

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica - PPGEE
Escola de Engenharia – Universidade Federal de Minas Gerais
Av. Antônio Carlos , 6627; 31.270-901 – Belo Horizonte, MG Brasil
Fone: +55 (31) 3409-5464 Fax: +55 (31) 3409-5480

Sistema de Controle de Frenagem para Trens Metropolitanos de Tração Elétrica

Paulo César do Nascimento

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Fábio Gonçalves Jota, PhD

Belo Horizonte, 27 de Abril de 2012

Agradecimentos

A Deus, por ser a única chama de esperança que eu encontrava em determinados momentos, e que através da minha fé tornou possível a continuidade da caminhada até aqui.

Ao meu orientador, Professor Dr. Fábio Gonçalves Jota por me acolher e incentivar, provocando uma evolução na minha forma de enxergar a engenharia. Agradeço por ter confiado em mim e no meu trabalho, mesmo com todas as minhas limitações de tempo e de conhecimento, mas que com seu apoio e orientação, culminaram neste trabalho que se conclui com este texto.

Não posso deixar de ressaltar todo o apoio incondicional recebido da minha esposa, Ana Carolina, que com todo seu amor e compreensão foi peça chave para que eu atingisse esta meta.

Aos meus pais, pelo incessante e incansável incentivo à continuidade da busca pelo conhecimento e pelo desenvolvimento profissional, humano e pessoal que sempre me motivaram e sempre motivarão a permanecer evoluindo.

Aos colegas do PPGEE, pelo companheirismo nas horas e horas de estudo e dedicação, e minutos de diversão, mas que principalmente, participaram comigo desta etapa importante da minha vida. Todos os que dividiram uma sala de aula e corredores foram importantes, principalmente, Frederico, Álvaro, Graziela, Rodrigo Ricco, Anny Verly, Everthon, Suzanne, Thais Araújo, Ionara Marques, Jonatham, Vitor e Victor.

Agradeço, por fim, a todos que contribuíram de alguma forma para a realização deste sonho.

Sumário

Resumo	vi
Abstract.....	vii
Lista de Tabelas.....	viii
Lista de Figuras	ix
Lista de Abreviaturas	xiv
Lista de Símbolos	xv
Capítulo 1	
Introdução.....	1
1.1 Objetivos.....	2
1.2 Motivação	3
1.2.1 O Trem Unidade Elétrico (T.U.E.)	4
1.2.2 Sistema de Frenagem.....	5
1.3 Estrutura da Dissertação	7
Capítulo 2	
Descrição do Sistema de Frenagem do TUE	8
2.1 Introdução	8
2.2 Características Gerais	8
2.3 Sistema de Frenagem Dinâmica	11
2.4 Sistema de Frenagem Mecânica.....	12
2.5 Sistema de Tração Elétrica.....	13
2.6 Sistema de Controle Existente.....	14
2.7 Patinagem e Derrapagem.....	16
Capítulo 3	
Modelagem Matemática do Processo Tração-Frenagem e Perturbações.....	19
3.1 Introdução	19
3.2 Modelagem em tempo contínuo.....	20

