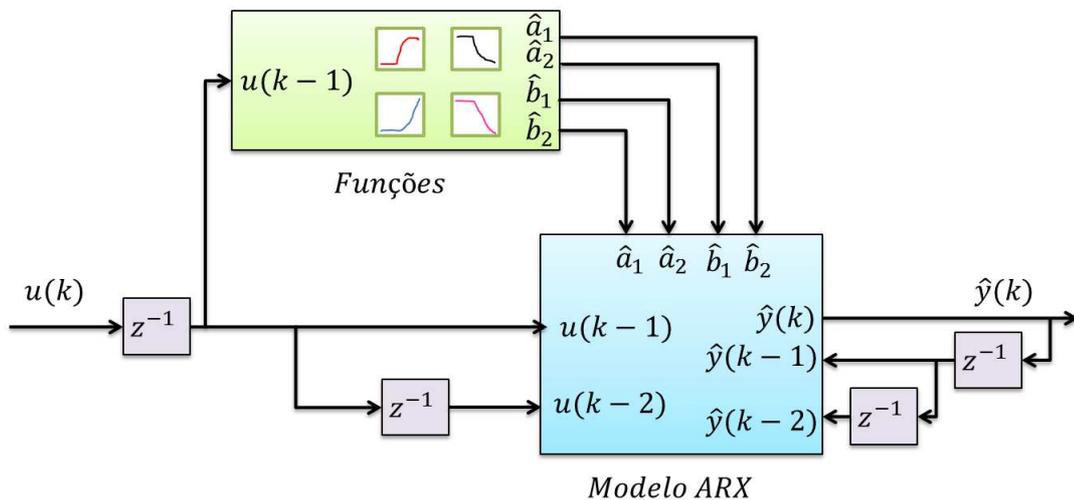


Figura 4.9: Diagrama do processo de validação para a simulação livre. Dados de entrada medidos são utilizados para definir os parâmetros \hat{a}_1 , \hat{a}_2 , \hat{b}_1 e \hat{b}_2 , que compõem o modelo ARX obtido para o CADU. A saída estimada é representada por \hat{y} .

As figuras 4.10 e 4.11 apresentam a validação do modelo para dois conjuntos de dados medidos, utilizando simulação livre e predição cinco passos à frente. Como pode ser visto, a saída do modelo apresentou um comportamento semelhante à saída real medida para as duas formas de validação. A raiz do erro quadrático médio (RMSE, do inglês, *Root*

Mean Square Error) para as duas simulações livres foram de, respectivamente, 0,884 e 0,687 m/s. Já para as predições cinco passos à frente foram, respectivamente, 0,360 e 0,312 m/s. A Figura 4.12 mostra o comportamento do erro (RMSE) pela variação do número de passos de predição para os dois conjuntos de dados utilizados na validação. Com o aumento dos passos, o erro de predição tende a aproximar-se do erro da simulação livre.

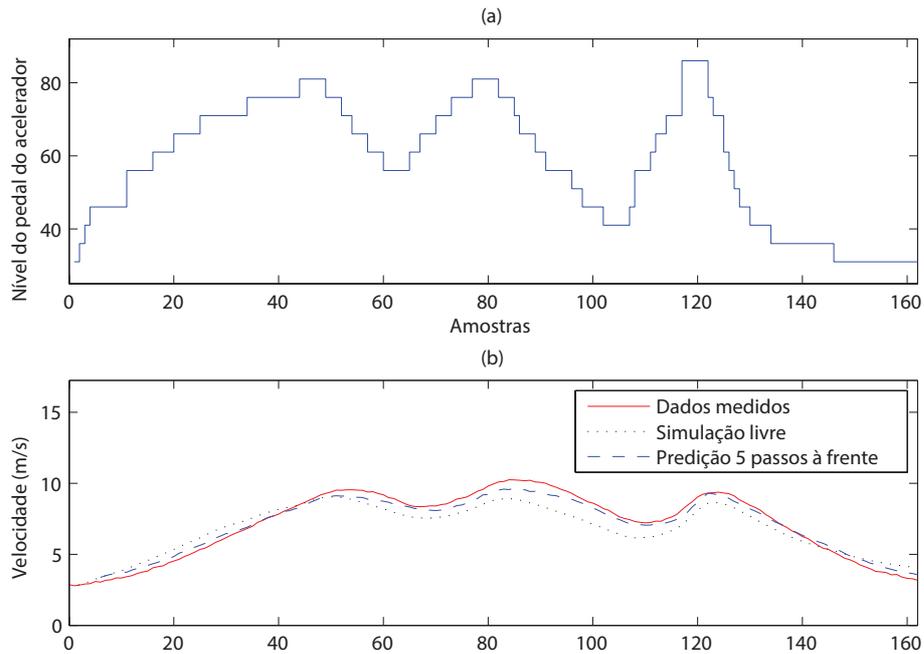


Figura 4.10: Primeira validação. (a) Entrada: níveis do pedal do acelerador manualmente definidos; e (b) Saída: dados de velocidade (m/s) medidos, simulados livremente e predição 5 passos à frente com a utilização do modelo.

Um ajuste de ganho de 35% nos parâmetros dos regressores de entrada (\hat{b}_1 e \hat{b}_2) fez-se necessário na etapa de validação para que o comportamento das saídas do modelo correspondessem visualmente às curvas de dados medidos. A razão para esse ajuste pode ser explicada pela leve polarização dos parâmetros estimados, como sugerido pela Figura 4.7. Essa polarização pode indicar que a estrutura anteriormente definida não corresponde exatamente ao sistema em estudo. Isso, de certa forma, já era esperado, uma vez que o modelo é uma das aproximações lineares possíveis para o carro, que é um sistema não linear. Como visto nas figuras 4.10 e 4.11, o ajuste manual foi uma boa solução, devido ao baixo nível de polarização da estimação. Outra solução seria a utilização de um modelo que tratasse o ruído (e não apenas o considerasse como branco), tal como um modelo autoregressivo com média móvel e entradas exógenas (ARMAX) combinado com um Estimador Estendido de Mínimos Quadrados [Aguirre, 2007].

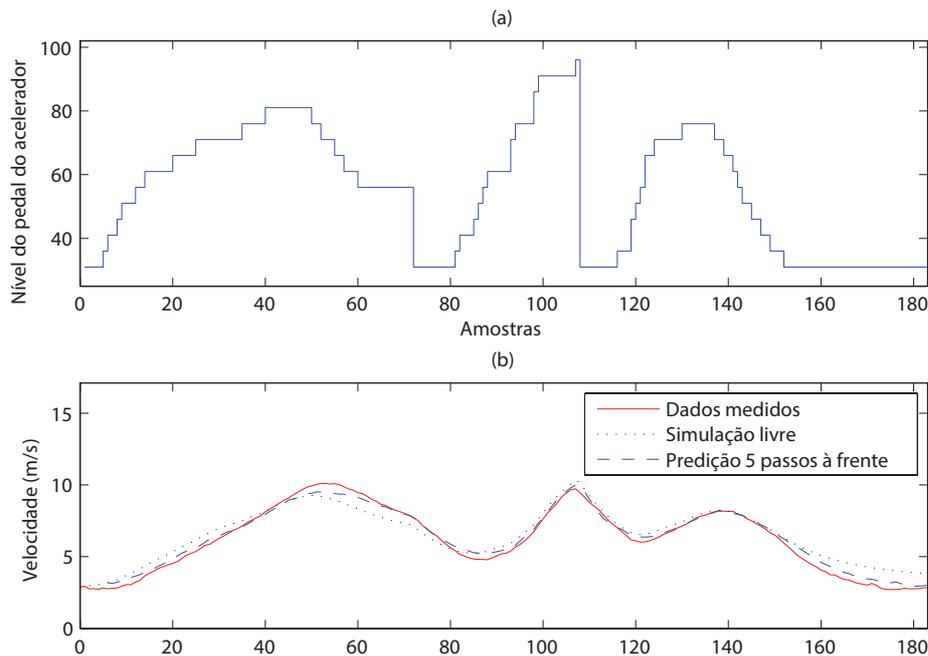


Figura 4.11: Segunda validação. (a) Entrada: níveis do pedal do acelerador manualmente definidos; e (b) Saída: dados de velocidade (m/s) medidos, simulados livremente e predição 5 passos à frente com a utilização do modelo.

A modelagem do carro tendo como entrada o nível de freio possui algumas limitações, como já abordado na Subseção 3.1.4. A solução proposta foi obter um modelo simples que relacionasse cada intensidade de aplicação do pedal com sua correspondente desaceleração longitudinal média. A aplicação do freio na plataforma experimental varia de 65 à 95, que corresponde ao intervalo de trabalho percentual do atuador linear em que há contato com o pedal. O nível 65 corresponde ao curso mínimo de contato. O valor 95 é definido como o máximo do curso do pedal. Testes práticos de resposta ao degrau foram feitos com o CADU envolvendo apenas a aplicação do pedal de freio, em um terreno aproximadamente plano e com trajetória retilínea. Quatro valores de intensidades (80, 85, 90 e 95) foram testados em situações em que o carro mantinha velocidade aproximadamente constante. A Figura 4.13 mostra os gráficos resultantes destes testes. Lembrando que o carro é dotado de sistema ABS, durante os testes provavelmente não houve escorregamento considerável entre as rodas e o pavimento.

Além dos ensaios mostrados na Figura 4.13, os ensaios de resposta ao degrau sem a aplicação do freio, como mostrado na Figura 4.5, revelam uma aproximação da desaceleração média do freio motor, que consiste na informação de desaceleração para a posição de freio 65 (não pressionado). Conforme visto na metodologia, para estender a abrangência

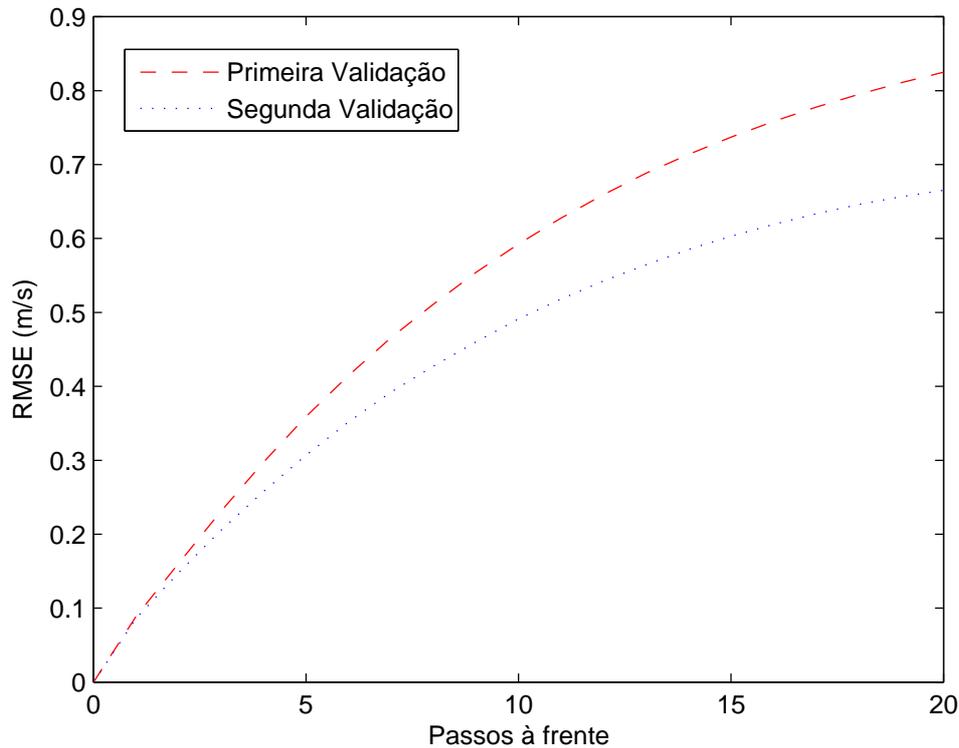


Figura 4.12: RMSE em função do número de passos de predição para os conjuntos de validação apresentados nas figuras 4.10 e 4.11. Ao aumentar o número de passos de predição, o valor do erro de predição aproxima-se do erro da simulação livre.

do modelo além destes cinco pontos, é feita uma interpolação cúbica segmentada, em que cada segmento é interpolado por uma função cúbica, resultando em uma tabela de pontos, que relacionam as posições do pedal com as desacelerações respectivas (Tabela 4.4). Os pares em destaque são os valores medidos.

Tabela 4.4: Tabela da desaceleração longitudinal média em função dos níveis do pedal do freio obtidos por ensaios.

Posição do Freio	Aceleração (m/s^2)	Posição do Freio	Aceleração (m/s^2)	Posição do Freio	Aceleração (m/s^2)	Posição do Freio	Aceleração (m/s^2)
<u>65</u>	<u>-0,7580</u>	73	-0,8213	81	-0,9675	89	-1,2829
66	-0,7592	74	-0,8362	82	-0,9978	<u>90</u>	<u>-1,3560</u>
67	-0,7625	75	-0,8523	83	-1,0330	91	-1,4988
68	-0,7679	76	-0,8693	84	-1,0713	92	-1,7438
69	-0,7753	77	-0,8871	<u>85</u>	<u>-1,1110</u>	93	-2,0690
70	-0,7845	78	-0,9055	86	-1,1484	94	-2,4524
71	-0,7953	79	-0,9246	87	-1,1853	<u>95</u>	<u>-2,8720</u>
72	-0,8076	<u>80</u>	<u>-0,9440</u>	88	-1,2281	-	-

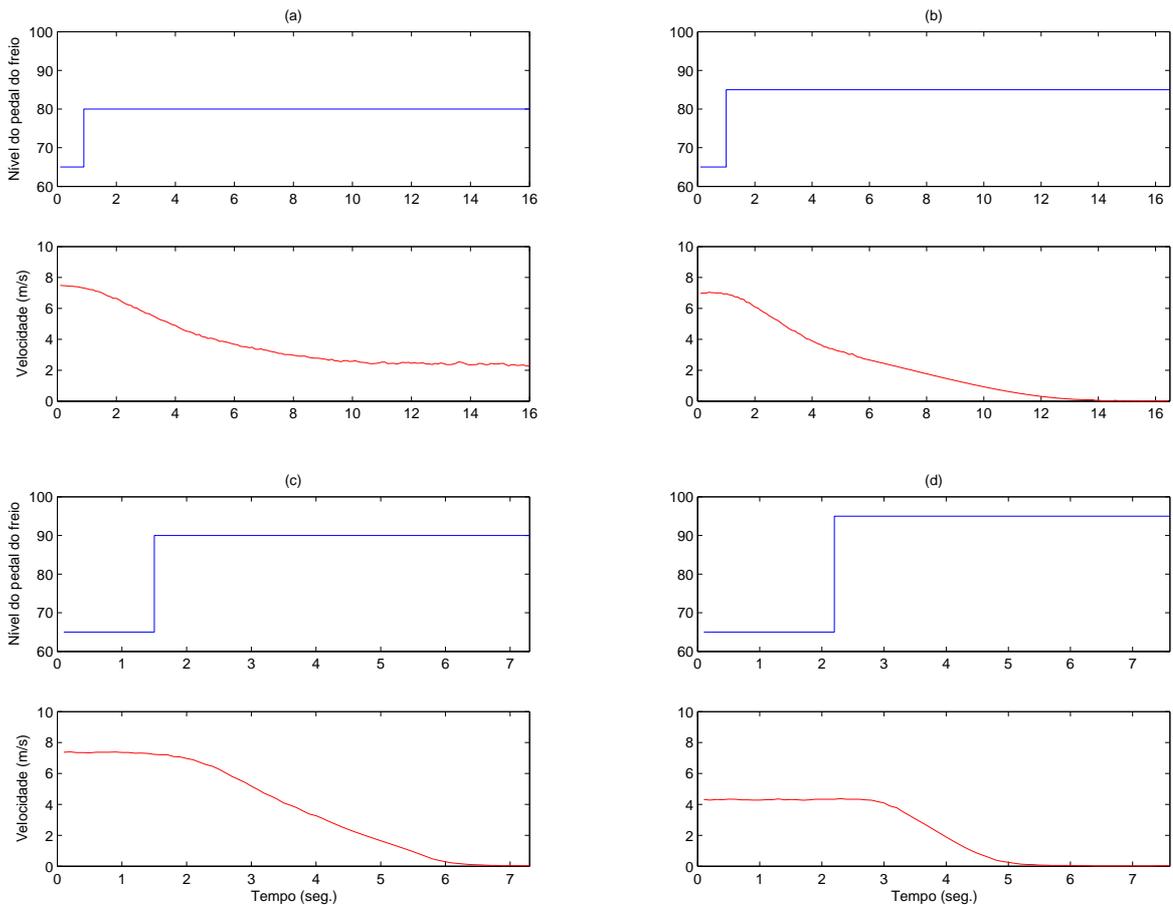


Figura 4.13: Testes de resposta ao degrau com o pedal do freio para diferentes níveis: (a) 80, (b) 85, (c) 90 e (d) 95.

Observando o comportamento dos pares posição-desaceleração da Tabela 4.4, é possível notar uma forte não linearidade, que foi prevista na Seção 3.1. O gráfico da Figura 4.14 evidencia essa percepção. Os pontos circulados são os valores medidos.

Assim, tem-se um modelo aproximado para o sistema de frenagem, que relaciona as posições do pedal com as suas respectivas desacelerações médias. Mas, como discutido na Subseção 3.2.3, o método de controle tendo a variável manipulada freio utiliza o modelo inverso para compensar o comportamento não linear do sistema de frenagem. Foi discutido também que seria necessário encontrar uma função contínua para realizar a correspondência inversa do modelo encontrado, já que a utilização da *lookup table* inversa seria inviável para a aplicação na plataforma experimental.

