

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

APLICAÇÃO DO ALGORITMO DE GAIN SCHEDULE BASEADO NA ESTIMATIVA DE
MASSA NO CONTROLE DO SISTEMA DE FREIOS DO SISTEMA AEROMÓVEL

por

Carlos Arthur Carvalho Sarmanho Junior

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Junho 2009.

APLICAÇÃO DO ALGORITMO DE GAIN SCHEDULE BASEADO NA ESTIMATIVA DE
MASSA NO CONTROLE DO SISTEMA DE FREIOS DO SISTEMA AEROMÓVEL

por

Carlos Arthur Carvalho Sarmanho Junior
Engenheiro de Controle e Automação

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio
Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação – Automação Industrial

Orientador: Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Isaac Newton Lima da Silva

Prof. Dr. José Antônio Esmério Mazzaferro

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira

Prof. Dr. Horácio Antônio Velmo
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 30 de junho de 2009.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Carlos e Vera Sarmanho, pelo amor e suporte que me deram ao longo de minha vida.

A toda minha família que de alguma forma me apoiou nos momentos de dificuldade.

Ao meu orientador, Prof. Eduardo Perondi, pelo convite em participar deste projeto, por sua orientação, dedicação e paciência.

A todos os colegas do laboratório LAMECC, pela troca de conhecimentos.

A empresa Aeromóvel Brasil S.A., pela colaboração no transcorrer do trabalho.

Ao PROMEC e o CNPQ pelo apoio durante o mestrado.

RESUMO

O Aeromóvel é um sistema não-convencional de transportes urbanos, baseado na aplicação de forças devido às diferenças de pressão entre duas câmaras, de forma similar à que ocorre em pistões pneumáticos e hidráulicos. A linha sobre a qual o veículo se move é composta de vigas vazadas, as quais são divididas em câmaras por meio de anteparos ligados ao veículo. A diferença de pressão responsável pela propulsão do mesmo é gerada por um ventilador, que pressuriza ou esvazia uma câmara conforme o sentido do movimento desejado. O veículo é dotado de um sistema de freios de atrito, utilizado para assegurar a parada do mesmo nas estações e de forma a garantir a segurança do veículo e de seus passageiros em caso de falhas no sistema propulsor. Devido à necessidade de se assegurar um acesso conveniente dos passageiros ao veículo, é necessário que a parada do mesmo nas estações seja feita com pequenos erros de posicionamento. Por essa razão, os freios devem ser possuir um sistema próprio de controle automatizado, garantindo assim que a parada ocorra com erros de amplitude satisfatória.

Este trabalho aborda o desenvolvimento de um novo algoritmo de controle automático de parada do veículo do sistema Aeromóvel de transportes, visando a aprimorar o sistema de controle já existente. Inicialmente, descrevem-se as características gerais desse sistema de transporte, incluindo-se seus princípios de funcionamento e seus modos de operação, bem como modelo simplificado do comportamento dinâmico do elemento transportador durante sua operação. Também é apresentada a linha piloto do sistema, instalada em Porto Alegre - RS, com seus principais componentes físicos e dimensões. Atenção especial é dada à descrição do veículo de testes e aos elementos que o compõem. A técnica de controle atualmente utilizada pelo sistema de freios é discutida, e suas limitações são avaliadas. Com base no estudo das características do sistema Aeromóvel como um todo e de seu aparato de frenagem em particular, desenvolve-se o projeto do algoritmo de controle proposto. O controlador em questão é baseado na técnica de controle PID, com ganhos selecionados por meio da abordagem de tabelamento de ganhos (*gain scheduling*). O critério de seleção dos conjuntos de ganhos utilizados é baseado num algoritmo de estimativa da massa transportada pelo veículo em cada ciclo de operação. Os aspectos relacionados à implementação do novo controlador também são discutidos, incluindo-se os circuitos de instrumentação e o *hardware* de processamento necessário ao cálculo online do algoritmo proposto. Finalmente, as características do controlador são avaliadas experimentalmente, incluindo-se a validação do método utilizado para estimar a massa transportada pelo veículo.

ABSTRACT

“Implementation of the Algorithm of Gain Schedule Based on Estimation of Mass in the Brake Control System of the Aeromóvel System”

Aeromóvel is a non-conventional urban transport system, based on the application of forces due to the difference of pressure between two chambers in a way that is similar to that of hydraulic and pneumatic pistons. The line along which the vehicle moves is composed of hollow beams, divided in chambers by means of rigid barriers attached to the vehicle. The pressure difference that propels the vehicle is generated by means of a fan that pressurizes or exhausts one of the chambers according to the direction of the desired movement. The vehicle is equipped with a friction-based braking system that is used so that the stopping at the stations is ensured and the safety of the passengers is safeguarded in case of failure of the propelling system. Due to the need of granting an adequate access of the passengers to the vehicle, it is necessary that its stopping at the stations be carried out with small positioning errors. For this reason, the braking system must possess an automatic control system of its own, capable of guaranteeing that station stopping occurs with errors of acceptable amplitude.

This work describes the development of a new control algorithm to be applied to the automatic braking scheme of the Aeromóvel transport system, in order to enhance its performance. Initially, the general characteristics of the transport system as a whole are described, including its operation principles and a simplified mathematical model of the dynamic behavior of its transporting element during normal operation. It is also presented the experimental line of the system that is installed in Porto Alegre – RS, with its main physical components and dimensions. Special attention is given to the test vehicle and its components. The control technique that is currently employed with the braking system is discussed, and its limitations are taken into account. Based on the study of the Aeromovel system as a whole and of its braking system in particular, the proposed control algorithm is developed. Such controller is based on the PID control technique, with gains selected by means of the gain scheduling approach. The selection criterion of the gain sets is obtained from an algorithm for estimating the mass that is transported by the vehicle during each operation cycle. The features related to the practical implementation of the proposed controller are also discussed, including the measurement circuits and the processing hardware that is needed for the online calculation of the proposed algorithm. Finally, the characteristics of the proposed controller are investigated

experimentally, and the validation of the algorithm employed to estimate the mass that is transported by the vehicle is discussed.

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Justificativa do Estudo e Abordagem Proposta.....	1
1.2 Descrição da Tecnologia Aeromóvel.....	2
1.3 Dimensões e Características da Linha Piloto da Cidade de Porto Alegre.....	5
1.3.1 Modos de Operação da Linha Piloto.....	8
1.4 Revisão Bibliográfica.....	9
1.5 Objetivos do Trabalho.....	10
1.6 Organização do Trabalho.....	11
2. MODELAGEM MATEMÁTICA.....	12
2.1 O Equacionamento do Veículo.....	12
2.1.2 Força de Arrasto Aerodinâmico.....	15
2.1.3 Força Devido à Inclinação da Via.....	15
2.1.4 Força de Atrito nas Curvas.....	16
2.1.5 Forças de Adesão Roda-Trilho.....	16
2.2 Sistema de Freios.....	19
2.2.1 Componentes de Sistemas de Freios a Disco.....	20
2.2.2 Equacionamento da Dinâmica Roda/Sistema de Freios.....	21
2.2.3 Equacionamento da Dinâmica de Atuação do Sistema de Freios.....	22
3. IMPLEMENTAÇÃO EXPERIMENTAL.....	25
3.1 O Veículo.....	25
3.1.1 Elementos Mecânicos do Veículo Experimental.....	25
3.1.2 Componentes Elétricos do Veículo Experimental.....	28
3.1.3 Componentes Eletrônicos do Veículo Experimental.....	28
3.1.3.1 Transmissores de Pressão Pneumáticos.....	29
3.1.3.2 Válvula Proporcional Pneumática.....	30
3.1.3.3 Sensores Digitais.....	31
3.1.3.4 Sistemas de Medição de Deslocamento do Veículo.....	32
3.2 O Sistema de Controle de Parada Atualmente em Operação.....	34
3.3 Sistemas de Controle LAMECC/UFRGS.....	36
3.3.1 Computador e No - Break.....	37
3.3.2 Autobox – “Caixa de Start” e Fonte 24Vcc.....	38
3.3.3 Placa de Aquisição de Dados e Controle.....	38
3.3.4 Circuitos Condicionadores de Sinal.....	39
3.3.4.1 Circuito Condicionador para Acionamento da Válvula.....	40
3.3.4.2 Circuito Condicionador para Transmissores de Pressão.....	40
3.3.4.3 Circuito Condicionador de Sinais Digitais.....	41

4. PROPOSTA DO ALGORITMO DE CONTROLE.....	43
4.1 Conceituação Básica	43
4.2 Estimador de Massa	44
4.3 Controladores PID.....	46
4.3.1 Saturação do Atuador.....	48
4.3.2 Anti-Wind-Up.....	49
4.4 Gain Scheduling.....	50
5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	53
5.1 Filtros Digitais.....	53
5.2 Programa Computacional para a Aplicação em tempo real	54
5.3 Calibração do Sistema de Medição de Distância	55
5.4 Parâmetros Utilizados no Programa de Controle em tempo Real	57
5.5 Procedimento de Validação do Estimador de Massa	59
5.6 Resultados experimentais do Controlador proposto.....	64
6. CONCLUSÕES	72
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	74
Anexo I - Avaliação de Comportamento do Sistema Automático de Frenagem via CLP	77
Anexo II - Proposta alternativa para o Algoritmo de Controle.....	79
II.I Implementação Computacional.....	79
II.II Parâmetros da Válvula Proporcional Pneumática.....	79
II.III Método de Sintonia de Controladores PID - “Ponto Crítico”	80
II.IV Cálculo dos Melhores Ganhos dos controladores PID	82
II.V Resultados de Simulação da proposta alternativa.....	83
II.VI Discussões sobre os Resultados de Simulação	87

VARIÁVEIS E PARÂMETROS:

A	Coeficiente empírico do atrito de contato roda-solo	
a	Comprimento de semi-eixo elíptico na direção x da área de contato da roda no solo	[m]
A_{al}	Área da aleta do veículo	[m ²]
A_{bor}	Área de contato local da vedação	[m ²]
A_{eq}	Área equivalente transversal do veículo	[m ²]
A_{freio}	Área do pistão hidráulico de freio	[m ²]
A_r	Amplitude de saída do relé	
a_s	Amplitude do sinal de saída do sistema	
B	Coeficiente empírico do atrito de contato roda-solo	
b	Comprimento de semi-eixo elíptico na direção y da área de contato da roda no solo	[m]
C	Diferença entre velocidades no CLP	[m/s]
c_D	Coeficiente de arrasto aerodinâmico do veículo	
c_{roda}	Coeficiente de atrito viscoso angular	[N.m.s/rad]
c_{ved}	Coeficiente de atrito dinâmico linear da vedação	[N.s/m]
c_{11}	Constante determinada na teoria linear de Kalker	
e	Erro	
$e(t)$	Função erro	
e_{pm}	Erro de predição de massa	[kg]
$f(t)$	Função balanço de forças do veículo	[N]
F_{ativ}	Força ativa ao movimento do veículo	[N]
F_{ades}	Força de adesão na superfície de contato entre roda e trilho	[N]
F_{aero}	Força de arrasto aerodinâmico	[N]
F_{cur}	Força devido ao contato friso da roda / trilho	[N]
F_{freio}	Força de frenagem	[N]
F_{grr}	Força normal exercida pela roda	[N]
F_{incl}	Força ocasionada pela inclinação da via	[N]
F_{res}	Conjunto de forças que fazem resistência ao movimento do veículo	[N]
F_{tan}	Força tangencial entre roda e trilho	[N]
F_{ved}	Força de atrito estático da vedação	[N]
f_{bor}	Constante de atrito para o contato entre borracha e o material da	

	haste	
G	Módulo transversal de elasticidade dos materiais na área de contato	[Pa]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
g_{sh}	Valor do conjunto de ganhos para controlador PID	
J_{roda}	Momento de inércia da roda do veículo	[kg.m ²]
K_d	Ganho diferencial do controlador PID	
K_i	Ganho integral do controlador PID	
K_p	Ganho proporcional do controlador PID	
K_t	Ganho de amplificação de pressão hidro-pneumático	[Bar/Bar]
K_v	Ganho de amplificação de pressão da válvula proporcional pneumática	[Bar/Bar]
k_{aa}	Fator de redução da área de adesão	
k_{ad}	Fator de redução da área de deslizamento	
L	Atraso de transporte da cuíca	[s]
m_{tot}	Massa total transportada	[kg]
n_{roda}	Número de rodas	
P	Máximo valor de pulsos contados pelo CLP	
P	Pressão em uma aleta	[Pa]
p_{acion}	Pressão pneumática de acionamento do sistema de freios	[Bar]
p_{atm}	Pressão atmosférica	[Pa]
p_{freio}	Pressão hidráulica no sistema de freios	[Pa]
p_1	Pressão na aleta à esquerda do veículo	[Pa]
p_2	Pressão na aleta à direita do veículo	[Pa]
R	Constante particular do ar	[J/kg.K]
r_{cur}	Raio da curva	[m]
r_{freio}	Raio médio do disco de freios	[m]
r_{roda}	Raio da roda do veículo	[m]
$slip$	Escorregamento, razão adimensional entre as velocidades relativas dos dois corpos em contato.	
s	Operador de laplace	
T	Temperatura	[K]
t	Tempo	[s]
T_{tc}	Ganho da malha Anti-Wind-Up	
T_{roda}	Torque no eixo resistente ao giro	[N.m]

T_v	Constante de tempo da cuíca	[s]
u	Sinal de atuação	[Bar]
v_{ar}	Velocidade do vento	[m/s]
$w(t)$	Sinal de controle não saturado	
w_n	Frequência natural da válvula prop. pneumática	[rad]
x	Posição do veículo na direção de deslocamento	[m]
x_r	Posição de referência do controle	[m]
\dot{x}_i	Velocidade inicial da curva de referência	[m/s]
y	Posição do veículo horizontal na direção transversal de deslocamento	[m]
z	Posição do veículo perpendicular aos eixos x e y	[m]
ζ	Coeficiente de amortecimento da válvula prop. pneumática	
μ_{solo}	Coeficiente de atrito roda-solo	
μ_i	Coeficiente de atrito inicial do contato roda-solo	
μ_{cur}	Coeficiente de atrito na curva	
μ_{freioE}	Coeficiente de atrito de coulomb da pastilha de freio.	
μ_{freioV}	Coeficiente de atrito da pastilha de freio em função da velocidade angular da roda	[s/rad]
ε	Gradiente de tensão tangencial na área de adesão	
\emptyset	Coeficiente angular	[rad]
ρ	Massa específica do ar	[kg/m ³]
σ	Tensão normal	[Pa]
τ	Tensão tangencial	[Pa]

SÍMBOLOS:

$()_{(F-G)}$	Sub-índice indicador sentido Fazenda para Gasômetro
$()_{(G-F)}$	Sub-índice indicador sentido Gasômetro para Fazenda
$(\dot{\ })$	Derivada primeira
$(\ddot{\ })$	Derivada segunda
(\wedge)	Estimativa
Δ	Diferença
$(\underline{\ })$	Limite inferior
$(\bar{\ })$	Limite superior

ÍNDICES:

$()_{max}$	Sub-índice indicador de valor máximo
$()_{abs}$	Sub-índice indicador de módulo
$()_i$	Sub-índice indicador de parâmetro inicial
$()_{roda}$	Sub-índice indicador de parâmetro da roda
$()_{CLP}$	Sub-índice indicador de parâmetro do CLP
$()_{freio}$	Sub-índice indicador de parâmetro do freio
$()_c$	Sub-índice indicador de parâmetro crítico do método do relé

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.	TÍTULO	Pág.
Figura 1.1:	Aeromóvel sobre a via [Aeromóvel, 2007]	2
Figura 1.2:	Veículo Aeromóvel sobre a viga suspensa [Britto, 2008]	3
Figura 1.3:	Seção da viga com detalhes das vedações presentes [Britto, 2008]	4
Figura 1.4:	Desenho esquemático da linha piloto de Porto Alegre	6
Figura 1.5:	Imagem aérea da linha piloto de Porto Alegre [Google Earth (2009)]	7
Figura 2.1:	Diagrama de forças na direção x	13
Figura 2.2:	Diagrama de decomposição de forças em xy e xz	14
Figura 2.3:	Distribuição das tensões na área de contato [Polach, 2005]	17
Figura 2.4:	Forças existentes na roda durante a frenagem [Britto, 2008]	21
Figura 3.1:	Elementos mecânicos do veículo experimental	26
Figura 3.2:	Defasagem dos sinais de saída em encoders incrementais	33
Figura 3.3:	Fotografia da roda do veículo experimental	33
Figura 3.4:	Curva de referência de velocidade para frenagem	35
Figura 3.5:	Bancada de aquisição e controle LAMECC / UFRGS	37
Figura 3.6:	Circuito condicionador de sinal para o acionamento da válvula pneumática	40
Figura 3.7:	Circuito de condicionamento e alimentação dos transmissores de pressão	41
Figura 3.8:	Circuito de condicionamento de sinais digitais	41
Figura 4.1:	Diagrama de blocos do estimador de massa	46
Figura 4.2:	Diagrama esquemático de um controlador PID	48
Figura 4.3:	Esquema do controlador PID com Anti-Wind-Up	49
Figura 4.4:	Esquema do sistema de controle proposto	51
Figura 5.1:	Contagem em quadratura	56
Figura 5.2:	Calibração da medida de posição	57
Figura 5.3:	Fotografias do procedimento de testes da estimativa de massa	60
Figura 5.4:	Estimativa de massa durante operação normal do sistema para massa de 7735kg ...	62
Figura 5.5:	Estimativas de massa no sentido Gasômetro - Fazenda (7735kg)	62
Figura 5.6:	Estimativa de massa no sentido Fazenda - Gasômetro (7735kg)	63
Figura 5.7:	Fotografia da forma adotada para medição de erros de parada nas estações	65
Figura 5.8:	Resposta exp. da frenagem com o conjunto de ganhos 1 e massa de 7735kg	67
Figura 5.9:	Sinal de controle para massa de 7735kg	67
Figura 5.10:	Comportamento da desaceleração do veículo com massa de 7735kg	68

Figura 5.11: Resposta exp. da frenagem com o conjunto de ganhos 2 e massa de 13360kg	69
Figura 5.12: Sinal de controle para massa de 13360kg	70
Figura II.I: Curvas da válvula proporcional pneumática	80
Figura II.II: Diagrama esquemático da aplicação do método do relé	81
Figura II.III: Simulação do controlador com o 1° conjunto de ganhos	84
Figura II.IV: Simulação do controlador com o 2° conjunto de ganhos	85
Figura II.V: Simulação do controlador com o 3° conjunto de ganhos	85
Figura II.VI: Simulação do controlador com o 4° conjunto de ganhos	86

ÍNDICE DE TABELAS

Tab.	TÍTULO	Pág.
Tabela 1.1:	Distâncias entre os elementos do sistema	8
Tabela 2.1:	Parâmetros de contato roda/trilho [Polach, 2005]	19
Tabela 3.1:	Descrição do compressor e dos vasos de pressão	27
Tabela 3.2:	Regulador de pressão + Filtro de ar	27
Tabela 3.3:	Transmissor de pressão pneumático do freio	29
Tabela 3.4:	Transmissor de pressão relativo instalado nas aletas	30
Tabela 3.5:	Válvula proporcional pneumática	31
Tabela 3.6:	Sensores indutivos	32
Tabela 3.7:	Desvios padrão dos erros das medidas de parada nas estações	36
Tabela 5.1:	Filtros digitais utilizados no sistema	54
Tabela 5.2:	Valores obtidos para validação do sistema de medição de posição	56
Tabela 5.3:	Parâmetros utilizados no modelo de aplicação do sistema	58
Tabela 5.4:	Validação do algoritmo de estimativa de massa	61
Tabela 5.5:	Conjunto de ganhos experimentais para o controlador PID	66
Tabela 5.6:	Erros de parada do novo sistema de controle (medidos na trena)	70
Tabela II.I:	Parâmetros da válvula proporcional pneumática	80
Tabela II.II:	Fórmulas propostas por Ziegler e Nichols, 1942	82
Tabela II.III:	Valores de massa para troca dos ganhos do controlador PID	82
Tabela II.IV:	Melhores ganhos calculados para os controladores PID	83

1. INTRODUÇÃO.

O presente trabalho insere-se nas atividades de pesquisa e desenvolvimento de um sistema de transportes de pessoas conhecido como Aeromóvel. Especificamente, o trabalho aborda os estudos de desenvolvimento de um algoritmo de controle de parada precisa do veículo.

Nas seções que seguem estão apresentados as principais motivações para este trabalho, a descrição da tecnologia Aeromóvel de transporte e da linha piloto na cidade de Porto Alegre. É, também, apresentada a revisão bibliográfica, os objetivos e a organização do trabalho.

1.1 JUSTIFICATIVA DO ESTUDO E ABORDAGEM PROPOSTA

O sistema de transporte Aeromóvel pode ser inserido no segmento de mercado dos “Automated People Movers”, APM, ou em português, Transporte Automatizado de Pessoas. Este segmento apresenta um rápido crescimento no mercado mundial e se caracteriza pelo transporte automático de pessoas em distâncias não muito extensas. Os APMs operam automaticamente de forma rápida, eficiente e segura, sem a necessidade de um condutor presente no veículo.

Sistemas de transporte devem garantir que, em sua operação, seus usuários não sejam expostos a situações potencialmente perigosas. Na maioria dos sistemas de transporte ferroviários, a “via” por onde o elemento transportador trafega é a maior fonte de perigos para os usuários. Assim, é desejável que o acesso de pessoas à via seja vetado. Uma forma simples de garantir esta restrição é a utilização de portas nas estações, da mesma forma que ocorrem em elevadores.

Juntamente à utilização de portas de acesso nas estações, torna-se necessário que o veículo pare nas estações dentro de uma certa tolerância de erro, visto que suas portas devem abrir em uma posição alinhada com as portas do veículo, possibilitando assim a entrada e saída segura dos usuários.

O controle automático de processos desempenha um papel fundamental em diversos segmentos da sociedade. Pode-se citar exemplos que vão desde o controle de temperatura, implementados por simples termostatos, até o controle completo de aeronaves, baseados em sofisticados sistemas computacionais. O controle automático visa, através da utilização da eletrônica e da informática, possibilitar que o sistema seja capaz de tomar decisões pré-programadas.

Neste contexto, o controle automático encaixa-se adequadamente nos requisitos de garantia de segurança dos usuários do sistema, trazendo ainda como vantagem a automação do processo, assim dispensando a presença humana na operação do sistema.

O presente estudo é motivado pela necessidade de aperfeiçoamento do sistema de controle automático dos freios do Aeromóvel, no que se refere ao aumento da precisão de parada do veículo nas estações, visto que esta imprecisão pode impossibilitar ou dificultar o embarque ou o desembarque dos passageiros e, em casos extremos, pode ocasionar acidentes, já em caso de falhas, os usuários podem ter acesso à via.

Este estudo propõe a utilização de um algoritmo de controle linear aplicado ao sistema de freio a disco do Aeromóvel. Utilizam-se, para este fim, algoritmos de controle com ações proporcional, integral e derivativo (PID), aliados à técnica de *Gain Schedule* (Agendamento de Ganhos) e estimativa de massa, visando o aumento da precisão de parada do veículo nas estações.

1.2 DESCRIÇÃO DA TECNOLOGIA AEROMÓVEL

As principais características do sistema de transporte Aeromóvel são a exclusividade de trânsito no percurso, a alta relação carga útil/peso transportado e a tração de forma independente das rodas (Lindau et al, 1988). Estas características advêm do fato de o elemento transportador deslocar-se em uma via exclusiva e de ter seu sistema de potência estacionário, operando de forma independente do carro de transporte de pessoas. Isto torna o veículo mais leve, se comparado a outros sistemas similares, ocasionando juntamente uma redução na secção transversal das vigas de sustentação. Na figura abaixo é apresentado o veículo Aeromóvel sobre a via elevada por onde trafega.



Figura 1.1: Aeromóvel sobre a via [Aeromóvel, 2007]

É utilizada uma fonte estacionária de energia pneumática para a propulsão do carro de transporte, o que evita a necessidade de transportar o sistema de atuação. O veículo desloca-se sobre vigas vazadas, em cujo interior circula ar pressurizado por um ventilador. Este possui anteparos, chamados de “aletas”. A união destes faz com que o sistema opere de forma similar a barcos veleiros, conforme descrito por Medeiros, 1985. Os ventiladores operam de forma a gerar a energia eólica necessária, para o movimento, enquanto que as aletas bloqueiam a passagem do ar e dividem o duto em câmaras distintas. As válvulas presentes no duto, chamadas válvulas atmosféricas (AVs), assumem as posições de “aberta” (possibilitando a passagem do ar para a atmosfera) e “fechada” (enclausurando o ar existente no duto). Através da atuação do sistema de potência e das válvulas atmosféricas é possível colocar o veículo em movimento.

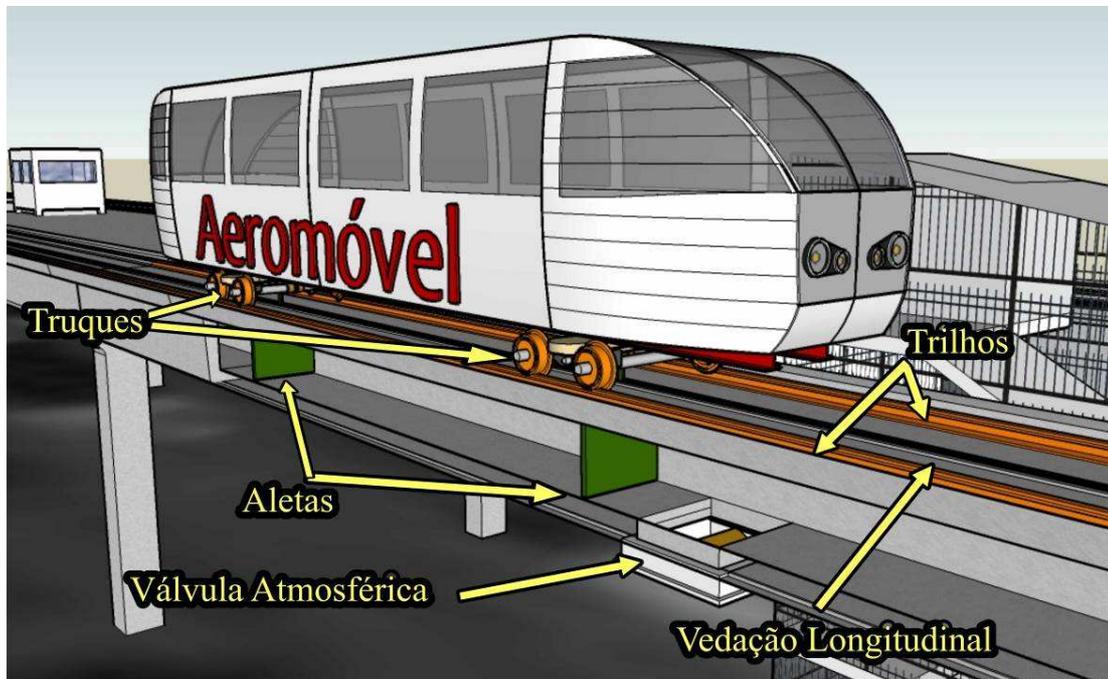


Figura 1.2: Veículo Aeromóvel sobre a viga suspensa [Britto, 2008]

De acordo com a Fig. 1.2 se pode perceber que o Aeromóvel utiliza a tecnologia ferroviária na sua interface veículo/solo. Este tipo de tecnologia é muito utilizada em sistemas de transporte e está plenamente consolidada. Os truques ferroviários utilizados são compostos de conjuntos de rodas independentes. Esta independência permite que o Aeromóvel faça curvas com menores raios que os trens convencionais que, geralmente, possuem rodas interligadas através de um eixo rígido. O número de truques presentes no veículo depende exclusivamente da

quantidade de carga que ele deve transportar e a disposição das aletas se dá sempre nos extremos, abaixo do último truque.