3.2.1	Modelo derivado das leis físicas do processo	21
3.2.1.1	Equação Geral do Movimento	21
3.2.1.2	Esforços Resistentes	22
3.2.1.2.1	Resistências Normais.....	22
3.2.1.2.2	Resistência devido às rampas	25
3.2.1.2.3	Esforços resistentes na partida	25
3.2.1.2.4	Esforços devido às curvas.....	26
3.2.1.3	Esforço de tração	27
3.2.1.4	Validação.....	27
3.2.2	Método da Resposta Complementar.....	29
3.2.2.1	Modelo do sistema de tração	32
3.2.2.2	Modelo do sistema de frenagem.....	36
3.2.2.3	Validação.....	39
3.3	Modelagem em tempo discreto	43
3.3.1	Método da Identificação com Estimação Recursiva	43
3.3.1.1	Validação.....	49
3.4	Modelagem das perturbações do sistema	51
3.4.1	Detecção da patinagem ou derrapagem	51
3.4.2	Modelagem do rodeiro	54
3.4.3	Modelagem do ruído da saída	56
Capítulo 4		
	Projeto das Técnicas de Controle do Sistema de Frenagem	61
4.1	Introdução	61
4.2	Critérios de Desempenho	61
4.3	Projetos de Controle.....	64
4.3.1	Projeto do Controlador PI(D)	67
4.3.1.1	Método da Síntese Direta.....	67
4.3.1.1.1	Determinação de “ K_c ”, “ T_i ” e “ T_d ”	69
4.3.1.2	Testes Simulados – Controladores PI e PI(D).....	70
4.3.2	Projeto do Controlador de Variância Mínima Generalizado	75
4.3.2.1	Determinação de “ R ”, “ P ” e “ Q ”	77
4.3.2.2	Testes Simulados – CVMG	78
4.3.2.3	Robustecimento através de Zona Morta.....	81
Capítulo 5		
	Análise dos Resultados	86
5.1	Introdução	86
5.2	Ensaio de Simulação para Verificação da Utilização da Energia	86
5.3	Ensaio de simulação dos perfis de velocidade predefinidos	92
5.3.1	Perfil de 20km/h.....	92
5.3.2	Perfil de 40km/h.....	94

5.3.3	Perfil de 70km/h.....	96
5.3.4	Perfil de 90km/h.....	97
5.4	Considerações Finais	99
Capítulo 6		
	Conclusões	101
6.1	Considerações Finais	101
6.2	Trabalhos Futuros.....	104
	Bibliografia.....	106
Apêndice A		
	Estimador de Mínimos Quadrados Recursivo	109
Apêndice B		
	Algoritmos Desenvolvidos	111
B.1	Algoritmos relativos à modelagem e estimação de parâmetros	111
B.1.1	Tratamento dos dados de teste reais	111
B.1.2	Simulador do TUE.....	113
B.1.3	Validação do simulador do TUE	114
B.1.4	Simulador do Rodeiro	116
B.1.5	Modelagem por Resposta Complementar.....	117
B.1.4.1	Modelo do Sistema de Tração	117
B.1.4.2	Modelo do Sistema de Frenagem.....	121
B.1.4.3	Validação dos modelos obtidos pelo método da Resposta Complementar	124
B.1.6	Mínimos Quadrados aplicados aos dados de teste reais	126
B.1.7	Detecção dos fenômenos de patinagem / derrapagem	130
B.1.8	Modelagem do ruído da saída	131
B.1.9	Validação do ruído modelado	134
B.2	Algoritmos de Controle	138
B.2.1	Controlador PI	138
B.2.2	Controlador de Variância Mínima Generalizado	143

Resumo

Este trabalho apresenta o projeto de um sistema de controle de frenagem para veículos metroferroviários tendo como referência o sistema do metrô de Belo Horizonte. Está dividido nas etapas de descrição do sistema existente, modelagem matemática, projeto de controle e testes simulados, bem como a análise destes resultados e sugestões para trabalhos futuros.

O sistema de frenagem estudado, e atualmente em operação no metrô, não possui um aproveitamento da energia gerada e ainda não detecta fenômenos de patinagem e derrapagem dos rolos, que podem levar a uma situação de insegurança para os passageiros das composições. Desta forma, são propostas duas alternativas de sistemas de controle de frenagem com o objetivo de, além de deixar o sistema mais seguro, proporcionar uma utilização mais eficiente da energia utilizada.

São utilizadas técnicas de modelagem baseadas na física do processo para o simulador do comportamento dinâmico do metrô, modelagem pela resposta ao degrau (método da Resposta Complementar) para obtenção de variáveis dinâmicas integrantes dos índices de desempenho avaliados, como aceleração e distância de parada, e modelagem em tempo discreto com o método de estimação recursiva para os modelos para controle.