De posse dos dados da Tabela 4.4, a ferramenta *Curve Fitting Toolbox* do MATLAB foi utilizada para se obter uma representação simples e que fosse viável para aplicação em

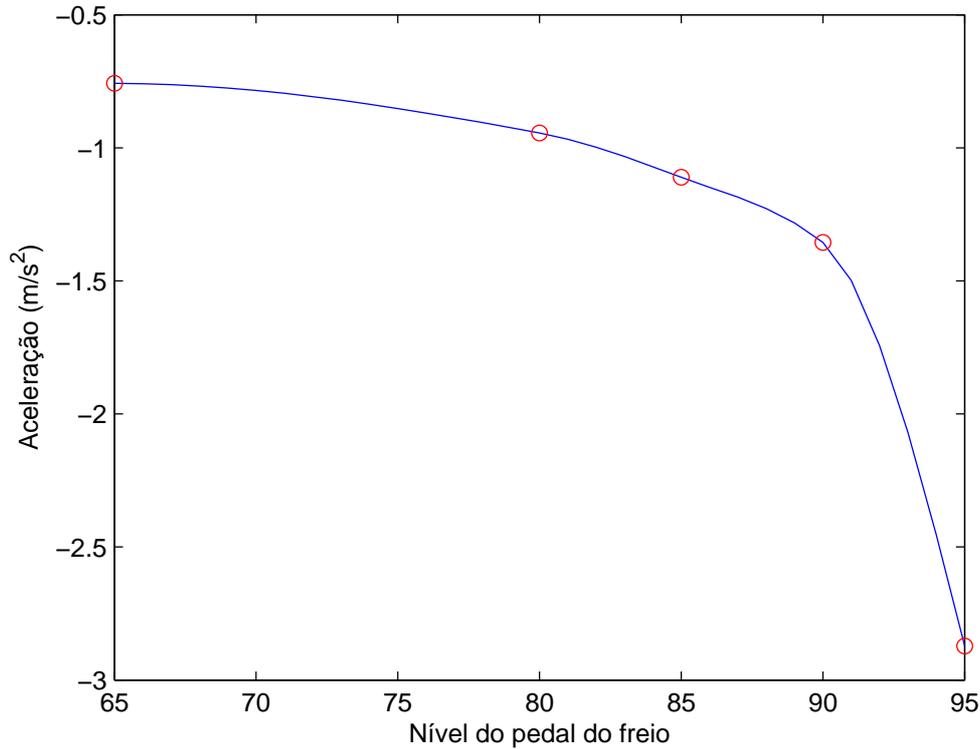


Figura 4.14: Interpolação da desaceleração longitudinal média em função dos níveis do pedal do freio.

tempo real. Uma função racional com a seguinte estrutura mostrou-se adequada,

$$u_{freio}(u_{desacel}) = \frac{\rho_1 u_{desacel} + \rho_2}{u_{desacel} + \psi}, \quad (4.3)$$

sendo ρ_1 , ρ_2 e ψ coeficientes que foram estimados com os valores 98, 52, 58, 44 e 0, 5129, respectivamente. Essa função é capaz de determinar a posição do freio necessária para obter uma dada desaceleração desejada ($u_{desacel}$). Antes de ser enviado ao atuador, entretanto, o valor de u_{freio} deve ser arredondado, pois o comando de freio da plataforma experimental somente é capaz de receber valores inteiros positivos.

Na Subseção 3.1.5 foi proposta uma forma de integrar as trocas de marcha ao modelo, mas para isso seria necessário estimar a relação de transmissão instantânea por meio da razão entre as velocidades angulares das rodas e do eixo do motor.

Na Tabela 4.1 foram mostrados os valores das relações de transmissão individuais do diferencial e de cada uma das marchas (1^a, 2^a, 3^a, 4^a e Ré). Na Subseção 3.1.5 foi assumido que a relação de transmissão individual do conversor de torque pode ser considerada unitária. Os valores das relações individuais da Tabela 4.1 são definidos de forma inversa ao abordado neste trabalho e, portanto, devem ser invertidos para serem

usados na Equação (3.11). Assim, a partir da Equação (3.11) é possível obter os valores das relações de transmissão entre motor e rodas (Rn_{motor}^{rodas}) para cada umas das marchas. A Tabela 4.5 mostra os valores encontrados.

Tabela 4.5: Tabela da relação de transmissão entre rodas e motor para cada marcha selecionada

Marcha	Rn_{motor}^{rodas}
1	0,0953
2	0,1665
3	0,2515
4	0,3497
Ré	0,0833

Na Seção 4.1 mostrou-se que tanto as informações de velocidade longitudinal, quanto as de rotação do motor foram disponibilizadas na plataforma experimental, cujos sistemas de medição estão apresentados nos apêndices A e B. Portanto, conhecendo as velocidades angulares do eixo do motor e das rodas, é possível estimar a relação de transmissão instantânea.

A validação do método de estimação da relação de transmissão é realizada comparando os valores da Tabela 4.5 com os obtidos em ensaios. Nesses ensaios, degraus são aplicados ao acelerador, mantendo o câmbio em modo *drive* para permitir todas as trocas de marchas. É necessário aplicar degraus de altas amplitudes para garantir que todas as trocas sejam atingidas. Por questões de segurança, não é possível realizar testes como esses em ambientes urbanos e com fluxo de pessoas e carros, como no campus Pampulha da UFMG. Um dinamômetro de rolos gentilmente cedido pela Fundação Centro Tecnológico de Minas Gerais (CETEC) foi utilizado neste teste, onde o carro foi colocado com as rodas tracionáveis sobre cilindros e preso ao chão através de correntes e suportes de imobilidade nas rodas traseiras. O dinamômetro é capaz de medir várias informações de desempenho do carro, porém nestes testes foi utilizada apenas a própria instrumentação do CADU para coletar os dados que torne possível a estimação da relação de transmissão. Uma fotografia do CADU no dinamômetro de rolos é mostrada na Figura 4.15.

Aplicando um degrau de amplitude 120 (de uma escala que vai de 32 a 200), o carro passa a incrementar a sua velocidade longitudinal no dinamômetro de rolos, tornando necessário realizar trocas para marchas superiores, a fim de conseguir atingir velocidades mais altas. As trocas de marchas são determinadas pela ECU, que envia comandos para atuadores do sistema de transmissão, baseado em informações como nível do acelerador,

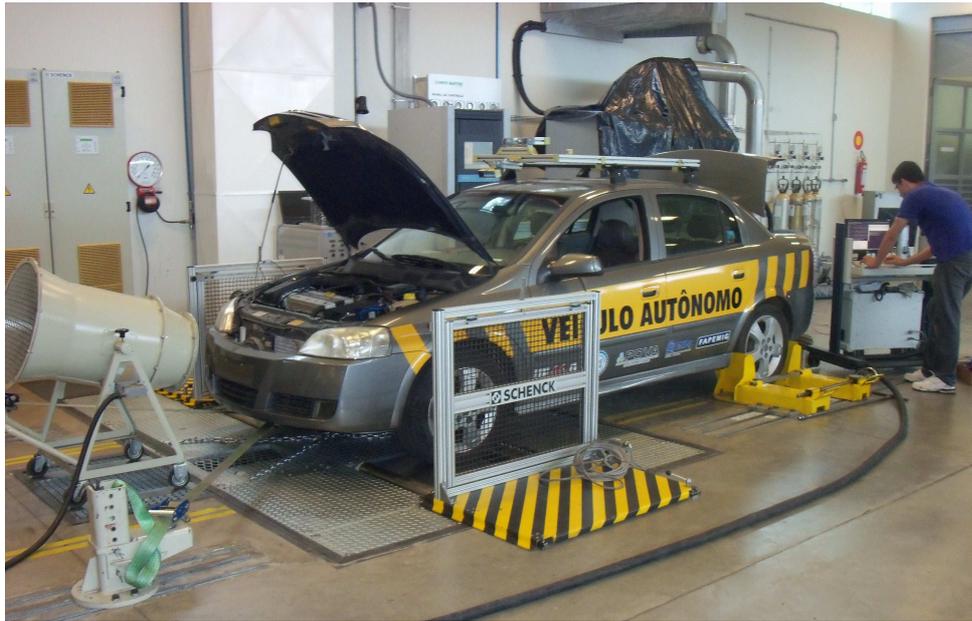


Figura 4.15: Fotografia do CADU durante ensaios no dinamômetro de rolos.

velocidade, rotação do motor, etc. O gráfico da Figura 4.16 mostra os resultados da aplicação desse degrau.

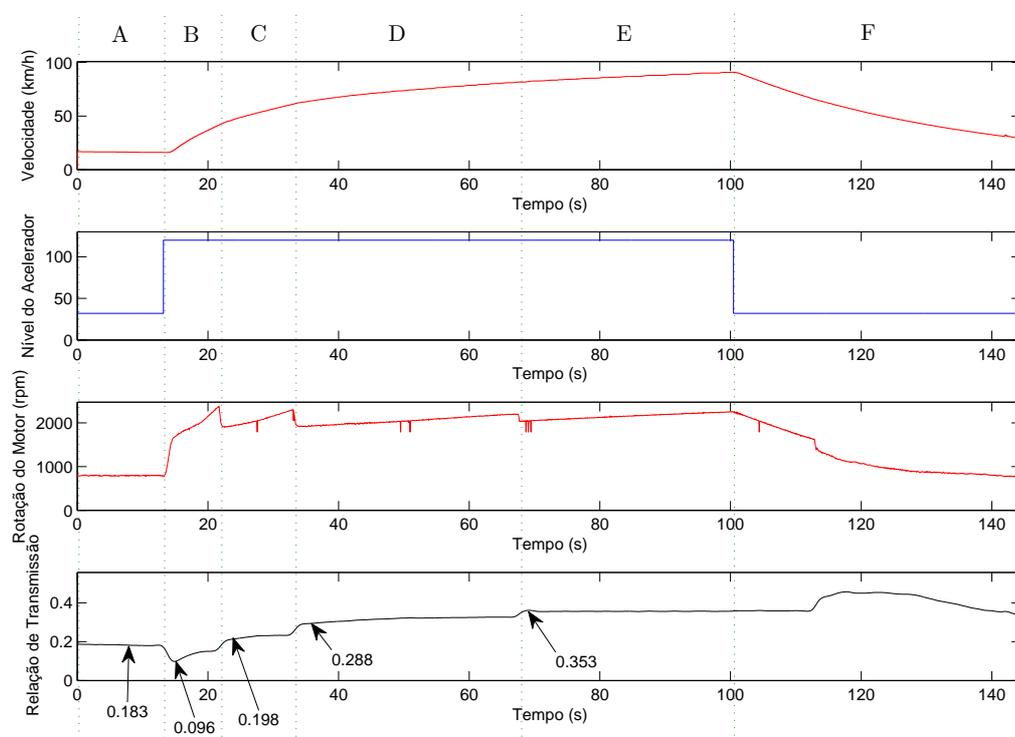


Figura 4.16: Resposta ao degrau 120 durante modo *drive*.

Como visto na Subseção 3.1.5, o valor da relação de transmissão instantânea pode ser obtido pela razão entre as velocidades angulares do motor e das rodas (Equação(3.11)),

cujo gráfico é mostrado na porção inferior da Figura 4.16. É possível observar que há patamares definidos, porém com algumas variações resultantes da ação do conversor de torque. Neste ensaio é possível notar a troca de todas as quatro marchas pelo câmbio automático. No trecho A, anterior à aplicação do degrau, o carro estava em segunda marcha, com uma velocidade de marcha lenta aproximada de 16 km/h. No momento da aplicação do degrau, a transmissão automática reduziu para a primeira marcha e continuou assim até o fim do trecho B. Durante o trecho C o carro estava em segunda marcha novamente e, posteriormente em terceira e quarta marcha nos trechos D e E, respectivamente. Essas afirmações são possíveis ao observar as relações de transmissão ($\frac{\omega_{rodas}}{\omega_{motor}}$) em destaque durante cada trecho e comparando-as com os valores da Tabela 4.5. O trecho F refere-se à desaceleração, em que há uma forte influência do conversor de torque, não podendo serem feitas afirmativas sobre a transmissão durante este período.

A Tabela 4.6 mostra o cálculo das razões entre as relações de transmissão das marchas 1, 2, 3 e 4 com a marcha 1 (RTn), tanto para os dados retirados da tabela de dados (Tabela 4.1) quanto para os valores obtidos experimentalmente, mostrado na Figura 4.16.

Tabela 4.6: Tabela das razões entre as relações de transmissão das marchas 1, 2, 3 e 4 com a marcha 1.

Razão	Pela tabela de dados	Experimental
$RT1$	1,0000	1,0000
$RT2$	1,7476	2,0336
$RT3$	2,6402	3,0336
$RT4$	3,6700	3,7416

Em uma interpretação física, a Tabela 4.6 revela o quão maior é a velocidade longitudinal do carro em relação à primeira marcha, para uma mesma velocidade de rotação do motor.

4.3 Controle

A validação dos controladores foi realizada tanto por meio de simulações, quanto de experimentos reais. A análise do desempenho é apresentada nesta seção, partindo do controlador mais simples, até chegar ao controlador mais complexo, assim como foi apresentado na Seção 3.2.

Antes de apresentar os resultados experimentais do controlador longitudinal, é interessante mostrar uma breve validação da aplicação do inverso do modelo obtido, cuja

metodologia foi apresentada na Subseção 3.2.1.

4.3.1 Modelo inverso

A Figura 4.17 apresenta o diagrama de blocos do esquema utilizado para a validação do modelo inverso. A porção esquerda mostra o processo de obtenção do sinal do acelerador estimado pelo modelo inverso da dinâmica longitudinal. A porção direita é o próprio modelo longitudinal do CADU que foi inserido no diagrama para obter o sinal de velocidade estimado. Na aplicação experimental do controlador, o modelo longitudinal do CADU é substituído pelo próprio carro.

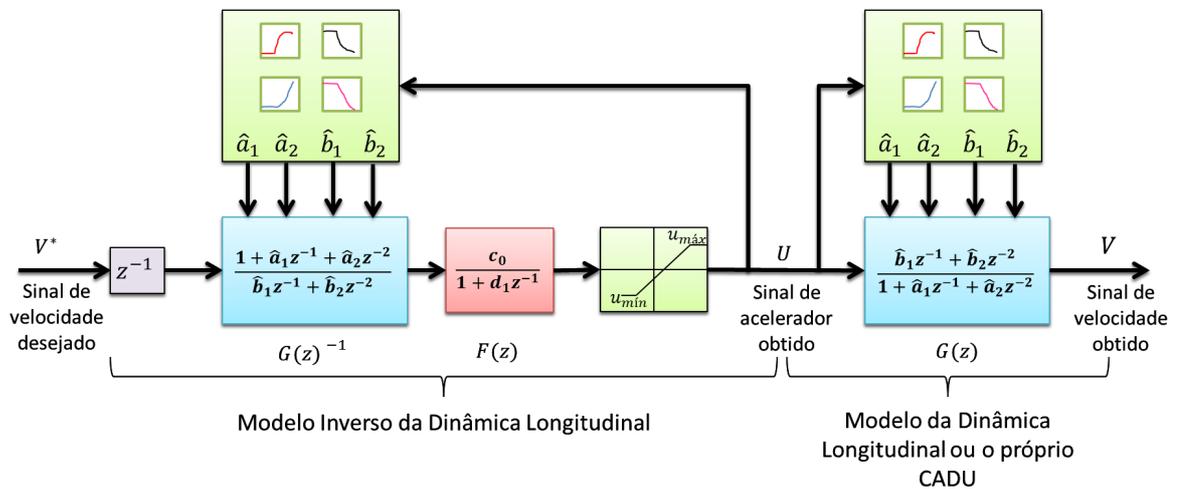


Figura 4.17: Diagrama de blocos da validação do modelo inverso. À esquerda é mostrado o modelo inverso da dinâmica longitudinal em série com próprio modelo longitudinal do CADU (à direita).

Para comprovar a eficácia deste método, uma simulação foi realizada utilizando um conjunto de dados entrada-saída obtidos experimentalmente no CADU e que foi anteriormente apresentado na Figura 4.11. O sinal obtido pelo sensor de velocidade (Figura 4.18(a)) é inserido na entrada do modelo inverso (V^*) e a saída estimada para o acelerador (U) é comparada com o sinal de acelerador experimental (Figura 4.18(b)). Por fim, a Figura 4.18(c) mostra a saída do modelo (direto) tendo como entrada o nível de acelerador estimado pelo modelo inverso. Lembrando que essa simulação é do tipo simulação livre, não havendo atualização dos sinais estimados com dados medidos.

É possível observar pela Figura 4.18 o sinal de acelerador estimado assemelha-se com o sinal medido, porém com algumas amostras de atraso. Isso é previsto pela análise do diagrama da Figura 4.17, onde pelo menos atrasos de duas amostras são observados.

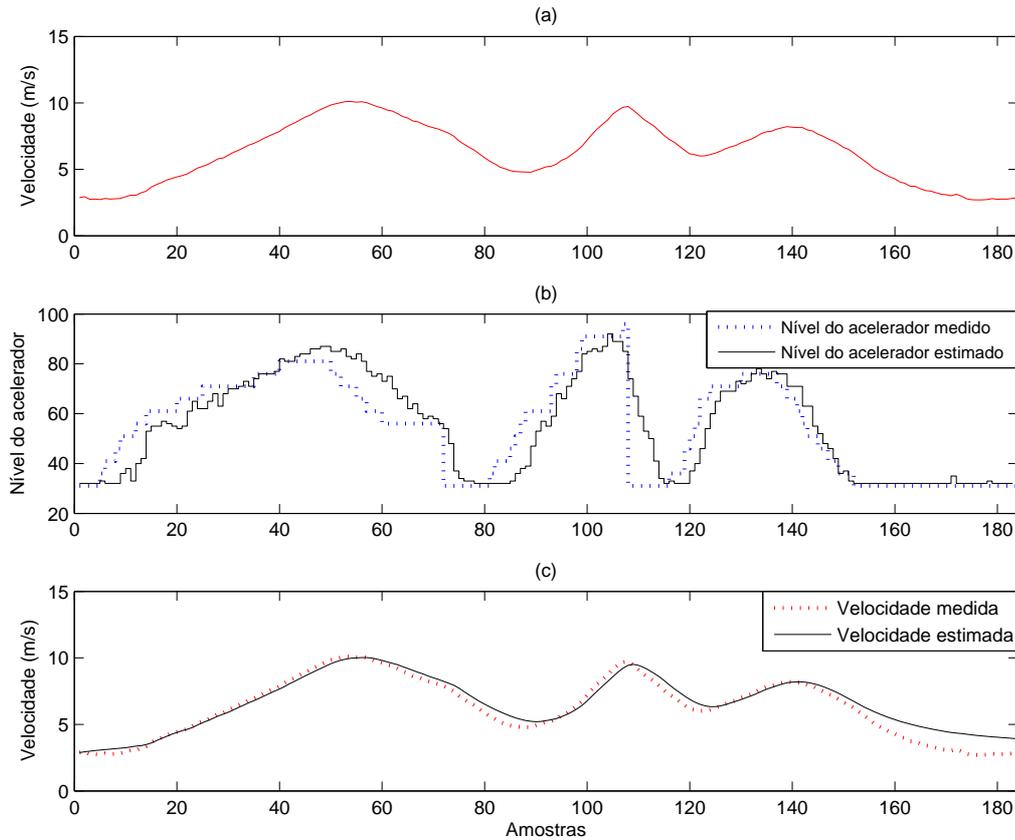


Figura 4.18: Gráfico da validação do modelo inverso. (a) é a curva de velocidade obtida experimentalmente de um conjunto entrada-saída e que foi definido como entrada do modelo inverso (V^*), (b) apresenta a comparação entre os níveis de acelerador real e estimados pelo modelo inverso, e (c) mostra a saída do modelo (direto) obtido na Seção 4.2 tendo como entrada o nível de acelerador estimado pelo modelo inverso. A curva de (a) também é mostrada em (c) para efeitos de comparação.