Denomina-se “via” a composição do duto principal juntamente aos trilhos, as válvulas atmosféricas e as “vedações longitudinais”. Esta última tem por função reduzir a área de escape do ar pressurizado após a passagem do mastro de sustentação da aleta, aumentando a eficiência do sistema de propulsão. Existe ainda a chamada “vedação transversal”, apresentada na Fig. 1.3. Esta vedação envolve a aleta e é responsável por reduzir a área de vazamento entre a aleta e a parede do duto.

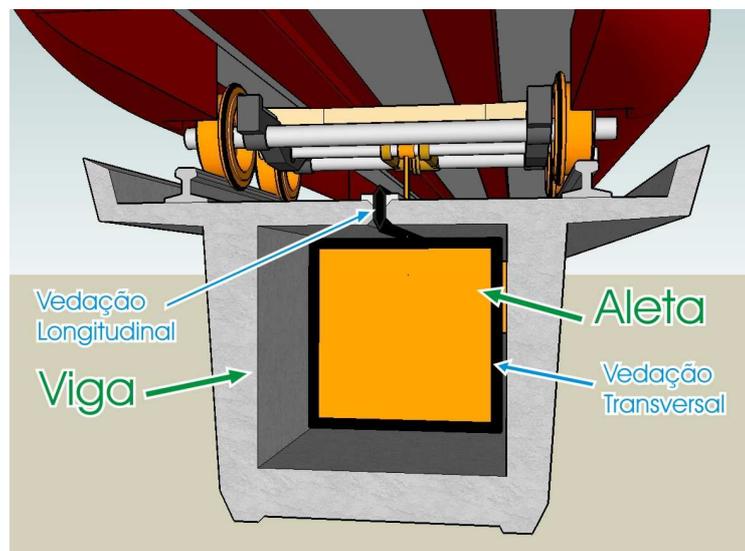


Figura 1.3: Seção da viga com detalhes das vedações presentes [Britto, 2008]

No sistema de potência existe uma unidade denominada Grupo Moto Propulsor (GMP). Este é composto por um sistema elétrico de acionamento (motores de corrente alternada), por um ventilador industrial centrífugo e um conjunto de quatro válvulas, sendo estas chamadas de Válvulas de Direcionamento de Fluxo (V_{DF}).

O conjunto de válvulas presentes no GMP assume quatro possibilidades de posições que possibilitam alternar o efeito do ventilador sobre o duto, podendo insuflar ou exaurir o ar. Para produzirem estes efeitos, as V_{DF} trabalham aos pares. Quanto às posições, elas podem ser abertas, fechadas em 1/3 do curso, fechadas em 2/3 do curso ou totalmente fechadas, possibilitando assim, um controle escalonado da pressão do duto principal.

Outro elemento presente na tecnologia Aeromóvel é o Aparelho de Mudança de Via (AMV), que possibilita ao veículo mudar de uma via para outra. Este dispositivo possui maior complexidade, se comparado a aparelhos utilizados em sistemas ferroviários convencionais,

devido à necessidade de, além de trocas de trilhos, o mastro e conseqüentemente a aleta serem movimentados de uma via para a outra.

O Aeromóvel possui os seguintes modos de operação quanto ao sistema de propulsão:

- Operação por Pressão (“Push”) – o veículo é empurrado pela pressão provocada pela operação do GMP a montante do veículo. Na câmara a jusante do veículo, a V_A é mantida aberta, aumentando o efeito diferencial de pressão sobre as aletas.
- Operação por Depressão (“Pull”) – o veículo é puxado pela depressão provocada pela operação do GMP a jusante do veículo. Na câmara a montante do veículo a V_A é mantida aberta, aumentando o efeito diferencial.

Além destes dois tipos de operação, o veículo apresenta dois tipos de possibilidade de frenagem, expostos a seguir:

- O Aeromóvel pode frear fechando uma ou duas válvulas atmosféricas, diminuindo a sua velocidade, conseqüentemente, por efeito do aumento do diferencial de pressão entre as aletas. Além disto, é possível ainda acionar o GMP, aumentando o efeito descrito.
- O veículo pode frear acionando o sistema de freios de atrito. Este apresenta menores tempos de acionamento, se comparado à atuação de válvulas atmosféricas ou do GMP.

Estas opções de frenagem podem ser combinadas de modo a aumentar a eficiência de frenagem do sistema.

1.3 DIMENSÕES E CARACTERÍSTICAS DA LINHA PILOTO DA CIDADE DE PORTO ALEGRE

A linha piloto do sistema Aeromóvel encontra-se no centro da cidade de Porto Alegre, no estado do Rio Grande do Sul, Brasil. Ela foi idealizada em 1982, advinda do convênio entre Coester Automação, Empresa Brasileira de Transportes Urbanos (EBTU) e a Fundação Universidade-Empresa de Tecnologia e Ciências da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (FUNDATEC / UFRGS). Este convênio teve por objetivo financiar, desenvolver e avaliar a tecnologia Aeromóvel.

Segundo Aeromóvel Brasil Sociedade Anônima (ABSA), 2007, devido a mudanças político - públicas ao final do ano de 1982, os recursos para a construção da linha foram interrompidos pela EBTU. O projeto, portanto passou a ser financiado de forma exclusivamente

privada. Assim, em sua fase inicial foi construído apenas 650m dos 1000m do projeto inicial. Em 1986 foi assinado um contrato de financiamento para a conclusão da linha entre a Coester Automação e a Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP). Assim, a linha hoje possui uma extensão total de 960m, com duas estações, separadas por aproximadamente 620m. A via por onde o veículo trafega está disposta em uma altura de 5,5m acima do solo. Uma característica peculiar desta instalação que consiste no fato de que o posicionamento do GMP é centralizado, com relação as duas estações dispostas nas extremidades da linha. A Fig. 1.4. apresenta um desenho esquemático da linha piloto de Porto Alegre.

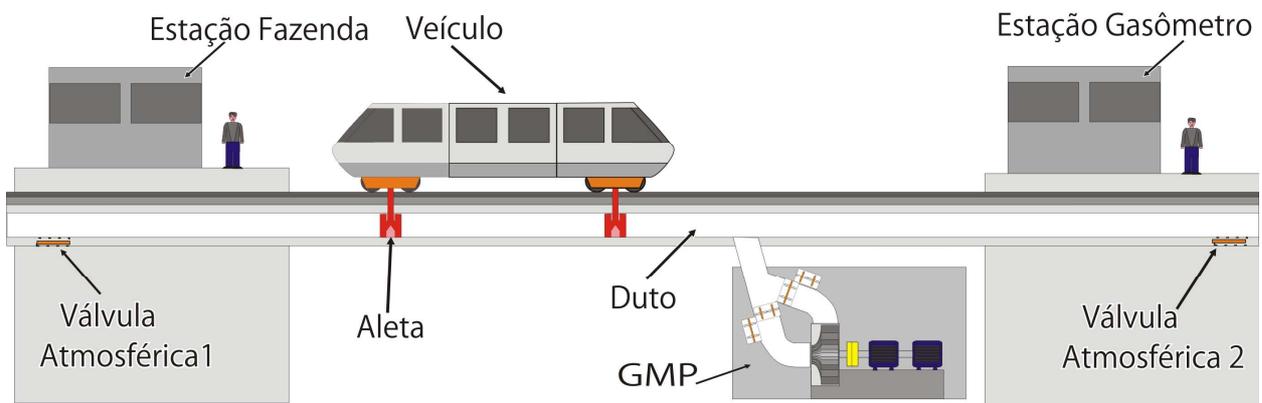


Figura 1.4: Desenho esquemático da linha piloto de Porto Alegre

A Linha Piloto inicia-se no cruzamento entre as avenidas Loureiro da Silva e Augusto de Carvalho, com um trecho em linha reta de aproximadamente 525m, com um aclave aproximado de $0,3^\circ$ (0,5%), onde a 101,5m do início do trecho encontra-se a Válvula Atmosférica 1 (AV1). Seguindo em direção a Usina do Gasômetro, a 262,5m, está a primeira estação, denominada “*Estação Fazenda*”, que possui 25m de extensão. Após esta estação, continuando o deslocamento na mesma direção, aos 325m, encontra-se o GMP, posicionado em uma curva de raio aproximado de 164m. Próximo ao final da curva tem-se uma elevação com cerca de 20m de comprimento e 3° (5%) de inclinação, cuja saída está a 6,5m do solo. Neste ponto encontram-se o AMV e o desvio. A partir deste, existem duas vias paralelas que chegam à segunda estação, denominada “*Estação Gasômetro*” que possui o comprimento de 35m e está a 19,8m do final da via. Ainda, presente na via encontra-se a Válvula Atmosférica 2 (AV2), localizada no fim da estação. O trecho entre o AMV e o final da linha possui uma inclinação negativa de $0,3^\circ$ (0,5%).



Figura 1.5: Imagem aérea da linha piloto de Porto Alegre [Google Earth (2009)]

A Fig. 1.5 expressa a disposição dos componentes da linha piloto de Porto Alegre, em conjunto a suas respectivas distâncias.

Como afirmado anteriormente, o GMP está posicionado próximo ao centro da via. Decorrente disso, a atuação se dá na forma de pressurização ou despressurização da mesma. Assim, torna-se necessária a utilização das AVs, juntamente à ação do GMP, para movimentar o veículo. A seção transversal do duto da viga por onde se desloca a aleta é de forma quadrada e possui 1m^2 de área de passagem do ar.

Na Tabela 1.1 são apresentadas as distâncias entre os elementos do sistema, (válvulas, GMP e estações), a partir da extremidade convencionalizada com o número 1.

Tabela 1.1: Distâncias entre os elementos do sistema

Local	Distância [m]
Extremidade 1 (Loureiro da Silva com Augusto de Carvalho)	0
Válvula Atmosférica 1	101,5
Estação Fazenda	262,5
GMP	612,5
Estação Gasômetro	905,2
Válvula Atmosférica 2	940,2
Extremidade 2	960

O carro do Aeromóvel, utilizado nos testes, é denominado de “veículo experimental”.

1.3.1 MODOS DE OPERAÇÃO DA LINHA PILOTO

O sistema Aeromóvel da Linha Piloto possui hoje dois modos de operação: manual e automático. O modo automático pode ser dividido em dois sistemas de controle independentes, um para o veículo e outro para a linha. O controle da linha comanda o GMP e as Válvulas Atmosféricas enquanto que o controle do veículo age sobre o sistema de freios. Estes dois sistemas operam independentemente.

No modo manual de operação é possível controlar, a partir das estações, as ações do GMP e das AVs, realizando a pressurização e despressurização do duto principal. Já, no veículo pode-se atuar diretamente sobre os freios através de uma alavanca manual de comando.

O modo de operação automático consiste no controle do veículo e da linha sem a necessidade dos comandos serem realizados por um operador humano. O sistema de controle automático da linha encontra-se localizado na estação Gasômetro e comanda a ação do GMP e das AVs, através da monitoração da posição do veículo na via. Este lê a posição do veículo através da utilização de sensores magnéticos (tipo *reed switch*) posicionados a uma distância de 20m um do outro, ao longo da via. O veículo possui um ímã, localizado abaixo deste, e a sua passagem sobre os sensores fecha um circuito elétrico ligado a um barramento de oito canais que informam à estação a localização atual do veículo.

No veículo, a operação automática corresponde à atuação de controle sobre o sistema de frenagem. São utilizados para este fim sistemas de freios de atrito tradicionais, comandados

por um CLP (Controlador Lógico Programável). Sensores indutivos presentes nas rodas são responsáveis por medir a posição do veículo na via e um *reed-switch* informa ao controlador a aproximação a uma distância de 150m da estação.

1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os sistemas de frenagem controlados automaticamente são assuntos amplamente difundidos (principalmente em veículos pesados), diferenciados principalmente pela forma de atuação sobre o sistema a ser controlado (lógica de controle adotada). Assim, nesta revisão bibliográfica serão apresentados apenas alguns dos diversos estudos desenvolvidos a respeito de sistemas de controle automáticos de frenagem.

Em IPT, 1985, está apresentada uma avaliação do sistema de transporte Aeromóvel, na qual são relatados trabalhos sobre um sistema de controle aplicado aos freios do veículo para 300 passageiros. Foram simuladas situações com a utilização de controladores proporcional (P), Proporcional Integral (PI) e com uma modulação contínua de atuação no sistema de freios.

Nohmi et al, 1983, apresenta uma estratégia de controle de velocidade visando o aumento de precisão de parada de trens nas estações, para isto utiliza-se do chaveamento de três curvas de referência em velocidade, de forma a obter diferentes níveis de desaceleração para cada trecho de aproximação do veículo das estações.

Coester, 1986, projetou um sistema de controle on/off para os freios do veículo articulado do sistema Aeromóvel, utilizando microprocessadores, lógica digital e válvulas pneumáticas on/off. No sistema de freios são utilizados tambores e lonas. Este sistema de controle não chegou a ser implementado.

Em Campani et al, 1992, é projetado e instalado no veículo articulado o primeiro sistema de freios automático com tecnologia desenvolvida pela Aeromóvel, que conta com um Controlador Lógico Programável (CLP) Siemens S95U programado em linguagem Step. Na frenagem é utilizado o sistema de freios a disco. Neste sistema são encontrados problemas de precisão de parada nas estações devido à utilização de sensores indutivos com frequência de resposta inferior ao necessário para a aplicação. Outros problemas relatados referem-se ao elevado tempo de resposta da atuação no sistema de frenagem.

Breen, 1996, apresenta um estudo sobre a utilização da estimativa de massa transportada, destinado a alterar os parâmetros do controle do sistema de freios de caminhões com reboques. A massa estimada pelo algoritmo altera os ganhos de funções lineares que realimentam o sistema de controle, amplificando ou reduzindo as forças de frenagem,

dependendo da massa transportada pelo sistema. Esta alteração é destinada fazer com que o operador, não necessite aumentar (ou reduzir) a força no pedal de atuação para casos de massas elevadas.

Martins, 1999, desenvolve um estudo a respeito da simulação da frenagem de trens unitários de carga (vagões iguais), onde é apresentado um equacionamento relativo à dinâmica de trens longos em ferrovias brasileiras. Neste são demonstradas características particulares deste tipo de composição, visando a posterior simulação da operação destes trens durante o processo de frenagem. É apresentado ainda o método de cálculo da distância de frenagem através do chamado “método dos intervalos”, onde a curva de velocidade é composta de uma parcela linear que corresponde ao tempo de reação do sistema de freios e uma parcela onde efetivamente a velocidade da composição é alterada.

Freitag e Detoni, 2000, apresentam um trabalho sobre o controle contínuo do sistema de freio do veículo experimental do sistema Aeromóvel. Foi projetado e implementado um sistema de controle baseado na utilização de um CLP e de um controlador PID de ganhos fixos, visando à realização da parada precisa nas estações. Este sistema encontra-se em uso atualmente e apresenta limitações que serão discutidas mais adiante, no Capítulo 3, do presente trabalho.

Dalponete, 2007, propõe um equacionamento e um modelo computacional de um sistema de freios pneumático anti-blocante para o Aeromóvel. Este sistema é simulado em diversas condições, na busca de uma parada na menor distância possível, sem o travamento das rodas. Este sistema também não chegou a ser aplicado experimentalmente.

Britto, 2008, apresenta um trabalho relativo à modelagem matemática (incluído o sistema de freios de atrito) e a criação de um modelo computacional da tecnologia Aeromóvel, assumindo o fluido de trabalho, no caso o ar, como compressível. O modelo proposto avalia diversos modos de operação, utilizando-se da topologia de “blocos padrões” na disposição do sistema de potência. Esta topologia (denominada bloco padrão) consiste na configuração mais geral, segundo o fabricante, de justaposição de sistemas de potência com relação aos trechos da via (mais detalhes podem ser encontrados em Britto, 2008).

1.5 OBJETIVOS DO TRABALHO

Objetivo geral:

Desenvolver e implementar um novo sistema de controle visando o aumento da precisão de parada do veículo Aeromóvel nas estações.

Objetivos específicos:

- Propor um equacionamento simplificado que descreva os principais fenômenos envolvidos na dinâmica do veículo do sistema Aeromóvel.
- Descrever os componentes presentes no sistema de freios de atrito atualmente utilizados no veículo experimental.
- Desenvolver um sistema flexível, para aplicação de novos controladores no atual sistema de freios.
- Desenvolver e aplicar um algoritmo de adaptação da massa, para que, juntamente com a técnica de *Gain Sheduling* (agendamento de ganhos), de modo que seja possível selecionar conjunto de ganhos para o controlador PID utilizado no controle responsável pela parada precisa do veículo nas estações.
- Avaliar resultados obtidos com a aplicação do novo algoritmo de controle.

1.6 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No Capítulo 2 é apresentado o equacionamento simplificado das forças atuantes sobre o veículo do Aeromóvel e é feita uma descrição geral dos componentes de sistemas de freios a disco.

No Capítulo 3 são apresentados e descritos os elementos que compõem o veículo experimental do Aeromóvel. São descritos ainda, o desenvolvimento e a montagem do novo sistema de aquisição de dados e controle, bem como, os instrumentos utilizados na sua confecção.

No Capítulo 4 é apresentada uma revisão dos conceitos sobre controladores tipo PID e efeitos das ações de controle. É apresentada a estratégia de controle proposta, bem como os equacionamentos relativos à estimativa de massa. Descreve-se ainda a técnica de *Gain Schedule* e a forma adotada para a seleção dos ganhos dos controladores PID.

No Capítulo 5, são apresentadas as validações do procedimento de medição de posição do veículo e estimativa de massa, juntamente aos resultados experimentais com a aplicação do novo controlador na frenagem do veículo, sendo avaliado o comportamento do sistema durante o controle da velocidade durante a parada nas estações. Discuti-se também as características dos sinais de controle.

No Capítulo 6, são apresentadas as conclusões do trabalho e sugerem-se ainda atividades de continuidade da pesquisa.

2. MODELAGEM MATEMÁTICA

O presente estudo tem como um de seus objetivos obter um modelo matemático simplificado que represente adequadamente a dinâmica da interação entre o veículo, o sistema de frenagem e a via do Aeromóvel, possibilitando o desenvolvimento e a simulação de algoritmos de controle a serem aplicados no sistema de frenagem automática do veículo.

Neste Capítulo apresentam-se os princípios físicos utilizados no equacionamento matemático do comportamento dinâmico do veículo e descreve-se, também, as simplificações adotadas nestes equacionamentos.

A modelagem matemática é facilitada através da utilização da hipótese de concentração de parâmetros do sistema. Desta forma, se considera somente as forças resultantes sobre os corpos rígidos, desconsiderando-se os efeitos locais de deformações dos elementos sólidos e fluidicos.

A seguir, descrevem-se as simplificações adotadas no equacionamento matemático:

- A energia cinética dos gases é desprezada;
- Os efeitos de perda de carga nas tubulações são desprezados (medida de pressão diretamente nas aletas do veículo);
- Consideram-se apenas os valores médios das temperaturas nos volumes de controle;
- Considera-se o ar como um gás perfeito;
- Considera-se que os corpos são rígidos;
- Desconsidera-se vazamentos, tanto em tubulações presentes no veículo, quanto na via;
- Utiliza-se a técnica de concentração dos parâmetros.

2.1 O EQUACIONAMENTO DO VEÍCULO

Conforme Canale, 1989, as forças envolvidas no movimento de um veículo são:

- Resistência das forças de inércia;
- Resistência do ar;
- Resistência devido à inclinação da pista;
- Resistência ao rolamento.

Algumas dessas formas de resistência influenciam significativamente no comportamento do sistema. A inércia é um fator de grande importância, devido ao fato de o

veículo apresentar elevadas variações percentuais no seu carregamento. Obviamente, a inclinação da pista e as forças de atrito também influenciam de forma significativa este comportamento.

Para o equacionamento das forças presentes no veículo é necessário que, inicialmente, seja definido um sistema de coordenadas. O sistema de coordenadas proposto foi convencionado da seguinte maneira: a variável x é a direção de deslocamento do veículo, y é o eixo perpendicular à x no mesmo plano horizontal, e z é o eixo perpendicular a estas duas direções. A Fig. 2.1 consiste no diagrama de forças de equilíbrio na coordenada x .

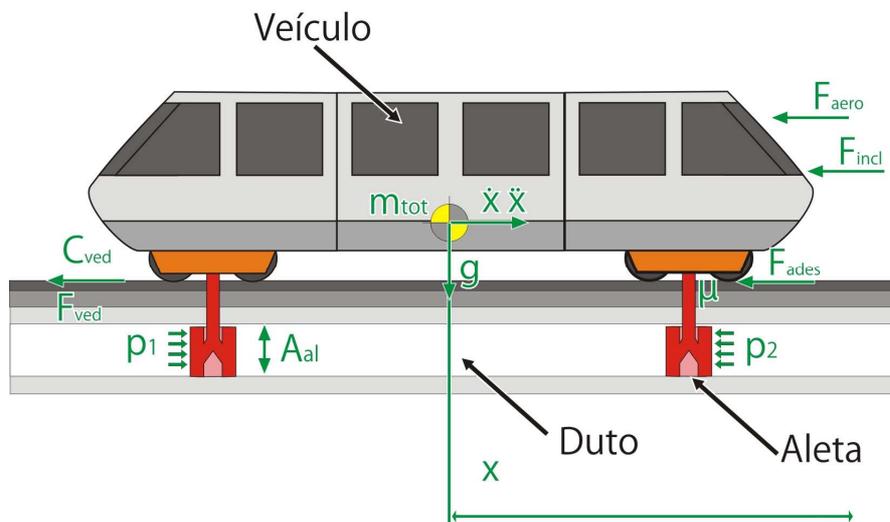


Figura 2.1: Diagrama de forças na direção x

onde m_{tot} , é a massa total da composição veículo somada à carga transportada, x é a distância percorrida pelo veículo em relação à estação, A_{al} é a área da aleta, p_1 é a pressão na aleta à esquerda do veículo, p_2 é a pressão na aleta à direita do veículo, F_{ved} é a força de atrito translacional da borracha de vedação, c_{ved} é o coeficiente de atrito dinâmico linear da vedação, F_{aero} é a força de arrasto aerodinâmico, F_{ades} é a força de adesão das rodas do veículo ao solo, F_{incl} é a força ocasionada pela inclinação da via, e F_{cur} é a força ocasionada pelo contato entre o friso da roda e os trilhos que ocorre nas curvas.

O diagrama da decomposição das forças no veículo em uma curva no plano de deslocamento xy e o diagrama da decomposição das forças devido à inclinação da via no plano xz encontram-se apresentados na Fig. 2.2.

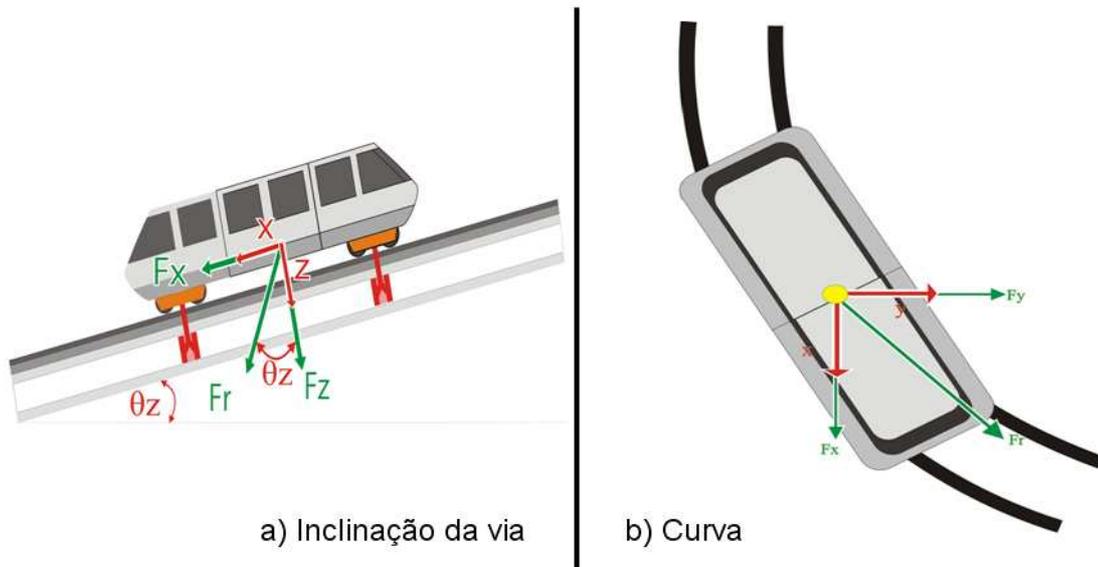


Figura 2.2: Diagrama de decomposição de forças em xy e xz

Analisando-se os diagramas de forças expostos, pode-se definir a seguinte equação para o movimento na direção x (Fig. 2.1):

$$m_{tot} \ddot{x} = F_{ativ} - F_{res} = A_{al} (p_1 - p_2) - (F_{ved} + c_{ved} (\dot{x})) - F_{aero} - F_{ades} - F_{incl} - F_{cur} \quad (2.1)$$

onde F_{ativ} é o somatório das forças atuantes no sentido do movimento, F_{res} é o somatório das forças atuantes contra a movimentação do veículo.