Para sintonia dos controladores PI foi utilizado o método da Síntese Direta. Além do projeto do controlador de variância mínima generalizado, foi também utilizada a técnica de robustecimento de “Zona Morta” devido à pequenas oscilações e *offset* da variável controlada.

São apresentados resultados simulados das técnicas de controle empregadas, sendo seu desempenho medido através de critérios voltados para a performance do sistema de controle e segurança dos passageiros.

Abstract

This paper presents the design of a braking control system for subway cars with reference to Belo Horizonte's subway system. It is divided into the stages of description of the existing system, mathematical modeling, control design, simulation tests, and analysis of these results and suggestions for future work.

The braking system currently in operation in the studied subway does not have a good use of energy generated and still does not detect skidding phenomena of railway wheels, which can lead to a situation of unsafety for passengers of the compositions. Thus, it proposes two alternative braking control systems in order to make the system more secure and provide a more efficient use of energy.

Techniques are used in physics-based modeling process for the simulation of the dynamic behavior of the subway, modeling the step response (Percent complete Response method) to obtain dynamic variables that are part of performance indices evaluated, such as acceleration and stopping distance, and modeling in discrete time with the recursive estimation method for models to control.

For tuning of PI controllers used the method of Direct Synthesis. In addition to the design of generalized minimum variance controller was also used the technique of strengthening the "dead zone" due to small oscillations and offset of the controlled variable.

Results are shown for simulated control techniques employed, as measured by performance criteria focused on control system performance and safety of passengers.

Lista de Tabelas

3.1	Constantes da equação de esforços resistentes.....	23
3.2	Dados do TUE relevantes para a modelagem pela física do processo.....	24
3.3	Parâmetros estimados.....	45
3.4	Parâmetros estimados com ajuste de JTA.....	47
4.1	Desempenho do sistema de frenagem.....	63
4.2	Determinação dos parâmetros do controlador PI(D) por Síntese Direta.....	69
4.3	Valores calculados dos parâmetros dos controladores PI e PI(D) por Síntese Direta.....	69
4.4	Comparativo de desempenho dos parâmetros dos controladores PI e PI(D).....	74
4.5	Valores dos parâmetros “ α ” e “ λ ”.....	79
4.6	Comparativo de desempenho dos parâmetros dos controladores CVMG e PI(D).....	84
5.1	Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para avaliação energética (perfil de 60km/h).....	91
5.2	Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para o perfil de 20km/h.....	93
5.3	Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para o perfil de 40km/h.....	95
5.4	Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para o perfil de 70km/h.....	97
5.5	Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para o perfil de 90km/h.....	99

Lista de Figuras

2.1	Esquema de distribuição de veículos em um TUE.....	9
2.2	Imagem ilustrativa TUE estudado.....	9
2.3	Curvas de Esforço de Frenagem do TUE estudado.....	11
2.4	Partes constituintes de um truque.....	12
2.5	Diagrama do sistema de tração dos carros motores do TUE.....	14
2.6	Curva (média) do coeficiente de aderência para veículos ferroviários.....	17
3.1	Dados de um dos testes realizados com o TUE do metrô BH.....	20
3.2	Diagrama para modelagem física do TUE.....	21
3.3	Validação do modelo levantado pela física do processo.....	28
3.4	Funções de correlação dos resíduos da simulação do modelo obtido pela física do processo.....	30
3.5	Dados parciais dos testes realizados com o TUE.....	30
3.6	Dados separados para a rotina de modelagem por Resposta Complementar – Modelo tração.....	32
3.7	Dados normalizados para cálculo dos parâmetros por Resposta Complementar – Modelo tração.....	33
3.8	Curva log de τ_1 e assíntota aproximada – Modelo tração.....	34
3.9	Curva log de τ_2 e assíntota aproximada – Modelo tração.....	34
3.10	Simulação do modelo inicial para o regime de tração.....	35
3.11	Simulação do modelo de tração obtido por Resposta Complementar.....	36
3.12	Dados separados para a rotina de modelagem por Resposta Complementar – Modelo frenagem.....	37
3.13	Dados normalizados para cálculo dos parâmetros por Resposta	