4.3.2 Controlador básico

O controlador final almejado é aplicado à plataforma experimental vista na Seção 4.1. Para possibilitar a inserção do controlador, todas as funções de transferência discretas foram convertidas em equações a diferenças, tendo como taxa de amostragem (T_a) a mesma definida no início deste capítulo.

Na programação da plataforma experimental, as funções quadráticas utilizadas na interpolação dos parâmetros do modelo foram substituídas por uma *lookup table*, sendo esta uma tabela com quatro colunas, referentes, respectivamente, aos parâmetros \hat{a}_1 , \hat{a}_2 , \hat{b}_1 e \hat{b}_2 . O número de linhas é determinado pelo intervalo de números inteiros correspondentes à limitação mínima do acelerador (32) até a máxima adotada neste trabalho (100),

portanto, uma linha para cada posição permitida do acelerador.

A concepção do controlador básico foi apresentada anteriormente na Subseção 3.2.2. Trata-se do tipo de controle que utiliza o modelo inverso da dinâmica longitudinal, considerando somente movimentos em primeira marcha. O seu diagrama de blocos foi apresentado na Figura 3.7.

Este controlador foi simulado em ambiente MATLAB, sendo que o bloco “carro” da Figura 3.7 foi representado pelo seu próprio modelo direto obtido anteriormente. A sintonia do controlador foi realizada através desta simulação, buscando respostas sem sobressaltos em relação à referência. Respostas com comportamento aproximadamente criticamente amortecido foram obtidas para $K_p = 1$ e $K_i = 0,1$. A Figura 4.19 mostra os resultados em forma de gráfico. Nesta simulação, o carro parte inicialmente do repouso. Durante os primeiros dez segundos, o carro tende a obter a sua velocidade de marcha lenta (em torno de 10 km/h). Após este trecho, o carro recebe degraus de referência de 30, 15 e 25 km/h até o instante de 88 segundos. O próximo degrau aplicado é de 5 km/h. Porém, como pode ser visto no gráfico, a velocidade não pode ser atingida, uma vez que está abaixo da velocidade de marcha lenta e exigiria a aplicação do pedal de freio. Durante este trecho, a estratégia *anti-windup* agiu de forma a não permitir a acumulação do erro. Um degrau de referência 20 km/h foi atribuído no instante 120 segundos. Foram simulados dois distúrbios que supostamente acometeram a planta, da forma como foi mostrado no diagrama da Figura 3.7, em que sinais de perturbações são inseridos no bloco que representa o carro. Estes distúrbios consistiram de dois sinais de meio período de uma senoide com duração de 10 segundos cada, para que fossem vistos pelo controlador como, por exemplo, mudanças na inclinação da pista (positivas e negativas, respectivamente) durante trocas de níveis do terreno ou algum subsistema do próprio veículo, tal como o arrefecimento ou condicionador de ar, que entrou em atividade (somente para o caso do primeiro distúrbio). Note que houveram reações no acelerador a fim de compensar estas perturbações. Por fim, um degrau de 35 km/h finaliza a simulação.

Durante todo o texto foi deixado explícito a não linearidade do modelo dinâmico longitudinal. Para amenizar este problema no controle, a aplicação do seu modelo inverso mostrou-se ser bastante favorável. A seguir é proposta a validação desta técnica, especificamente para o controle longitudinal do CADU.

Considere a remoção do modelo inverso do diagrama mostrado na Figura 3.7, resultando, então, em um controle puramente PI. Como o modelo do carro é não linear, foi escolhido um ponto de operação mediano (que consiste na mediana de seus parâmetros)

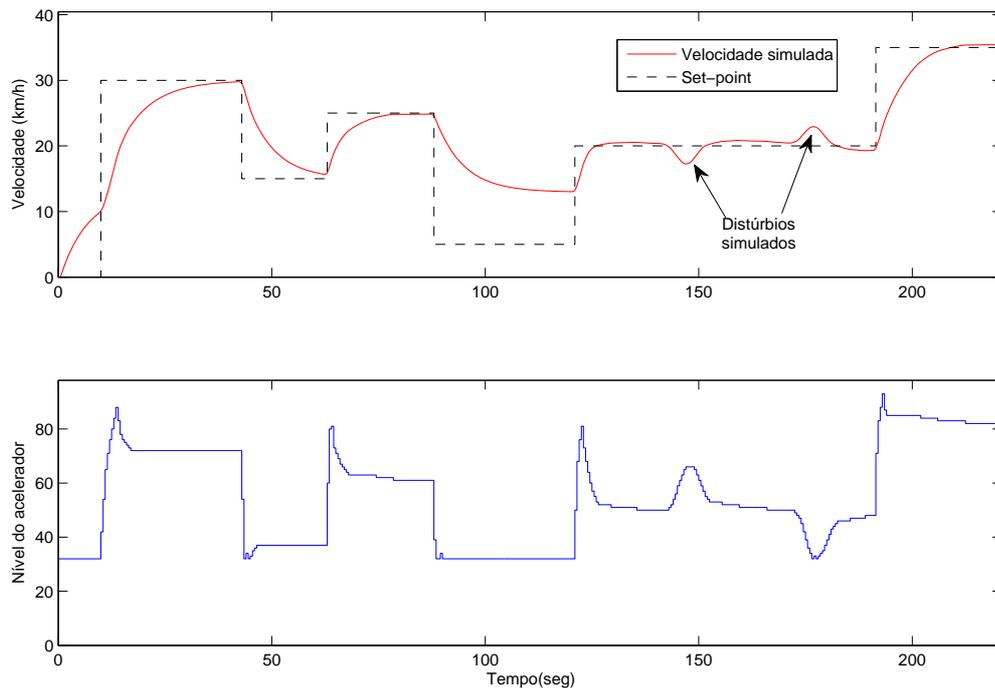


Figura 4.19: Simulação do controlador básico com aplicação de distúrbios.

para sintonizar o PI. O comportamento tomado como base nesta sintonia corresponde a situação que a resposta de velocidade tenha um comportamento semelhante ao obtido na simulação do controlador com o modelo inverso, ou seja, apresentando uma característica de superamortecimento, porém, próxima da região crítica. Os valores encontrados para as constantes K_p e K_i do controlador puramente PI foram 20 e 2, respectivamente.

O gráfico da Figura 4.20 apresenta a simulação que mostra o desempenho do controlador com a ausência do modelo inverso, considerando diferentes patamares de referência, mas mantendo-se os ganhos do controlador constantes. Note que estes patamares foram normalizados, de forma que fosse possível analisar mais claramente a variação do comportamento para os diferentes *set-points*. Todas as curvas tiveram como velocidade inicial 4 m/s (14,4 km/h), garantindo assim, que não sofresse interferência da região de marcha lenta.

A Figura 4.20 revela que o comportamento da resposta varia em função do degrau de referência aplicado. A explicação para isto está na não linearidade do modelo do carro. Os parâmetros variam de acordo com o ponto de operação e como neste caso não há nenhuma estrutura que compense estas mudanças, a resposta do controlador será indesejável em muitas situações, causando oscilações e perda de desempenho.

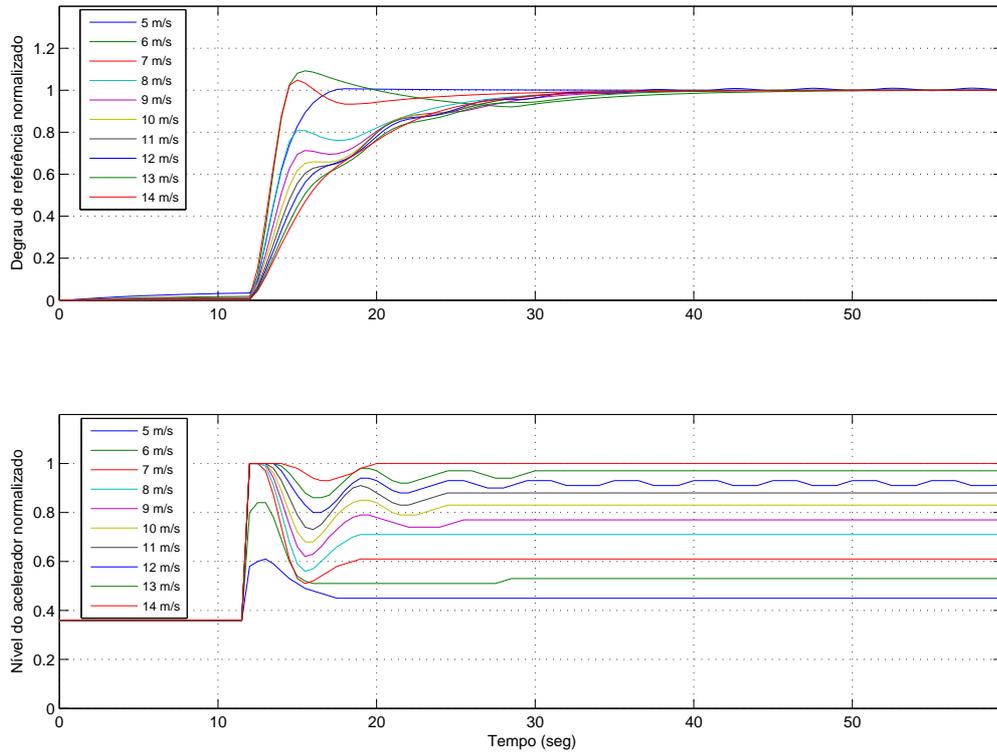


Figura 4.20: Desempenho do controlador com a ausência do modelo inverso para diferentes patamares de referência.

Como efeito de comparação, mostra-se o gráfico que mostra o desempenho do controlador que utiliza o modelo inverso para compensar as não linearidades da planta (Figura 4.21). É possível observar que as variações nos degraus de referência pouco modificaram a qualidade da resposta, validando assim, o método utilizado.

Com base nos resultados apresentados na simulação do controlador, este foi implementado na plataforma experimental descrita na Seção 4.1, considerando as limitações da mesma já mencionadas anteriormente e tomando as precauções necessárias para garantir um funcionamento seguro no CADU.

Antes de realizar os testes experimentais do controlador, foi elaborada uma forma de verificar o seu funcionamento no CADU, porém sem que os comandos fossem direcionados para os atuadores de acelerador e freio. A intenção era garantir que não haveriam sinais gerados pelo controlador ou por algum mau funcionamento da plataforma que pudesse ocasionar insegurança nos testes experimentais. A saída encontrada foi criar um sistema *hardware in the loop* que receberia os comandos dos atuadores e, com base no modelo da dinâmica longitudinal do carro, enviaria como resposta a velocidade em m/s.

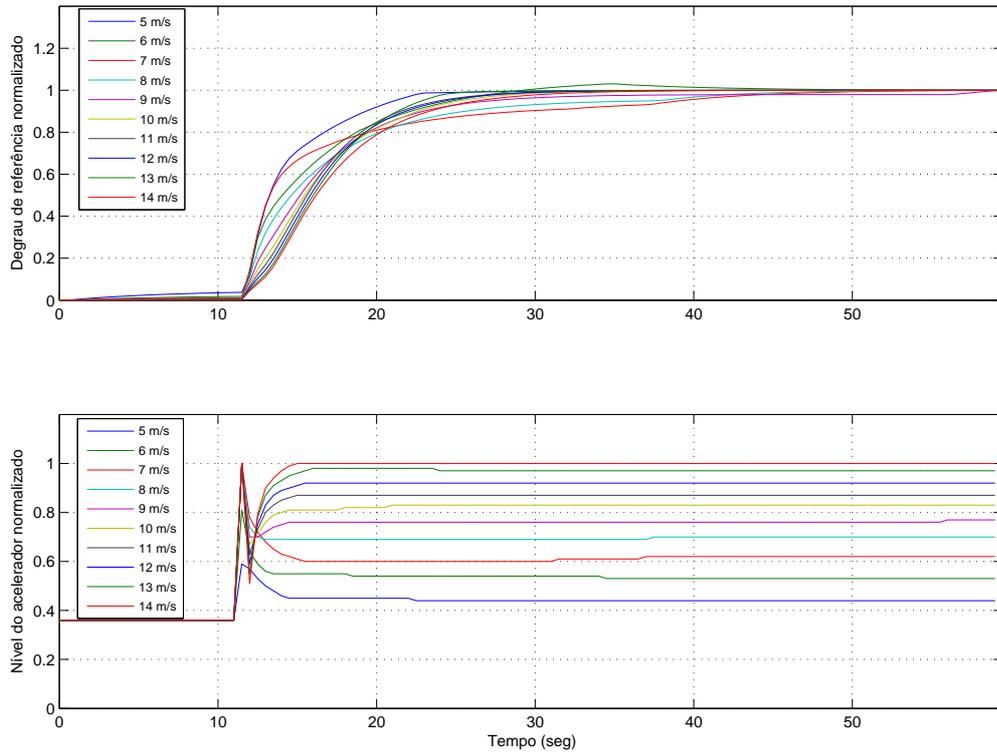


Figura 4.21: Desempenho do controlador com a presença do modelo inverso para diferentes patamares de referência.

A criação do sistema de *hardware in the loop* consistiu em adicionar o modelo da dinâmica longitudinal (obtido na Seção 4.2) em um microcontrolador contido em uma nova placa protótipo como aquela da Figura 4.2. Para tanto, o modelo foi codificado em linguagem *C* e a placa foi conectada à rede de tempo real Modbus com endereço e funções específicas, tornando possível que o mestre da rede, o computador responsável pelo controle do CADU, enviasse os valores dos atuadores e tivesse como resposta a velocidade longitudinal. Um computador externo foi ligado à rede Modbus através de um conversor USB/RS-485 e fazia a leitura pelo MATLAB das perguntas e respostas referentes ao nó *hardware in the loop*, apresentando os resultados em um gráfico gerado em tempo real.

Os resultados obtidos pelo sistema *hardware in the loop* mostraram que os sinais que seriam enviados para os atuadores de acelerador e freio durante os experimentos estavam em conformidade com o padrão observado na simulação computacional e a velocidade também estava sendo controlada de forma condizente com a simulação.

Com a plataforma de controle previamente testada, alguns experimentos com o controlador básico foram realizados no dinamômetro de rolos do CETEC. Um dos trechos

deste controle pode ser visto na Figura 4.22. Apesar do dinamômetro ser capaz de simular um circuito real, através da inserção dos parâmetros do carro, como neste trabalho não há acesso às informações de fábrica do Chevrolet Astra, no qual se baseia o CADU, não foi possível fornecer ao dinamômetro os dados de *coast down*¹, que tornariam os testes com características mais reais.

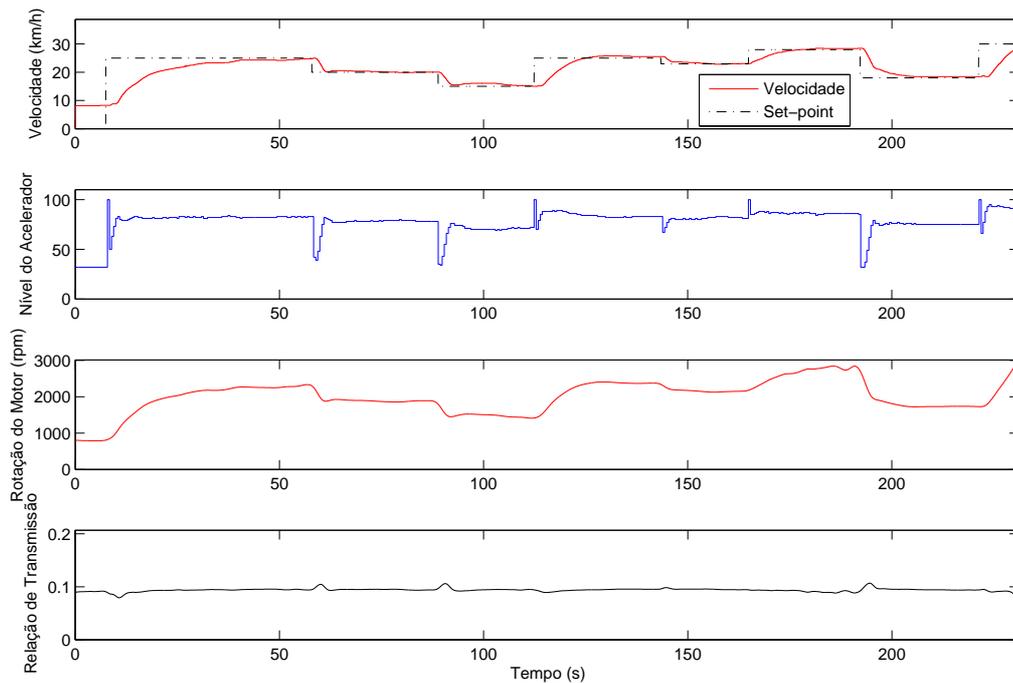


Figura 4.22: Resultado experimental do controlador básico no dinamômetro de rolos do CETEC.