Para o cálculo da força de atrito translacional das vedações é utilizado o modelo de atrito estático de Coulomb. Conforme Halliday e Resnick, 1996, o atrito estático de Coulomb resulta da ação de uma força normal, aplicada sobre a superfície, multiplicada pelo coeficiente de atrito entre as superfícies em contato. Para as vedações transversais do Aeromóvel, a força normal aplicada é resultado da diferença entre a pressão no interior do duto e a pressão atmosférica multiplicada pela área de contato entre as borrachas e o mastro de fixação da aleta. Pode-se expressar a força de atrito imposta pelas vedações por:

$$F_{ved} = f_{bor} A_{bor} (p - p_{atm}) \quad (2.2)$$

onde f_{bor} é a uma constante referente ao contato entre a borracha de vedação longitudinal e o material do mastro, A_{bor} é a área de contato local da vedação, p é a pressão no interior do duto, e p_{atm} é a pressão atmosférica.

2.1.2 FORÇA DE ARRASTO AERODINÂMICO

Uma das forças resistivas ao movimento do veículo é a *força de arrasto aerodinâmico*. Devido ao fato de fluxo de ar sobre um corpo apresentar-se muito complexo, surgiu a necessidade do desenvolvimento de modelos que possibilitem a representação deste fenômeno. Gillespie, 1992, apresenta a seguinte equação para o cálculo da força de arrasto:

$$F_{aero} = \frac{c_D A_{eq} \rho}{2} (v_{ar} + \dot{x})^2 \quad (2.3)$$

onde c_D é coeficiente de arrasto, A_{eq} é a área transversal equivalente do veículo, ρ é a massa específica do ar e v_{ar} é a velocidade do vento.

O valor da massa específica do ar é dado pela seguinte equação:

$$\rho = \frac{P_{atm}}{RT} \quad (2.4)$$

onde R é a constante característica do ar, e T é a temperatura média ambiente.

2.1.3 FORÇA DEVIDO À INCLINAÇÃO DA VIA

A chamada *força de inclinação da via* é uma das principais forças atuantes no veículo. Ela advém do fato deste operar em aclives e declives. Esta força é resultante da decomposição de forças gravitacionais no plano xz , resultante da inclinação da via, sendo que pode apresentar valores positivos ou negativos, dependendo do sentido do movimento.

A modelagem matemática proposta não contempla a presença de uma suspensão flexível no veículo, conseqüentemente, não são considerados os efeitos relativos às transferências de carga entre rodas. É, então, suposto que as rodas se comportam da mesma

forma, quanto a velocidade e às forças de contato entre elas e os trilhos. Assim, a força normal exercida por cada roda é dada pela seguinte equação:

$$F_{gr} = \frac{m_{tot} g}{n_{roda}} \cos(\phi_z) \quad (2.5)$$

onde n_{roda} é número de rodas do veículo, g é a aceleração da gravidade e ϕ_z é o ângulo formado entre a linha vertical com relação a terra e ao eixo z (Fig. 2.2 a).

Assim, a força resistiva imposta ao movimento de translação do veículo F_{incl} , devido a inclinação, é expressa por:

$$F_{incl} = \frac{m_{tot} g}{n_{roda}} \sen(\phi_z) \quad (2.6)$$

2.1.4 FORÇA DE ATRITO NAS CURVAS

O veículo do Aeromóvel possui rodas independentes, ou seja, suas rodas movimentam-se autonomamente como as de automóveis. Desta forma, efeitos de deslizamentos transversais e giros não necessitam ser enquadrados na modelagem do Aeromóvel. Para descrever as forças resistivas atuantes sobre o veículo devido ao contato *friso da roda/trilho*, utilizou-se o modelo de atrito de Coulomb. Assim, a força transversal de atrito F_{cur} é expressa por:

$$F_{cur} = \mu_{cur} m_{tot} \frac{\dot{x}^2}{r_{cur}} \quad (2.7)$$

onde μ_{cur} é o coeficiente de atrito na curva e r_{cur} é o raio da curva.

2.1.5 FORÇAS DE ADESÃO RODA-TRILHO

Visando à obtenção do valor da *força resistiva de adesão roda/trilho*, foi utilizado o modelo de atrito de rolamento apresentado em Polach, 2005.

Na Fig. 2.3 é apresentado um diagrama que representa a área de contato *roda/trilho* e as tensões devidas ao movimento de rolamento.

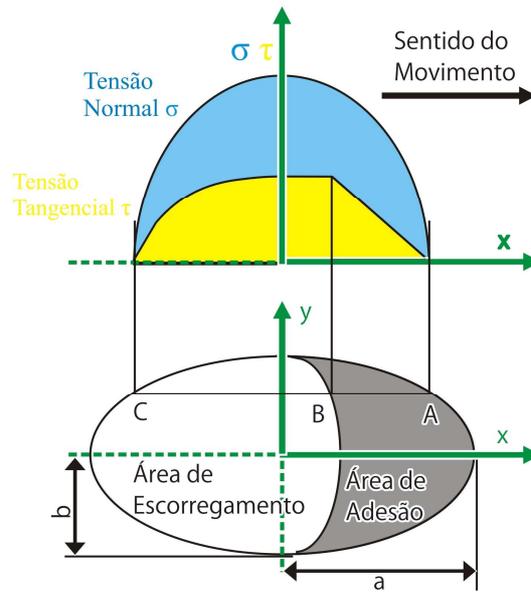


Figura 2.3: Distribuição das tensões na área de contato [Polach, 2005]

Polach, 2005, demonstra que existe uma área de contato elipsoidal com semi-eixos a e b , onde se assume que o deslocamento relativo entre os elementos possui um crescimento linear desde o ponto (A) até o ponto (C). Inicialmente, entre os pontos (A) e (B), o deslocamento dos corpos é resultado de uma deformação por “arrastamento” do material, sendo que a tensão tangencial τ age contra a deformação, havendo um crescimento linear. No ponto (B) surge um movimento relativo no contato entre as superfícies, chamado “*slip*”, onde a tensão tangencial já não possui um comportamento linear. Assume-se então que, a partir deste ponto, o valor máximo da tensão tangencial τ_{\max} , é expresso por:

$$\tau_{\max} = \mu_{\text{solo}} \sigma \quad (2.8)$$

onde μ_{solo} é o coeficiente de atrito entre roda e trilho e σ é a distribuição normal de tensões. Segundo Polach, 2005, a força tangencial F_{tan} entre roda e solo é determinada através da integral da tensão tangencial na região de contato. Esta pode ser calculada através da Eq. 2.9:

$$F_{\text{tan}} = \frac{2F_{\text{grr}}\mu_{\text{solo}}}{\pi} \left(\frac{k_{aa}\mathcal{E}}{1+(k_{aa}\mathcal{E})^2} + \arctan(k_{aa}\mathcal{E}) \right) \quad (2.9)$$

onde k_{aa} é um fator de redução da área de adesão, k_{ad} é um fator de redução da área de deslizamento e ε é a gradiente de tensão tangencial na área de adesão, que é expresso por:

$$\varepsilon = \frac{1}{4} \frac{G \pi a b c_{11}}{F_{grr} \mu_{solo}} slip \quad (2.10)$$

onde G é o módulo de elasticidade transversal médio dos materiais na área de contato, a e b são semi-eixos da elipse formada pela área de contato e c_{11} é uma constante determinada na teoria linear de Kalker, para deslocamento longitudinal conforme Polach, 1999 e “*slip*” é a razão adimensional entre as velocidades relativas dos dois corpos em contato. Este parâmetro é apresentado por Britto, 2008, através da Eq. (2.11):

$$slip = \frac{\dot{x} - \dot{\theta}_{roda} r_{roda}}{abs(\max(\dot{x}, \dot{\theta}_{roda} r_{roda}))} \quad (2.11)$$

onde $\dot{\theta}_{roda}$ é a velocidade angular da roda, abs é a função módulo e max indica a função máximo valor das variáveis.

Segundo Polach, 2005, o valor do coeficiente de atrito μ_{solo} é dado pela da Eq. (2.12):

$$\mu_{solo} = \mu_i \left[(1 - A) e^{-B(abs(\dot{x} - \dot{\theta}_{roda} r_{roda}))} + A \right] \quad (2.12)$$

onde μ_i é o coeficiente de atrito inicial do movimento e A e B são coeficientes empíricos, apresentados na tabela 2.1.:

Tabela 2.1: Parâmetros de contato roda/trilho [Polach, 2005]

Parâmetro	Condições de contato	
	Seco	Molhado
k_{aa}	1,00	0,30
k_{ad}	0,40	0,10
μ_i	0,55	0,30
A	0,40	0,40
B	0,60	0,20

Estes parâmetros são dependentes das condições de contato entre as superfícies, necessitando-se ainda calcular o gradiente de tensão ε , que é dependente das áreas formadas pelas elipses. O cálculo dos semi-eixos a e b são demonstrado em Dalponte, 2007, apud Hoffmann, 2006.

Finalmente, para o cálculo da força resistiva de adesão roda/trilho, é utilizada a Eq. (2.13):

$$F_{ades} = F_{tan} n_{roda} \quad (2.13)$$

2.2 SISTEMA DE FREIOS

O sistema de freios consiste de um conjunto de elementos destinados a gerar forças cujo efeito é uma desaceleração de um veículo, ou máquina. O freio transforma em calor a energia cinética de um elemento que está em movimento rotacional ou translacional. Logo, ele é um dissipador de energia, utilizado para reduzir a velocidade ou parar um corpo em movimento.

Conforme Limpert, 1992, o objetivo de um sistema de freios é:

- Promover a desaceleração de um veículo, mantendo-o estável e com dirigibilidade, se necessário, até a sua parada total;
- Manter e controlar a velocidade do veículo em declives e no trânsito, assim como mantê-lo parado em desníveis.

Segundo Eriksson e Jacobson, 2000, os principais componentes de um sistema de freio são:

- **Rotor** - é o elemento que gira acoplado à roda. Este é responsável por receber grande parte da energia térmica do processo de frenagem, sendo o principal responsável pela dissipação desta. É um componente do par de fricção.
- **Material de fricção** - é o componente fixo pertencente ao par de fricção que interage com o rotor de forma a transformar a energia cinética em energia térmica.
- **Sistema de acionamento hidráulico ou pneumático** - é o sistema que amplifica e transmite a força aplicada na atuação do sistema de freio. Este sistema é responsável por pressionar o material de fricção contra o rotor.

Os sistemas de freios são definidos quanto à geometria do rotor, em freios a tambor e freios a disco. Devido ao fato de o objeto alvo do estudo possuir um sistema de freios a disco, não serão abordadas as características dos sistemas de freio a tambor.

2.2.1 COMPONENTES DE SISTEMAS DE FREIOS A DISCO

No sistema de freios a disco, as forças de atuação são aplicadas de forma axial ao rotor, o qual possui superfícies planas de contato, onde ocorre atrito entre este e o material de fricção.

Os componentes de um sistema de freios a disco são:

- **Cáliper** - é um elemento mecânico composto de pastilhas de freio e pistão de atuação. No processo de frenagem, o cáliper deve suportar as forças axiais e tangenciais, bem como, resistir às elevadas pressões de acionamento. O cáliper é normalmente fixado à suspensão do veículo ou, na falta desta, é fixado à estrutura do veículo.
- **Pastilha de freios** - Trata-se da união entre o material de fricção e a plaqueta de suporte. Esta possui superfícies planas de forma a transmitir igualmente as forças de atuação do pistão. Durante a frenagem, a pastilha é pressionada contra o disco de freios.
- **Pistão** - Trata-se do elemento responsável por transmitir a força de atuação à pastilha de freios. Este é acionado geralmente por uma pressão hidráulica, advinda do sistema de atuação.

- **Disco** - É o componente que gira acoplado à roda do veículo e pertence ao par de fricção. Este componente pode ser sólido ou ventilado, dependendo da necessidade de troca térmica com o ambiente.

De acordo com Limpert, 1992, os sistemas de freios a disco são classificados quanto ao tipo de calíper, em fixo ou flutuante. O calíper fixo apresenta pistões posicionados de forma oposta um ao outro. Conseqüentemente, os pistões forçam as pastilhas contra os dois lados do disco. No calíper flutuante, os pistões são posicionados em apenas um lado do disco, logo, o calíper movimenta-se em decorrência da reação dos pistões, pois a força aplicada por eles na pastilha interna traciona a pastilha externa contra o disco. O calíper flutuante é montado sobre cavaletes que são fixados à suspensão.

2.2.2 EQUACIONAMENTO DA DINÂMICA RODA/SISTEMA DE FREIOS

Nesta seção são apresentados os equacionamentos matemáticos relativos ao comportamento da dinâmica de interação entre sistema de freios e roda do veículo. Na Fig. 2.4 é apresentado o diagrama de equilíbrio de forças em uma roda durante o processo de frenagem.

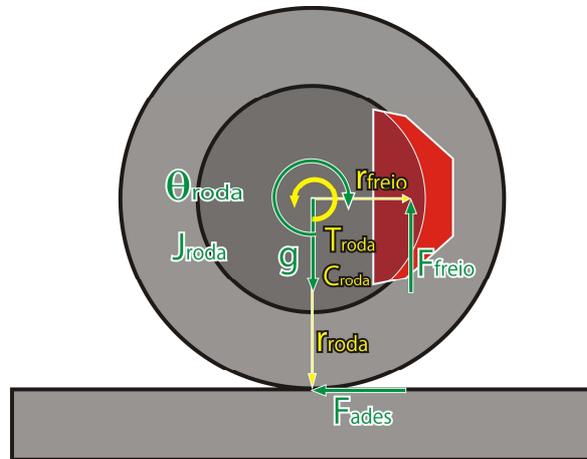


Figura 2.4: Forças existentes na roda durante a frenagem [Britto, 2008]

De acordo com Britto, 2008, a equação do movimento aplicada a uma roda, utilizando-se a técnica de concentração de parâmetros, pode ser expressa pela Eq. (2.14):

$$J_{roda} \ddot{\theta}_{roda} = F_{freio} r_{freio} + (c_{roda} \dot{\theta}_{roda} + T_{roda}) - F_{ades} r_{roda} \quad (2.14)$$

onde J_{roda} é o momento de inércia de massa da roda, θ_{roda} é o ângulo de giro da roda, F_{freio} é a força de frenagem no disco resultante da atuação do sistema de freios, r_{freio} é o raio médio da ação da pinça sobre o disco de freio, c_{roda} é o coeficiente de atrito viscoso angular do eixo de fixação da roda ao veículo, T_{roda} é o torque do eixo da roda resistente ao giro e r_{roda} é o raio da roda.

Sabendo-se que a força no disco de freio é uma consequência da pressão hidráulica imposta ao pistão presente no calíper, Dal Ponte, 2007, apresenta esta força através da Eq. (2.15):

$$F_{freio} = (\mu_{freioE} + \mu_{freioV}\dot{\theta}_{roda})A_{freio}P_{freio} \quad (2.15)$$

onde A_{freio} é a área do pistão presente no calíper, μ_{freioE} é o coeficiente de atrito estático de Coulomb da pastilha de freio, μ_{freioV} é o coeficiente de atrito da pastilha de freio em função da velocidade angular e p_{freio} a pressão do sistema hidráulico de acionamento do sistema de freios.

Os coeficientes de atrito entre pastilhas de freios e disco são funções de múltiplas variáveis, como temperatura, pressão, umidade e velocidade de escorregamento. Estes coeficientes são representados por curvas levantadas através de ensaios em dinamômetros.

Em Infantinni, 2008, são apresentadas diversas curvas relacionando estes parâmetros à eficiência de sistemas de freios automotivos, avaliando o comportamento de materiais de atrito juntamente a diversos sistemas de freios de modo a relacionar as variáveis físicas ao desempenho da composição sistema de freios e material de atrito. Neste estudo é desenvolvido um dinamômetro inercial, que possui a capacidade de testar diversas combinações de sistemas de freios e materiais de atrito.

2.2.3 EQUACIONAMENTO DA DINÂMICA DE ATUAÇÃO DO SISTEMA DE FREIOS

O sistema de acionamento dos freios, no caso do Aeromóvel, consiste em um sistema que transforma um sinal de controle elétrico em uma pressão de atuação no pistão pertencente ao calíper do sistema de freios.

A pressão p_{freio} é função do sinal de atuação do sistema de freios e das dinâmicas que envolvem o sistema de atuação. O componente físico responsável pela ampliação da pressão pneumática é chamado de cuíca, e o componente responsável pela atuação da parcela hidráulica

do sistema de freios é o cilindro mestre. A dinâmica da união cuíca de freios mais cilindro mestre pode ser aproximada por uma função de transferência de primeira ordem.

Conforme IPT, 1985, a função de transferência que representa a relação entre a pressão hidráulica de atuação nos freios e a pressão pneumática de acionamento do sistema de freios do Aeromóvel é dada pela Eq. (2.16):

$$\frac{P_{freio}}{P_{acion}} = K_t \frac{e^{-Ls}}{T_v s + 1} \quad (2.16)$$

onde p_{acion} é a pressão pneumática de acionamento do sistema de freios, K_t é o ganho de amplificação da pressão, L é o atraso de transporte e T_v é a constante de tempo do sistema de acionamento.

Para o equacionamento da dinâmica de atuação do sistema de freios necessita-se ainda de um elemento que relacione o sinal de controle elétrico a uma pressão de acionamento pneumática. Este elemento é denominado válvula proporcional pneumática.

Conforme Cruz, 2003, uma válvula proporcional pneumática pode ser modelada matematicamente através de uma função de transferência de segunda ordem. Conforme Ogata, 2003, uma função de transferência de segunda ordem pode ser expressa por:

$$\frac{P_{acion}}{u} = K_v \frac{w_n^2}{s^2 + \zeta w_n s + w_n^2} \quad (2.17)$$

onde u é o sinal de controle da válvula, K_v é o ganho estático, ζ é o fator de amortecimento da válvula e w_n é a frequência natural da válvula. Conseqüentemente, a função de transferência que relaciona o sinal de controle com a pressão hidráulica é expressa por:

$$\frac{P_{freio}}{u} = K_t K_v \frac{\frac{w_n^2}{T_v} e^{-Ls}}{s^3 + s^2 \left(\zeta w_n + \frac{1}{T_v} \right) + s \left(\frac{\zeta w_n}{T_v} + w_n^2 \right) + \frac{w_n^2}{T_v}} \quad (2.18)$$

A modelagem matemática torna-se importante, devido ao fato de propiciar a avaliação do comportamento do sistema em questão. No caso do Aeromóvel, a modelagem é

utilizada de modo a prover informações necessárias para o cálculo da estimativa de massa conforme será apresentado nos próximos capítulos.

3. IMPLEMENTAÇÃO EXPERIMENTAL

Neste capítulo, na Seção 3.1 é apresentado o veículo experimental do sistema de transporte Aeromóvel, descrevendo nas subseções as suas características e os seus elementos físicos. Posteriormente, na Seção 3.2 é apresentada a técnica de controle utilizada pelo CLP para o controle automático de parada nas estações. Na Seção 3.3 apresenta-se o sistema de aquisição de dados e controle que foi confeccionado de forma a operar de forma chaveada (apenas com a troca do cabo de acionamento da válvula) com o sistema de controle de frenagem já existente.

3.1 O VEÍCULO

O veículo experimental opera de forma automática. A automação deste pressupõe que na sua composição sejam utilizados diversos elementos mecânicos, eletrônicos e elétricos. Para facilitar a sua descrição, ele foi dividido em três grupos: componentes mecânicos, componentes elétricos, e componentes eletrônicos. Nas seções subseqüentes, os elementos destes três grupos serão descritos de forma detalhada.

3.1.1 ELEMENTOS MECÂNICOS DO VEÍCULO EXPERIMENTAL

A composição de elementos mecânicos do veículo pode ser separada em 2 partes:

- **Carroceria:** A carroceria é composta de uma cabine adaptada de um container marítimo de transporte de carga tipo “Dry Container” disposto sobre uma estrutura de sustentação. Este container apresenta uma porta lateral, de forma a possibilitar o controle de acesso dos passageiros ao interior do veículo. A composição do container aliado à estrutura, possui uma área aproximada de 32m². Abaixo da estrutura encontram-se um compressor de ar, os vasos de pressão de ar e um transformador.
- **Truques:** O truque presente no veículo possui características diferenciadas se comparado a truques utilizados em sistemas ferroviários convencionais. Cada truque é composto de um conjunto de 4 rodas com perímetro externo de 1,6m e peso aproximado de 120kg. Cada par de rodas apresenta-se de forma contraposta, interligadas por um eixo que por sua vez, é solidário à estrutura do truque. Junto a cada roda estão instalados sistema de freios. Na estrutura do truque é fixada uma aleta, que possui uma área aproximada de 0,98m².

O veículo experimental é composto de 1 carroceria e 2 truques separados entre si por aproximadamente 8m. Ele possui uma massa aproximada de 5620kg, sendo capaz de transportar até 150 passageiros. Na Figura 3.1 é apresentada a disposição dos elementos mecânicos presentes no veículo experimental.

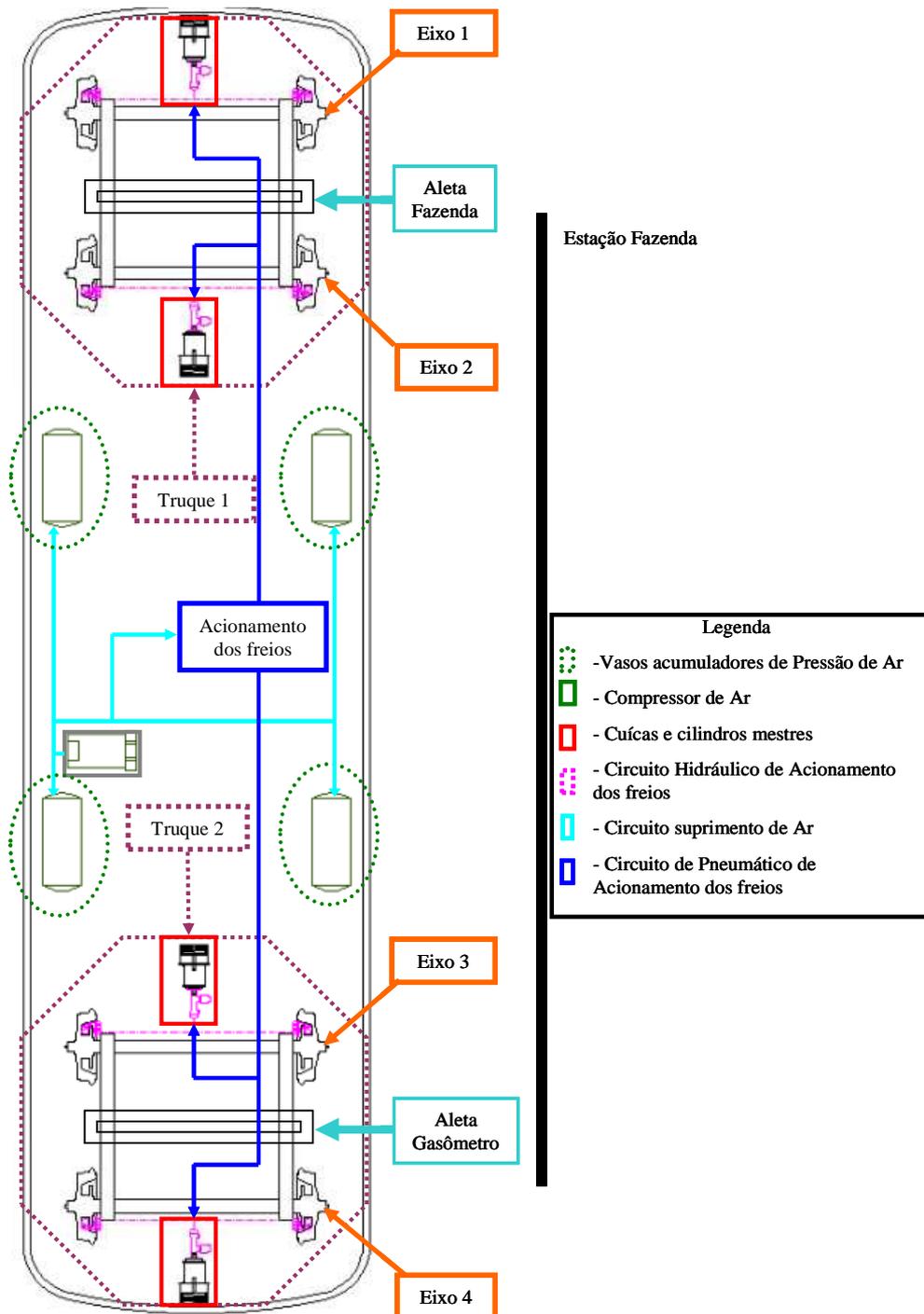


Figura 3.1: Elementos mecânicos do veículo experimental

A composição mecânica do veículo ainda apresenta um compressor de ar que é responsável por fornecer a pressão do ar comprimido utilizado no acionamento do sistema de freios. Este é ativado quando os vasos de pressão ligados a ele atingem um valor mínimo de pressão de 550kPa. Os vasos de pressão são responsáveis pela manutenção da pressão de ar na linha de suprimento. As características do compressor e dos vasos encontram-se na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Descrição do compressor e dos vasos de pressão

Compressor de ar	
Modelo/fabricante	SCHULTZ
Modelo	MSV 7,2/30
Pressão Máxima	830 kPa (8.3 Bar)
Vaso de Pressão	
Volume Geométrico	30 litros
Número de Vasos	4

Na linha de suprimento de ar existe um regulador utilizado para limitar a pressão de ar de alimentação do circuito pneumático e um filtro que é utilizado para que o ar comprimido presente no sistema não possua partículas de poeira e tenha um teor de umidade reduzido. As funções de filtragem e regulação da pressão do ar comprimido são realizadas por uma única unidade de tratamento de ar. As características da unidade de tratamento de ar são apresentadas na Tabela 3.2:

Tabela 3.2: Regulador de pressão + Filtro de ar

Regulador de pressão + Filtro de ar	
Modelo/fabricante	LFR-D-MINI / FESTO
Faixa de regulação de pressão	0,5 - 12 Bar
Grau de filtragem	40 μ m

A passagem do circuito pneumático para o circuito hidráulico é realizada através de uma cuíca, que é constituída de uma câmara pneumática com uma membrana conectada a uma haste. Esta haste, por sua vez, empurra um pistão de acionamento do sistema hidráulico (cilindro mestre). Desta forma, a passagem da potência de um meio pneumático para um meio hidráulico é

feita com o intuito de aumentar a pressão disponível no sistema de acionamento das pinças de freio.