Complementar – Modelo frenagem.....	37
3.14 Curva log de τ_1 e assíntota aproximada – Modelo frenagem.....	38
3.15 Curva log de τ_2 e assíntota aproximada – Modelo frenagem	38
3.16 Simulação do modelo de frenagem obtido por Resposta Complementar.....	39
3.17 Validação do modelo de tração obtido por Resposta Complementar.....	40
3.18 Validação do modelo de frenagem obtido por Resposta Complementar.....	40
3.19 Validação do modelo composto utilizando toda a sequencia de dados de teste do TUE.....	41
3.20 Funções de correlação dos resíduos da simulação do modelo obtido por Resposta Complementar.....	41
3.21 Simulação dos modelos obtidos com os parâmetros de cada estimador: (JTA=0,9933).....	46
3.22 Evolução dos parâmetros estimados ao longo da janela de dados (JTA=0,9933).....	46
3.23 Simulação dos modelos obtidos com os parâmetros de cada estimador: (JTA=0,9667).....	47
3.24 Evolução dos parâmetros estimados ao longo da janela de dados (JTA=0,9667).....	48
3.25 Validação dos modelos com estimador de Mínimos Quadrados Recursivo com fator de esquecimento (JTA=0,9667).....	50
3.26 Funções de correlação dos resíduos da simulação do modelo obtido por Identificação Recursiva.....	50
3.27 Esforço aplicado em função da variação do deslocamento linear e periférico da roda.....	52
3.28 Simulação utilizando o modelo de perturbação.....	56
3.29 Detalhe do ruído presente na saída do sistema real.....	58

3.30	Detalhe da componente periódica do ruído real	58
3.31	Ruído filtrado em comparação com o ruído original	59
3.32	Funções de Autocorrelação: (a) ruído real e (b) ruído modelado	59
3.33	Funções de correlação dos resíduos da simulação do modelo obtido por Identificação Recursiva + Ruído modelado	60
3.34	Simulação para cálculo do resíduo da resposta do modelo + ruído	60
4.1	Diagrama de Blocos da proposta do sistema de controle	64
4.2	Diagrama de Blocos da proposta do sistema de controle com simuladores	65
4.3	Detalhe do diagrama de blocos da proposta do sistema de controle com simuladores	66
4.4	Detalhe do bloco “Comparador” da proposta do sistema de controle	66
4.5	Resultado de simulação do sistema com a configuração 1	70
4.6	Taxas de aceleração e distância percorrida resultantes da simulação do sistema com a configuração 1	71
4.7	Resultado de simulação do sistema com a configuração 2	71
4.8	Taxas de aceleração e distância percorrida resultantes da simulação do sistema com a configuração 2	72
4.9	Resultado de simulação do sistema com a configuração 3	72
4.10	Taxas de aceleração e distância percorrida resultantes da simulação do sistema com a configuração 3	73
4.11	Resultado de simulação do sistema com a configuração 4	73
4.12	Taxas de aceleração e distância percorrida resultantes da simulação do sistema com a configuração 4	74
4.13	Resultado de simulação do sistema com o CVMG configuração 1	79
4.14	Parâmetros estimados para o teste do CVMG configuração 1	79
4.15	Resultado de simulação do sistema com o CVMG configuração 2	80
4.16	Parâmetros estimados para o teste do CVMG configuração 2	80