Mesmo com a ausência dos dados de *coast down*, foi possível realizar os experimentos com o controlador básico. Além das velocidades de referência e medida, a Figura 4.22 apresenta ainda os gráficos da atuação do acelerador, rotação do motor e relação de transmissão instantânea. Como é sempre mantida a primeira marcha, o último gráfico revela um valor praticamente constante em torno de 0,09, exceto pelos pontos em que há atuação do conversor de torque. É possível observar ainda que a ativação do controlador foi feita quando o carro estava com a velocidade de marcha lenta e não em situação estática, já que o controlador ainda não contemplava a aplicação do freio.

Por fim, testes com o controlador básico foram realizados nas ruas do campus Pam-

¹Dados de *coast down* referem-se a um conjunto de informações adquiridas por meio de um teste de mesmo nome (*Coast Down Test*) que é utilizado para determinar a resistência de rolamento e arrasto aerodinâmico por desaceleração livre. No Brasil, este teste é regulamentado pela NBR 10312 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) [ABNT, 2009].

pulha da UFMG. A Figura 4.23 apresenta os gráficos referentes a um ensaio realizado na Av. Reitor Mendes Pimentel que pode ser considerado um local plano do campus com um trajeto retilíneo sem obstáculos.

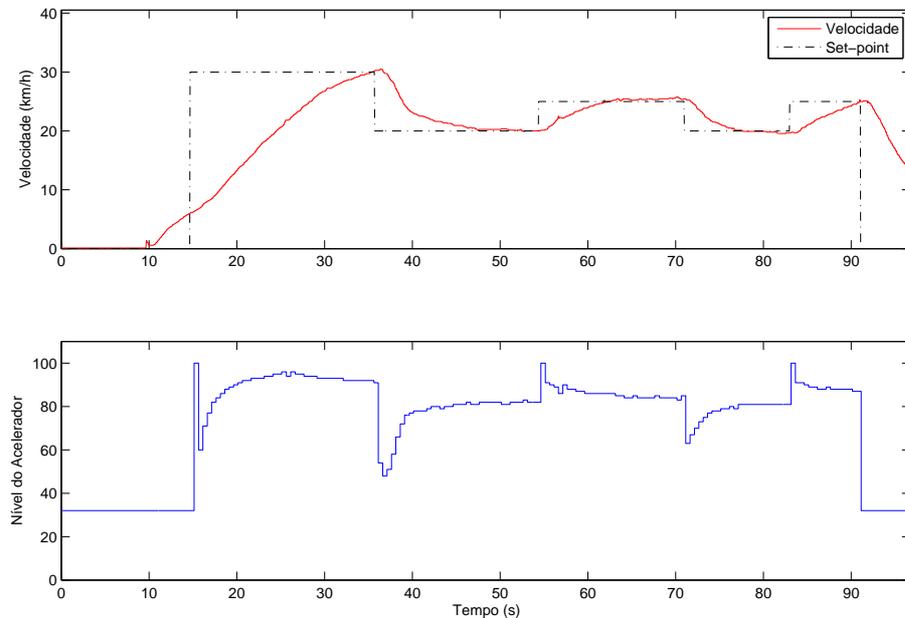


Figura 4.23: Resultado experimental do controlador básico.

O controlador mais uma vez mostrou-se capaz de controlar a velocidade longitudinal seguindo os patamares predefinidos. Como forma de comparar os resultados do controlador básico experimental com o simulado, este último ensaio foi reconstruído no ambiente de simulação e os gráficos por ele gerados são mostrados a seguir na Figura 4.24. É possível observar que ambos resultados possuem comportamentos semelhantes, o que reforça a qualidade do modelo obtido.

A seguir será apresentado a validação do controlador incluindo a atuação no pedal do freio. Esta atuação traz o benefício de tornar as desacelerações mais rápidas e permitir o controle abaixo da velocidade de marcha lenta e de parada total.

4.3.3 Controlador com freio

A inserção do freio no controlador, conforme foi mostrado na Subseção 3.2.3, é realizada por meio da integração com o controlador básico, em que uma lógica de chaveamento mutuamente excludente seleciona a ação de acelerar ou frear, já que ambos atuadores não podem atuar ao mesmo tempo. Ao contrário do controlador básico em que um modelo

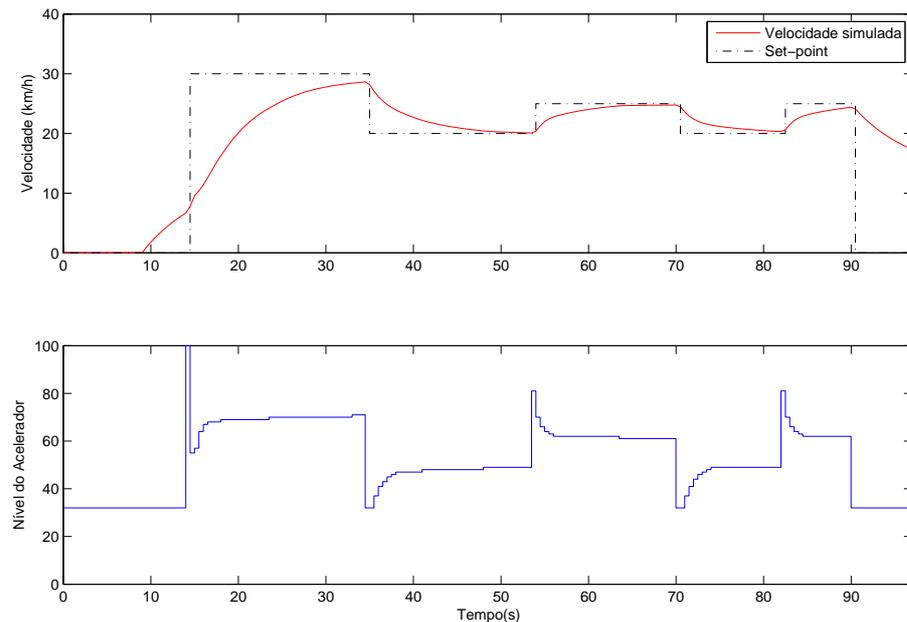


Figura 4.24: Resultado simulado do controlador básico experimental da Figura 4.23.

foi obtido para a atuação do acelerador, a dinâmica do freio foi simplificada, associando a aplicação do pedal às desacelerações médias correspondentes. A técnica de utilização do modelo inverso também foi implementada para este atuador, com a finalidade de amenizar as não linearidades que foram constatadas a partir de dados reais. A utilização de um bloco PI específico para este sistema garante rejeição das perturbações e compensa as imperfeições do modelo.

A validação deste controlador foi realizada diretamente no CADU. Foi escolhido um lugar em que fosse possível testar o controlador durante um bom intervalo de tempo, sem qualquer intervenção humana nos pedais de freio e acelerador. Como este trabalho não contempla o controle lateral, foi necessário que uma pessoa realizasse as mudanças de direção. O lugar escolhido novamente foi a Av. Reitor Mendes Pimentel no Campus Pampulha da UFMG, pelas características já citadas. As constantes $K_{p_{freio}}$ e $K_{i_{freio}}$ foram ajustadas para os valores 0,5 e 0,04, respectivamente, obtidos também pelo método manual de tentativa e erro.

O trajeto consistiu em duas voltas completas pela avenida, variando os degraus de velocidade de referência e contemplando, inclusive, uma situação de parada total. A duração do trajeto foi de 10 minutos, cuja distância percorrida foi de aproximadamente 3 km. A Figura 4.25 mostra a reconstrução do trajeto realizado pelo carro durante o teste através de dados de satélite capturados por um aparelho GPS. Durante o teste não foi

necessário qualquer intervenção humana nos pedais. A Figura 4.26 apresenta os gráficos das velocidades de referência e medida, assim como os comandos de acelerador e freio.

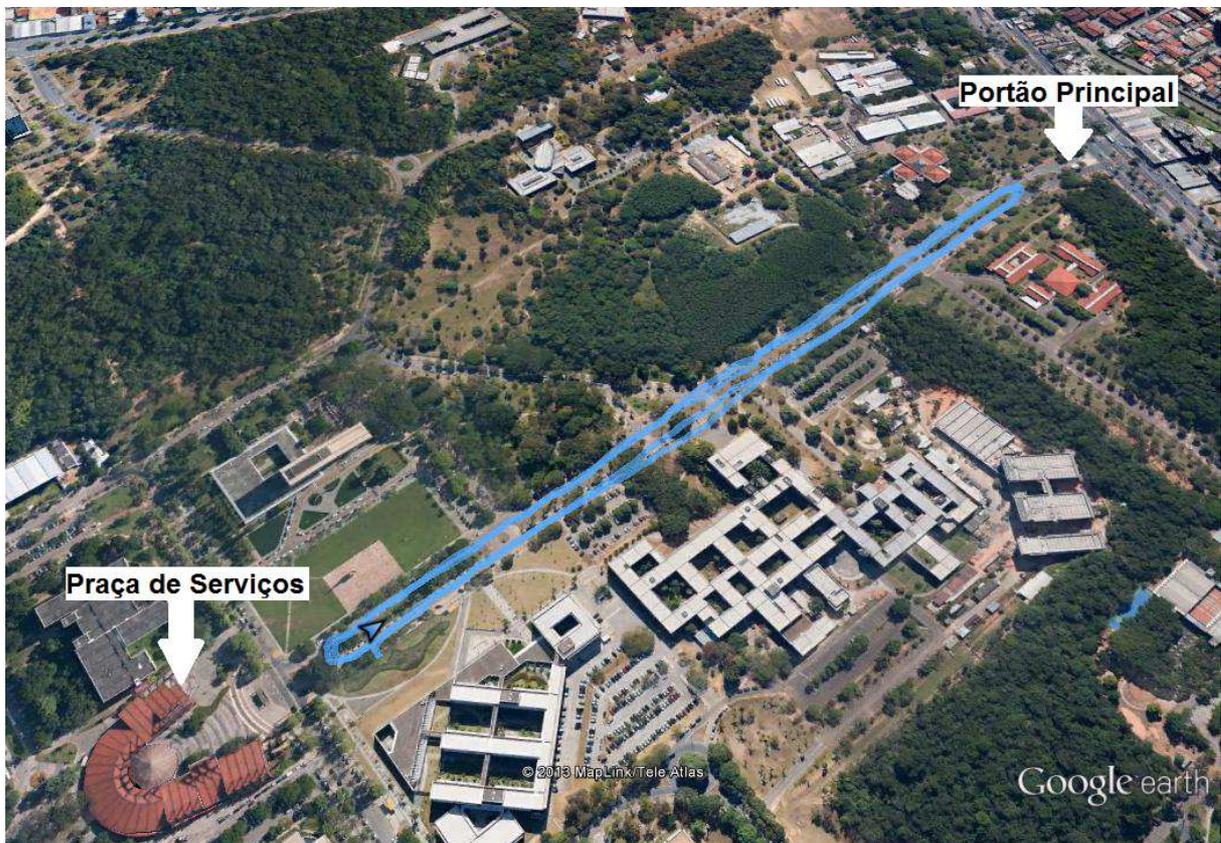


Figura 4.25: Reconstrução do trajeto através de dados de satélite.

É possível observar pela Figura 4.26 que a atuação do freio foi necessária apenas em momentos em que haviam requisições de desaceleração, como era esperado pela lógica de chaveamento que foi proposta. Os gráficos dos comandos dos atuadores revelam o comportamento de segurança esperado, que era não permitir a atuação simultânea dos pedais. *Undershoots* de velocidade foram observados durante a atuação do freio, podendo ser ajustados pelas constantes do bloco PI referentes ao freio.

O teste anterior foi realizado em terreno aproximadamente plano e com trajetória retilínea. Portanto, não foi possível avaliar o comportamento esperado de rejeição de perturbações. Por esta razão, um novo teste foi proposto com uma nova trajetória, onde haviam desníveis no terreno e variações de direção. O local escolhido desta vez foi a Av. Prof. Mário Werneck, também dentro do campus Pampulha da UFMG. Os gráficos resultantes do experimento estão dispostos na Figura 4.27. Além das curvas apresentadas nos experimentos anteriores, neste há dois gráficos referentes à inclinação do terreno e à orientação do veículo. Estes dados são obtidos através da rede de tempo real, mais especificamente pelo nó de medição inercial (IMU), que é capaz de enviar informações dos

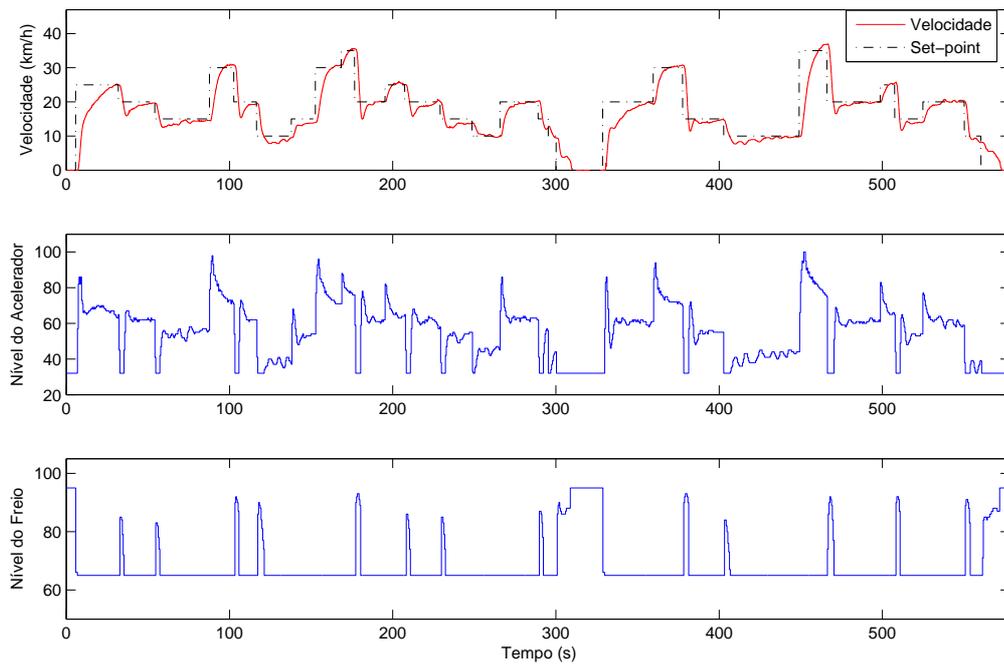


Figura 4.26: Resultados do experimento realizado na validação do controlador com freio.

ângulos de Euler do CADU em relação à Terra, calculados de acordo com o sistema de coordenadas comumente utilizado na aviação. A ideia deste experimento foi tentar manter o carro em uma velocidade longitudinal constante escolhida de 20 km/h, de forma que fosse possível realizar curvas sem a necessidade de reduzir a velocidade. O experimento foi todo realizado em primeira marcha, com o controlador dotado de atuação no freio, podendo este ser aplicado, caso fosse necessário.

Algumas análises podem ser feitas à respeito dos gráficos da Figura 4.27. É possível observar, por exemplo, que ao circular por áreas de inclinações positivas, houve uma leve queda na velocidade, porém o controlador reagiu, aumentando o nível do acelerador. Entretanto, após o cessamento da inclinação positiva, o veículo ultrapassou o valor de *set-point* em 2 km/h durante alguns instantes, devido ao atraso do controlador. Era esperado que as mudanças de direção do carro pudessem afetar consideravelmente a velocidade. Com intuito de testar esta hipótese, o veículo foi colocado para contornar a rotatória (em torno de duas voltas), cujo último gráfico da Figura 4.27 mostra a variação da orientação do veículo. Porém, não foi observado uma alteração significativa durante o trajeto, nem durante as transições (início e fim) do movimento giratório. Por fim, na última porção do teste, o veículo trafegou por uma zona de inclinação negativa e foi notado um pequeno acréscimo na velocidade, acompanhado da reação do controlador no sentido de desacelerar

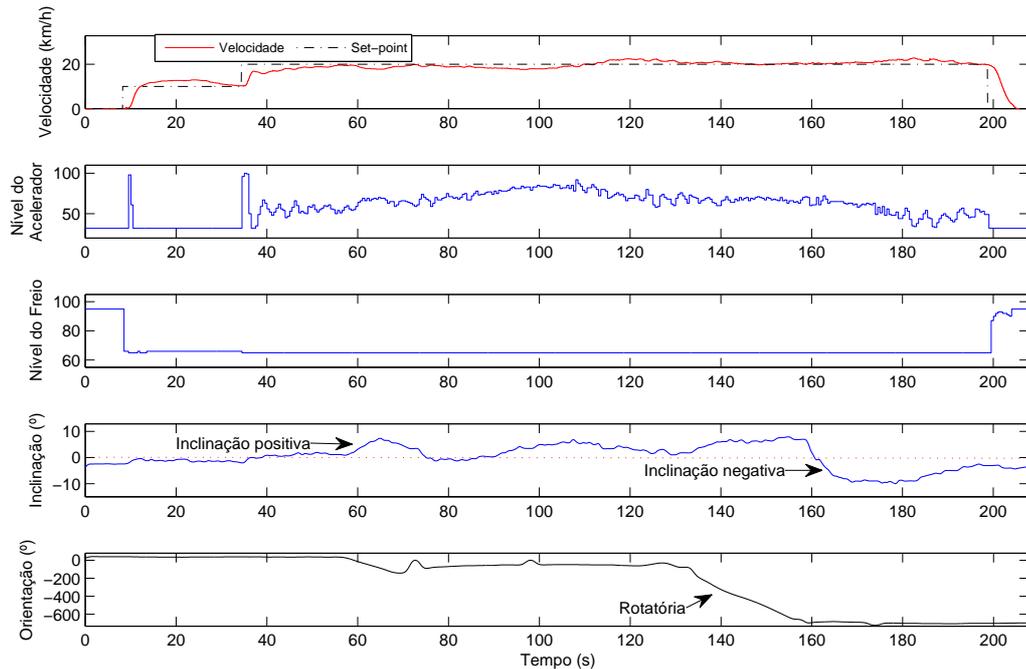


Figura 4.27: Resultados experimentais da validação do controlador com freio em situações de desníveis no terreno e variações de direção.

o carro.