O sistema de freios do Aeromóvel foi fabricado pela empresa Varga, sendo composto de 8 cálipers do tipo flutuante, dispostos um em cada roda do veículo. O pistão de acionamento hidráulico (do cilindro mestre) possui uma área de $0,0018096\text{m}^2$ ($1809,6\text{mm}^2$), e os discos de freio possuem um raio de 115mm.

O Aeromóvel possui 4 cuícas, uma para cada eixo do veículo, da marca WABCO e modelo 089. A composição formada pela cuíca e pelo cilindro mestre transforma a pressão de ar, vinda da válvula proporcional pneumática, em uma pressão de óleo que aciona as pinças de freio.

3.1.2 COMPONENTES ELÉTRICOS DO VEÍCULO EXPERIMENTAL

A energia elétrica que abastece o veículo é transmitida de forma diferenciada se comparada à forma encontrada em sistemas de transporte como o Trólebus e Trensurb. Nestes, a energia provém de cabos posicionados acima do veículo. Todavia, no Aeromóvel, os trilhos funcionam como condutores de energia elétrica, no qual um é o neutro e outro possui $55V_{ac}$. Esta energia vem da rede elétrica pública e é transformada de $220V_{ac}$ para $55V_{ac}$ antes de chegar aos trilhos.

A energia elétrica que provém dos trilhos é captada pela roda através de um anel externo que entra em contato com o trilho. Este é isolado do restante da roda por uma camada de borracha. A energia captada no anel passa, através de um sistema de escovas, para o centro da roda que, por sua vez, transfere esta para um transformador de $55V_{ac}$ para $127V_{ac}$. Após esta transformação, a energia ainda passa por uma contatora, controlada por uma chave geral que é responsável por ligar ou desligar todo o sistema elétrico do veículo.

Após o transformador estão ligados o compressor de ar e as fontes de alimentação do sistema de controle original de frenagem.

3.1.3 COMPONENTES ELETRÔNICOS DO VEÍCULO EXPERIMENTAL

O veículo experimental possui um sistema automático de frenagem. Este sistema foi implementado através de diversos componentes eletrônicos, como sensores digitais e transmissores analógicos. Ele ainda possui um controlador lógico programável da empresa Allen Bradley, modelo Micrologix 1500, que possui 16 entradas e 12 saídas digitais, 1 módulo digital contador rápido e 1 módulo de entrada e outro de saída para sinais analógicos. Todos os sinais

providos dos sensores alimentam este CLP. Após processar estes sinais, o CLP envia o sinal de controle que aciona o sistema de freios.

3.1.3.1 TRANSMISSORES DE PRESSÃO PNEUMÁTICOS

Um transmissor de pressão converte uma medida de pressão em outra grandeza, normalmente, elétrica como tensão ou corrente. A saída em corrente é especialmente apropriada para a aplicação, porque é menos sensível a influências externas, como por exemplo, interferências eletromagnéticas.

Os transmissores de pressão relacionam a medida a um valor padrão conhecido. Existem três tipos de medidas de pressão possíveis, utilizando-se os transmissores de pressão: a medida relativa, a medida absoluta e a medida diferencial:

- **Pressão relativa:** tem como referência a pressão atmosférica.
- **Pressão absoluta:** a referência o vácuo.
- **Pressão diferencial:** o parâmetro de referência é a diferença de pressão entre dois pontos.

O veículo experimental possui um transmissor de pressão relativo, instalado no circuito pneumático de acionamento do sistema de freios. Ele é utilizado para medir a pressão de acionamento do freio. O transmissor encontra-se posicionado na tomada de pressão da cuíca do truque 2. A descrição deste transmissor é apresentada na Tabela 3.3:

Tabela 3.3: Transmissor de pressão pneumático do freio

Modelo/fabricante	ECO-1 / WICA
Pressão	0 a 1000 [kPa] (0 a 10 Bar)
Corrente de saída	4 a 20 [mA]
Precisão	<1 [%]
Alimentação	10 a 30 [V _{cc}]

No âmbito do presente trabalho, instalou-se no veículo um transmissor de pressão diferencial, utilizado para medir a diferença de pressão entre as aletas do mesmo. A diferença de pressões e, conseqüentemente, a força nas aletas, coloca o veículo em movimento. Juntamente com o sensor, instalou-se um sistema de defletores que captam o ar na área frontal da aleta e o

conduzem até o transmissor de pressão. Dados relativos ao transmissor utilizado apresentam-se na Tabela 3.4:

Tabela 3.4: Transmissor de pressão relativo instalado nas aletas

Modelo/fabricante	STP – 103 / Sensym
Pressão	-20 a +20 [kPa] (-0,2 a + 0,2 Bar)
Corrente de saída	4 a 20 [mA]
Precisão	<0,5 [%]
Alimentação	12 a 36 [V _{cc}]

3.1.3.2 VÁLVULA PROPORCIONAL PNEUMÁTICA

O veículo experimental possui uma válvula proporcional pneumática que controla a pressão de atuação do sistema de freios. Esta válvula trabalha de forma individual, acionando todas as cuícas de uma só vez.

A válvula utilizada é do tipo 3/2 vias, e controla a pressão pneumática na sua saída proporcionalmente a um sinal de controle elétrico de entrada entre 4 a 20 mA. Ela apresenta grande precisão no controle de pressão, obtida através da utilização de um sistema de controle realimentado em malha fechada. Este sistema utiliza o sinal proveniente de um transmissor de pressão integrado à válvula e amplificadores eletrônicos, de modo a relacionar o sinal de controle elétrico relativo a um nível de pressão desejada ao sinal de pressão na saída do equipamento.

No veículo, a medida da pressão de entrada do sistema de freios possibilita controlar acuradamente a força de frenagem. Na Tabela 3.5 estão apresentadas informações sobre a válvula proporcional pneumática.

Tabela 3.5: Válvula proporcional pneumática

Modelo/fabricante	MPPE-3-1/4-10-420-B / FESTO	
Pressão de Suprimento	1,2 MPa (12 Bar)	
Pressão de Saída	0 – 1 MPa (0 - 10 Bar)	
Histerese	5 kPa (50 mBar)	
Alimentação	24 V _{cc} ±25%	
Resposta ao degrau (10 Bar e 0.7 litro na p2) 0 - 90% p _{max}	On (s)	Off (s)
	0.2	0.39

Esta válvula está regulada para trabalhar com pressões de 0 a 2,5Bar. Este limite de pressão deve-se à necessidade de obter uma frenagem suave, com menos possibilidade de travamento das rodas.

3.1.3.3 SENSORES DIGITAIS

O veículo apresenta 3 tipos de sensores digitais:

- **Sensor de aproximação das estações (150 m):** Existe um sensor do tipo *reed switch*, é uma chave normalmente aberta que, quando passa por um campo magnético, fecha o contato entre seus terminais. Esta informação é passada ao controlador através de um pulso de 0 a 24V_{cc}, indicando que o veículo encontra-se a 150 metros da estação.
- **Micro-interruptor da porta:** O micro-interruptor encontra-se instalado junto à porta de acesso do veículo. Ele indica que o veículo encontra-se com a porta aberta. Este é um componente importante para a segurança do sistema, pois, caso a porta encontre-se aberta, o carro não poderá se movimentar. Trata-se de uma chave do tipo normalmente fechada que, quando a porta do veículo é fechada, faz com que a chave se abra, interrompendo a passagem de corrente entre seus terminais. A informação é passada ao controlador através do valor de tensão de 24 a 0V_{cc}. Quando está em 0 indica que o veículo pode locomover-se.
- **Sensores indutivos:** São elementos emissores de sinal que detectam, sem contato direto, elementos metálicos que atravessam o seu campo magnético. O sinal detectado é convertido em um sinal elétrico.

Os sensores indutivos utilizados no veículo são do mesmo modelo e fabricante. Suas características são descritas na Tabela 3.6:

Tabela 3.6: Sensores indutivos

Modelo/fabricante	872C-D3NP8-E2 / Allen- Bradley
Sinal de saída	0 a 24 V _{cc}
Frequência máxima de acionamento	2500 [Hz]
Histerese	10%
Repetibilidade	≤2%

No veículo, estes sensores fazem parte do sistema de medição do deslocamento que será apresentado na próxima Seção.

3.1.3.4 SISTEMAS DE MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTO DO VEÍCULO

A medição do deslocamento do veículo é realizada através do uso de “encoders”. O encoder é um conversor de movimentos (linear ou angular) em informações elétricas, (análogas ou digitais). Os encoders são classificados quanto ao princípio físico de seu funcionamento, sendo estes:

- **Encoders Potenciométricos:** São instrumentos composto de circuitos analógicos e digitais. O princípio físico utilizado para medição da posição é a variação de uma resistência, que ocasiona uma alteração na tensão entre os seus terminais. Ele necessita de uma interface que possa ler e relacionar esta variação ao deslocamento medido.
- **Encoders Ópticos:** Estes instrumentos utilizam-se de foto sensores posicionados em frente um disco perfurado. A passagem da luz por estes furos gera um trem de pulsos que pode ser relacionado ao deslocamento do disco. Quanto ao tipo de medida, pode ser absoluta, onde o disco possui um código gravado e a combinação dos pulsos gerados na leitura indica a posição do disco, ou incremental, onde a soma dos pulsos indica o deslocamento do disco. Os encoders incrementais possuem 2 canais de saída de pulsos, defasados de 90°, conforme mostra a Figura 3.2. As relações entre os pulsos destes dois canais

indicam o sentido de deslocamento do disco. Este tipo de encoder necessita de um sistema que possa ler, contar e relacionar pulsos a uma variação de distância.

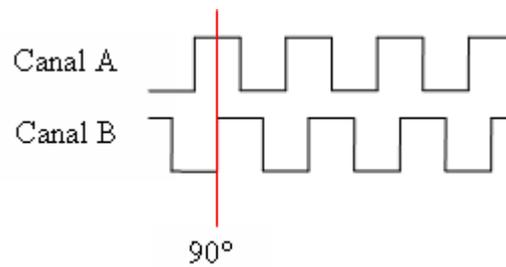


Figura 3.2: Defasagem dos sinais de saída em encoders incrementais

No veículo experimental do Aeromóvel existe uma adaptação da idéia de um encoder incremental acoplado à roda. Esta adaptação é composta por um arco de aço chanfrado, colocado próximo à borda da roda. A instalação disponibiliza uma seqüência de 50 dentes que se encontram espaçados em 32mm (3,2cm), frente a estes estão posicionados os sensores indutivos. A Fig.3.3 ilustra o sistema de medição do deslocamento do veículo do Aeromóvel.

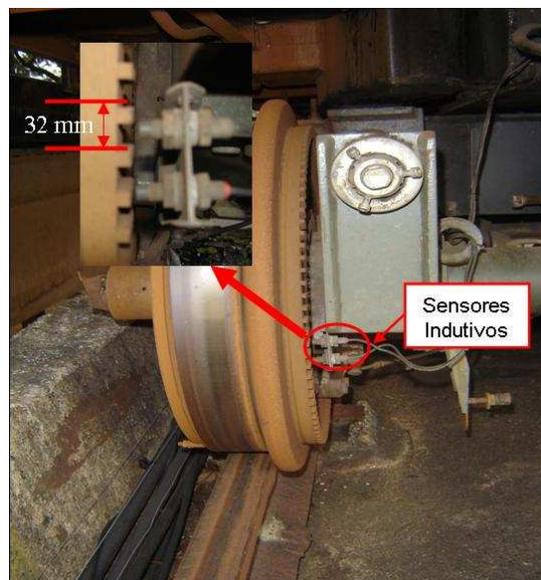


Figura 3.3: Fotografia da roda do veículo experimental

Os sensores indutivos utilizados no veículo estão colocados apenas no truque 1 e dispostos da seguinte forma:

- Dois sensores em cada roda, no eixo 1. Esta configuração possibilita a leitura dos sinais na forma descrita na Fig. 3.2.
- Um sensor em cada roda no eixo 2. Neste caso apenas um trem de pulsos pode ser lido.

3.2 O SISTEMA DE CONTROLE DE PARADA ATUALMENTE EM OPERAÇÃO

Como já comentado na Seção 3.1.3, o controle automático de parada do veículo nas estações é efetuado através da utilização de um CLP (Controlador Lógico Programável), programado com uma rotina de controle PID simples.

O CLP comanda o sistema de frenagem para parar o veículo nas estações. O sistema possibilita o controle contínuo da válvula pneumática que atua nos freios, possibilitando assim a parada com uma precisão aceitável nas estações.

O controlador utiliza apenas a informação fornecida pelo sistema de medição de deslocamento apresentado na Seção anterior. Ele possui contadores rápidos responsáveis pela determinação do número de pulsos gerados no sistema de medição de posição. Assim, o valor de posição é determinado através do máximo valor contado em cada roda, relacionado este com a distância percorrida pelo veículo através da Eq. (3.1):

$$x_{CLP} = \max(P * 0,032) \quad (3.1)$$

onde x_{CLP} é a distância percorrida pelo veículo em metros e P é o número máximo de pulsos contados pelo hardware. Pode-se verificar, desta forma, que a resolução utilizada na contagem é de 0,032m (3,2cm).

O CLP calcula a velocidade do veículo a cada 100ms. Assim a velocidade é expressa através da Eq. (3.2):

$$\dot{x}_{CLP} = \frac{C * 32}{1000} \quad (3.2)$$

onde \dot{x}_{CLP} é a velocidade do veículo em m/s e C é o valor máximo da diferença entre o valor do instante atual e o valor contado 100ms antes pelos contadores (em pulsos).

Conforme Aeromóvel, 1999, o sistema de controle de parada nas estações deve ser capaz de parar o veículo com um erro máximo de $\pm 0,12\text{m}$ em relação a um ponto fixo nas estações.

Como curva de referência para o controle de velocidade do veículo é utilizada a *Equação de Torricelli*, de forma a calcular a velocidade instantânea que o veículo deve seguir. A equação de Torricelli é apresentada abaixo:

$$\dot{x}_r = \sqrt{\dot{x}_i^2 - 2\ddot{x}_r x} \quad (3.3)$$

onde, \dot{x}_r é a velocidade de referência desejada, \ddot{x}_r é a aceleração desejada durante o processo de frenagem e \dot{x}_i é a velocidade inicial para que em aproximadamente 150m o veículo encontra-se em repouso. A Fig. 3.4 apresenta o perfil de uma curva de referência utilizada no processo de frenagem.

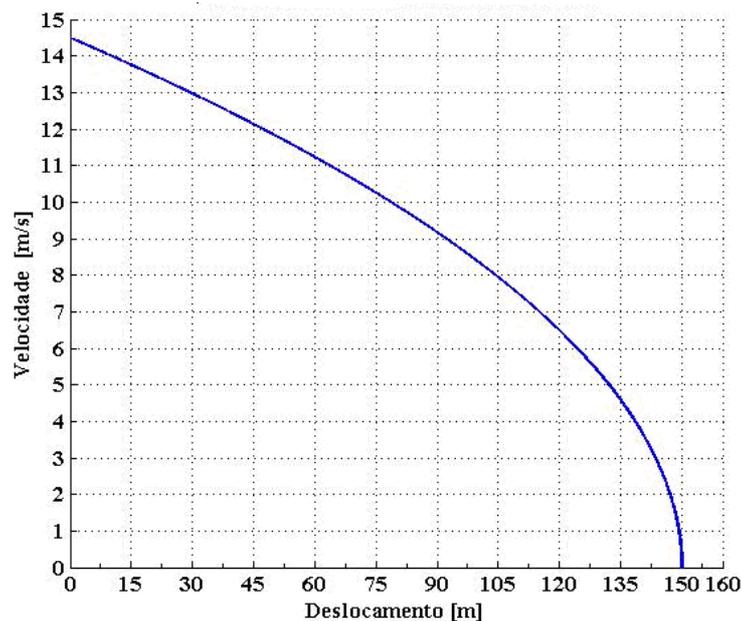


Figura 3.4: Curva de referência de velocidade para frenagem

O valor da desaceleração determinada pela empresa Aeromóvel em seu caderno de especificação básica é de $0,7\text{m/s}^2$. Este valor de desaceleração é tomado como padrão para o controlador devido ao fato de que este nível de desaceleração não ocasiona desconforto aos passageiros transportados.

Segundo Freitag e Detoni, 2000, a melhor velocidade inicial utilizada no controle via CLP é a de 14,540m/s (obtida através de testes efetuados durante o desenvolvimento do controlador). Para esta velocidade, a distância média alcançada no final do trajeto de referência é de 151m.

No anexo I é descrito o experimento destinado a avaliar quantitativamente o erro na parada do veículo nas estações utilizando o CLP. A Tabela 3.7 abaixo apresenta os valores de desvios entre os resultados dos testes destinados a quantificar o erro de parada.

Tabela 3.7: Desvios padrão dos erros das medidas de parada nas estações

Massa total [kg]	Desvio Padrão do erro de parada (G→F) [m]	Desvio Padrão do erro de parada (G→F) [m]
7735	0,136	0,118
9610	0,142	0,130
11485	0,095	0,061
13360	0,180	0,262

Analisando-se a Tabela 3.7 é possível verificar que a variação da massa transportada altera o comportamento da parada do veículo nas estações. Esta alteração é mais pronunciada nas situações de transporte de massas elevadas, como no caso de 13360 kg. Os valores de desvio demonstram a necessidade de uma técnica de controle capaz de padronizar e, se possível, reduzir os valores dos desvios de erro de parada, mesmo quando a massa transportada pelo veículo se altera.

3.3 SISTEMAS DE CONTROLE LAMECC/UFRGS

Desenvolveu-se, no Laboratório de Mecatrônica e Controle do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (LAMECC / UFRGS), um novo sistema de controle embarcado no veículo, possibilitando o condicionamento, a aquisição de dados e o controle do sistema de freios do veículo Aeromóvel. A Figura 3.5 apresenta o sistema já instalado no interior do veículo.

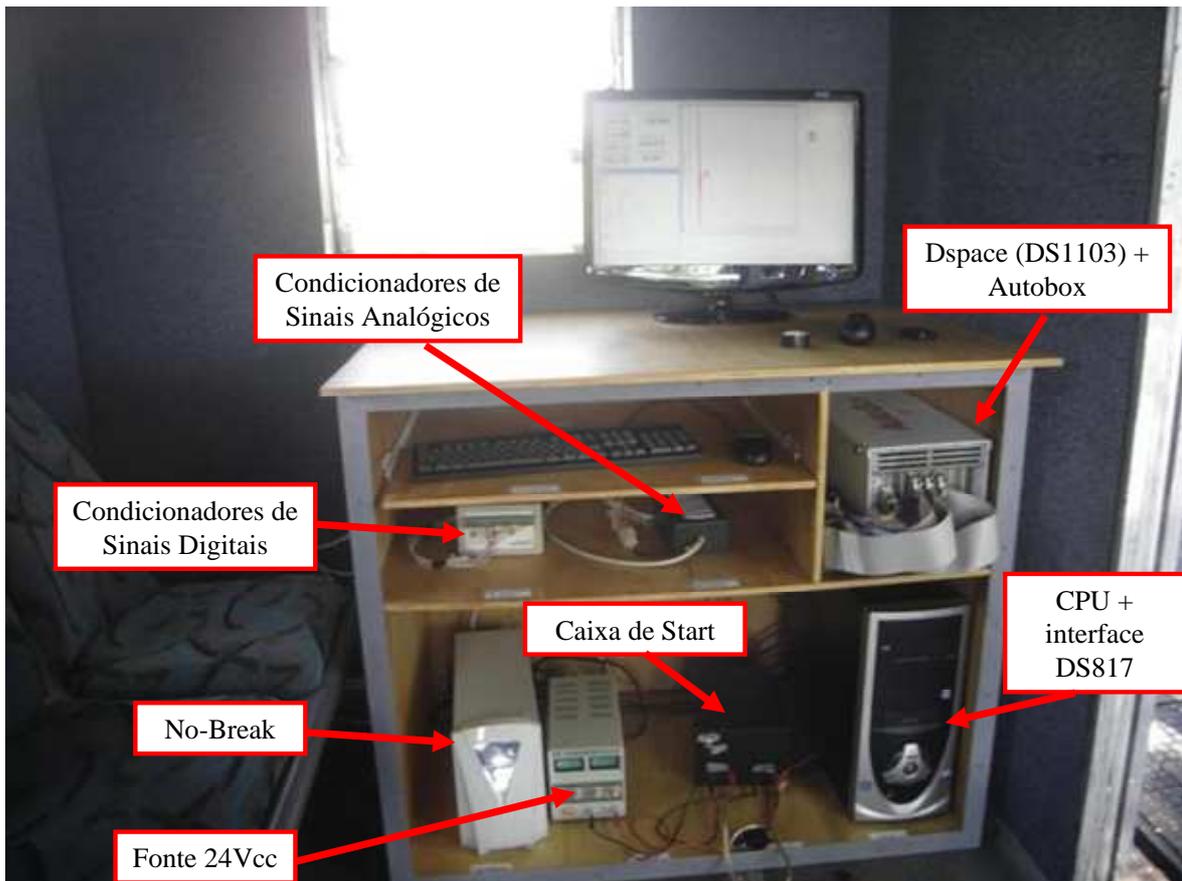


Figura 3.5: Bancada de aquisição e controle LAMECC / UFRGS

Uma descrição detalhada dos componentes utilizados nesta composição é apresentada nas próximas seções

3.3.1 COMPUTADOR E NO - BREAK

O microcomputador é o componente responsável por carregar programas e armazenar dados do sistema de controle. Neste computador está instalada uma placa DS814, fabricada pela Dspace. Ela é destinada à comunicação do computador com a Autobox (veja Seção 3.3.2).

Para garantir um suprimento contínuo de energia, foi utilizado um no-break da marca TS SHARA, com potência máxima de 1400VA, de modo a manter a energia que alimenta o computador, o monitor e as fontes de alimentação dos circuitos de condicionamento de sinal em $127V_{ac}$.

3.3.2 AUTOBOX – “CAIXA DE START” E FONTE 24V_{cc}

O dispositivo denominado Autobox confere portabilidade à placa de controle Dspace, fazendo com que esta possa ser facilmente ligada e adaptada a diversos tipos de sistema de controle e/ou aquisição de dados. Por tratar-se de uma caixa que torna o dispositivo de controle autônomo, pode ser utilizada sem a presença de um microcomputador, necessitando apenas que o algoritmo de controle seja carregado no início do processo.

Juntamente com a portabilidade, a Autobox funciona como uma proteção para a Dspace contra impactos e vibração excessiva. Este dispositivo é utilizado nas mais diversas aplicações de controle como, por exemplo, na aplicação de controle em automóveis, caminhões, navios, aviões e trens.

Devido ao fato da Autobox necessitar de uma corrente elevada para o processo de “start” (aproximadamente 30A), foi desenvolvida uma “caixa de start”. Ela é composta por duas baterias de 12V_{cc}, ligadas em série. Assim, a tensão disponibilizada nos terminais da “caixa de start” é de 24V_{cc} possibilitando a ligação direta de todos os componentes do sistema (transmissores, válvula, Autobox) a esta.

Após o processo de “start” da Autobox, a corrente consumida por este dispositivo estabiliza-se na ordem de 1,8 ampères, não necessitando mais da presença das baterias. A partir desta situação, o elemento que passa a alimentar o sistema de controle com 24V_{cc} é uma fonte de corrente contínua regulável. A fonte utilizada é da marca Iccel e é capaz de fornecer corrente contínua entre 0 e 3A e tensão é regulável entre 0 e 30V_{cc}. Ela conta com recursos de proteção contra danos em caso de curto-circuito dos terminais e *displays* indicativos de corrente e tensão disponibilizados em seus bornes de saída.

3.3.3 PLACA DE AQUISIÇÃO DE DADOS E CONTROLE

O *hardware* utilizado para o controle e aquisição de dados é uma placa da empresa alemã Dspace, modelo DS1103. Esta placa, aliada à Autobox, constitui um sistema de prototipagem para algoritmos de controle que se comunica diretamente com o programa Matlab® (Matlab, 2004) e a ferramenta de simulação e desenvolvimento de interface gráfica Simulink®.

Por tratar-se de uma placa dedicada ao desenvolvimento de algoritmos de controle a Dspace e/ ou aquisição de dados apresenta um grande número de entradas e saídas, tanto digitais como analógicas. Possui também uma gama de outros recursos avançados, como entradas para

encoder analógica (*Resolver*), encoders (tanto absoluto como incremental), saídas de controle PWM e portas dedicadas à comunicação. A placa Dspace ainda é capaz de processar algoritmos de forma independentemente da presença de um microcomputador, uma vez que ela possui microprocessador próprio.

Dentre os softwares que acompanham o *hardware* da Dspace tem-se o Control Desktop®, que tem por finalidade possibilitar ao programador a produção de interfaces gráficas entre o operador e a máquina (IHM's), bem como exportar os dados adquiridos pelo hardware para formatos que possam ser utilizados no Matlab® ou em planilhas do Microsoft Excel®.

Entre as funcionalidades do Control Desktop pode-se citar:

- Capacidade de iniciar e parar o programa processado pela placa de controle.
- Modificar variáveis do controlador referentes ao modelo que está operando em tempo real.
- Controlar passo de processamento e taxas de gravação de dados.
- Criar, modificar e gerenciar experimentos.
- Criar, modificar e gerenciar *layouts* de exibição (criação de supervisórios).
- Controlar a execução dos programas de forma remota.
- Simulador de falhas elétricas para aplicações *hardware-in-the-loop*.

Através do uso do Control Desktop foi desenvolvido um supervisório que permite ao operador ter informações interligadas do veículo. Através deste supervisório, o usuário pode definir parâmetros de teste e definir as variáveis a serem adquiridas para análise off-line.

3.3.4 CIRCUITOS CONDICIONADORES DE SINAL

Circuitos elétricos dedicados a modificar um sinal elétrico de alguma forma são usualmente denominados de circuitos condicionadores de sinal. No sistema desenvolvido pelo LAMECC / UFRGS, os circuitos condicionadores de sinal foram divididos em dois sistemas de condicionamento de sinais analógicos e sinal digitais.

No circuito de condicionamento de sinais digitais entram os sinais vindos dos sensores digitais do veículo, enquanto que no circuito de condicionamento dos sinais analógicos entram os sinais vindos dos transmissores de pressão e sai o sinal de controle para a válvula proporcional pneumática.

Nas seções subseqüentes, serão apresentados os circuitos condicionadores implementados no sistema de aquisição e controle.