4.17	Exemplos de Funções de Zona Morta: (a) descontínua (b) contínua	82
4.18	Resultado de simulação do sistema com o CVMG configuração 3 ($\alpha=0.08$, $\lambda=0.1$ e zona morta)	83
4.19	Parâmetros estimados para o teste do CVMG configuração 3 ($\alpha=0.08$, $\lambda=0.1$ e zona morta)	83
5.1	Resultado de simulação do sistema com controlador PI para avaliação energética	88
5.2	Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para avaliação energética	88
5.3	Dados de teste com o sistema real para um ciclo tração-frenagem para avaliação energética	89
5.4	Curva de Potência Instantânea para o ensaio com controlador PI	89
5.5	Curva de Potência Instantânea para o ensaio com controlador CVMG	90
5.6	Curva de Potência Instantânea para o teste realizado com o sistema real	90
5.7	Resultado de simulação do sistema com controlador PI para o perfil de velocidade de 20km/h	92
5.8	Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para o perfil de velocidade de 20km/h	93
5.9	Resultado de simulação do sistema com controlador PI para o perfil de velocidade de 40km/h	94
5.10	Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para o perfil de velocidade de 40km/h	95
5.11	Resultado de simulação do sistema com controlador PI para o perfil de velocidade de 70km/h	96
5.12	Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para o perfil de velocidade de 70km/h	97
5.13	Resultado de simulação do sistema com controlador PI para o	

	perfil de velocidade de 90km/h.....	98
5.14	Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para o perfil de velocidade de 90km/h.....	98

Lista de Abreviaturas

ARMAX	Modelo auto regressivo de média móvel com variável exógena;
ATC	<i>Automatic Train Control</i> (Controle automático de trem);
CA	Corrente Alternada;
CC	Corrente Contínua;
CCO	Centro de Controle Operacional;
CLP	Controlador Lógico Programável;
CVMG	Controlador de Variância Mínima Generalizado;
FAC	Função de Autocorrelação;
JH	<i>Hydraulic Jumper</i> (Comutador Hidráulico);
JTA	Janela Temporal Assintótica;
MQ	Mínimos Quadrados;
MQR	Mínimos Quadrados Recursivo;
PI	Proporcional + Integral;
PI(D)	Proporcional + Integral + Derivativo;
PRBS	<i>Pseudo-Randomic Binary Signal</i> (Sinal Binário Pseudo-Aleatório);
TUE	Trem Unidade Elétrico;
VLT	Veículo Leve sobre Trilhos;

Lista de Símbolos

A	Constante relacionada à resistência de atrito;
a	Inclinação da assíntota da curva linearizada da resposta ao degrau (Resposta Complementar, τ_1);
$A(Z^{-1})$ e $B(Z^{-1})$	Polinômios discretos que contém as informações dinâmicas da planta;
a_1, a_2	Parâmetros do polinômio $A(Z^{-1})$;
A_m	Constante “A” do carro motor;
A_r	Constante “A” do carro reboque;
b	Bitola da via;
B	Constante relacionada à velocidade;
b_τ	Deslocamento na ordenada da assíntota da curva linearizada da resposta ao degrau (Resposta Complementar, τ_1);
b_0, b_1	Parâmetros do polinômio $B(Z^{-1})$;
B_m	Constante “B” do carro motor;
B_r	Constante “B” do carro reboque;
C	Constante relacionada à aerodinâmica do veículo;
c	Inclinação da assíntota da curva linearizada da resposta ao degrau (Resposta Complementar, τ_2);
$C(Z^{-1})$	Polinômio discreto que contém as informações do modelo de ruído;
c_1, c_2	Parâmetros do polinômio $C(Z^{-1})$ (modelo de ruído);
C_m	Constante “C” do carro motor;
C_{rd}	Constante “C” do carro reboque dianteiro;
C_{rt}	Constante “C” do carro reboque traseiro;