4.3.4 Controlador em modo *drive*

A concepção do controlador em modo *drive* foi mostrada na Subseção 3.2.4, em que foi proposto uma forma para amenizar as consequências no controle longitudinal causadas pelas mudanças abruptas na dinâmica longitudinal geradas durante as trocas de marchas.

A não compensação das trocas de marchas, leva o controlador à extrapolar a velocidade de referência, tendo como consequência uma queda de desempenho. Na Figura 4.28 é mostrado um experimento realizado em modo *drive* com um controlador que não possui tratamento para trocas de marcha. Observa-se nos gráficos que no momento em que há a troca da primeira marcha para a segunda, a velocidade do veículo é acometida por um sobressinal, pois o controlador não tem a capacidade de prever tal ocorrência, nem de compensar essa mudança brusca na dinâmica longitudinal. O controlador acabou tratando a troca da marcha como uma perturbação, levando alguns segundos para atingir a referência. As mudanças das marchas puderam ser constatadas nos dois gráficos inferiores, onde é possível notar uma queda brusca da rotação do motor e um aumento na relação de transmissão, durante a transição da primeira para a segunda marcha.

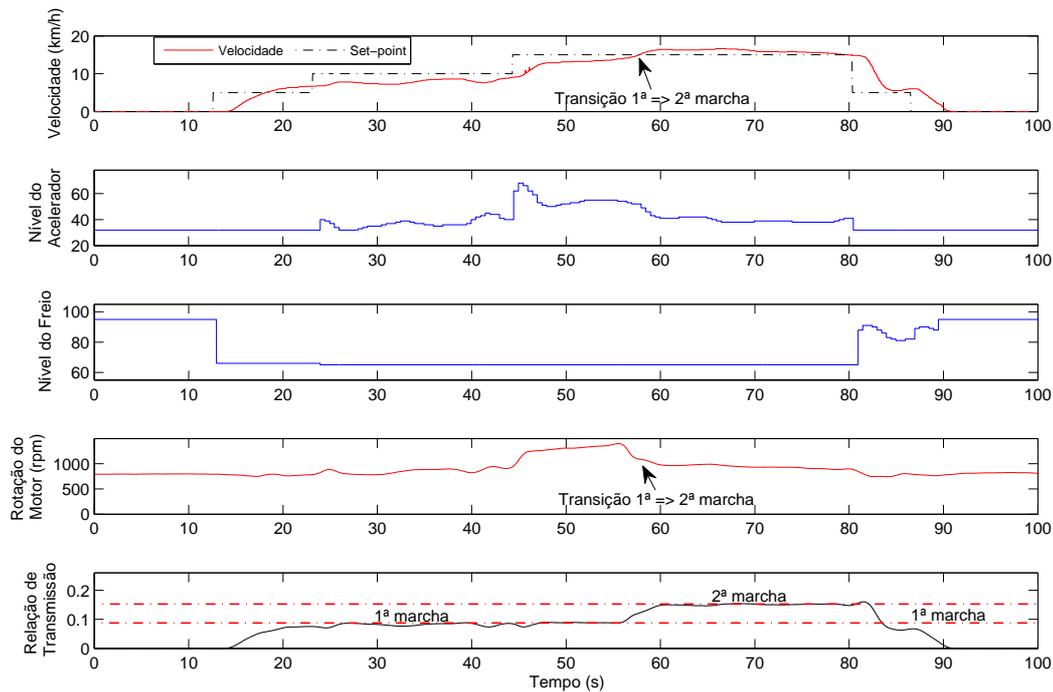


Figura 4.28: Exemplo de um experimento realizado em modo *drive* com um controlador que não possui tratamento para trocas de marcha.

O controlador com compensação das trocas de marchas foi então inserido na plataforma experimental e um teste semelhante ao realizado na seção anterior foi executado. O trajeto novamente consistiu em duas voltas completas pela Av. Reitor Mendes Pimentel no Campus Pampulha da UFMG. A escolha deste ambiente foi motivada pelas mesmas características anteriormente citadas.

Degraus de referência de velocidade foram aplicados durante os testes, incluindo situações de parada. A duração deste ensaio foi também de aproximadamente 10 minutos. A Figura 4.29 apresenta os gráficos das velocidades de referência e medida, os comandos de acelerador e freio, a velocidade de rotação do motor e a relação de transmissão instantânea. Assim como nos testes de primeira marcha, não foi necessária qualquer intervenção humana nos pedais durante o experimento.

Como visto na Figura 4.29, o controlador foi capaz de seguir o comportamento geral do sinal de referência de velocidade. As desacelerações se apresentaram de forma mais suave, porém, visualmente, percebe-se uma queda de desempenho quando comparado com a resposta do controlador de primeira marcha. Durante o teste houveram trocas das marchas 1 à 3, que foram evidenciadas pelo gráfico da relação de transmissão por meio da comparação com os patamares definidos pelos valores inversos da Tabela 4.5. Picos

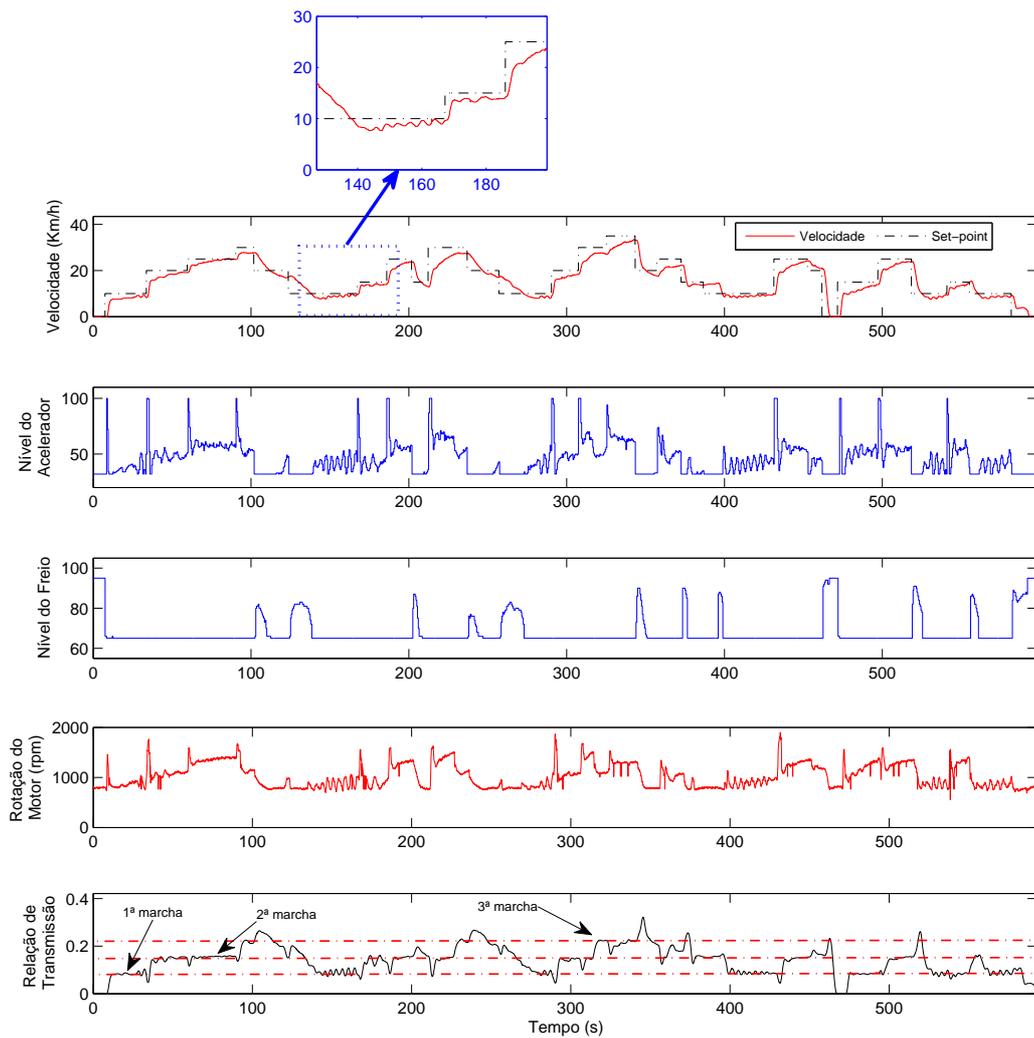


Figura 4.29: Resultados do experimento realizado na validação do controlador em modo *drive*.

foram notados durante as desacelerações, causados pela ação do conversor de torque, em que o motor desacelera mais rápido do que o próprio carro, gerando saltos na razão que estima a relação de transmissão. Esses picos dão a errada impressão de que o carro atingiu marchas superiores.

O retângulo azul pontilhado em destaque no gráfico de velocidade da Figura 4.29 mostra um trecho semelhante ao apresentado na Figura 4.28 em que há mudança de referência de 10 para 15 km/h. Desta vez, porém, como havia compensação da troca de marcha, não ocorreu sobressinal em relação à velocidade de referência.

Como avaliação final, o controlador em modo *drive* mostrou-se capaz de amenizar os efeitos das trocas de marchas e foi observado uma maior suavidade durante as desacelerações quando comparado ao controlador que contempla apenas a primeira marcha e

freio, mas mesmo assim foi notado visualmente uma queda considerável no seu desempenho em relação ao controlador anterior, principalmente quando o veículo operava em terceira marcha. Os motivos para essa queda de desempenho podem ser explicadas pelo fato de ter sido utilizado apenas um ajuste aproximado no ganho do modelo inverso para compensar os efeitos causados pelas trocas de marchas, que são mudanças abruptas na dinâmica longitudinal do veículo. Este ajuste, que já é um método aproximado, se baseou numa estimação da relação de transmissão instantânea, obtida através da razão entre as velocidades da roda e do motor. Como já abordado durante este trabalho, o conversor de torque está presente entre o motor e as rodas e resulta em oscilações consideráveis nesta razão. A impossibilidade de acesso à ECU, ou até mesmo de uma modelagem específica para o conversor de torque, traz a limitação de não se conseguir prever os momentos das trocas de marchas com precisão e suas consequências no *powertrain*.

5 *Conclusões e Trabalhos Futuros*

Neste trabalho foi proposto um controlador longitudinal para o Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG, capaz de regular a sua velocidade de cruzeiro. Para tanto, optou-se pelo uso de técnicas de identificação de sistemas na obtenção de um modelo que representasse a dinâmica do veículo. O controlador concebido utiliza o inverso do modelo obtido concatenado com uma ação PI para compensar as não linearidades e rejeitar as perturbações inerentes ao sistema dinâmico em estudo. As conclusões à respeito tanto da modelagem quanto do controle são apresentadas a seguir.

5.1 **Modelo**

O modelo da dinâmica longitudinal correspondente a atuação do pedal de acelerador foi criado a partir das equações da física, que foram utilizadas para definir uma estrutura linear, cujos parâmetros foram determinados por uma etapa de identificação estocástica baseada em dados, caracterizando assim, uma modelagem do tipo caixa cinza.

Uma grande dificuldade do processo de identificação foi a não linearidade inerente ao motor à combustão e aos sistemas de transmissão do veículo, principalmente o conversor de torque. Para superar esta dificuldade, neste trabalho foram realizados ensaios em diversos pontos de operação do motor. Para cada um destes pontos de operação foi determinado um modelo linear, e a composição destes modelos gerou um modelo geral, tendo como entrada, o nível do acelerador. Como a estrutura de todos os modelos foi considerada a mesma, os parâmetros do modelo geral foram determinados pela interpolação dos parâmetros encontrados para cada ponto de operação.

A validação foi feita por meio de dados distintos aos da etapa de estimação, através de simulações livres e predições de n passos à frente. Valores de RMSE inferiores a 0,9 m/s foram obtidos, dando bom indício de que o modelo concebido tem a capacidade de representar a dinâmica longitudinal do CADU, entretanto, contemplando apenas o movimento em primeira marcha.

Em relação à entrada de freio, por questões práticas, não é possível encontrar um modelo utilizando as técnicas usadas para o acelerador. Por isso, foi proposto uma modelagem simplificada em que cada intensidade de aplicação do pedal foi associada com sua correspondente desaceleração longitudinal média. Estes dados foram obtidos em ensaios experimentais, variando as intensidades de frenagem. O modelo geral do freio foi concebido através da interpolação dos valores obtidos nos testes.

A impossibilidade de fixar as marchas 2, 3 e 4 durante os ensaios, impediu a aplicação das técnicas de identificação na obtenção de modelos individuais para cada marcha. A alternativa encontrada foi aproximar o modelo anteriormente obtido para a primeira marcha, promovendo um ajuste nos valores dos parâmetros que eram afetados pela alteração da troca de marchas. Para isso, portanto, seria necessário monitorar o valor da relação de transmissão instantânea. Como neste trabalho não foi previsto qualquer intervenção da ECU do carro, a forma sugerida de obtenção deste valor se baseou na razão entre as velocidades da roda e do motor. Os resultados mostraram uma aproximação razoável, porém, afetados pela ação do conversor de torque durante, principalmente, as desacelerações.

Como conclusão, observa-se que a modelagem da dinâmica longitudinal de um automóvel apresenta dificuldades, devido aos elementos não lineares e aos mecanismos que eventualmente são acoplados. A falta de acesso a informações detalhadas da dinâmica dos componentes pode impedir a obtenção de modelos fidedignos. Este trabalho visou buscar alternativas a esta falta de informações e encontrar um modelo suficiente para a aplicação do controle.

5.2 Controlador

O controle longitudinal apresentado nesta dissertação é resultado de uma tentativa de conceber um controlador que fosse simples, ao ponto de ser implementado em tempo real na plataforma experimental, e ao mesmo tempo que tivesse um bom desempenho, com a capacidade de controlar a velocidade de cruzeiro de forma suave.

O controlador concebido foi apresentado no decorrer do texto, partindo de uma composição mais simples, até alcançar uma mais completa. O processo de obtenção foi então dividido em três fases: controlador básico, controlador com freio e controlador em modo *drive*.

O primeiro utiliza uma ação Proporcional e Integrativa concatenada ao inverso do modelo gerado por identificação caixa cinza, que contempla apenas os movimentos realizados

em primeira marcha. A inserção do bloco PI teve como objetivo rejeitar os distúrbios que acometem a planta e o uso do inverso do modelo proporcionou uma amenização dos efeitos causados pela não linearidade do sistema dinâmico. Os resultados gerados por este controlador mostraram uma capacidade de seguir os degraus de referência, tanto no ambiente simulado, quanto no dinamômetro de rolos e experimentos de campo. Porém, por não possuir atuação no freio, valores abaixo da velocidade de marcha lenta não poderiam ser atingidos, nem era possível imprimir maiores desacelerações durante as trocas dos degraus.

O segundo controlador foi resultado da melhoria do primeiro por meio da inserção da atuação do freio, utilizando uma estrutura de controle semelhante à do acelerador, porém, com um modelo específico de desacelerações. Uma lógica de chaveamento foi proposta, já que ambos atuadores não podem atuar ao mesmo tempo. Os experimentos realizados com este controlador mostraram que, assim como no controlador anterior, este também apresentou a capacidade de seguir os degraus de referência, porém atuando no freio apenas nos momentos em que haviam requisições de desaceleração ou parada, de acordo com a lógica de chaveamento que foi proposta. Com isso, o controlador foi capaz de atingir as referências de velocidade de forma mais rápida. Um ensaio realizado para testar o comportamento do controlador em situações em que a planta era submetida a distúrbios revelou a capacidade de amenizar os efeitos indesejados causados por inclinações na pista tanto positivas quanto negativas. Não foram constatados distúrbios consideráveis durante as mudanças de direção, como havia sido imaginado.

O último controlador apresentou uma proposta de amenizar os efeitos causados pelas mudanças bruscas na dinâmica longitudinal devido às trocas de marchas. Esta proposta consistiu em realizar um ajuste no ganho dos parâmetros do modelo relacionados com a transmissão. Para tanto, este ajuste foi baseado na razão entre a relação de transmissão instantânea com a relação da primeira marcha. Os resultados mostraram que este controlador, assim como os anteriores, também foi capaz de seguir o comportamento geral da referência de velocidade. Além disso, as desacelerações se apresentaram de forma mais suave quando comparado ao segundo controlador, mas, por outro lado, houve uma queda de desempenho nas situações em que o veículo operava em terceira marcha. Esta queda foi possivelmente causada pela aproximação não apropriada das trocas de marchas, representada apenas por apenas um ganho, não considerando características dinâmicas. Além do mais, uma possível má qualidade da estimação da relação de transmissão, decorrente da ação do conversor de torque, pode ter provocado efeitos indesejados no controle.

Com relação à aplicação, o controlador que contempla apenas a primeira marcha e aplicação do freio mostrou ser mais adequado para circuitos urbanos com velocidades inferiores a 40 km/h. Porém, para circuitos mais rápidos, não resta alternativa do que utilizar o controlador em modo *drive*.

Considerando os aspectos gerais dos três controladores apresentados, foi observado uma maior dificuldade no controle nas situações em que as referências estavam abaixo de 15 km/h. Nestas ocasiões, a dinâmica do *powertrain* era dominante em relação à carroceria e, portanto, haviam dificuldades para compensar as não linearidades, principalmente advindas da operação do conversor de torque. Talvez esta relação de dominância seja uma das razões pela qual o sistema de *cruise control* comercial, só pode ser ativado em velocidades acima de 30 ou 40 km/h. Como mencionado no Capítulo 2, nos últimos anos têm sido lançado controladores de cruzeiro comerciais mais aprimorados, motivados pelo uso do ACC, que permite regular velocidades mais baixas.

Outra observação a ser feita sobre os controladores é com relação a inicialização, já que foi observado um desempenho abaixo do esperado durante os primeiros segundos na operação dos controladores. Esta característica é resultado da inicialização inadequada da parcela de integração do PI. Uma possível solução para este problema seria a utilização de uma estratégia de controle puramente proporcional durante os instantes iniciais de ação do controlador.