3.3.4.1 CIRCUITO CONDICIONADOR PARA ACIONAMENTO DA VÁLVULA

Devido ao fato de as saídas dos canais D/A da Dspace serem em tensão, para que fosse possível acionar a válvula proporcional pneumática, foi necessária a construção de um circuito conversor tensão-corrente. Neste circuito foi utilizado um amplificador operacional LM741, um transistor BC547C, um regulador de tensão positiva L7812C e um resistor de $499\Omega \pm 5\%$. O circuito está apresentado na Fig. 3.6:

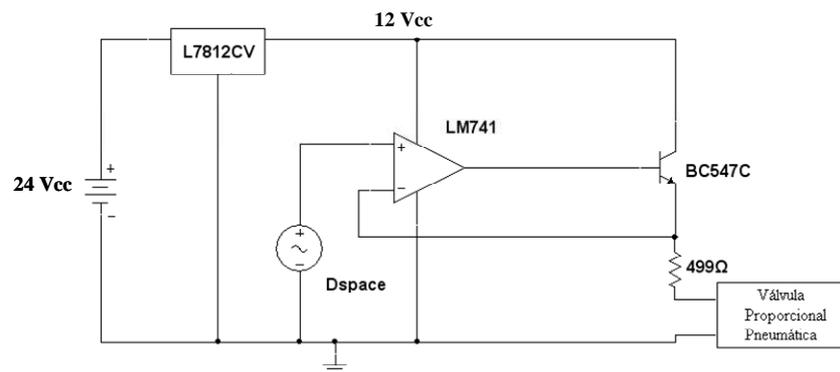


Figura 3.6: Circuito condicionador de sinal para o acionamento da válvula pneumática

A fonte de tensão apresentada na Fig. 3.6 é a mesma que alimenta todo o sistema de aquisição e controle.

3.3.4.2 CIRCUITO CONDICIONADOR PARA TRANSMISSORES DE PRESSÃO

No veículo experimental, a saída de todos os transmissores se dá através de corrente elétrica. Como a placa de aquisição possui conversores analógico-digitais que trabalham apenas com sinais de tensão, tornou-se necessário o desenvolvimento de circuitos que convertam corrente elétrica em tensão. A Fig.3.7 abaixo mostra o circuito de condicionamento e alimentação dos sinais dos transmissores de pressão.

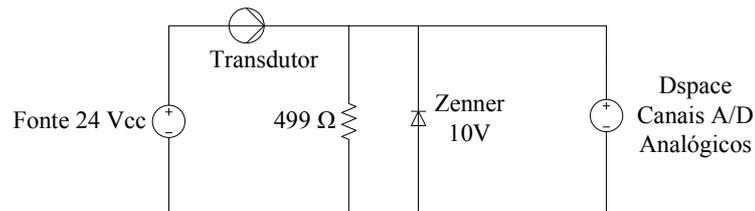


Figura 3.7: Circuito de condicionamento e alimentação dos transmissores de pressão

Para a montagem deste circuito foram utilizados resistores com precisão de $499\Omega \pm 1\%$ e diodos Zener, utilizados para proteção contra sobretensão na entrada dos canais A/D da placa de controle. A fonte de tensão apresentada na Fig. 3.7 é a mesma que alimenta todo o sistema de aquisição e controle.

3.3.4.3 CIRCUITO CONDICIONADOR DE SINAIS DIGITAIS

Os sinais advindos dos sensores digitais do veículo trabalham com saídas de tensão (0 a $24V_{cc}$) enquanto que as entradas digitais da placa de aquisição e controle trabalham com sinais de nível TTL (0 a $5V_{cc}$). Assim, necessitou-se condicionar os sinais dos sensores para compatibilizar as saídas destes com as entradas da placa de controle. Este condicionamento é efetuado pelo circuito descrito na Fig. 3.8.

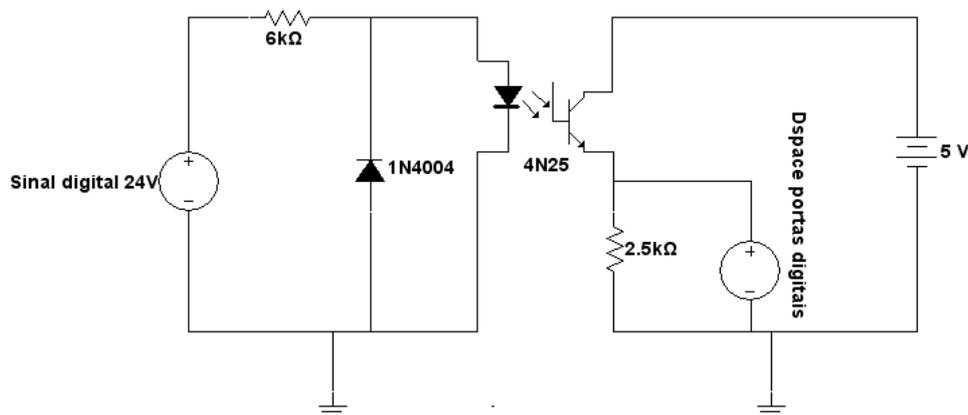


Figura 3.8: Circuito de condicionamento de sinais digitais

Os circuitos de condicionamento de sinais digitais são compostos de resistores de $6K\Omega \pm 5\%$ e $2,5K\Omega \pm 5\%$, um diodo 1N4004, um opto acoplador 4N25. Para a alimentação destes

circuito é utilizada uma fonte chaveada conversora de tensão de $110V_{ac}$ para $5V_{cc}$. Este circuito foi replicado, possibilitando que todos os sinais digitais de interesse no veículo pudessem ser lidos através da Dspace. Estes circuitos foram alojados em uma caixa plástica, onde, de um lado entram os sinais 0 a $24V_{cc}$ e do outro saem os sinais em nível TTL.

4. PROPOSTA DO ALGORITMO DE CONTROLE

Neste capítulo serão apresentadas as técnicas de controle utilizadas, de modo a aumentar a precisão de parada do Aeromóvel nas estações. Inicialmente, é feita uma revisão básica da bibliografia referente às topologias de controladores. Posteriormente, o algoritmo de estimativa da massa é apresentado e discutido. A seguir, é apresentado o controlador PID e o método de obtenção de seus ganhos. Por fim, a técnica de *Gain Scheduling* é descrita juntamente com a topologia adotada para o novo sistema de controle automático de parada do veículo nas estações.

4.1 CONCEITUAÇÃO BÁSICA

Os sistemas de controle podem ser classificados quanto a sua topologia em sistemas a malha fechada ou a malha aberta. Nos sistemas de controle a malha fechada, o desvio, que é a diferença entre o sinal de referência e o sinal controlado medido, realimenta o controlador de modo a minimizar o seu valor. Nos sistemas de controle a malha aberta, o sinal de saída não exerce influência sobre o sinal de controle. Nestes controladores o sinal de saída não é comparado com a entrada de referência. Desta maneira, a precisão do sistema depende apenas de uma calibração externa.

A utilização de sistemas realimentados faz com que a resposta do sistema seja relativamente imune a perturbações e variações internas dos parâmetros do sistema. Desta forma, a utilização de sistemas operando a malha fechada, mesmo sendo mais difícil de ser construído, garante um desempenho menos sensível do sistema controlado quanto a perturbações e variações de parâmetros. Algumas vezes, a utilização do sistema operando apenas a malha fechada não garante que o desempenho desejado ao sistema seja alcançado, sendo necessária a utilização de técnicas adicionais.

Controladores com ações do tipo Proporcional, Integral e Derivativo (PID) são largamente utilizados no cenário industrial. Isto se deve ao fato de que estes controladores são facilmente programáveis, versáteis e com capacidade de alterar o comportamento transitório e de regime permanente dos processos que se desejam controlar.

Relatos de experimentos anteriores realizados pelos profissionais da empresa Aeromóvel indicam que o controle de frenagem originalmente (descrito no Capítulo 3), possibilita uma resposta adequada quanto à parada do veículo, desde que os ganhos do controlador (PID) fossem adequadamente ajustados. Porém, com a alteração da massa

transportada, foi constatado que os resultados (com o controlador ajustado para uma determinada massa) deterioravam significativamente, com um erro de parada considerado insatisfatório. Assim foi proposto neste trabalho o desenvolvimento de um controlador capaz de, utilizando-se de um algoritmo de estimativa de massa para o veículo, chavear os conjuntos de ganhos do controlador, de forma que, para casos determinados de carregamento, os conjuntos de ganhos do controlador PID, fossem utilizados, garantindo uma parada mais precisa.

4.2 ESTIMADOR DE MASSA

Para a implementação do controlador proposto é necessário a estimação da massa a partir do conhecimento e/ou medição de outras variáveis presentes no sistema. Utiliza-se parâmetros conhecidos, equacionamentos e medições, de modo a obter-se uma função que relacione as variáveis conhecidas (ou mensuradas) a um valor aproximado do parâmetro desejado, no caso, a massa do veículo.

A massa transportada do sistema Aeromóvel é dada pela soma da massa do veículo, com a dos passageiros. A obtenção direta do valor deste parâmetro através da aplicação da Segunda Lei de Newton pode ser dada por $m_{tot}\ddot{x} = F$ onde F é o balanço de forças na direção de deslocamento x aplicado ao veículo. A aplicação direta desta equação de forma recursiva é inviável na prática, devido ao fato de que a força e a aceleração medidas são contaminadas significativamente por ruídos, impedindo, assim, a obtenção de um valor adequado para a massa.

Outro problema ocorre quando a aceleração chega a zero. Nesta situação, a massa calculada pela equação torna-se zero. Uma alternativa de contorno é a utilização de um algoritmo de estimativa da massa.

O algoritmo de estimativa de massa utilizado neste estudo é composto por um conjunto de equações que, aliados às equações dinâmicas do sistema, aos demais parâmetros conhecidos, à medição da aceleração e da força aplicada ao sistema, permite obter uma aproximação para o valor da massa manipulada no sistema.

O equacionamento utilizado é o descrito em Slotine e Li, 1991, no qual a forma dada pela Segunda Lei de Newton é modificada, resultando na equação $\hat{m}_{tot}(t)\ddot{x} = f(t) = F_{ativ} - F_{res}$ onde $\hat{m}_{tot}(t)$ é a estimativa instantânea da massa a cada instante de tempo e $f(t)$ é o somatório das forças ativas e resistivas ao movimento do veículo.

Slotine e Li, 1991, ainda propõem uma abordagem mais adequada para o problema da aceleração, que consiste em utilizar o método de *least-squares* (mínimos quadrados) aplicado

ao erro de predição. Utilizando-se deste método variações em curtos períodos de tempo (ruídos) não afetam o valor do erro de predição. A equação abaixo demonstra a forma adotada.

$$E = \int_0^t e_{pm}^2 dt \quad (4.1)$$

onde, e_{pm} é erro de predição da massa. O erro de predição de massa é o valor da diferença entre a massa estimada instantânea multiplicada pela aceleração medida no sistema, e o balanço de forças que movimentam o sistema. No caso do veículo do Aeromóvel pode-se afirmar que este erro é dado por:

$$e_{pm}(t) = \hat{m}_{tot}(t)\ddot{x}(t) - f(t) \quad (4.2)$$

Então, o valor da massa estimada a cada instante pode ser expresso por:

$$\hat{m}_{tot} = \frac{\int_0^t \ddot{x}f dt}{\int_0^t \ddot{x}^2 dt} \quad (4.3)$$

Se o parâmetro desconhecido, no caso a massa estimada, variar lentamente com o tempo, sua estimativa é recalculada a cada novo passo de integração. Para que haja um aumento da eficiência computacional é adotada a fórmula recursiva:

$$P(t) = \frac{1}{\int_0^t \ddot{x}^2 dt} \quad (4.4)$$

onde, $P(t)$ é o ganho de estimativa e atua de forma a acelerar a predição da massa. Rearranjando a equação da estimativa (4.4), juntamente com a equação (4.3), obtém-se a seguinte equação:

$$\dot{\hat{m}}_{tot} = -P(t)\ddot{x}e_{pm} \quad (4.5)$$

Esta equação pode ser facilmente implementada em diagramas de blocos, conforme apresentado na Fig. 4.1.

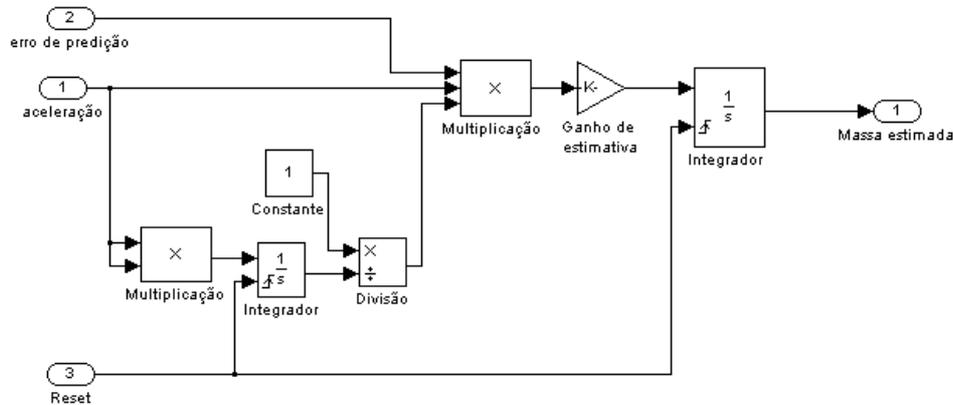


Figura 4.1: Diagrama de blocos do estimador de massa

Como o sistema Aeromóvel opera em ciclos, necessita-se que a massa seja estimada em cada viagem. Tornou-se então necessária a implementação de um comando de reinício (“reset”), quando o veículo pára nas estações, deixando o estimador pronto para entrar em operação. O comando “reset” consiste em anular o valor de todos os integradores presentes no algoritmo. Esta ação é executada após a constatação de que o veículo está parado ($\dot{x} = 0$) por 10s.

4.3 CONTROLADORES PID

Conforme Bazanella e Gomes, 2006, controlador é um dispositivo que realiza determinadas operações matemáticas sobre o sinal de erro $e(t)$ a fim de produzir um sinal de controle $u(t)$ que, aplicado ao processo, faz com que determinados objetivos de desempenho do sistema sejam satisfeitos.

A este conjunto de operações matemáticas dá-se o nome de ações de controle. As ações de controle podem envolver um elevado número de operações, que podem ser simples ou complexas. Existem alguns tipos básicos de ações de controle que são descritos abaixo para um sistema com realimentação unitária (no qual a saída do comparador, o erro, é matematicamente idêntico à diferença entre o sinal desejado e o controlado):

- **Ação “Bang-Bang”:** É definida como ação de controle onde o sinal $u(t)$ assume apenas dois valores, conforme o erro $e(t)$ pode ser positivo ou negativo. Este tipo de ação pode apresentar chaveamentos espúrios, caso o sinal de desvio apresente ruídos.
- **Ação Proporcional:** Neste tipo de ação o sinal de controle $u(t)$ é composto do erro $e(t)$ multiplicado por um fator K_p (ganho proporcional). Um incremento do ganho proporcional do sistema em malha fechada altera a posição dos pólos, sem introduzir dinâmica ao sistema.
- **Ação Integral:** A ação integral consiste de um termo resultante do produto da integração do sinal de erro pela constante K_i (ganho integral). Como a ação integral acrescenta ao sinal de controle um termo que aumenta enquanto o sinal de erro for não nulo, sua ação tende a eliminar o erro de regime do sistema com o passar do tempo.
- **Ação Derivativa:** A ação derivativa consiste de um termo resultante do produto da derivação do sinal de erro pela constante K_d (ganho derivativo). A derivada está relacionada à tendência de variação do erro no tempo. Sua aplicação equivale à previsão do sinal de erro no tempo, baseada na tendência deste. A ação derivativa tende a fazer com que o sistema reaja mais rapidamente, buscando uma melhoria no comportamento dinâmico do sistema em malha fechada.

A combinação das ações de controle proporcional, integral e derivativa para gerar um só sinal de controle dá origem ao controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo). Este controlador alia os benefícios das três ações de controle que o compõem, fazendo com que seja possível eliminar erros de regime permanente, antecipar o comportamento do processo e acelerar a reação do sistema à presença de um erro.

Os controladores PID geralmente possuem a forma de implementação apresentada na Fig. 4.2.

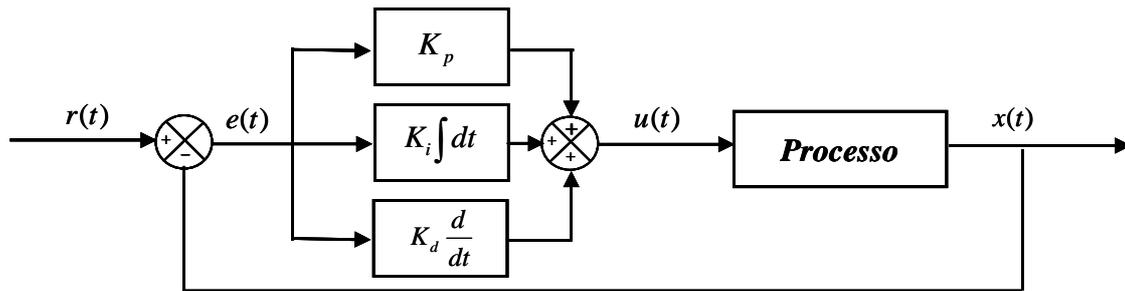


Figura 4.2: Diagrama esquemático de um controlador PID

Neste esquema, observa-se que o erro $e(t)$ e sua integral e sua derivada primeira, é multiplicado pelas constantes K_p , K_i e K_d . Os sinais derivados destas multiplicações são somados, formando o sinal de controle $u(t)$ enviado ao processo.

É necessário conhecer o comportamento do processo, tanto do ponto de vista estacionário quanto transitório, para se obter o ajuste necessário dos ganhos do controlador. O conhecimento do processo está relacionado à precisão do modelo matemático que descreve o seu comportamento.

Contudo, fatores como incertezas paramétricas e não-linearidades presentes em sistemas reais dificultam a correspondência entre os modelos matemáticos obtidos através de aplicações de equacionamentos de fenômenos físicos e estes sistemas. Modelos matemáticos geralmente apresentam simplificações que contribuem, ainda mais, para esta não correspondência. Desta forma em casos de sistemas que apresentam muitas não linearidades torna-se uma opção viável que o ajuste de ganhos dos controladores PID sejam feitos através de métodos heurísticos, obtendo-se assim valores de ganhos que satisfazem as exigências do processo à ser controlado.

4.3.1 SATURAÇÃO DO ATUADOR

Segundo Bazanella e Gomes, 2006, todos os sistemas de controle industriais têm restrições quanto à amplitude do sinal de controle. Os atuadores, por possuírem limitações físicas, tecnológicas ou devido a motivos de segurança, são incapazes de transmitir sinais de amplitude ilimitada para os processos a serem controlados. Um exemplo se dá nos circuitos de acionamento de motores elétricos, onde a tensão e a corrente aplicadas não podem ser superiores aos níveis para os quais estes foram projetados para operar.

A saturação de um atuador pode ser modelada através de um bloco de saturação colocado na saída de um controlador operando em malha fechada. No caso do sinal de controle atingir um dos limites de saturação, o sistema passa a operar como se o laço de realimentação estivesse interrompido. Assim, um sinal de controle constante é aplicado ao processo, limitado no valor da saturação, desconsiderando a evolução do sinal de saída realimentado. Logo, o sistema passa a operar como em malha aberta.

Logicamente, este tipo de comportamento tende a deteriorar o desempenho do sistema. Este efeito é sentido através do aumento do erro em regime permanente do processo e, no caso da resposta transitória, em maiores tempos de estabilização e do sobre sinal.

4.3.2 ANTI-WIND-UP

Sempre que o sinal de controle chega ao limite máximo ou mínimo, ocorre a saturação. Assim, durante algum tempo, o atuador permanece no seu limite mínimo ou máximo, independentemente da saída do processo.

Caso o controlador possua uma ação integral, o sinal de erro será integrado indefinidamente, tornando-se necessário que o termo integral seja descarregado. Para que o controlador volte a operar dentro da região linear é necessário que o erro aplicado na entrada do controlador troque de sinal por algum tempo.

Conforme Bazanella e Gomes, 2006, existem diversos modos de não permitir que a parcela integral do controlador se sobrecarregue. A esta técnica dá-se o nome de Anti-Wind-Up que consiste na atualização dinâmica do valor do termo integral, na ocorrência de saturação do sinal de controle, introduzindo-se no controlador um laço extra de realimentação, conforme apresentado na Fig. 4.3.

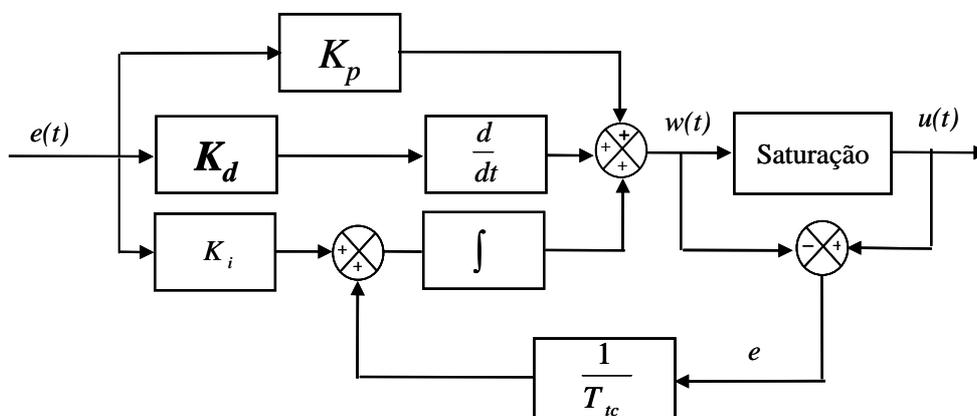


Figura 4.3: Esquema do controlador PID com Anti-Wind-Up

A diferença entre os valores de entrada $w(t)$ e saída da saturação $u(t)$ acarretam em um erro (e), o qual é realimentado na entrada do integrador, como mostra a Fig. (4.3). Enquanto não há saturação do sinal de controle, o erro (e) é zero. Desta forma, o laço de realimentação torna-se sem efeito. Quando ocorre a saturação do sinal de controle, o sinal de erro será diferente de zero e o sinal na entrada do integrador será dado pela Eq. 4.6.

$$\frac{1}{T_{ic}} e(t) + K_i e \quad (4.6)$$

Desta forma, o termo integral tende a descarregar-se, fazendo com que o sinal de saída do controlador volte à região linear, entre os limites de saturação. O tempo associado à correção automática do valor do termo integral é determinado pelo ganho $1/T_{ic}$. Uma grande redução do valor de T_{ic} faz com que o sistema volte a operar linearmente mais rápido, em consequência disto, a malha de controle torna-se mais sensível a ruídos.

Åström e Hägglund, 1995, propõem que o valor de T_{ic} seja expresso através da Equação 4.7:

$$T_{ic} = \sqrt{\frac{K_d}{K_i}} \quad (4.7)$$

No controlador proposto neste trabalho utiliza-se a técnica de Anti-Wind-Up descrita nesta seção de modo a amenizar os problemas apresentados devido a saturação do sinal de controle aplicado ao sistema de freio.

4.4 GAIN SCHEDULING

O veículo Aeromóvel não carrega o motor de acionamento (o qual é estacionário, ligado à via). Assim a massa transportada pode variar entre 7735 kg (veículo vazio) e 13360 kg (veículo com lotação máxima). Assim, o parâmetro massa é muito importante no desempenho do sistema de frenagem.

O presente estudo alia a utilização de controladores PID à técnica de *Gain Scheduling*. Segundo Åström e Hägglund, 1995, *Gain Scheduling* denomina os procedimentos de controle nos quais os parâmetros do controlador são alterados em função das condições de

operação. Esta técnica permite o chaveamento de ganhos de controladores através do conhecimento, estimação ou medição de algum parâmetro da planta, visando tornar o comportamento do sistema mais robusto, quanto à variação de alguns de seus parâmetros. Ela vem sendo muito utilizada associada a controladores PID, conforme Åström e Hägglund, 1995.

Como descrito anteriormente, no caso do Aeromóvel, um comportamento mais robusto torna-se necessário quanto à variação da massa. O fato de o veículo ser relativamente leve ocasiona uma grande variação percentual da massa transportada, devido ao embarque e desembarque de passageiros. Logicamente, quando se utiliza um sistema de acionamento do freio controlado por um controlador PID simples, a variação da massa do veículo ocasiona uma degradação de desempenho em malha fechada do sistema (os pólos, que definem a dinâmica do sistema realimentado são afetados significativamente pela alteração da massa transportada) que compromete a eficiência do controle automático de frenagem.

Assim a seleção dos controladores PID é realizada através da técnica de *Gain Scheduling*. Como parâmetro para a troca dos ganhos do controlador utiliza-se a massa estimada no algoritmo proposto na Seção 4.1. A Fig. 4.4 apresenta o diagrama esquemático do sistema de controle proposto no presente estudo:

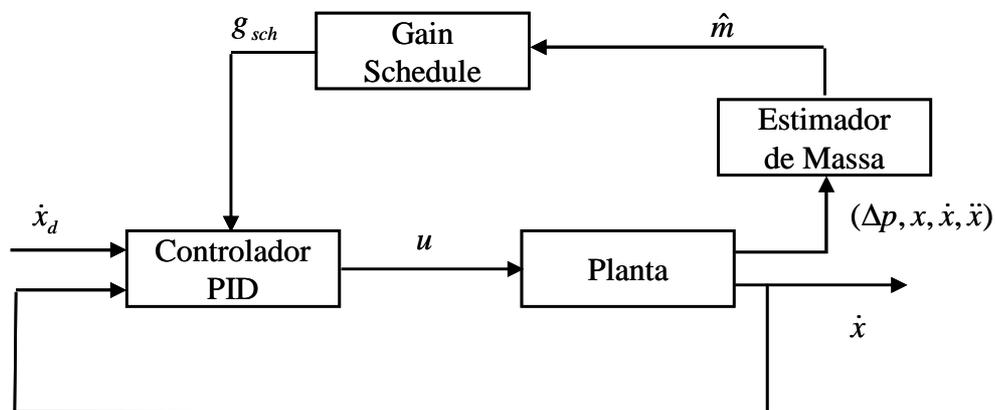


Figura 4.4: Esquema do sistema de controle proposto

No diagrama da Fig. 4.4, u é o sinal de controle enviado para a válvula proporcional pneumática. Este sinal é decorrente da ação do controlador PID proposto na Seção 4.3, e possui uma variação na atuação do sistema de 0 a 250 kPa (0 a 2.5Bar) na saída da válvula. Nota-se, também, que os sinais advindos do veículo, como Δp (diferença entre as pressões medidas nas aletas) e x (posição do veículo na via), alimentam o algoritmo de estimativa de massa que, por

sua vez, alimenta o bloco relativo à técnica de *Gain Scheduling* com valor estimado da massa transportada pelo sistema.

Finalmente, o bloco relativo ao *Gain Scheduling* alimenta o controlador PID com g_{sch} (valores de ganhos K_p, K_i, K_d), selecionando o melhor conjunto de ganhos para o controlador PID, onde estes ganhos são utilizados durante todo o procedimento de frenagem automática, até a parada total do veículo na estação de destino.

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo são apresentados os resultados experimentais do sistema de controle proposto. Na Seção 5.1 são apresentados os filtros digitais utilizados no tratamento dos sinais do novo sistema de controle. Na Seção 5.2 aborda-se a implementação computacional do modelo de aplicação do controlador proposto. Na Seção 5.3 são apresentados os procedimentos de calibração do sistema de medição de posição do veículo utilizado no novo sistema de controle. Na Seção 5.4 são demonstrados os parâmetros utilizados nos cálculos das forças resistivas para o algoritmo de estimativa de massa no controle em tempo real, enquanto que na Seção 5.5 são apresentados os resultados experimentais do algoritmo de estimativa de massa. E finalmente na Seção 5.6 apresenta-se os ganhos empíricos utilizados no controlador PID, juntamente com os valores de massa referentes à utilização de cada conjunto de ganhos aplicados na estratégia de controle de agendamento de ganhos (*Gain Scheduling*) para o controle de parada do veículo Aeromóvel nas estações.

5.1 FILTROS DIGITAIS

Os filtros digitais são utilizados para reduzir os efeitos introduzidos por ruídos de instrumentação nos sinais de controle. Também são utilizados de modo a suavizar sinais que apresentam grandes variações em curtos períodos de tempo, como no caso de um sinal resultante de uma derivação numérica.

Segundo Perondi, 2002, os atrasos introduzidos pelos filtros nos sinais medidos podem produzir um comportamento oscilatório na resposta do sistema em malha fechada, limitando, assim, a frequência de corte utilizada nestes filtros. Então, se deve analisar com cautela a utilização de cada filtro, para que exista um compromisso entre o sinal de saída deste e o atraso introduzido, visando que, para cada aplicação, o sinal filtrado possua, na medida do possível, as mesmas características de resposta do sinal de entrada.

No sistema de controle desenvolvido utilizaram-se diversos conjuntos de filtros digitais, dependendo da aplicação na qual o sinal mensurado é utilizado. Estes filtros são todos de topologia *butterwoth*, com as frequências de corte especificadas através da Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Filtros digitais utilizados no sistema

Aplicação do filtro	Sinal de entrada	Ordem do filtro	Frequência de corte [rad/s]	Frequência de corte [Hz]
Estimador de massa e Controle de Velocidade	Posição	2	350	55,70
Estimador de massa	Velocidade	3	15	2,29
Estimador de massa	Aceleração	8	3	0,48
Estimador de massa	Sinal do sensor de pressão diferencial	3	15	2,29
Controle de Velocidade	Velocidade	3	60	9,55

Uma forma de evitar a defasagem entre os sinais de velocidade do sistema (obtidos através da derivação numérica da posição do veículo) e o sinal de referência de velocidade gerado pelo sistema de controle, é utilizar os mesmos filtros digitais (mesma topologia e frequência de corte), tanto para o sinal de referência (gerado pelo sistema de controle), quanto para os sinais lidos na planta.

5.2 PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA A APLICAÇÃO EM TEMPO REAL

Para a aplicação do esquema de controle de frenagem do veículo proposto neste estudo desenvolveu-se um programa de aplicação no programa Simulink® (Matlab User's Guide, 2004) utilizando-se as bibliotecas de blocos fornecidas pela empresa Dspace (fabricante do hardware de controle). Estes blocos funcionam como ligações entre o software e o hardware de controle. Estas ligações são efetuadas no momento em que o programa é compilado, sendo carregado na memória da placa de controle. Neste momento é iniciado o processo de controle e/ou aquisição de dados.

No programa desenvolvido utiliza-se o método de integração de *Euler* e o passo de $2 \cdot 10^{-4}$ s. As forças resistivas ao movimento do veículo foram modeladas computacionalmente segundo o método descrito por Karnopp, 1985. Esta forma de implementação faz com que as forças resistivas impostas tenham comportamento passivo, apresentando, no máximo, o mesmo valor das forças atuantes sobre o corpo.

A curva de referência de velocidade utilizada no controle do sistema de freios é gerada através da aplicação da *Equação de Torricelli*, conforme apresentado no Capítulo 3 (Eq. (3.3)), com os valores de \ddot{x}_r de $0,7\text{m/s}^2$ e \dot{x}_i de $14,491376\text{m/s}$. Já, a distância percorrida x é dada diretamente através do sistema de medição de distância percorrida pelo veículo. Assim, ao final do deslocamento, o veículo experimental deve estar posicionado a 150m após a passagem sobre o sensor que sinaliza o início do procedimento de frenagem. Estes valores são condizentes com a norma ASCE, 2006, para sistemas de transportes semelhantes ao Aeromóvel. Estes são valores compatíveis, também, com os requisitos de operação adotados pela empresa Aeromóvel.

5.3 CALIBRAÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DE DISTÂNCIA

Para que o valor da distância percorrida pelo veículo fosse corretamente interpretado pelo novo sistema de controle instalado no veículo, foi necessário realizar um experimento específico, que consiste deslocar o veículo 50m e após, com uma trena métrica convencional colocada ao lado do trilho, medir a distância percorrida, comparando os valores obtidos desta forma com os calculados através do programa de contagem (pelo sistema de controle desenvolvido). Para a medida do deslocamento, utilizou-se uma trena de $(50\pm 0,0005)\text{m}$. A medida de distância através da leitura da trena é dada através do alinhamento entre um ponto específico do veículo, definido como o ponto médio do centro entre os eixo 1 e 2, e a trena, possibilitando assim, uma comparação direta dos valores contados pelo programa e a medida efetuada na trena.

Neste sistema a posição do veículo é calculada através da contagem dos pulsos vindos dos sensores indutivos presentes nas roda (ver Capítulo 3, Seção 3.1.3.9). A contagem pode ocorrer de duas formas diferentes, uma delas é utilizando um contador convencional (via software), onde são identificadas as bordas de subida e descida dos pulsos vindos dos sensores indutivos presentes no eixo 2 do veículo. A resolução, resultante da utilização desta forma de leitura é de $0,016\text{m}$ (1,6cm).

No eixo 1 do veículo é possível utilizar a técnica de quadratura (devido à presença de dois sensores indutivos em cada roda do veículo). Esta técnica permite analisar simultaneamente os dois sinais que operam com uma diferença de 90° . A contagem, então, é efetuada conforme apresentado na Fig. 5.1:

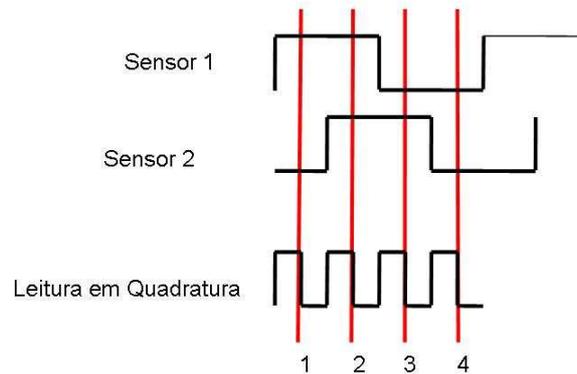


Figura 5.1: Contagem em quadratura

Assim, a contagem é feita através da combinação binária dos pulsos, duplicando a resolução da leitura do sistema. Para utilizar esta técnica é necessário que a placa de controle possua o tipo de entrada em quadratura e a resolução resultante é de 0,008m (0,8 cm).

No sistema implementado, os valores de distância percorrida são somados e o resultado é dividido por quatro (número de rodas que possuem sensores indutivos).

Para o experimento de validação do sistema de medição, foi feita no veículo uma marca que, alinhada com a trena, apresenta o valor do deslocamento do veículo. Este experimento foi realizado saindo de uma estação até a chegada na outra, gerando-se a partir dos valores obtidos, a Tabela 5.2, que relaciona o deslocamento medido através do sistema de contagem do veículo ao deslocamento realmente realizado por este.

Tabela 5.2: Valores obtidos para validação do sistema de medição de posição

Soma das medidas [m]	Distâncias medidas pelo veículo [m]	Erro [m]
0	0	0
49,99	50,006	-0,016
99,99	100,005	-0,015
149,99	150,003	-0,013
199,98	200,002	-0,022
249,98	250	-0,02
299,97	299,999	-0,029
349,97	350,009	-0,039
399,97	400,003	-0,033
449,93	450,002	-0,072
499,93	500,008	-0,078
549,9	550,003	-0,103
600,48	600,001	0,479
650,43	650,003	0,427
	Média	0,0358
	Desvio	0,1875

Conforme apresentado na Tabela 5.2, o sistema de medição de posição exibe um pequeno erro (4cm em 350m de deslocamento), quando o veículo desloca-se em linha reta. Porém, quando o veículo passa pela curva existente na via (a partir de 350m), o sistema começa a apresentar um erro maior, pois a curva faz com que as rodas do veículo derrapem com relação aos trilhos alterando a medida da posição.

Devido aos baixos valores, quando comparados às dimensões da linha nos experimentos de validação do sistema de medição de distância, desprezaram-se os erros devido à paralaxe e à resolução dos instrumentos de medição de contagem de pulsos.

Juntamente à Tabela 5.2 foi gerado o gráfico relativo à calibração da medida de distância. A medida, obtida a partir da contagem dos pulsos, apresenta uma boa aproximação para o valor do deslocamento do veículo na via, como pode ser verificado através do valor do $R^2=1$. O gráfico apresentado na Fig. 5.2.

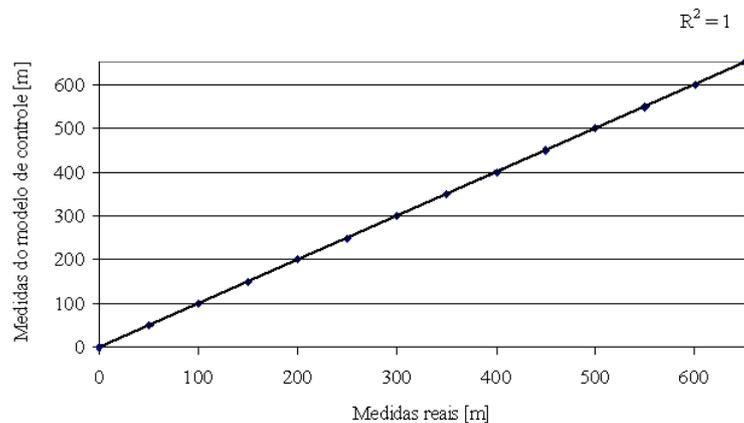


Figura 5.2: Calibração da medida de posição

Analisando-se o gráfico acima, optou-se em utilizar os valores relativos à contagem dos pulsos diretamente como medida de deslocamento do veículo.

5.4 PARÂMETROS UTILIZADOS NO PROGRAMA DE CONTROLE EM TEMPO REAL

Para a aplicação da estimativa de massa no sistema Aeromóvel torna-se necessário o conhecimento de algumas características da dinâmica do comportamento do veículo durante sua operação.

Desta forma, utilizou-se as equações apresentadas no Capítulo 2, juntamente com o equacionamento relativo à estimativa de massa (Cap. 4). Como parâmetros para estas equações, foram utilizados os valores apresentados na Tabela 5.3:

Tabela 5.3: Parâmetros utilizados no modelo de aplicação do sistema

Variável	Valor	Unidade	Descrição
a	0,0028134	m	Maior raio da elipse de contato entre roda e trilho
A_{al}	0,98	m ²	Área da aleta do veículo
A_{eq}	6	m ²	Área equivalente da seção transversal do veículo
A_{freio}	1,81E-3	m ²	Área do pistão de acionamento da pinça do freio
b	0,0016745	m	Menor raio da elipse de contato entre roda e trilho
c_D	1,5		Coefficiente de arrasto para barra quadrada
c_{roda}	0.005	N.m.s/rad	Coefficiente de atrito angular viscoso do eixo
c_{vedF-G}	55	N.s/m	Coefficiente de atrito dinâmico linear da vedação
c_{vedG-F}	80	N.s/m	Coefficiente de atrito dinâmico linear da vedação
c_{11}	4,853		Coefficiente transversal de Kalker
F_{vedG-F}	450	N	Coefficiente de atrito estático Gasômetro – Fazenda
F_{vedF-G}	290	N	Coefficiente de atrito estático Fazenda – Gasômetro
G	8,27E+10	N/m ²	Módulo de cisalhamento transversal do aço
g	9,81	m/s ²	Aceleração da gravidade
J_{roda}	10,323	kg.m ²	Momento de inércia da roda do veículo
K_t	1,59287	Bar/Bar	Ganho estático do acionamento do sistema hidro-pneumático
L	0,2	s	Atraso de transporte do sistema hidro-pneumático
m_{tot}	5680 – 13360	kg	Massa total do veículo.
n_{roda}	8		Número de rodas
p_{atm}	101325	Pa	Pressão atmosférica
R	286,9	J kg/K	Constante universal do ar
r_{roda}	0,2546	m	Raio da roda do veículo
r_{freio}	0,115	m	Raio médio do disco de freio
T	293,15	K	Temperatura ambiente
T_v	0,36	s	Constante de tempo de acionamento do sistema hidro-pneumático
T_{roda}	0,001	N	Coefficiente de atrito angular estático do eixo
ρ	1,204	kg/m ³	Massa específica do ar
μ_{cur}	0.025		Coefficiente de atrito na curva
μ_{freioV}	0,003	s/rad	Coefficiente de atrito da pastilha de freio em função da velocidade angular
μ_{freioE}	0,4		Coefficiente de atrito de coulomb da pastilha de freio

O parâmetro m_{tot} é calculado através do algoritmo de estimativa de massa. As variáveis A_{al} , r_{roda} , n_{roda} , A_{eq} foram obtidas em Aeromóvel, 2007. O coeficiente de arrasto c_D foi obtido em Fox & McDonald, 2001. Os parâmetros do ar, p_{am} , R , T são apresentados em Van Wylen et al., 1995, enquanto que os parâmetros F_{ved} , c_{ved} , T_{roda} , c_{roda} e μ_{cur} foram retirados de Britto, 2008.

Os parâmetros do coeficiente de atrito da pastilha de freios foram apresentados por Dal Ponte, 2007. Já, os parâmetros de atrito roda-trilho foram retirados dos trabalhos de Polach, 2005, e Hoffmann, 2006 (apresentado na Tab. 2.1). Os parâmetros relativos à função de transferência da cuíca de freios foram obtidos em IPT, 1985.

Os valores de pressão do sistema de freios são obtidos do transmissor de pressão pneumático instalado na cuíca dos freios do eixo 2.

A posição do veículo é monitorada através da utilização do sistema de medição de distância do veículo. São, também, utilizados os dados relativos à medida de diferença entre as pressões nas aletas. Esta medida é efetuada diretamente através do transmissor de pressão diferencial instalado no veículo.

5.5 PROCEDIMENTO DE VALIDAÇÃO DO ESTIMADOR DE MASSA

Conforme Aeromóvel, 2007, o veículo experimental possui uma massa aproximada de 5620kg (sem sua carenagem, apenas com o container). Esta massa é pouco inferior a de um veículo “completo” de transporte (com sistema de ar condicionado, bancos e outros itens de conforto). Desta forma, utilizam-se vinte e cinco barris contendo água para simular o peso extra devido aos demais componentes e acessórios que o veículo completo possui.

Para simular a presença de passageiros, utilizaram-se, também, barris contendo água. Os barris foram pesados com uma balança analógica e cada um equivale à massa aproximada de $75 \pm 2,2$ kg. Nos testes de validação da estimativa de massa foram colocados os valores referentes a 773 kg (25 barris), 9610kg (50 barris), 11485kg (75 barris) e 13360kg (100 barris).

Para os cálculos das forças atuantes sobre o veículo durante sua operação é utilizado o equacionamento apresentado no Capítulo 2, baseado na Eq. (2.1), juntamente aos parâmetros apresentados na Tabela 5.3. As forças atuantes no movimento são inseridas no equacionamento da estimativa de massa através da variável $f(t) = F_{ativ} - F_{res}$. A força de ativa é obtida através da medição da diferença de pressão entre as aletas, multiplicada pela área da aleta, enquanto a força resistiva é dada através de cálculos que relacionam posição do veículo e velocidade e ação de

freios medida através da pressão na cuíca de freios. Os dados de posição, velocidade e pressão de acionamento do sistema de freios são medidos diretamente no sistema, possibilitando assim, que os cálculos de forças resistivas sejam feitos em tempo real.

Para a validação da estimativa de massa, utilizou-se o procedimento de operação padrão do sistema Aeromóvel para a linha piloto de Porto Alegre. Este procedimento de operação consiste na aplicação dos seguintes passos:

- O veículo Aeromóvel é colocado em um ponto de partida (definido como $x = 0$) na estação Fazenda. Este ponto é o local onde o veículo deve parar no retorno a esta estação.
- O sistema de aquisição e controle é colocado em operação.
- O veículo se desloca até a estação Gasômetro, parando através da utilização do sistema de controle automático de parada nas estações.
- O veículo desloca-se para a estação Fazenda e, após a parada deste na mesma, o sistema de controle e aquisição de dados é desligado. (e os dados relativos ao comportamento da estimativa de massa são gravados).

Este procedimento de teste foi repetido três vezes, de modo a possibilitar a comparação dos resultados obtidos. Abaixo é são apresentadas fotografias dos procedimentos de testes realizados na linha piloto de Porto Alegre, onde é demonstrado o veículo experimental carregado com diferentes níveis de carga.



Figura 5.3: Fotografias do procedimento de testes da estimativa de massa

A Tabela 5.4 apresenta o comportamento da estimativa de massa durante os testes realizados.

Tabela 5.4: Validação do algoritmo de estimativa de massa

Experimento	Massa real [kg]	Massa estimada [kg] F→G	Erro [%]	Massa estimada [kg] G→F	Erro [%]
1	7735	7712,15	-0,30	7804,96	0,90
2	7735	7645,74	-1,15	7785,74	0,66
3	7735	7685,99	-0,63	7904,80	2,20
Média		7681,29		7831,83	
Desvio		27,31		52,19	
1	9610	9389,67	-2,29	9432,52	-1,85
2	9610	9403,83	-2,15	9433,31	-1,84
3	9610	9364,91	-2,55	9511,72	-1,02
Média		9386,14		9459,18	
Desvio		16,08		37,15	
1	11485	11128,28	-3,11	10952,57	-4,64
2	11485	11235,44	-2,17	11049,01	-3,80
3	11485	11262,50	-1,94	11092,73	-3,42
Média		11208,74		11031,44	
Desvio		57,96		58,55	
1	13360	13108,57	-1,88	12586,26	-5,79
2	13360	13252,70	-0,80	12944,77	-3,11
3	13360	13384,94	0,19	13131,57	-1,71
Média		13248,74		12887,53	
Desvio		112,86		226,27	

Analisando a Tabela 5.4, é possível verificar que os valores de massa estimados diferem no máximo em 5,79% do valor medido da massa transportada. Contudo, analisando-se as diferenças entre cada grupo de mesma massa, nota-se que a média dos erros entre o valor estimado pelo algoritmo e o valor real de massa transportada é de aproximadamente 2%.

Neste estudo são apresentados e discutidos apenas os casos de estimativa de massa referentes à aplicação na qual a massa manipulada pelo sistema foi de 7735kg. Para todos os casos apresentados na Tabela 5.4 os gráficos são muito semelhantes quanto ao comportamento, diferenciando-se quanto ao valor final fornecido pelo algoritmo.

Na Fig. 5.4 é apresentado um gráfico do comportamento da estimativa de massa, durante o deslocamento de veículo operando com 7735kg. No primeiro trecho, entre os instantes 0 e 120s o sentido de deslocamento é da estação Fazenda para a Gasômetro, já no trecho entre 190 e 300s, o deslocamento é da estação Gasômetro para a Fazenda.

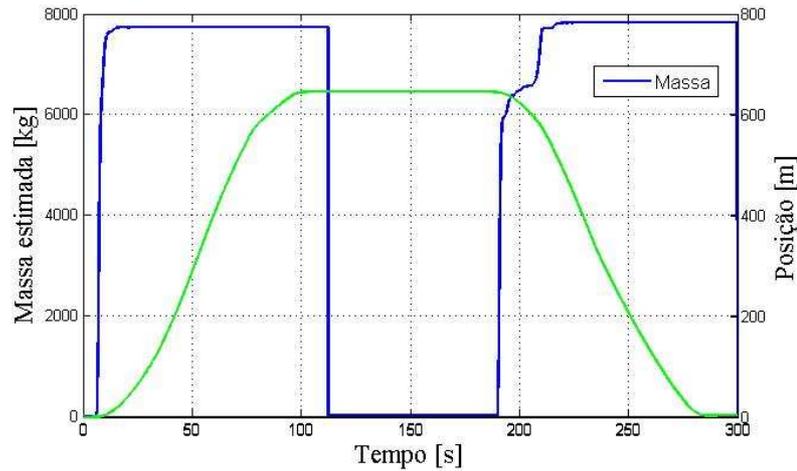


Figura 5.4: Estimativa de massa durante operação normal do sistema para massa de 7735kg

Na fig. 5.4 pode-se notar que a convergência para um valor de massa ocorre em alguns metros após o início do deslocamento do veículo (aproximadamente 100m). Assim informação relativa a massa transportada, já é sabida antes do início do procedimento de frenagem do veículo (150m antes das estações), garantindo assim que esta informação possa ser utilizada de forma a possibilitar a seleção do conjunto de ganhos para o controlador PID. Ainda é importante notar a ação do “reset”, quando o veículo passa 10s parado na estação (entre os instantes 100 e 110s). Este reset possibilita que a massa seja estimada nos dois sentidos de deslocamento do veículo.

Os gráficos que representam o início do processo de estimativa de massa com o veículo se deslocando no sentido Fazenda-Gasômetro, até a total convergência do algoritmo estão apresentados na Fig. 5.5.

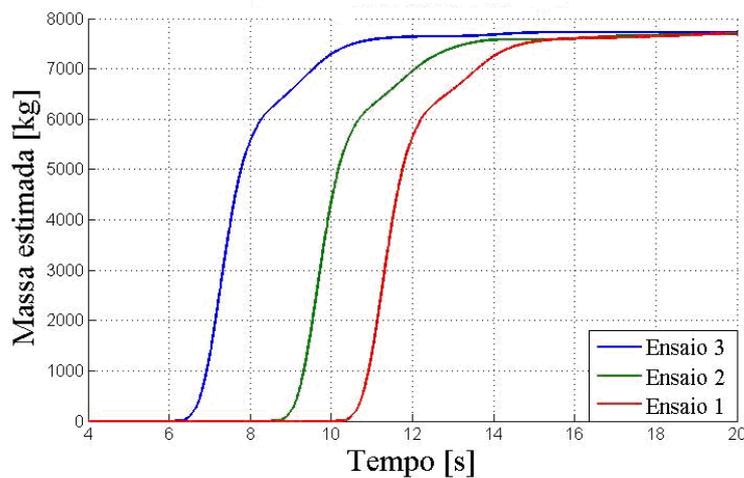


Figura 5.5: Estimativas de massa no sentido Gasômetro - Fazenda (7735kg)

A Fig. 5.5 apresenta comportamentos esperados para o procedimento de estimativa de massa, pois as forças envolvidas neste sentido de deslocamento podem ser facilmente calculadas através dos equacionamentos adotados.

As defasagens temporais apresentadas na figura acima ocorrem devido ao procedimento de estimativa de massa iniciar apenas quando o veículo começa o deslocamento ($\dot{x} \neq 0$). Para o sistema real, isto ocorre em diferentes instantes de tempo.

A Fig. 5.6 apresenta o comportamento da estimativa de massa durante o trajeto de retorno à Estação Fazenda.

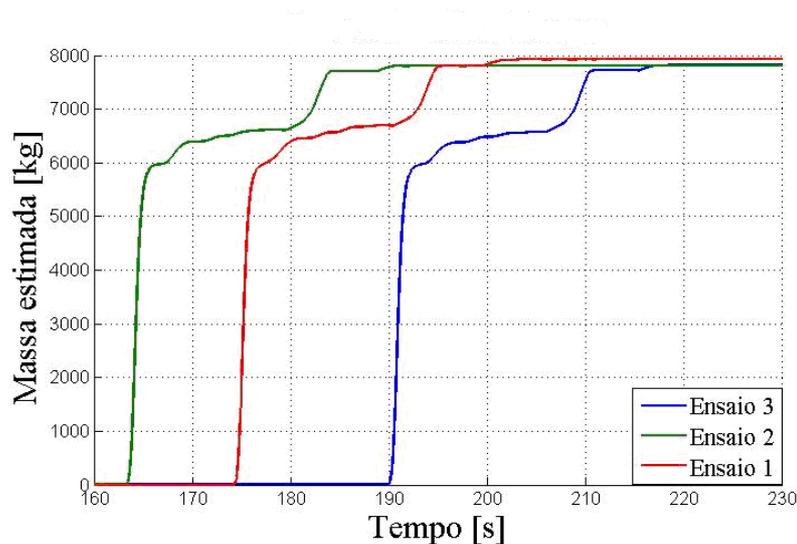


Figura 5.6: Estimativa de massa no sentido Fazenda - Gasômetro (7735kg)

Na Fig. 5.6 a forma de convergência do estimador de massa apresenta-se diferente da forma das curvas apresentadas na Fig. 5.4. Isto ocorre porque, no início do deslocamento no sentido Fazenda – Gasômetro, a via apresenta um aclive (conforme descrito no Capítulo 1). Assim, a aceleração do veículo é influenciada pelas forças gravitacionais, sendo, por algum período, a principal força atuante sobre o veículo, diferente do que ocorre no sentido Fazenda - Gasômetro, onde a principal força que age sobre o veículo é a força advinda da diferença de pressão entre as aletas. Como o efeito gravitacional permanece apenas por algum tempo e o algoritmo continua a operar, ele, posteriormente, converge para um valor próximo ao da massa transportada.