À respeito da plataforma experimental, o RTAI realmente foi capaz de garantir tempos precisos para o funcionamento do controlador e executá-lo de forma adequada. Porém, com o aumento do tráfego na rede de tempo real e a inserção dos cálculos do controlador longitudinal, perda de dados, travamentos durante a desabilitação do controlador e lentidão no sistema operacional foram observados, mas nenhum destes fatores comprometeu a segurança dos testes. A incapacidade do RTAI em realizar cálculos com pontos flutuantes foi um dos maiores desafios durante a implementação do controlador.

Uma dificuldade encontrada para a realização dos testes consistiu na ausência de locais mais adequados. As ruas do campus Pampulha da UFMG apresentam pisos bastante irregulares e com intenso fluxo de carros durante os dias úteis. Portanto, a maioria dos experimentos possuem ocorrência limitada, e foram principalmente realizados aos sábados à tarde e domingo, para garantir um pouco mais de segurança e menor frequência de interrupção dos testes devido à fatores externos. Apesar do CADU ser um carro visualmente caracterizado como veículo autônomo e com avisos de “mantenha distância”, estas informações são tratadas com desatenção pela maioria dos motoristas e pedestres.

5.3 Trabalhos Futuros

Alguns trabalhos futuros podem ser sugeridos a partir deste, podendo apresentar-se como formas de melhoria para o controlador apresentado ou sendo novos trabalhos decorrentes da regulação de velocidade longitudinal.

Neste trabalho não foi possível encontrar modelos por técnicas de identificação para a entrada do acelerador que contemplassem marchas diferente da primeira, sendo realizado apenas uma compensação do ganho do modelo de primeira marcha durante as trocas de marchas. Como trabalho futuro, é interessante buscar novas formas de obter modelos individuais para cada marcha, com o intuito de melhorar o desempenho do controlador em modo *drive*.

A forma adotada para se obter um modelo para o sistema de frenagem neste trabalho foi suficiente para a concepção do controlador. Porém, é esperado que modelos mais elaborados, em que levasse em consideração a dinâmica do atuador do freio e a modelagem dos elementos do sistema de frenagem nativas do veículo, trariam melhores resultados e possibilitariam análises mais profundas sobre o modo de atuação do freio no funcionamento do controlador.

O controlador desenvolvido priorizou um comportamento suave, principalmente nas acelerações positivas, como forma de não causar receio aos passageiros do veículo. Estas questões foram discutidas no Capítulo 3. Considerando que possam ser realizadas melhorias na plataforma experimental e aumentar a sua confiabilidade, um ajuste nos ganhos do controlador é previsto para prover maiores acelerações, com intuito de se obter respostas mais rápidas.

É previsto também como trabalho futuro um estudo mais aprofundado na lógica de chaveamento entre as ações do freio e acelerador, incluindo outras informações além da aceleração requerida, tais como a velocidade, em que o chaveamento fosse baseado não apenas em regiões, mas também em uma curva dependente da velocidade, o que traria um melhor desempenho para velocidades superiores às testadas neste trabalho.

A integração de um elemento de percepção ao controle de velocidade longitudinal, tal como um laser, câmera estéreo ou sensor ultrassônico, que seja capaz de medir distâncias do veículo aos obstáculos ou outros veículos, permite a inserção de alguns dos sistemas que compõem o ADAS, tais como o ACC e *Collision Avoidance*. Se o controle lateral for também integrado, o horizonte de aplicação é estendido para algoritmos mais complexos como o LKA e *Leader Following*.

Pode ser previsto como trabalho futuro um melhor tratamento com respeito às inclinações do terreno. Neste trabalho, estes fenômenos foram tratados como perturbações, mas talvez uma ação *feedforward* possa trazer benefícios para o controle. No entanto, a inclinação medida pela unidade inercial deve ser previamente tratada, uma vez que o valor medido possui uma parcela causada pela ação da suspensão.

Sem dúvidas, o acesso à rede CAN nativa do veículo traria inúmeros benefícios para o controle longitudinal, sem falar nas diminuições da complexidade e possibilidade de falhas. Todas as informações que foram providas pelos sensores para a realização do controle estão contidas na rede CAN. Além delas, várias outras informações, tais como a marcha selecionada, também estão disponíveis nesta rede. A incapacidade de obter dados precisos de relação de transmissão influenciam diretamente na qualidade do controle, principalmente no modo *drive*.

As limitações impostas pelo RTAI, anteriormente discutidas, dificultaram a aplicação do controlador e as suas eventuais falhas limitaram um melhor funcionamento da plataforma experimental. Ajustes nas rotinas do RTAI referentes à comunicação com a rede de tempo real Modbus podem deixar o sistema mais robusto e melhorar tanto a implementação do controlador quanto o manuseio da plataforma de controle.

Por fim, a escolha de locais mais apropriados para a realização dos testes possibilitaria a obtenção de uma maior massa de dados experimentais, que poderiam ser utilizados para fazer ajustes no controlador, além de tornar possível atingir maiores amplitudes de velocidades com segurança. A realização de novos testes no dinamômetro de rolos do CTM é prevista para definir a máxima velocidade possível de ser atingida com o controlador, mantendo os requisitos de desempenho para o qual ele foi projetado neste trabalho.

Referências

- [ABNT, 2009] ABNT (2009). *NBR10312 - Veículos rodoviários automotores leves - Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação no dinamômetro*. Associação Brasileira de Normas Técnicas, Brasil.
- [Aguirre, 2007] Aguirre, L. A. (2007). *Introdução à Identificação de Sistemas: Técnicas Lineares e Não-Lineares Aplicadas a Sistemas Reais*. 3ª edição, Editora UFMG, Belo Horizonte - MG.
- [ANFAVEA, 2012] ANFAVEA (2012). *Anuário da Indústria Automobilística Brasileira*. Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores.
- [Arpem, 2013] Arpem (Acesso em 13/02/2013). Galeria de fotos: Motor opel astra. <http://www.arpem.com>.
- [Arruda, 2012] Arruda, T. A. (2012). Arquitetura de hardware e software para supervisão e controle de um carro autônomo. Master's thesis, Universidade Federal de Minas Gerais. Disponível em <http://www.ppgee.ufmg.br>.
- [Arruda et al., 2011] Arruda, T. A., Campedelli, E. R., e Pereira, G. A. S. (2011). Desenvolvimento de uma rede modbus para o controle de um veículo autônomo. *Anais do Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente*, pages 1179–1184.
- [Atlantic, 2012] Atlantic, T. (08/09/2012). Google's self-driving cars: 300,000 miles logged, not a single accident under computer control. <http://www.theatlantic.com>.
- [Autoevolution, 2013] Autoevolution (Acesso em 14/01/2013). Advanced driver assist system (adas) diagram. <http://www.autoevolution.com>.
- [AutoNOMOS Lab, 2013] AutoNOMOS Lab (Acesso em 16/01/2013). *The AutoNOMOS Project*. Freie Universität Berlin.
- [Baleeiro, 2009] Baleeiro, M. F. (2009). Sistema de acionamento elétrico para frenagem de um veículo autônomo. *Trabalho de Conclusão de Curso, Escola de Engenharia/UFMG*, pages 1–12.
- [BHTRANS, 2012] BHTRANS (2012). *Indicadores da Mobilidade Urbana de Belo Horizonte*. Empresa de Transportes e Trânsito de Belo Horizonte.
- [Broggi et al., 2013] Broggi, A., Cattani, S., Medici, P., e Zani, P. (2013). Applications of computer vision to vehicles: An extreme test. In Cipolla, R., Battiatto, S., e Fari-nella, G. M., editors, *Machine Learning for Computer Vision*, volume 411 of *Studies in Computational Intelligence*, pages 215–250. Springer Berlin Heidelberg.

- [Broggi et al., 2008] Broggi, A., Zelinsky, A., Parent, M., e Thorpe, C. E. (2008). Intelligent vehicles. In Siciliano, B. e Khatib, O., editors, *Springer Handbook of Robotics*, pages 1175–1198. Springer.
- [Byun et al., 2008] Byun, Y.-S., Kim, M.-S., Mok, J.-K., e Kim, Y.-C. (2008). Longitudinal control of bimodal-tram using sliding mode control. In *Proceedings of the International Conference on Control, Automation and Systems, 2008*, pages 1439–1442.
- [Cai et al., 2010] Cai, L., Rad, A., e Chan, W.-L. (2010). An intelligent longitudinal controller for application in semiautonomous vehicles. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 57(4):1487–1497.
- [Carnegie Mellon University, 2013] Carnegie Mellon University (Acesso em 09/01/2013). *Galeria de fotos*. Carnegie Mellon Tartan Racing.
- [Chiang et al., 2006] Chiang, H.-H., Ma, L.-S., Perng, J.-W., Wu, B.-F., e Lee, T.-T. (2006). Longitudinal and lateral fuzzy control systems design for intelligent vehicles. In *Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control*, pages 544–549.
- [Christensen e Pacchierotti, 2005] Christensen, H. I. e Pacchierotti, E. (2005). Embodied social interaction for robots. *Proceedings of the 2005 Convention of the Society for the Study of Artificial Intelligence and Simulation of Behaviour, Hertfordshire, 2005*:40–45.
- [Comogam, 2013] Comogam (01/01/2013). Dream on - tech you wont see in 2013. <http://www.comogam.net/>.
- [Craig, 1989] Craig, J. J. (1989). *Introduction to Robotics: Mechanics and Control*. Addison-Wesley Longman Publishing Co., Inc., Boston, MA, USA, 2nd edition.
- [CTI, 2013] CTI (Acesso em 16/01/2013). *Projeto VERO - Veículo Robótico Terrestre de Exterior*. Centro de Tecnologia da Informação Renato Archer.
- [de Campos e Teixeira, 2010] de Campos, M. C. M. M. e Teixeira, H. C. G. (2010). *Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais*. 2ª edição, Editora Edgard Blucher Ltda., São Paulo - SP.
- [Dias et al., 2012] Dias, J. E. A., Pereira, G. A. S., e Palhares, R. M. (2012). Identificação do modelo dinâmico longitudinal de um carro autônomo. *Anais do XIX Congresso Brasileiro de Automática*, pages 461–468.
- [FAPES, 2012] FAPES (2012). *Projeto de carro que se move sem motorista está na 9ª Semana de Ciência e Tecnologia*. Fundação de Amparo à Pesquisa do Espírito Santo.
- [Fernandes et al., 2012] Fernandes, L., Souza, J., Shinzato, P., Pessin, G., Mendes, C., Osorio, F., e Wolf, D. (2012). Intelligent robotic car for autonomous navigation: Platform and system architecture. In *Proceedings of the Second Brazilian Conference on Critical Embedded Systems*, pages 12–17.
- [Franklin et al., 1990] Franklin, G. F., Powell, J. D., e Workman, M. L. (1990). *Digital Control of Dynamic Systems*. 2ª edição, Addison Wesley, USA.

- [Freitas, 2010] Freitas, E. J. R. (2010). Controle longitudinal de um veículo autônomo. *Projeto Final de Curso, Escola de Engenharia/UFMG*, pages 1–9.
- [Freitas et al., 2009] Freitas, E. J. R., Vinti, M. N. W., Santos, M. M., Iscold, P., Torres, L. A. B., e Pereira, G. A. S. (2009). Desenvolvimento de automação embarcada para um robô móvel baseado em um carro de passeio. *IX Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente*, pages 1–6.
- [Girard et al., 2005] Girard, A., Spry, S., e Hedrick, J. (2005). Intelligent cruise control applications: real-time embedded hybrid control software. *IEEE Robotics Automation Magazine*, 12(1):22–28.
- [GUIZZO, 2011] GUIZZO, E. (2011). IEEE spectrum automaton blog: How google’s self-driving car works. <http://spectrum.ieee.org>.
- [Hedrick et al., 1997] Hedrick, J., Gerdes, J., Maciuga, D., e Swaroop, D. (1997). Brake system modeling, control and integrated brake/throttle switching:phase i. *California PATH Research Report*.
- [Honório et al., 2010] Honório, L. M., Vermaas, L. L. G., Gonçalves, L. M., e Vidigal, M. (2010). Uma metodologia para aprendizado supervisionado aplicada em veículos inteligentes. *Anais do XVIII Congresso Brasileiro de Automática*, pages 1028–1035.
- [Huang e Ren, 1999] Huang, S. e Ren, W. (1999). Vehicle longitudinal control using throttles and brakes. *Robotics and Autonomous Systems*, 26(4):241 – 253.
- [Hunt et al., 1996] Hunt, K., Kalkkuhl, J., Fritz, H., e Johansen, T. (1996). Constructive empirical modelling of longitudinal vehicle dynamics using local model networks. *Control Engineering Practice*, 4(2):167 – 178.
- [Kamaruddin e Mat Darus, 2012] Kamaruddin, T. e Mat Darus, I. (2012). System identification for internal combustion engine model. In *Modelling Symposium (AMS), 2012 Sixth Asia*, pages 17 –22.
- [Khodayari et al., 2010] Khodayari, A., Ghaffari, A., Ameli, S., e Flahatgar, J. (2010). A historical review on lateral and longitudinal control of autonomous vehicle motions. In *Proceedings of the 2nd International Conference on Mechanical and Electrical Technology*, pages 421–429.
- [LCAD, 2013] LCAD (Acesso em 18/02/2013). *Veículo Autônomo da UFES*. Laboratório de Computação de Alto Desempenho - UFES.
- [Liang et al., 2003] Liang, H., Chong, K. T., No, T. S., e Yi, S.-Y. (2003). Vehicle longitudinal brake control using variable parameter sliding control. *Control Engineering Practice*, 11(4):403–411.
- [LRM, 2013] LRM (Acesso em 15/02/2013). *CaRINA 2*. Laboratório de Robótica Móvel, EESC-USP.
- [Lu e Hedrick, 2003] Lu, X.-Y. e Hedrick, J. (2003). Longitudinal control design and experiment for heavy-duty trucks. In *American Control Conference, 2003. Proceedings of the 2003*, volume 1, pages 36 – 41 vol.1.

- [Microchip, 2003] Microchip (2003). *PIC18F2331/2431/4331/4431 Data Sheet*. Microchip Technology Inc., Chandler, Arizona, U.S.A.
- [Ministério da Saúde, 2011] Ministério da Saúde (2011). Portal da saúde - estatísticas do ministério da saúde. <http://portalsaude.saude.gov.br>.
- [Montemerlo et al., 2008] Montemerlo, M., Becker, J., Bhat, S., Dahlkamp, H., Dolgov, D., Ettinger, S., Haehnel, D., Hilden, T., Hoffmann, G., Huhnke, B., Johnston, D., Klumpp, S., Langer, D., Levandowski, A., Levinson, J., Marcil, J., Orenstein, D., Paefgen, J., Penny, I., Petrovskaya, A., Pflueger, M., Stanek, G., Stavens, D., Vogt, A., e Thrun, S. (2008). Junior: The stanford entry in the urban challenge. *J. Field Robot.*, 25:569–597.
- [Museum of the City, 2013] Museum of the City (Acesso em 17/01/2013). Automated highway systems in the world of today. <http://www.museumofthecity.org>.
- [NERA, 2011] NERA (2011). *Uma volta num veículo autônomo!* Núcleo de Estudos em Robótica e Automação - IFES.
- [Nevada Legislature, 2011] Nevada Legislature (2011). Nevada revised statutes: Chapter 482a - autonomous vehicles. <http://www.leg.state.nv.us/>.
- [NHTSA, 2013] NHTSA (Acesso em 09/01/2013). *Driving Safety*. National Highway Traffic Safety Administration.
- [Nice, 2013] Nice, K. (Acesso em 05/02/2013). How cruise control systems work. <http://auto.howstuffworks.com>.
- [Nissan, 2011] Nissan (2011). *Intelligent Cruise Control (With Low-speed Following Capability)*. Nissan Motor Company Limited, Chuo-ku - Tokyo - Japan.
- [Nouveliere e Mammar, 2003] Nouveliere, L. e Mammar, S. (2003). Experimental vehicle longitudinal control using second order sliding modes. In *American Control Conference, 2003. Proceedings of the 2003*, volume 6, pages 4705 – 4710 vol.6.
- [Ogata, 1993] Ogata, K. (1993). *Engenharia de controle moderno*. Prentice Hall do Brasil, Rio de Janeiro - RJ.
- [OMS, 2009] OMS (2009). *Global Status Report on Road Safety: Time for action*. Organização Mundial da Saúde.
- [Osman et al., 2009] Osman, K., Rahmat, M., e Ahmad, M. (2009). Modelling and controller design for a cruise control system. In *5th International Colloquium on Signal Processing Its Applications (CSPA)*, pages 254–258.
- [Pananurak et al., 2009] Pananurak, W., Thanok, S., e Parnichkun, M. (2009). Adaptive cruise control for an intelligent vehicle. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, pages 1794 –1799.
- [Phillips e Nagle, 1995] Phillips, C. L. e Nagle, H. T. (1995). *Digital control system analysis and design (3rd ed.)*. Prentice-Hall, Inc., Upper Saddle River, NJ, USA.