A partir dos resultados acima apresentados, verifica-se que o algoritmo de estimativa da massa pode ser aplicado para definir o conjunto de ganhos mais apropriado para o controlador

PID, em cada situação de carregamento do veículo, pois as variações que ocorreram nos testes com a mesma massa manipulada não apresentaram desvios significativos.

5.6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO CONTROLADOR PROPOSTO

A implementação do sistema de controle para aplicação experimental deu-se através do programa Simulink®, na forma descrita na Seção 5.2, através da utilização da lógica de controle apresentada no Capítulo 4. Uma característica importante a ser destacada para este sistema de controle é o fato de que o controlador atua apenas passivamente, podendo, portanto, somente reduzir a velocidade do veículo (não podendo atuar para acelerar o veículo). Com isto a ação de controle é efetiva apenas quando a velocidade medida no veículo supera a velocidade de referência. Assim, o controlador age apenas na presença de desvio positivo. Desta forma, os conjuntos de ganhos utilizados nos controladores PID devem ser selecionados de forma criteriosa, já que se deseja que o desvio entre as velocidades seja pequeno, mas não chegue ao valor zero (o que ocasionaria um travamento da ação integral). Logo, os conjuntos de ganhos a serem utilizados nos controladores PID foram levantados através de testes efetuados diretamente no veículo experimental do Aeromóvel.

Estes testes consistem em operar o sistema da forma apresentada na Seção 5.4, acionando-se o sistema de frenagem automático quando o veículo passa pelo eletroímã a 150m da estação de destino. A partir de então, o sistema de controle gera a curva de referência de velocidade e inicia o procedimento de frenagem, onde a velocidade instantânea do veículo é subtraída da velocidade de referência. Como o sistema de controle possui realimentação unitária, quando a velocidade instantânea supera a velocidade desejada, a diferença entre estes é positiva e aciona, assim, o controlador PID. Este, por sua vez, age de forma a reduzir a velocidade do veículo até que a velocidade medida seja próxima da de referência.

Um requisito básico para a operação do sistema, conforme a proposta do Capítulo 4, é que o valor de massa transportada deve ser conhecido no momento em que o veículo passa pelo sensor indicativo de 150m da estação. Conforme visto na Seção 5.4, o algoritmo de estimativa de massa demora entre 6 e 10s para convergir para o valor da massa manipulada. Isto equivale a um deslocamento linear aproximado de 50 a 100m. Sabendo-se que o veículo desloca-se aproximadamente 650m, há tempo suficiente para que a convergência do algoritmo de estimativa de massa, de forma que os ganhos aplicados ao controlador PID, selecionados através da estimativa de massa sejam os mais adequados para o controle do sistema de freios com a massa manipulada.

Como o objetivo deste estudo situa-se no aumento da precisão de parada, foi definido que valores de erro de parada inferiores a $\pm 0,10\text{m}$ seriam considerados como satisfatórios. Assim, uma vez que estes valores são atingidos, a sintonia dos ganhos é considerada adequada. O sentido de deslocamento analisado nestes experimentos é o Gasômetro-Fazenda, já que neste sentido o erro introduzido pelo sistema de medição de posição é inferior a 2cm em 150m, não afetando, assim, significativamente os valores de precisão encontrados.

O procedimento adotado de forma a obter-se os valores de erros de parada do veículo Aeromóvel nas estações, consiste na aplicação dos seguintes passos:

- O veículo inicia o deslocamento, com destino a estação Fazenda.
- A 150m da estação de destino, já com o valor da massa transportada pelo sistema, inicia-se o procedimento automático de frenagem (com o conjunto de ganhos adequados para a massa transportada). Neste momento o sistema de propulsão para de operar, fazendo com que o veículo desloque-se até a estação apenas através da energia cinética.
- O sistema de controle age de forma a controlar a velocidade até a total parada do veículo na estação de destino.
- Após a parada total do veículo medi-se através da trena o valor de erro obtido em relação aos 150m de deslocamento desejados.

Na fig. 5.7 é apresentado o método de medição utilizado, alinhando-se a trena com o mastro preso ao veículo, possibilitando assim a medição da posição final de parada nas estações através do rasgo presente no mastro de medição.

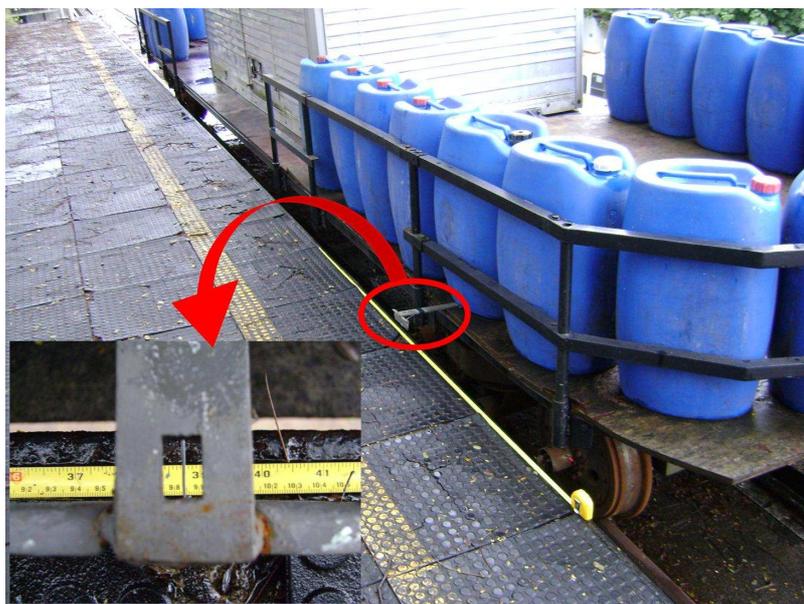


Figura 5.7: Fotografia da forma adotada para medição de erros de parada nas estações

A trena utilizada para a medição da posição final do veículo na estação é de $(3 \pm 0,0005)$ m. A medida de posição final é dada através da leitura do indicador (fixo no veículo) alinhado com a trena metálica (fixada na estação). O valor do erro de parada é dado pela diferença entre o ponto equivalente a 150m (na trena é o valor de 1m) e o valor apresentado na leitura.

Através de experimentos realizados para obtenção dos ganhos a serem utilizados no controlador PID, verificou-se a possibilidade de aplicação de dois conjuntos de ganhos para o controlador PID. Estes ganhos foram levantados empiricamente até serem obtidos valores adequados para a parada precisa do veículo. Os conjuntos de ganhos são apresentados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5: Conjunto de ganhos experimentais para o controlador PID

Conj. de Ganhos	Massa Total [kg]	K_p	K_i	K_d	T_{ic}
1	6797 a 10547	2	0,3	0,002	0,0816
2	10548 a 14297	4,5	0,6	0,01	0,1291

Os testes para avaliação do sistema de controle operando com estes ganhos foram repetidos três vezes, de forma a possibilitar a comparação entre os resultados. Os gráficos que representam o comportamento do sistema durante as frenagens são muito similares. Por este motivo é apresentado apenas um gráfico de cada resultado.

Nos gráficos obtidos experimentalmente, a curva de referência é representada pela cor verde, enquanto que a curva de velocidade realizada pelo veículo é representada na cor preta. O sinal de controle equivale diretamente aos sinais de pressão enviados para a válvula, tornando mais simples a verificação do comportamento do sistema durante sua operação.

Na Fig. 5.8 é apresentado o resultado experimental do controle PID operando de forma a realizar a parada do veículo com uma massa de 7735kg.

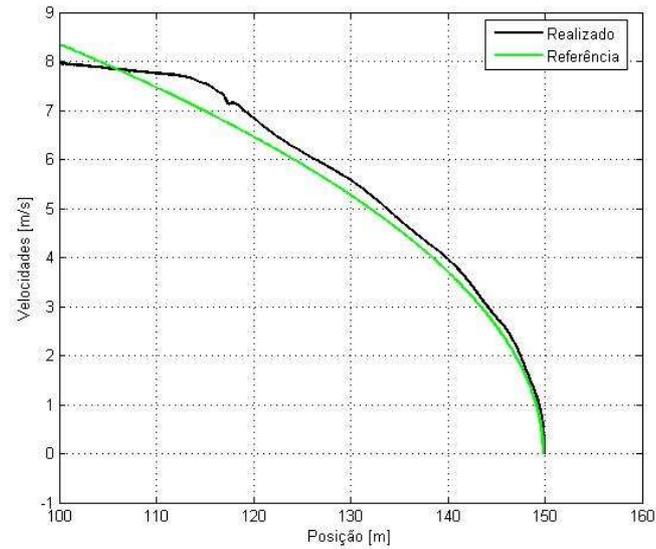


Figura 5.8: Resposta exp. da frenagem com o conjunto de ganhos 1 e massa de 7735kg

Neste resultado experimental da aplicação do primeiro conjunto de ganhos à planta pode-se notar o comportamento do sistema de controle agindo de forma a fazer com que a velocidade medida no veículo convirja para os valores da curva de referência. Nota-se, também, que o sinal de seguimento de velocidade não chega a convergir para o valor exato sobre a curva de referência. O sinal de controle enviado à válvula proporcional pneumática é apresentado na Fig. 5.9.

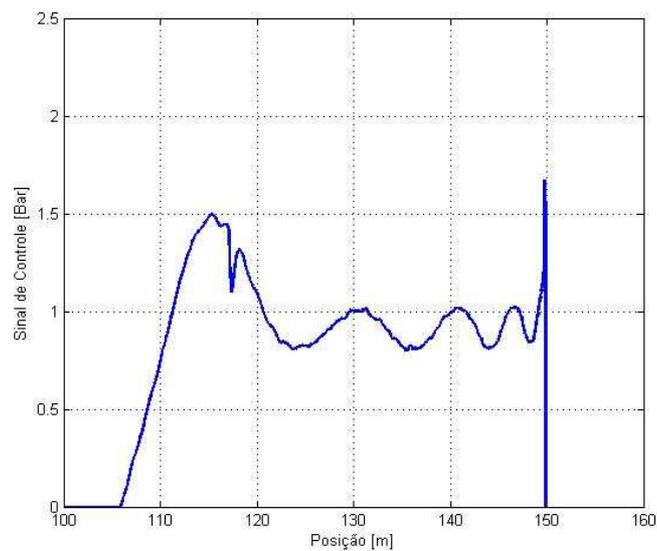


Figura 5.9: Sinal de controle para massa de 7735kg

Verifica-se que, quando o veículo aproxima-se dos 150m de deslocamento, o sinal de controle apresenta um pico. Este comportamento deve-se ao aumento da diferença entre a velocidade medida e a velocidade de referência.

O fato de o sinal de controle apresentar um pico nos instantes finais da frenagem pode ocasionar um comportamento indesejável em sistema de transporte de pessoas, visto que este pico de sinal pode acarretar um aumento na desaceleração do veículo, resultando em um desconforto dos passageiros.

Verificou-se, porém, através da análise do sinal de pressão hidráulica que move os pistões do sistema de freio, que este pico de pressão é menos pronunciado na parcela hidráulica. Assim, a existência deste pico no sinal de controle não chega a apresentar um sério problema para a operação do sistema. Isto pode ser comprovado através da análise de um gráfico relativo à desaceleração do veículo durante a frenagem. Neste, a desaceleração no final da curva não ultrapassa o valor de -1m/s^2 conforme apresentado na Fig. 5.10.

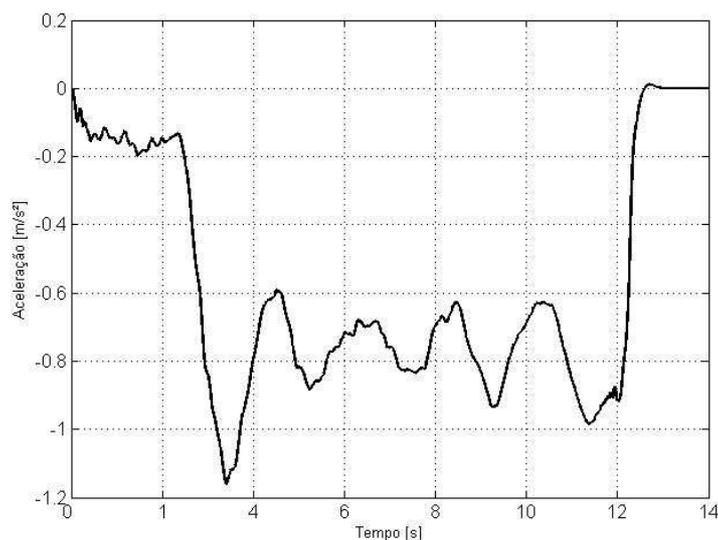


Figura 5.10: Comportamento da desaceleração do veículo com massa de 7735kg

Uma solução para este problema consiste na mudança da curva de referência nos instantes finais da trajetória do veículo. Mas esta “troca” de referência mostrou-se pouco vantajosa por dois motivos.

- A troca da referência ocasiona um pico no sinal de erro, que realimenta o controlador. Esse pico é ainda ampliado pela presença da ação de controle derivativa, fazendo com que o sinal de controle chegue ao limite de saturação.

- Devido à troca do sinal de referência, o ponto onde é concluído o processo de frenagem se altera. Desta forma, o posicionamento final do veículo também é alterado, fazendo com que aumente o erro final de posicionamento.

Para o caso da utilização do segundo conjunto de ganhos, o gráfico relativo ao seguimento de velocidade é apresentado na Fig. 5.11.

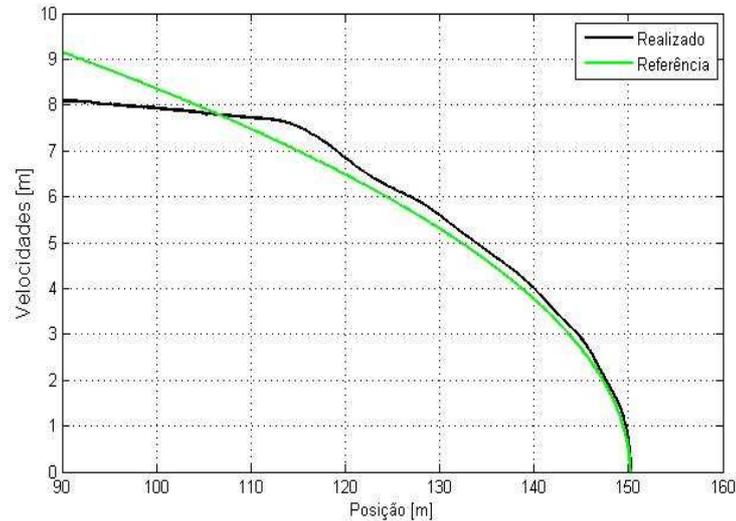


Figura 5.11: Resposta exp. da frenagem com o conjunto de ganhos 2 e massa de 13360kg

No gráfico a pode-se notar uma maior sobrepassagem da velocidade instantânea do veículo com relação à velocidade de referência. Esta curva de resposta apresenta um comportamento esperado visto que a massa para este caso é 13360kg.

Uma característica importante a ser destacada é que, se no momento em que a velocidade do veículo supera a velocidade de referência, o veículo estiver próximo aos 150m (final da trajetória), o sistema de controle não terá tempo de atuar adequadamente, o que ocasiona a saturação do sinal de controle. Assim, não será possível manter os níveis de precisão de parada dentro dos valores esperados. Esta situação é agravada para o caso de massas elevadas, pois a energia cinética que deve ser dissipada nestes casos é maior.

O sinal de controle enviado para a válvula proporcional pneumática está apresentado na Fig. 5.12.

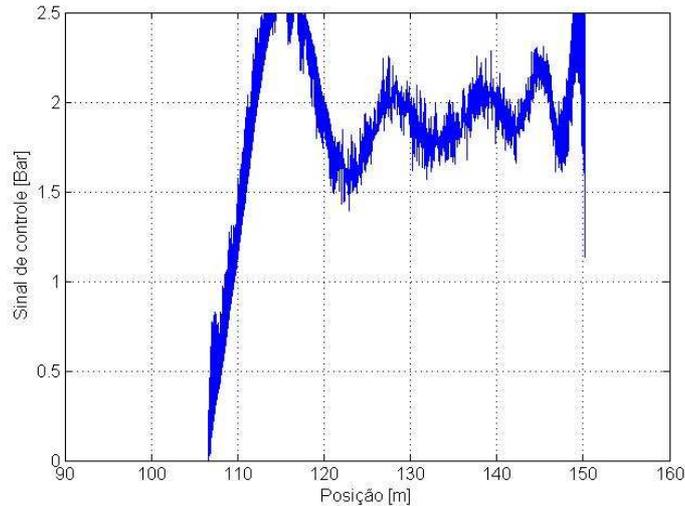


Figura 5.12: Sinal de controle para massa de 13360kg

Analisando-se o gráfico da Fig. 5.12 pode-se notar que é necessária uma ação de controle mais efetiva para fazer com que o veículo siga a referência de trajetória de velocidade. Nota-se, também, o aumento significativo no nível de ruído do sinal enviado para a válvula. Atribui-se isto ao aumento do ganho derivativo que, por sua vez, acaba introduzindo um ruído maior no sinal de controle.

A precisão de parada do veículo não chega a ser afetado por este aumento do nível de ruído, devido ao fato de a válvula proporcional funcionar como um filtro, visto que esta não responde a variações tão rápidas do sinal de controle (de acordo com o fabricante, a resposta da válvula é na ordem de 0,3s).

As aplicações dos conjuntos de ganhos obtidos de forma empírica nos controladores PID fizeram com que o veículo obtivesse os erros de parada descritos na Tabela 5.6:

Tabela 5.6: Erros de parada do novo sistema de controle (medidos na trena)

Experimento	Conj. de Ganhos	Massa Total [kg]	Erro de Parada [m]
1	1	6797 a 10547	0,24
2			0,30
3			0,19
Desvio			0,055
1	2	10548 a 14297	0,021
2			0,16
3			0,32
Desvio			0,081

A Tabela 5.6 mostra um aumento na precisão de parada do veículo (através da análise dos desvios padrões entre os experimentos), medidos através do procedimento apresentado anteriormente. Analisando-se a média dos desvios padrões dos erros de parada do veículo, conclui-se que com aplicação do sistema de controle proposto o veículo consegue parar com uma precisão de aproximadamente $\pm 0,068\text{m}$. Se analisarmos a media dos desvios obtidos no sistema antigo temos o valor de $\pm 0,138\text{m}$.

Conclui-se que com a utilização da técnica de controle proposta neste estudo, os erros de parada do veículo Aeromóvel nas estações reduziram-se em aproximadamente 50%, demonstrando assim a eficácia da união da proposta de controle (estimativa de massa aliada conjuntos de ganhos para controladores PID) ao novo sistema de controle (Cap. 3) responsável por atuar fisicamente sobre o sistema de freios do Aeromóvel, visando contornar o problema do aumento dos erros de parada nas estações ocasionado pelo aumento da massa transportada pelo veículo.

6. CONCLUSÕES

O presente trabalho aborda o estudo e a proposta de melhorias para o sistema de parada automático do veículo Aeromóvel nas estações de embarque e desembarque de passageiros.

Para, tanto, foi realizada uma revisão sobre as características da linha de piloto de Porto Alegre. Os diferentes sistemas e componentes que influenciam na dinâmica do veículo foram identificados e caracterizados.

A partir disso foi proposto um equacionamento simplificado para as forças atuantes sobre o veículo durante sua operação, de modo a auxiliar a compreensão dos fenômenos físicos que envolvem sua dinâmica. Este equacionamento foi ainda utilizado no algoritmo de estimativa de massa.

Também, no presente trabalho, foi apresentado o desenvolvimento de um novo sistema de controle (*hardware e software*), destinado a operar no veículo. Este sistema propiciou a aplicação experimental dos controladores desenvolvidos para aumentar a precisão de parada do veículo nas estações. O sistema desenvolvido, ainda, apresenta características desejáveis, que são a capacidade de operar tanto como sistema de aquisição de dados (gravando os dados no PC), quanto sistema de controle em tempo real.

O código para aplicação experimental foi desenvolvido no ambiente Simulink® do programa computacional do Matlab®. A utilização da linguagem baseada em diagrama de blocos propiciou uma grande flexibilidade e um ágil desenvolvimento do trabalho, possibilitando a completa compatibilização entre equacionamentos matemáticos e o código de aplicação.

Foi possível, através da utilização do sistema de controle, a validação do procedimento de estimativa de massa durante sua operação na linha piloto. O procedimento de estimativa de massa mostrou-se eficaz, já que os erros apresentados entre os valores de massa medidos e os estimados diferem em apenas 2% para a grande maioria dos casos estudados.

Como resultado dos procedimentos de testes de frenagem, verificou-se que apenas dois conjuntos de ganhos seriam necessários para que houvesse um aumento significativo na precisão de parada no sentido de deslocamento Gasômetro-Fazenda.

O método heurístico usado para a obtenção dos ganhos mostrou-se eficiente e, com a utilização destes ganhos, foi possível aumentar a repetibilidade e a precisão de parada do veículo, mesmo operando em situações de carregamento distintas.

Os conjuntos de ganhos para os controladores PID mostraram-se eficientes. Porém, ainda apresentam alguns aspectos que podem ser melhorados, como uma diminuição do erro de

segmento da velocidade desejada ao longo do procedimento de parada e a precisão final alcançada. Outra característica que pode ser melhorada é a diminuição do nível de ruído do sinal de controle. Uma proposta alternativa visando um aprimoramento da proposta original de controle é apresentada no Anexo II. Neste são apresentadas soluções de forma contornar os problemas apresentados na aplicação experimental.

Esta metodologia de controle utilizando a estimativa da massa, juntamente com os conjuntos de ganhos para os controladores PID, mostrou-se eficaz na tarefa de reduzir o erro de parada do veículo nas estações, já que os erros obtidos com a aplicação do novo controlador reduziram em aproximadamente 50% os erros de parada do veículo, se comparados com o sistema utilizado atualmente no controle de frenagem.

Conclui-se então que o trabalho atingiu as metas propostas de desenvolver um novo sistema de controle automático de parada precisa para o veículo Aeromóvel nas estações, capaz de limitar a valores adequados os erros do posicionamento final do veículo quando este opera com diferentes níveis de carregamento.

Sugestões para Trabalhos Futuros

- Redução dos ruídos relativos ao sistema de aquisição de dados de pressões nas aletas do veículo, de modo a possibilitar uma ampliação na frequência de corte dos filtros, possibilitando assim, um aumento da velocidade de convergência no procedimento de estimativa de massa.
- Teste da utilização de um acelerômetro para alimentação do algoritmo de estimativa de massa, visto que a dupla derivação do sinal relativo à posição do veículo introduz muitos ruídos numéricos.
- Aplicação de experimentos específicos destinados à análise do comportamento do atrito, visto que estes influenciam diretamente no comportamento do sistema.
- Aprimoramento do sistema de medição de posição do veículo, pois no veículo de testes apenas duas rodas operam na forma de quadratura.
- Busca de uma curva de referência mais linear, evitando assim o pico de sinal de controle no final do segmento da curva de velocidade.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aeromóvel, 1999. “**Aeromovel System Technical Specification**”, Relatório Interno.
- Aeromóvel, 2007. “**Relatório sobre as condições técnicas da Linha Piloto**”, Relatório Interno. Porto Alegre.
- American Society of Civil Engineers, 2006. “**Automated People Mover Standards – Part 1**”, ASCE, Reston.
- Åström, K. J., Hägglund, T. 1995 “**PID Controllers: theory, design, and tuning**”, 2. ed. Research Triangle Park: International Society for Measurement and Control
- Bazanella, A, Gomes da Silva, J., 2006. “**Sistemas de Controle: princípios e métodos de projeto.**”, UFRGS Editora, Porto Alegre.
- Breen, M. T., 1996. “**System and Method for Determining Relative Vehicle Mass**”, Patente, E.U.A., n. 5,482,359, 9 jan 1996.
- Britto, J. F. F. H., 2008. “**Modelo Computacional do Sistema Aeromóvel de Transportes**”, Dissertação, UFRGS, Porto Alegre.
- Campani, C., Detoni, J., Beham, F., Steigleder, P. 1992. “**Freio Automático do Veículo**”, Relatório interno. Porto Alegre.
- Canale A.C. , 1989. “**Automobilismo: Dinâmica e Desempenho**”, Érica., São Paulo.
- Coester, 1986. “**Freio – Aeromóvel 1ª Versão**”, Relatório interno. Porto Alegre.
- Cruz, F. B. C., 2003. “**Modelagem e Controle Não-lineares de um Posicionador Servopneumático Industrial**”, Dissertação, UFSC, Santa Catarina.
- Dalponete, G. P., 2007. “**Modelagem e Simulação de um Freio Pneumático Anti-Blocante para o Sistema de Transporte Aeromóvel**”, Monografia, UFRGS, Porto Alegre.

Erikson, M., Jacobson, S., 2000, “**Tribological Surfaces of Organic Brake Pads**”, Tribology International, v. 33, 817-827.

Fox, R. W., McDonald, A. T., 2001. “**Introdução à Mecânica dos Fluidos**”, LTC, Rio de Janeiro.

Freitag, J., Detoni, J., 2000. “**Caderno de Especificação Técnica – Frenagem do Aeromóvel**”, Relatório Eletrix, Porto Alegre.

Gillespie, T. D., 1992. “**Fundamentals of Vehicle Dynamics**”, Warrendale, Society of Automotive Engineers, Inc.

Halliday, D., Resnick, R., Walker, J., 1996. “**Fundamentos de Física**”, 4.ed., LTC, Rio de Janeiro.

Hoffmann, M. 2006. “**Dynamics of European two-axle freight wagons**”, DTU, Lyngby.

Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT), 1985. “**Análise do Sistema de Freios**”, Relatório, São Paulo.

Karnopp, D. 1985. “**Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems**”, “Transactions of the ASME”, vol. 107. pp. 100-103.

Limpert, R. 1992. “**Brake Design and Safety**”, SAE, E.U.A.

Lindau, L. A., Pedroso, C. A., Heineck, L. F., 1988. “**Performance of an innovative pneumatic transport system and its possibilities of application : the case of congested central areas**”, UFRGS, Porto Alegre.

Martins, S. R., 1999. “**Simulação da Frenagem de Trem Unitário de Carga**”, Dissertação, UNICAMP, São Paulo.

Matlab, 2004. “**Matlab User’s Guide**”, MathWorks, Inc, Natick.

Medeiros, C. M., 1985. “**Tecnologia Aeromóvel no Transporte de Massa**”, Dissertação, IME, Rio de Janeiro.

Nohmi et al, 1983. “**Control Method for Stopping Train at Target Point**”, Patente, E.U.A., n. 4,384,695, 24 may 1983.

Ogata, K. 2003. “**Engenharia de controle Moderno**”, Pearson Prentice Hall, 4.ed. São Paulo.

Perondi, E. A., 2002. “**Controle Não Linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito**”, Tese, UFSC, Florianópolis.

Polach, O., 1999. “**A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code**”, ADTranz, Winterthur.

Polach, O., 2005. “**Creep Forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit**”, “Wear”, vol. 258. pp. 992-1000.

Slotine, J.-J. E., Li, W., 1991. “**Applied Nonlinear Control**”, Prentice-Hall, Inc., USA.

Infantini, M. B., 2008. “**Variáveis de Desempenho dos Sstemas de Freios**”, Dissertação, UFRGS, Porto Alegre.

Van Wylen, Gordon J., 1995. “**Fundamentos da termodinâmica clássica**”, 4. ed. Edgard Blücher. São Paulo.

Ziegler, J., Nichols, N., 1942. “**Optimum settings for automatic controllers**”, Transaction of the ASME, v.64, p.759–768.

ANEXO I - AVALIAÇÃO DE COMPORTAMENTO DO SISTEMA AUTOMÁTICO DE FRENAGEM VIA CLP

Visando quantificar o comportamento do sistema de controle de parada nas estações, foi desenvolvido um conjunto de experimentos que consistem nos seguintes passos.

- Sabendo-se que o sistema de frenagem automático é acionado pela passagem do veículo por um eletroímã e que este deve parar após aproximadamente 150m, marcaram-se, nas estações, as posições onde o veículo deve parar.
- O sistema de transporte é operado de forma normal (o veículo desloca-se de uma estação à outra).
- Foi medido com uma trena métrica convencional o erro entre as posições onde o veículo parou e a referência, colocada na estação 150m.

Este procedimento foi efetuado três vezes de forma a possibilitar a comparação dos resultados obtidos. Com os resultados dos experimentos gerou-se a tabela abaixo que apresenta o comportamento do sistema automático de parada (CLP) operando normalmente, perante a variação do carregamento do veículo. Demonstram-se, também, os valores de erro entre a referência fixa nas estações e o posicionamento final do veículo ao concluir o processo de frenagem.

Tabela I.I: Erros de Parada nas estações utilizando CLP

Experimento	Massa real [kg]	Erro de parada (G→F) [m]	Erro de parada (F→G) [m]
1	7735	0,538	-0,864
2	7735	0,648	-0,789
3	7735	0,808	-1,019
Média		0,665	-0,890
Desvio		0,135	0,117
1	9610	0,408	-0,914
2	9610	0,688	-1,109
3	9610	0,508	-0,863
Média		0,535	-0,962
Desvio		0,141	0,130
1	11485	0,558	-0,809
2	11485	0,648	-0,714
3	11485	0,748	-0,829

Média		0,652	-0,784
Desvio		0,095	0,061
1	13360	0,339	-0,474
2	13360	0,529	-0,339
3	13360	0,169	-0,844
Média		0,345	-0,552
Desvio		0,180	0,263

Valores positivos apresentados na tabela indicam que o veículo parou após os 150m e valores negativos indicam que o veículo parou antes dos 150m.

Conforme visto no Capítulo 3, o veículo deveria parar 151m após sua passagem pelo eletroímã. Analisando-se os valores de erro de parada, é demonstrando que a velocidade inicial de referência de frenagem provavelmente, não é a apresentada nos relatórios (14,540m/s). Esta velocidade deve ter sido alterada para reposicionar o veículo na estação.

Analisando-se os desvios padrões da Tab. I.I, conclui-se que o sistema de controle apresenta uma boa repetibilidade nos erros de parada de aproximadamente $\pm 0,13\text{m}$ dada através da média dos desvios padrões.

ANEXO II - PROPOSTA ALTERNATIVA PARA O ALGORITMO DE CONTROLE

II.I IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

De modo a superar os problemas apresentados na implementação experimental do controlador, desenvolveu-se um modelo computacional para simulação da operação do veículo. Este modelo serve para auxiliar em testes e facilitar o desenvolvimento do controlador.

O modelo computacional foi implementado através do programa Simulink®. Neste modelo, o equacionamento matemático proposto no Capítulo 2, juntamente com os parâmetros apresentados na Tabela 5.3 (Capítulo 5), são utilizados para simular o funcionamento do sistema Aeromóvel durante o procedimento de parada automática nas estações. Este modelo é muito semelhante ao utilizado para o cálculo das forças resistivas no algoritmo de estimativa de massa, diferenciando-se apenas pela introdução da dinâmica relativa ao comportamento da válvula proporcional pneumática.

Para a realização das simulações foi utilizado o método de integração numérica de *Euler*, com o passo de integração de $2 \cdot 10^{-4}$ s. Esta configuração é a mesma utilizada no código do controlador em tempo real.

II.II PARÂMETROS DA VÁLVULA PROPORCIONAL PNEUMÁTICA

Para a geração de um modelo computacional representativo da dinâmica do sistema Aeromóvel foi necessário o levantamento dos parâmetros referentes ao equacionamento matemático da válvula proporcional pneumática. No levantamento destes parâmetros utilizou-se o método proposto por Zergler-Nichols, chamado de *método de resposta ao salto*.

Conforme Ogata, 2003, este método consiste na aplicação de um sinal do tipo degrau na entrada do sistema a ser modelado e na posterior análise do sinal de resposta do sistema. Os parâmetros levantados através da aplicação desta técnica são a frequência natural, o ganho estático e o fator de amortecimento do sistema, para o caso de o sistema testado ser de 2ª ordem.

O gráfico da Fig. II.I apresenta o comportamento de uma válvula proporcional pneumática quando submetida a uma entrada degrau.

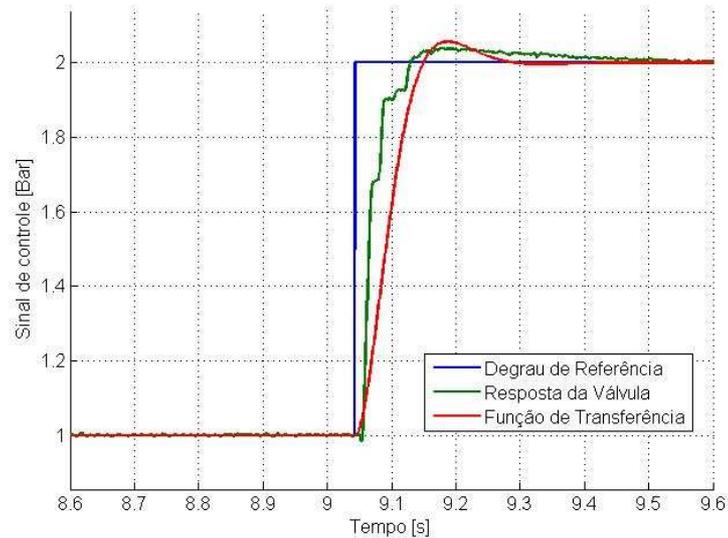


Figura II.I: Curvas da válvula proporcional pneumática

A linha vermelha representa a resposta da função de transferência quando aplicado um degrau unitário como sinal de entrada. A curva em azul representa o degrau de entrada na válvula e a verde é a resposta da válvula a um degrau unitário. A função de transferência levantada para a válvula é dada pela Eq. (2.17) (Capítulo 2), juntamente com os parâmetros apresentados na Tabela II.I.

Tabela II.I: Parâmetros da válvula proporcional pneumática

K_v	0,1	Bar/Bar	Ganho estático da válvula prop. pneumática
ζ	0,6738		Fator de amortecimento da válvula prop. pneumática
w_n	29,5250	rad/s	Frequência natural da válvula prop. pneumática

II.III MÉTODO DE SINTONIA DE CONTROLADORES PID - “PONTO CRÍTICO”

Existem técnicas que, aplicadas a sistemas ou a seus modelos, permitem calcular conjuntos de ganhos para os controladores. Estas técnicas consistem em obter valores que caracterizam o sistema em questão.

Um método muito utilizado na sintonia de controladores baseia-se na identificação de apenas um ponto da resposta em frequência do processo, o denominado “*ponto crítico*”. Conhecendo-se este ponto, obtêm-se duas outras informações: ganho crítico K_c , e período crítico T_c do processo.

Para a identificação do ponto crítico, utiliza-se o método de identificação chamado “*método do relé*”, proposto por Åström e Hägglund, 1984, que consiste na aplicação de um controlador tipo “*Bang-Bang*” no sistema operando em malha fechada. Nesta técnica são analisadas a amplitude e o período dos sinais de controle e a amplitude e o período da resposta do sistema.

O diagrama esquemático do controlador “*Bang-Bang*”, aplicado a uma planta que opera em malha fechada é apresentado na Fig. II.II:

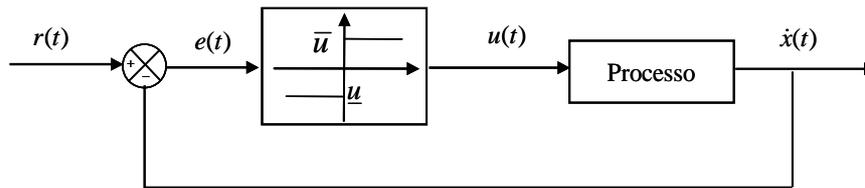


Figura II.II: Diagrama esquemático da aplicação do método do relé

As vantagens da aplicação deste tipo de metodologia consistem no fato de que é possível controlar a amplitude do sinal de acionamento e de saída do sistema. Desta forma, não há perigo do sistema tornar-se instável (como pode ocorrer, por exemplo, com a aplicação do método de sintonia propostos por Ziegler-Nichols).

O valor do ganho crítico com a aplicação do método do relé é expresso através da Eq. abaixo.

$$K_c = \frac{4A_r}{\pi a_s} \quad (\text{II.I})$$

onde, A_r é a amplitude pico a pico da saída do relé e a_s é a amplitude do sinal de saída do processo. O valor do período crítico é dado pela equação abaixo:

$$T_c = \frac{2\pi}{w_c} \quad (\text{II.II})$$

onde, w_c é o tempo de uma oscilação, em segundos, do sinal de saída.

Os valores do ganho e do período crítico são usados nas fórmulas propostas por Ziegler-Nichols, 1942, para a obtenção dos ganhos dos controladores. Estas fórmulas foram

determinadas empiricamente, através de ensaios realizados em uma grande quantidade de processos. Na Tab. II.II são apresentadas estas fórmulas.

Tabela II.II: Fórmulas propostas por Ziegler e Nichols, 1942

Tipo de Controlador	K_p	K_i	K_d
P	$0,5K_c$	∞	0
PI	$0,4K_c$	$0,8T_c$	0
PID	$0,6K_c$	$0,5T_c$	$0,125T_c$

II.IV CÁLCULO DOS MELHORES GANHOS DOS CONTROLADORES PID

Visando uma melhoria na precisão de parada do veículo, nesta proposta alternativa de controle é testada a utilização de quatro conjuntos de ganhos, aplicados ao controlador PID, ao invés de apenas dois conforme o implementado experimentalmente.

Considera-se a possibilidade de um número maior de ganhos ser capaz de melhorar os resultados de parada nas estações. Desta forma, definiu-se que, para a simulação, seriam utilizados os mesmos conjuntos de ganhos, dentro dos limites de massa apresentados na Tabela II.III:

Tabela II.III: Valores de massa para troca dos ganhos do controlador PID

Conj. de Ganho	Limite Inferior para Troca [kg]	Limite Superior para Troca [kg]
1	6797	8672
2	8672	10547
3	10547	12422
4	12422	14297

Para o cálculo dos melhores ganhos dos controladores PID, aplica-se o chamado “*método do relê*” ao modelo de simulação da planta. Foram obtidos os valores do período e ganho crítico para o sistema a ser controlado. Como valor de massa transportada, utilizou-se o valor médio das massas apresentadas na Tabela II.III.

Os conjuntos de ganhos obtidos através da aplicação do “*método do relê*” ao modelo de simulação são apresentados na Tabela II.III. Para o valor de T_{ic} (Anti-Wind-Up) o valor

atribuído foi de 0,5 obtido através da aplicação da Eq. (4.9), juntamente às equações para controladores PID (Tabela II.II).

Tabela II.IV: Melhores ganhos calculados para os controladores PID

Conjunto de Ganhos	Massa Total [kg]	K_c	T_c	K_p	K_i	K_d
1	7735	6,3615	6,9017	3,9789	3,4508	0,8627
2	9610	8,0721	6,8548	4,8432	3,4274	0,8568
3	11485	9,3928	6,9969	5,6357	3,4985	0,8746
4	13360	11,2191	7,2542	6,7315	3,6271	0,9068

II.V RESULTADOS DE SIMULAÇÃO DA PROPOSTA ALTERNATIVA.

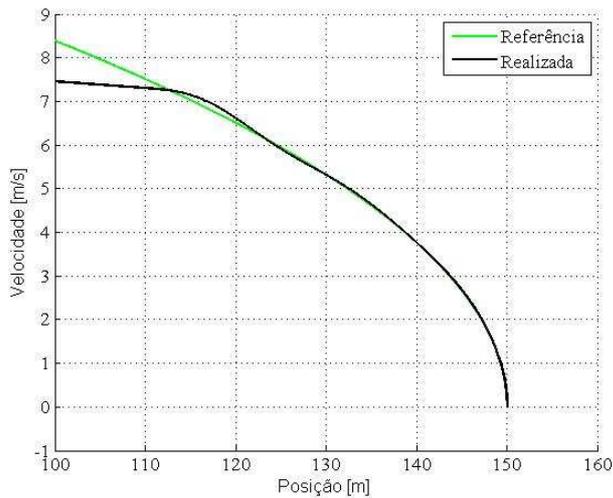
No modelo de simulação, o procedimento de controle de frenagem inicia-se a 150m da estação de destino, permanecendo ativo até a total parada do veículo, como ocorre no sistema real. Para a simulação assumiu-se que a velocidade do veículo quando passa pelo eletroímã é de 9m/s.

Visando à redução dos níveis de ruído enviado para a válvula utilizou-se a metodologia de Bazanella e Gomes, 2006, onde o elemento derivador do controlador PID é substituído pela função de transferência:

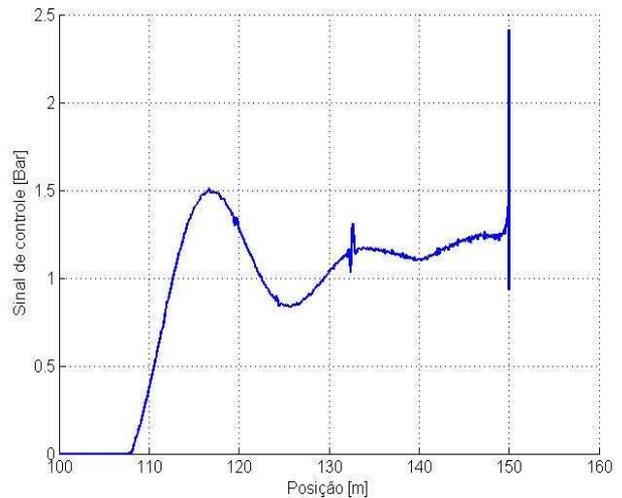
$$\frac{de(t)}{dt} = \frac{\frac{8}{K_d} s}{s + \frac{8}{K_d}} \quad (\text{II.III})$$

Desta forma, o sinal da parcela derivativa é “filtrado”, reduzindo, assim, a introdução de ruídos no sinal de controle enviado para a válvula pneumática, devido ao aumento do ganho derivativo.

Nos gráficos a seguir, a curva de referência de velocidade é representada pela cor verde, enquanto que a curva de velocidade do veículo é representada na cor preta. Os sinais de controle equivalem diretamente a sinais de pressão, conforme apresentado na aplicação experimental.



a) Velocidades com conjunto de ganhos 1 e carga de 7735kg

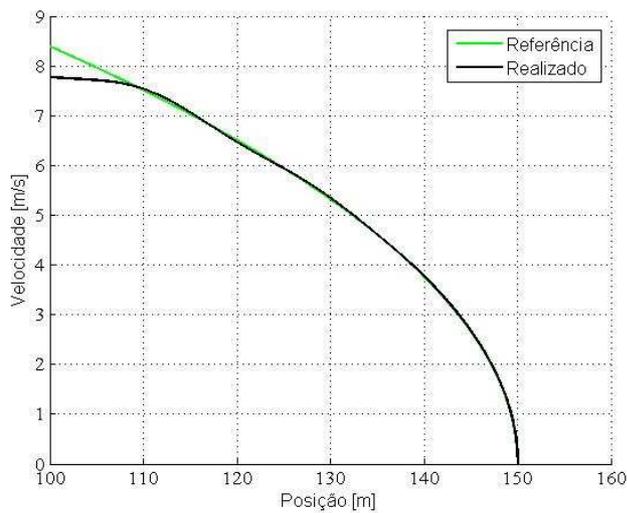


b) Sinal de controle com conjunto de ganhos 1 e carga de 7735kg

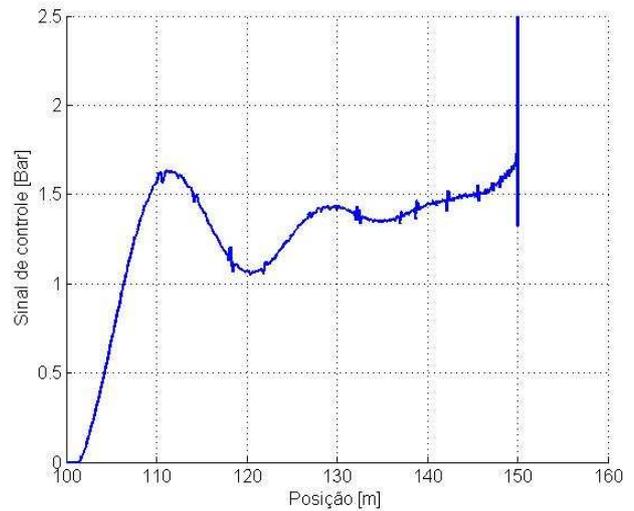
Figura II.III: Simulação do controlador com o 1º conjunto de ganhos

Neste caso simulado, o erro de regime para a parada obtido é de 0,012m (1,2cm). Uma característica comum aos sinais de controle (experimental e simulado) está no fato destes apresentarem um pico no final da trajetória. Durante este pico, o limite de saturação é atingido, mas não chega a comprometer a precisão da parada. Outra característica importante é que o sistema simulado apresenta níveis de pressão de acionamento do sistema de freios compatíveis com os encontrados na aplicação real.

Para o controlador 2, as curvas de velocidade e sinal de controle estão apresentadas na Fig. II.IV:



a) Velocidades com conjunto de ganhos 2 e carga de 9610kg

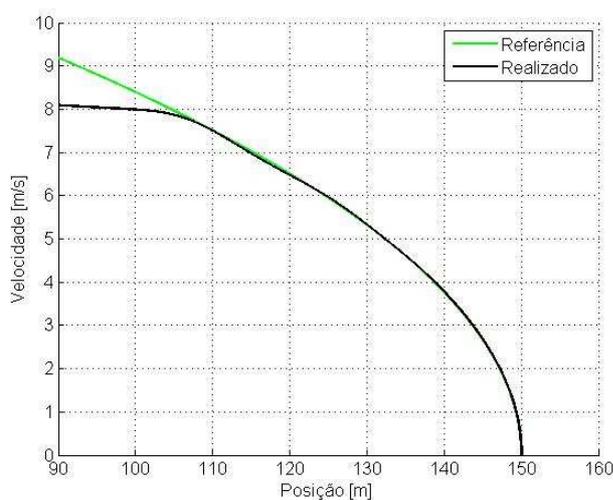


b) Sinal de controle com conjunto de ganhos 2 e carga de 9610kg

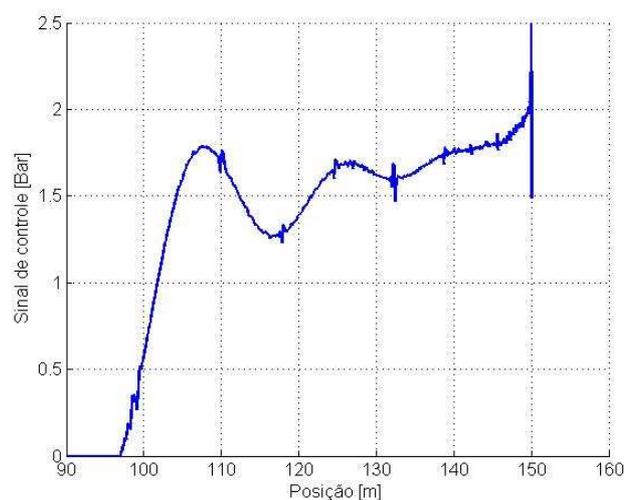
Figura II.IV: Simulação do controlador com o 2º conjunto de ganhos

Para esta simulação, o valor de erro de posição foi de 0,01m (1cm). Analisado o gráfico do sinal de controle enviado para a válvula, pode-se perceber a existência de saturação no final do percurso. Esta saturação também não chega a comprometer a precisão da parada.

Para o controlador 3, as curvas de velocidade e sinal de controle estão apresentadas na Fig. II.V.



a) Velocidades com conjunto de ganhos 3 e carga de 10547kg

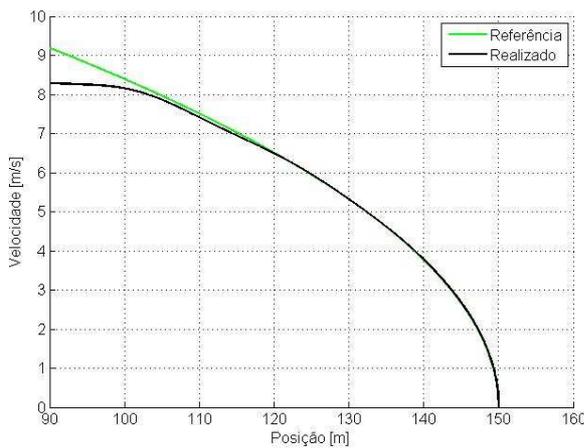


b) Sinal de controle com conjunto de ganhos 3 e carga de 10547kg

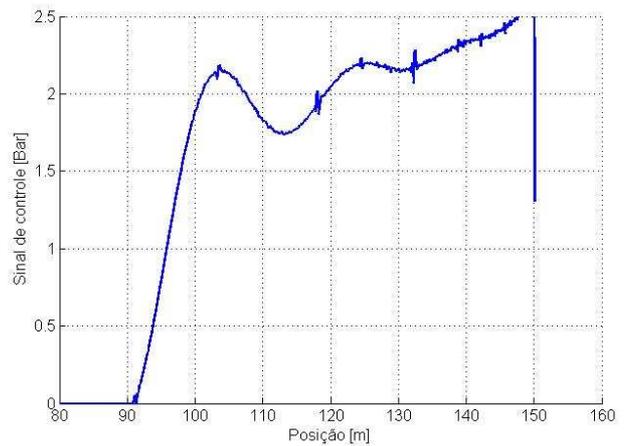
Figura II.V: Simulação do controlador com o 3º conjunto de ganhos

Para esta simulação, o valor de erro de posição foi de 0,014m (1,4 cm). Quanto ao sinal de controle, pode-se notar um aumento de tempo no período de saturação ao final da curva. Este fato reflete-se no comportamento da posição final do veículo, resultando em aumento de 0,004m no erro de posicionamento final do veículo.

Para o controlador 4, as curvas de velocidade e sinal de controle estão apresentadas na Fig. II.VI:



a) Velocidades com conjunto de ganhos 4 e carga de 13360kg



b) Sinal de controle com conjunto de ganhos 4 e carga de 13360kg

Figura II.VI: Simulação do controlador com o 4º conjunto de ganhos

Para esta simulação, o erro de parada foi de 0,044m (4,4cm). Neste caso, o sinal de controle apresenta uma forte saturação no final da curva (como ocorre no sistema real). Assim, o erro de parada apresenta um aumento significativo, devido à ação de saturação do sinal da válvula. Esta saturação faz com que o sistema tenha o resultado deteriorado.

A solução para este problema consiste no aumento do nível superior de saturação para o caso de frenagem com massa acima de 10547kg, fazendo com que o sistema de freios seja capaz de dissipar a energia cinética aumentada por efeito da maior massa transportada. Como o sistema de freios do veículo opera apenas durante a parada deste nas estações, fatores como “Fade” (perda de capacidade de frenagem devido ao aumento da temperatura do sistema de freios), que ocorre em sistemas operando em grandes períodos de tempo de frenagem, não torna-se um fator relevante, já que no Aeromóvel o período de frenagem não chega a 20s.

Os desvios encontrados nos resultados das simulações são de $\pm 0,016\text{m}$ ($\pm 1,6\text{cm}$), que são bem inferiores aos encontrados na primeira aplicação dos controladores, mostrando que o

cálculo para os ganhos pode consistir em uma alternativa para aumentar a precisão do sistema de controle de parada.

II.VI DISCUSSÕES SOBRE OS RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

A análise dos problemas encontrados na aplicação experimental indicou a necessidade de desenvolvimento de uma segunda proposta de controle, utilizando-se os mesmos elementos da primeira estratégia, acrescidos de uma metodologia mais elaborada para o cálculo dos ganhos do controlador.

O desenvolvimento de um modelo computacional específico para a dinâmica do comportamento do veículo durante o processo de frenagem gerou um avanço no conhecimento do comportamento do sistema, possibilitando a determinação de uma metodologia mais eficiente para auxiliar a determinação dos ganhos do controlador.

Assim, os ganhos calculados podem servir como base para implementações futuras, onde seja necessária uma precisão de parada maior que a obtida com a utilização de apenas dois conjuntos de ganhos (Conforme apresentado no Capítulo 5) já que, em simulação, os conjuntos de ganhos apresentados na proposta alternativa fornecem melhores resultados, se comparados aos ganhos utilizados no controlador aplicado na linha piloto (Cap. 5).

A proposta alternativa de controle mostrou, ao menos em simulação, a capacidade de melhorar o segmento de trajetória de velocidade durante o procedimento de frenagem. O sinal de controle enviado à válvula pneumática ainda apresentou uma redução dos níveis de ruído.

Até o momento, por ser esta apenas uma proposta alternativa à aplicada experimentalmente no presente estudo, não foi possível, até o momento, a realização de testes experimentais na linha piloto de Porto Alegre, deixando-se esta implementação proposta para desenvolvimentos futuros.