- [Rajamani, 2012] Rajamani, R. (2012). *Vehicle Dynamics and Control*. 2ª edição, Springer, Minneapolis, Minnesota, USA.
- [Roebuck, 2011] Roebuck, K. (2011). *ADASs - Advanced Driver Assistance Systems: High-impact Strategies - What You Need to Know*. Tebbo.
- [RTAI, 2011] RTAI (Acesso em 01/10/2011). Rtai - real time application interface. <https://www.rtai.org/>.
- [Ruan et al., 2005] Ruan, J., Fu, M., Li, Y., e Huang, J. (2005). Study on throttle control of intelligent vehicle longitudinal motion. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, pages 176 – 181.
- [SAE, 2008] SAE (2008). *SAE J 670 - Vehicle dynamics terminology*. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA.
- [Seetharaman et al., 2006] Seetharaman, G., Lakhota, A., e Blasch, E. (2006). Unmanned vehicles come of age: The darpa grand challenge. *Computer*, 39(12):26–29.
- [Shakouri e Ordys, 2011] Shakouri, P. e Ordys, A. (2011). Application of the state-dependent nonlinear model predictive control in adaptive cruise control system. In *Proceedings of the 14th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems*, pages 686 –691.
- [Shinzato e Wolf, 2011] Shinzato, P. Y. e Wolf, D. F. (2011). A road following approach using artificial neural networks combinations. *J. Intell. Robotics Syst.*, 62(3-4):527–546.
- [Stanford University, 2013] Stanford University (Acesso em 09/01/2013). Galeria de fotos. <http://cs.stanford.edu/group/roadrunner>.
- [Subaru, 2013] Subaru (Acesso em 24/01/2013). The subaru torque converter. <http://drive2.subaru.com>.
- [Thanok e Parnichkul, 2012] Thanok, S. e Parnichkul, M. (2012). Adaptive cruise control of a passenger car using hybrid of sliding mode control and fuzzy logic control. In *Proceedings of the 8th International Conference on Automotive Engineering*, pages 34 – 39.
- [Thrun et al., 2006] Thrun, S., Montemerlo, M., Dahlkamp, H., Stavens, D., Aron, A., Diebel, J., Fong, P., Gale, J., Halpenny, M., Hoffmann, G., Lau, K., Oakley, C., Palatucci, M., Pratt, V., Stang, P., Strohband, S., Dupont, C., Jendrossek, L.-E., Koelen, C., Markey, C., Rummel, C., van Niekirk, J., Jensen, E., Alessandrini, P., Bradski, G., Davies, B., Ettinger, S., Kaehler, A., Nefian, A., e Mahoney, P. (2006). Stanley: The robot that won the darpa grand challenge. *Journal of Field Robotics*, 23(9):661–692.
- [Urmson et al., 2008a] Urmson, C., Anhalt, J., Bae, H., Bagnell, J. A. D., Baker, C., Bittner, R. E., Brown, T., Clark, M. N., Darms, M., Demitrish, D., Dolan, J., Duggins, D., Ferguson, D., Galatali, T., Geyer, C. M., Gittleman, M., Harbaugh, S., Hebert, M., Howard, T., Kolski, S., Likhachev, M., Litkouhi, B., Kelly, A., McNaughton, M., Miller, N., Nickolaou, J., Peterson, K., Pilnick, B., Rajkumar, R., Rybski, P., Sadekar, V., Salesky, B., Seo, Y.-W., Singh, S., Snider, J. M., Struble, J. C., Stentz, A. T., Taylor, M., Whittaker, W. R. L., Wolkowicki, Z., Zhang, W., e Ziglar, J. (2008a). Autonomous

- driving in urban environments: Boss and the urban challenge. *Journal of Field Robotics Special Issue on the 2007 DARPA Urban Challenge, Part I*, 25(1):425–466.
- [Urmson et al., 2009] Urmson, C., Baker, C. R., Dolan, J. M., Rybski, P., Salesky, B., Whittaker, W. R. L., Ferguson, D., e Darms, M. (2009). Autonomous driving in traffic: Boss and the urban challenge. *AI Magazine*, 30(2):17–29.
- [Urmson et al., 2008b] Urmson, C., Duggins, D., Jochem, T., Pomerleau, D., e Thorpe, C. (2008b). From automated highways to urban challenges. In *Proceedings on the IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, pages 6–10.
- [Vivacqua et al., 2012] Vivacqua, R. P. D., Martins, F. N., e Vassallo, R. F. (2012). Direção autônomo de um veículo baseada em visão computacional. *Anais do XIX Congresso Brasileiro de Automática*, pages 1430–1435.
- [Volkswagen do Brasil, 2013] Volkswagen do Brasil (Acesso em 05/02/2013). Sensor de rotação do motor “diagnóstico”. <http://www.noticiasdaoficina.com.br>.
- [Yang e Zheng, 2007] Yang, J. e Zheng, N. (2007). An expert fuzzy controller for vehicle lateral control. In *Proceedings of the 33rd Annual Conference of the IEEE on Industrial Electronics Society*, pages 880–885.
- [YUMO, 2012] YUMO (Acesso em 25/04/2012). *YUMO Rotary Encoders Data Sheet*. Yueqing Ying’s Import Export Co. Ltd., Yueqing, Wenzhou, Zhejiang, China.
- [Zhong, 2006] Zhong, J. (2006). PID controller tuning: A short tutorial. *Mechanical Engineering, Purdue University*.

APÊNDICE A – Sistema de Medição da Velocidade

Este apêndice apresenta uma descrição da composição e funcionamento do novo sistema utilizado para medir a velocidade do Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG. A informação de velocidade é necessária para a realização do controle longitudinal, sendo a variável controlada deste trabalho. Por esta razão, o sinal adquirido pelo sensor de velocidade deve ser preciso, pois dados errôneos de velocidade podem gerar instabilidade no controlador e/ou efeitos indesejados.

Anteriormente, a medição da velocidade empregada para controle do CADU consistia na captura dos sinais utilizados pelo ABS, segundo consta em [Freitas, 2010]. Para evitar o bloqueio das rodas, o sistema ABS faz a leitura da informação de cada um das rodas através de sensores de relutância magnética instaladas nas mesmas. Cada sensor gera uma onda periódica, cuja frequência é proporcional à velocidade do veículo. O sistema de medição de velocidade de [Freitas, 2010] capturava essas ondas das rodas dianteiras e as convertia em informações de tensão elétrica através de conversores frequência-tensão. Essas tensões geradas eram enviadas para um microcontrolador, que por sua vez, as convertiam em valores digitais, utilizando ADCs (Conversores Analógicos-Digitais). A informação de velocidade processada era enviada para o computador que continha o controlador longitudinal por meio da conexão USB. Um problema desse sistema de aquisição relatado pelo autor, é a distorção dos valores medidos em baixas velocidades.

Durante o desenvolvimento desta dissertação, construiu-se um sistema de medição da velocidade baseado em um encoder YUMO E6B2-CWZ3E instalado em uma das rodas traseiras do CADU. Como a tração do veículo é somente realizada pelas rodas dianteiras, é eliminado a possibilidade de capturar valores de velocidade irreais devido à efeitos de patinagem. O encoder escolhido é do tipo rotativo incremental com resolução de 1024 pulsos por revolução. Além disso, ele funciona em quadratura, permitindo a captura de informação de sentido de rotação e um incremento de quatro vezes a sua resolução nominal

por meio de *software* [YUMO, 2012]. Uma fotografia desse encoder e da forma como ele é fixado na roda do CADU pode ser vista na Figura A.1.



Figura A.1: Fotografia do encoder YUMO E6B2-CWZ3E e a sua forma de fixação na roda traseira direita do CADU.

O eixo do encoder é fixado no eixo axial da roda com o uso de um elemento projetado à base de náilon. Uma haste de espuma envolta por duas camadas de fibra de carbono de baixíssima massa e uma presilha fixada na carroceria garantem a estabilização do encoder, evitando a rotação do seu corpo, porém dando a liberdade de seguir o curso da suspensão no eixo vertical.

Os sinais gerados por esse encoder é do tipo “trem de pulsos”, distribuídos em três canais: A, B e Z. O canais A e B possuem cada um resolução de 1024 pulsos por volta dispostos em quadratura. Já o canal Z (ou canal Zero ou índice) gera apenas um pulso por volta, determinando a posição de referência. A Figura A.2 ilustra a forma de onda e disposição dos três sinais.

As novas arquiteturas de *hardware* e *software* desenvolvidas para o CADU em [Arruda, 2012] utilizam placas protótipos como nós da rede Modbus, onde são conectados tanto os sensores quanto os atuadores (escravos da rede). Uma fotografia de uma dessas placas pode ser vista na Figura 4.2. Como mencionado na Seção 4.1, cada uma dessas placas possui um microcontrolador Microchip PIC18F2550, cujo diferencial é a facilidade

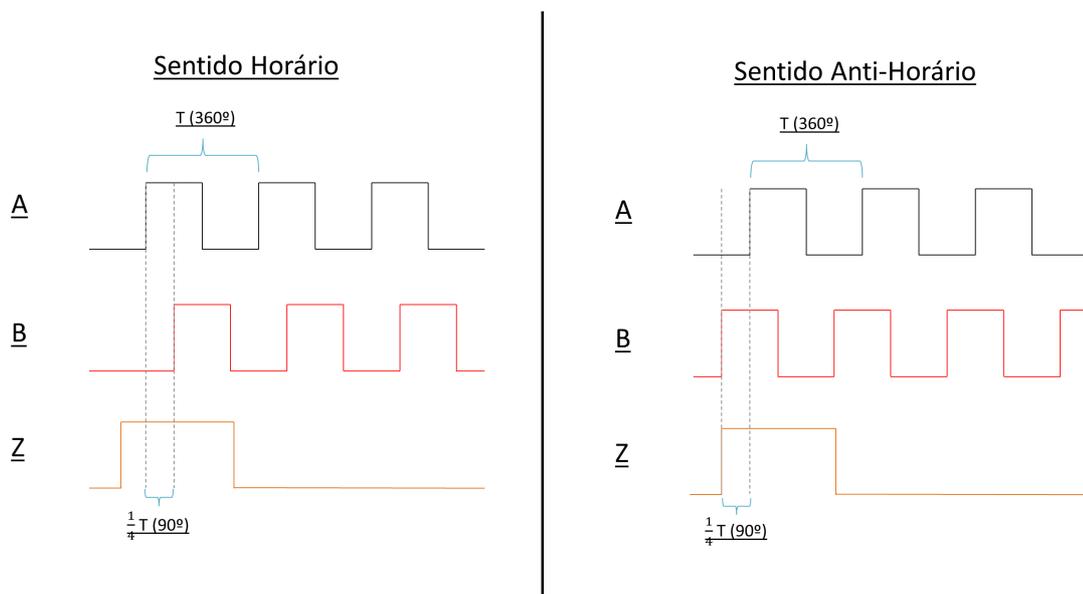


Figura A.2: Forma de onda dos canais A, B e Z do encoder de quadratura nas situações de giro horário e anti-horário. Figura baseada em [YUMO, 2012].

de ser programado por uma porta USB, utilizando um *bootloader*. Além disso, essas placas possuem um conversor USART/RS-485 que compõe a camada física, permitindo assim a implantação do protocolo Modbus, desenvolvido em [Arruda et al., 2011].

Porém, a Microchip desenvolveu um grupo de microcontroladores que possuem funções específicas para encoders de quadratura. Eles possuem uma grande vantagem de tratamento dos sinais pelo próprio *hardware*, proporcionando maior simplicidade para o *firmware*, além de aumentar a confiabilidade das medidas. Dentre esse grupo, o PIC18F2431 foi escolhido devido as suas semelhanças com o microcontrolador utilizado na placa protótipo. A compatibilidade entre eles para essa aplicação é quase total, exceto da utilização do *bootloader* (que é específico do microcontrolador), algumas diferenças de composição dos *timers* utilizados na implementação do Modbus e o oscilador de cristal, que precisa ser substituído por um de 10 MHz (ao invés de 20 MHz) para que o ajuste da taxa de transmissão da USART (*baud rate*) seja idêntico ao do nó mestre.

Alimentando o encoder com 5 Volts de corrente contínua, as ligações dos seus canais podem ser feitas de forma direta nos pinos correspondentes do PIC18F2431, conforme mostra a Figura A.3.

O módulo *Quadrature Encoder Interface* (QEI) do PIC18F2431 decodifica os valores angulares de posição e velocidade, além do sentido de rotação do encoder. Os sinais advindos dos canais A, B e Z são preliminarmente filtrados e enviados para um controlador de lógica que identificam as bordas dos trens de pulsos, proporcionando a determinação

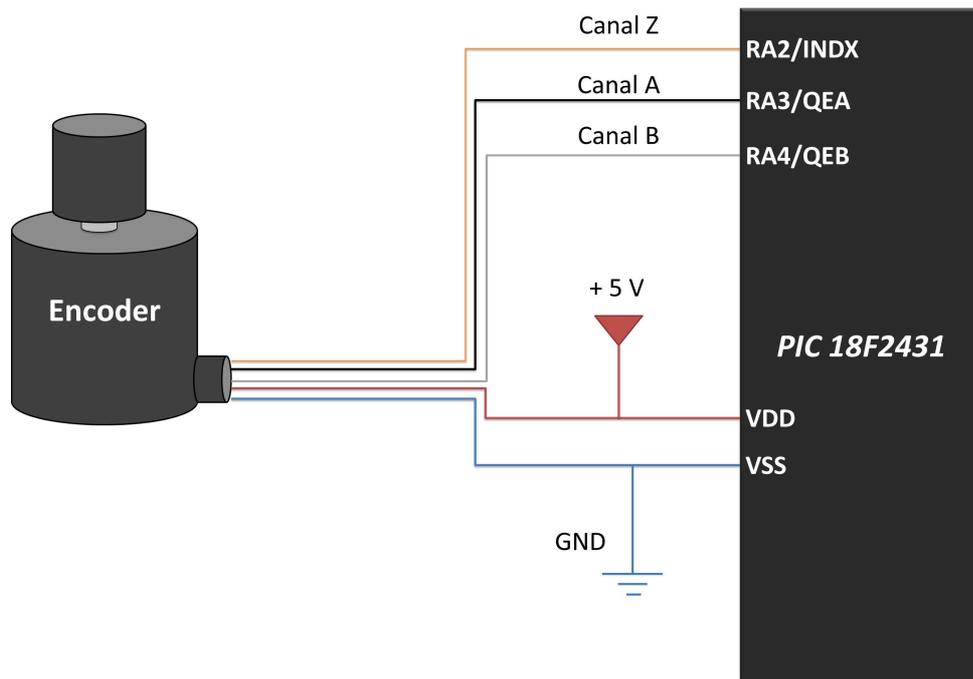


Figura A.3: Diagrama de ligação do encoder ao PIC18F2431.

tanto da posição angular do encoder quanto do sentido de rotação. A velocidade angular é calculada utilizando o *Timer5* (temporizador de 16 bits), que registra o tempo decorrido entre bordas detectadas, de acordo com os divisores pré-ajustados nos registradores do microcontrolador. A Figura A.4 ilustra o funcionamento simplificado do módulo QEI.

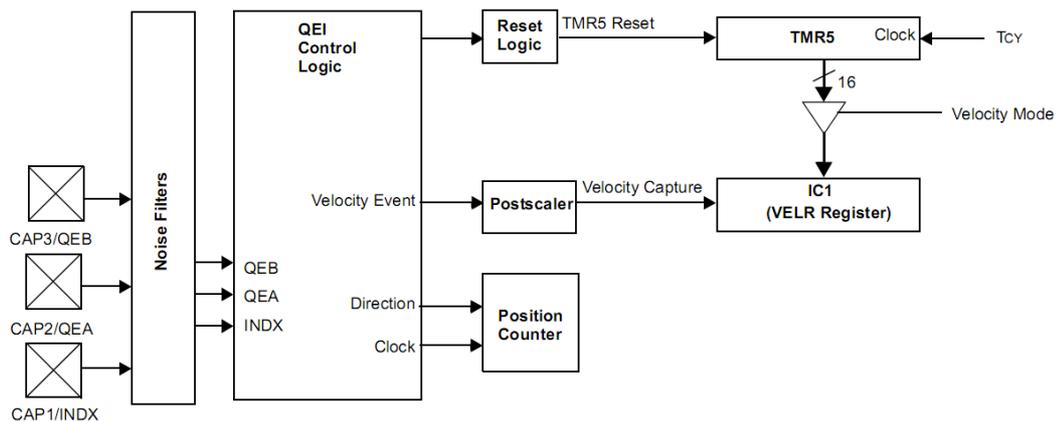


Figura A.4: Diagrama de blocos do funcionamento simplificado do módulo QEI [Microchip, 2003].

O *firmware* do microcontrolador é basicamente composto por:

- Implementação do protocolo Modbus (semelhante ao do PIC18F2550, desenvolvido por [Arruda et al., 2011]);

- Função de configuração dos registradores e parâmetros do encoder;
- A rotina de leitura da velocidade e do sentido de rotação;
- Etapa de filtragem digital da medida.

Algumas configurações são requeridas no *firmware* à respeito do encoder utilizado, para que os valores de velocidade estejam corretamente calculados. Na função de configuração dos registradores e parâmetros do encoder são definidas algumas constantes como resolução (RES), multiplicador da quadratura (QEIX), razão de redução dos pulsos (PDEC), divisor do *Timer5* (T5PS) e frequência do *clock* (FREQ). Os registradores associados ao módulo QEI, *Timer5* e dos filtros dos canais precisam ser ajustados conforme as características dos sinais do encoder.

A captura da velocidade é feita pelo registrador de 16 *bits* VELR e sentido de rotação é identificado pelo *bit* UP do registrador QEICON. A velocidade de rotação em *rpm* pode ser obtida através de

$$RPMRODA = \left(\frac{(FREQ/4) \times PDEC}{RES \times QEIX \times T5PS \times VELR} \right) \times 60. \quad (A.1)$$

Por conveniência, o nó escravo de velocidade envia para o mestre o valor de revoluções por minuto do eixo do encoder. Uma etapa de filtragem digital foi necessária no ambiente do escravo para uma boa obtenção dessa grandeza. Como o encoder possui alta resolução, vibrações devido ao terreno quando o carro se desloca em baixas velocidades fazem com que surjam picos no sinal, já que a medida é baseada no tempo entre pulsos do encoder. A etapa de filtragem consiste de uma média aritmética e filtro passa baixas, cujas constantes foram definidas empiricamente.

A mensagem padrão de resposta do escravo para a função de velocidade longitudinal é composta por um *byte* de endereço, um *byte* de função, dois *bytes* de valor de velocidade em rpm, dois *bytes* de sentido de rotação e dois *bytes* de CRC (verificação de redundância cíclica). Veja um exemplo na Figura A.5 da resposta do mestre para uma velocidade de 279 rpm da roda, girando no sentido longitudinal positivo do carro.

Como o objetivo final é obter a velocidade longitudinal do carro, é necessário transformá-la em m/s, que é realizado no ambiente do mestre da rede Modbus. A Equação



Figura A.5: Exemplo de uma mensagem de resposta do nó escravo de velocidade.

(A.2) mostra essa conversão:

$$velocidade(m/s) = \frac{2\pi}{60} \times r \times RPM, \quad (A.2)$$

sendo r o raio da roda em metros que deve ser medida no carro.

APÊNDICE B – Sistema de Medição da Rotação do Motor

A rotação do motor é uma medida de velocidade angular do seu eixo, geralmente em unidades de revoluções por minuto (*rpm*). A ligação entre as velocidades longitudinal do carro e de rotação do motor é definida pela relação de transmissão e o raio da roda. Esse apêndice apresenta a forma encontrada para capturar a rotação do motor no Carro Autônomo Desenvolvido na UFMG.

Os veículos concebidos nos últimos anos utilizam a velocidade de rotação para controlar a injeção de combustível no motor. Para tanto, possuem um sensor de efeito Hall acoplado a uma roda dentada (ou fônica) gerando sinais elétricos numa taxa correspondente à velocidade de rotação. Esses pulsos são capturados pela Unidade de Controle do Motor (ECU) que os quantificam em unidades de revoluções por minuto. Além da aplicação na injeção eletrônica, em alguns modelos de carros, essa informação é mostrada nos painéis de instrumentos, popularmente conhecido como “conta-giros”, que auxilia o motorista a determinar os momentos das mudanças de marcha e permite o monitoramento do motor.

A roda fônica, juntamente com o sensor de rotação, fornecem também a informação da posição angular da árvore de manivelas em relação à posição de cada cilindro dentro do circuito de quatro tempos do motor [Volkswagen do Brasil, 2013]. Essa informação é fundamental para o sincronismo da injeção eletrônica. Em geral, essa roda possui 60 dentes com uma falha equivalente a um intervalo de dois dentes, servindo de referência angular.

O desenho da Figura B.1 mostra o sensor de rotação fixado no bloco do motor e a roda fônica acoplada à árvore de manivelas. O detalhe dos dentes faltantes de referência angular também pode ser visto nessa figura.

Como neste trabalho não há qualquer intervenção na ECU, a ideia encontrada para adquirir a velocidade de rotação do motor consistiu em fazer uma derivação no sensor de

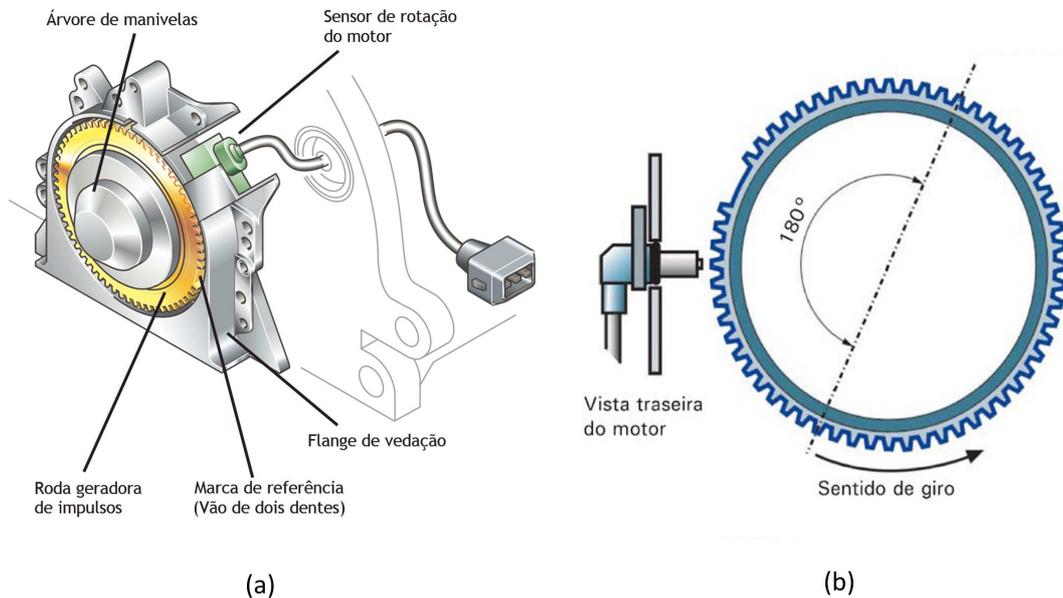


Figura B.1: Desenhos do sensor de rotação e da roda fônica (adaptado de [Volkswagen do Brasil, 2013]). (a) fixações da roda fônica e do sensor de rotação; e (b) detalhe dos dentes faltantes de referência angular

rotação, de forma que fosse possível capturar seu sinal, processá-lo (assim como é feito na ECU) e disponibilizar o valor encontrado através de um nó da rede Modbus concebida em [Arruda et al., 2011].

O sensor de rotação é do tipo efeito Hall, cuja saída é uma senoide de frequência proporcional à velocidade do eixo do motor, resultado da variação do fluxo magnético provocado pelos dentes da roda fônica. O sensor presente no motor do CADU (Figura B.2) possui três terminais, sendo dois do elemento magnético e o terceiro é o aterramento (pólo negativo da bateria do carro). Com um osciloscópio é possível conferir a forma de onda do sensor com o motor em funcionamento. Veja a Figura B.3 que mostram sinais reais colhidos do sensor de rotação do CADU entre o terminal de aterramento e os pólos do elemento sensor. É possível observar o formato de onda e o efeito provocado pelos dentes faltantes.

O objetivo, então, é determinar a velocidade de giro do motor por uma senoide colhida e integrar essa informação à rede Modbus. Porém, a ECU utiliza o sinal resultante entre os dois polos do sensor para comandar a injeção eletrônica. Deve-se ter bastante cautela, pois a inserção de um circuito aplicado em uma derivação desse sinal pode provocar um efeito de carga e comprometer o funcionamento do motor. Após a realização de testes, verificou-se que uma das formas possíveis de captura desse sinal sem causar nenhuma



Figura B.2: Sensor de rotação do motor do CADU.

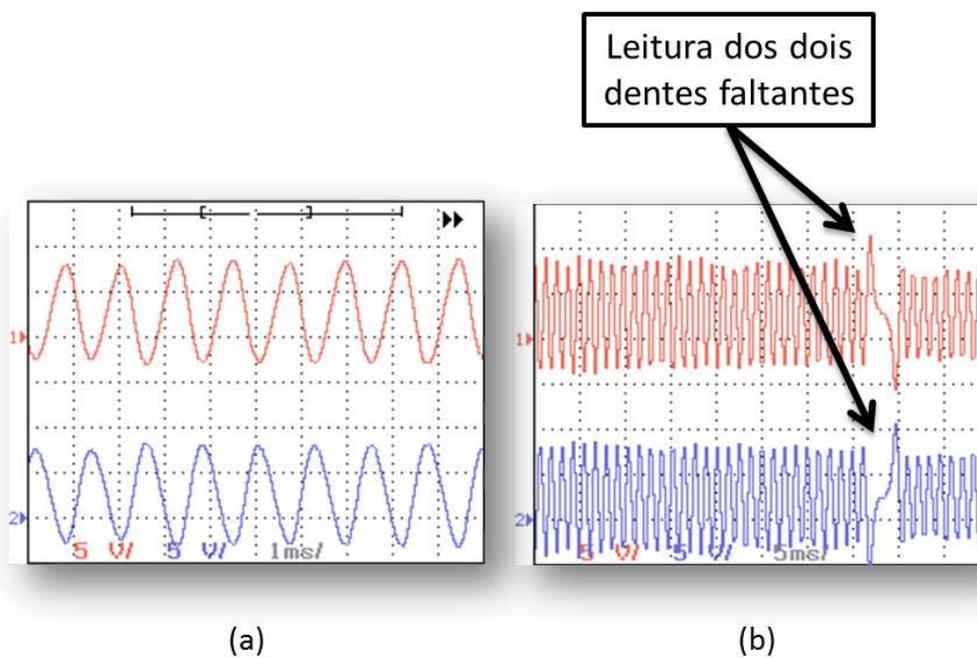


Figura B.3: Sinal do sensor de rotação do motor do CADU. (a) senoides obtidas entre aterramento do carro e os pólos do elemento sensor e (b) detalhe da leitura dos dois dentes faltantes.

interferência é utilizar o sinal entre um dos polos e o aterramento do carro. Um circuito comparador de tensão com histerese foi projetado com o intuito de converter o sinal senoidal em um trem de pulsos. Isso possibilita a inserção de um microcontrolador que possa determinar o período desse sinal tratado e, a partir daí, estabelecer a velocidade angular do motor.

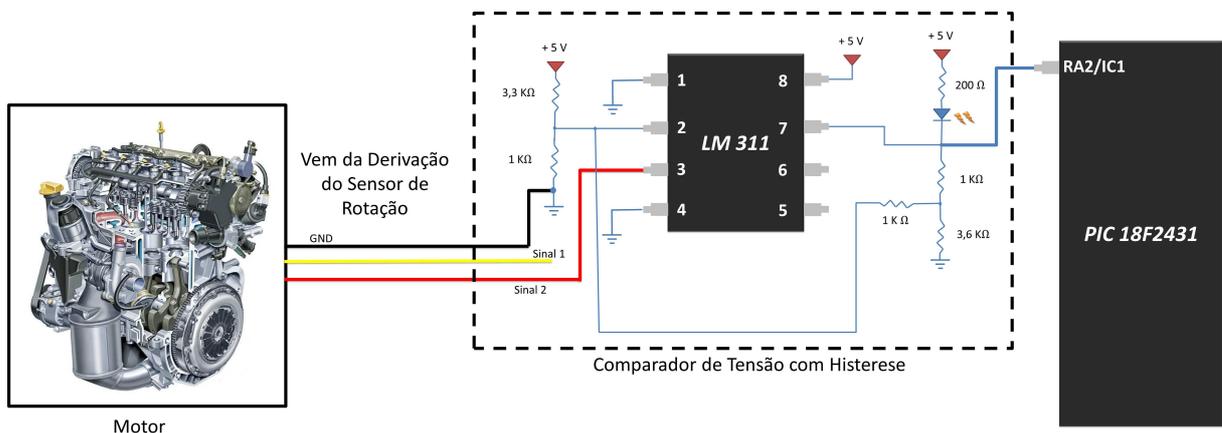


Figura B.4: Esquema geral de captura do sinal de rotação. Desenho do motor extraído de [Arpem, 2013].

O microcontrolador utilizado foi o Microchip PIC18F2431, acoplado a uma placa protótipo (Figura 4.2), como no sistema de medição de velocidade (Apêndice A). Basicamente, a diferença entre os dois sistemas (medição da velocidade e rotação do motor) consiste na ausência de quadratura por parte do sensor de rotação. Por isso, a utilização do módulo QEI foi substituída pelo módulo *Input Capture* (IC), com a função *Period Measurement Mode*. Nesse módulo, o *Timer5* também é o responsável por contabilizar o tempo entre pulsos, de acordo com os divisores pré-ajustados nos registradores do microcontrolador. A Figura B.5 mostra um diagrama de blocos que representa o funcionamento do módulo IC.

A composição do *firmware* desse sistema é semelhante ao de medição de velocidade, exceto pela etapa de filtragem em que um algoritmo de tratamento dos dentes faltantes da roda fônica é utilizado. Durante a inicialização do microcontrolador, uma função faz a configuração dos registradores e parâmetros do sensor de rotação, tais como, a resolução (RES) que é de 60 dentes por volta, a razão de redução dos pulsos (PDEC), o divisor do *Timer5* (T5PS) e a frequência do *clock* (FREQ). Os registradores associados ao módulo IC, *Timer5* e dos filtros dos canais precisam ser ajustados, conforme as características do sinal do sensor de rotação.

O valor do período capturado pelo módulo IC é armazenado no registrador de 16 *bits*

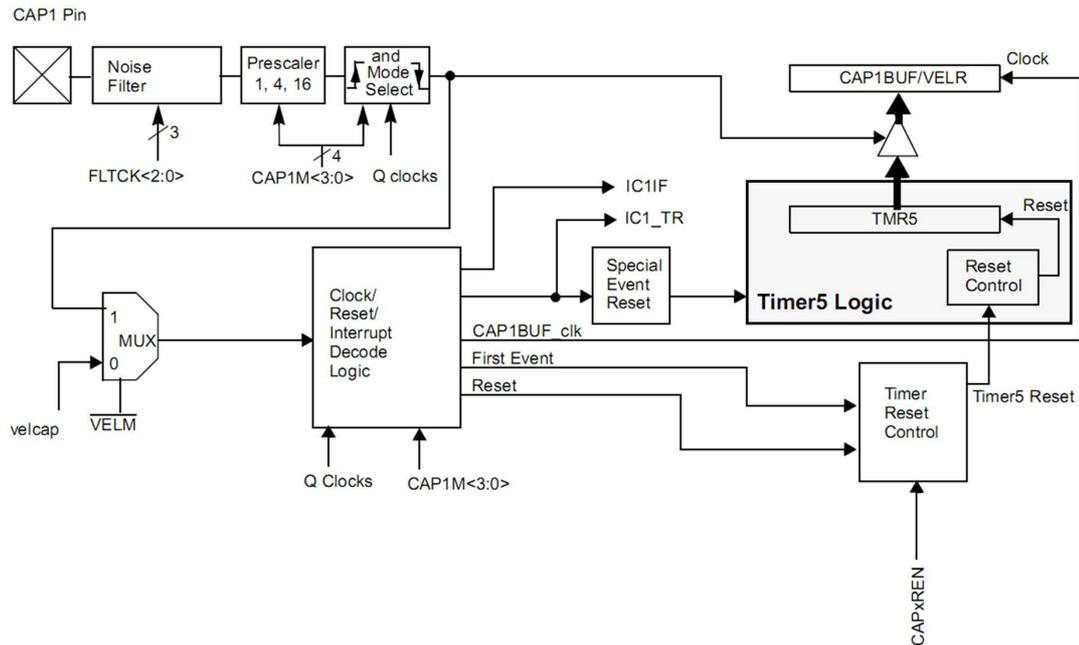


Figura B.5: Diagrama de blocos do funcionamento do módulo IC [Microchip, 2003].

CAP1BUF (confira na Figura B.5). A velocidade de rotação do motor pode ser obtida (em *rpm*) através de

$$RPM_{MOTOR} = \left(\frac{(FREQ/4) \times PDEC}{RES \times T5PS \times CAP1BUF} \right) \times 60. \quad (B.1)$$

Os dentes faltantes da roda fônica provocam um efeito indesejado ao sinal utilizado para inferir a velocidade do eixo do motor. A solução encontrada para tal problema foi adicionar ao *firmware* a lógica de mediana entre três últimas amostras. Pelo sinal capturado com o uso do osciloscópio (Figura B.3.b), é possível perceber que o efeito gerado pelos dentes faltantes é de aumentar o período de uma das amostras por cada volta. Assim, a definição da velocidade do motor como sendo a mediana das três últimas amostras garante que esse valor errôneo seja descartado, uma vez que ele sempre será de menor valor comparado aos outros dois elementos analisados e, portanto, sempre estará em uma das extremidades.

A mensagem enviada pelo nó escravo de rotação do motor, quando requisitado pelo mestre, consiste no valor da velocidade angular (em *rpm*) distribuídos em dois *bytes*. O padrão da mensagem pelo protocolo Modbus é semelhante ao utilizado no sistema de medição da velocidade. Um exemplo pode ser visto na Figura B.6, para a situação em que o sistema de aquisição da rotação do motor acusa um valor de 1026 rpm.

Endereço	Função	RPM MSB	RPM LSB	Sem uso	Sem uso	CRC MSB	CRC LSB
0x70	0x26	0x04	0x02	0xAA	0xAA	0x5C	0xC3

Figura B.6: Exemplo de uma mensagem de resposta do nó escravo de rotação do motor.

Por fim, as placas contendo o microcontrolador e o comparador de tensão são alocadas em uma caixa, de onde conectam a derivação do sinal do sensor e o cabo da rede Modbus (Figura B.7). Essa caixa é fixada no porta luvas do CADU, pela conveniência de estar próximo ao motor.

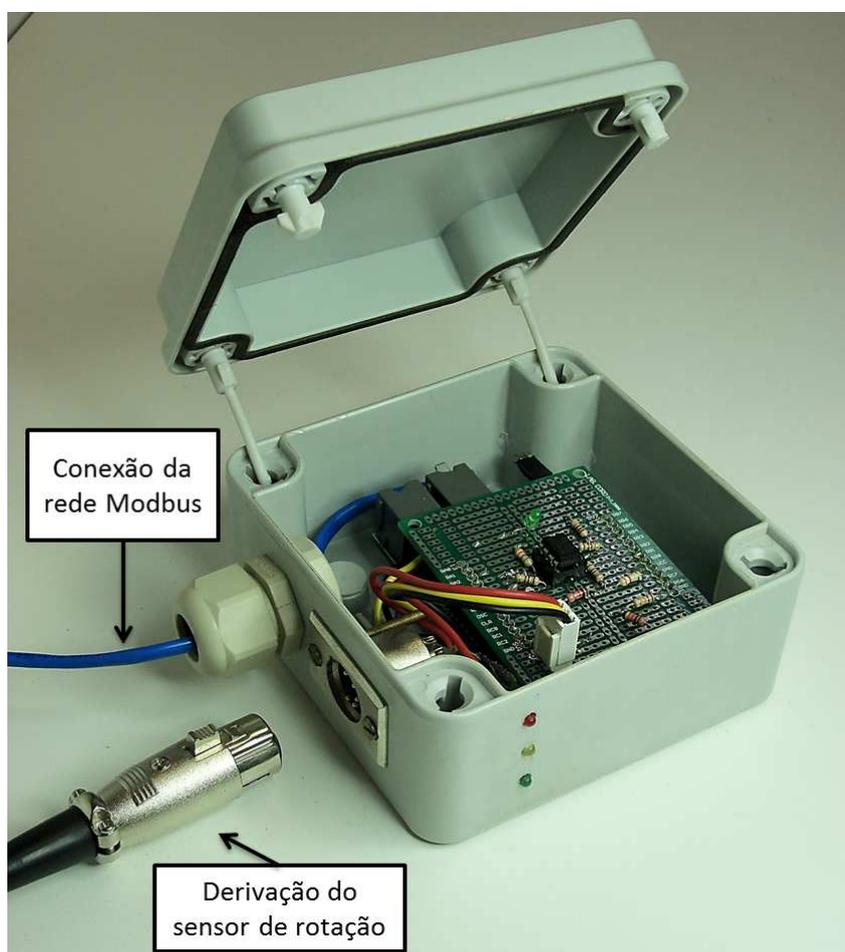


Figura B.7: Caixa de medição da rotação do motor.