d	Deslocamento na ordenada da assíntota da curva linearizada da resposta ao degrau (Resposta Complementar, τ_2);
$E(Z^{-1})$ e $F(Z^{-1})$	Polinômios discretos constituintes da identidade diofantina;
e_k	Ruído brando discreto filtrado;
f_0, f_1	Parâmetros do polinômio $F(Z^{-1})$;
F	Frequência da contaminação periódica do ruído colorido;
F_{ex}	Força total contrária ao movimento da composição ferroviária;
F_{in}	Força total de tração, favorável ao movimento da composição ferroviária;
F_{max}	Máxima força de aderência suportada pelo conjunto rodeiro-trilho do TUE;
F_{motor}	Esforço total realizado pelo motor de tração;
g	Aceleração da gravidade;
g_0	Limite estabelecido da “zona morta” de modo que não ocorra a atualização de parâmetros estimados;
$G_c(s)$	Função de transferência do controlador;
$G_p(s)$	Função de transferência da planta;
$H(s)$	Função de transferência do modelo contínuo da planta no domínio da frequência;
$H_f(s)$	Modelo contínuo do sistema de frenagem do TUE;
$H_t(s)$	Modelo contínuo do sistema de tração do TUE;
i	Inclinação da via;
i_a	Corrente de armadura da máquina CC;
J	Função de custo (CVMG);
k	Instante de amostragem;
K_{ep}	Ganho patinagem;
K_{ev}	Ganho velocidade;
K_c	Parâmetro da ação proporcional;
k_{n+1}	Ganho do estimador MQR da próxima iteração;

K_p	Ganho em estado estacionário da planta;
K_t	Constante de torque da máquina CC;
L	Amplitude da contaminação periódica do ruído colorido;
m	Massa;
m_e	Massa por eixo do veículo;
m_L	Massa da locomotiva/carro motor;
m_V	Massa do vagão/carro reboque;
n_e	Número de eixos do veículo;
n_{em}	Número de eixos motores;
n_m	Número de motores da composição;
P	Peso;
p	Potência instantânea;
$P(Z^{-1})$	Função de transferência discreta de sintonia do CVMG que atua como filtro do sinal de saída y_k ;
P_n e P_d	Polinômios do numerador e denominador da função de transferência $P(Z^{-1})$ respectivamente;
P_{n+1}	Atualização da matriz de covariância dos parâmetros (MQR);
$Q(Z^{-1})$	Função de transferência discreta de sintonia do CVMG que atua como filtro do sinal de entrada u_{k-r} ;
R	Esforço resistente total;
r	Tempo de atraso discreto (tempo morto);
$R(s)_{DMF}$	Sinal de referência (<i>set-point</i>) desejado em malha fechada;
$R(Z^{-1})$	Função de transferência discreta de sintonia do CVMG que atua como filtro do sinal de referência w_{k-r} ;
R_C	Força resistente devido às curvas;
r_e	Raio médio do rodeiro;
R_i	Força resistente devido às rampas;
R_{MPT}	Força resistente normal do trem;
r_{MPT}	Resistência normal equivalente por veículo;

r_{MPTL}	Resistência normal da locomotiva/carro motor;
r_{MPTV}	Resistência normal do vagão/carro reboque;
s	Domínio da frequência contínuo;
S	Seção transversal do veículo;
t_0 e t	Intervalo de integração para cálculo da energia;
T_d	Parâmetro da ação derivativa;
T_i	Parâmetro da ação integral;
$U(s)$	Sinal de entrada da planta no domínio da frequência;
$u(t)$	Sinal de entrada da planta no domínio do tempo contínuo;
u_k	Sinal de entrada da planta amostrado no instante k ;
v	Velocidade;
X_n	Matriz de regressores (MQR) contendo todos os dados até a iteração anterior;
x_{n+1}	Vetor de atualização da matriz de regressores (MQR);
W	Energia;
w	Sinal de referência (<i>set-point</i>);
$Y(s)$	Sinal de saída da planta no domínio da frequência;
$y(t)$	Sinal de saída da planta no domínio do tempo contínuo;
$y_f(k)$	Sinal de saída filtrado por $P(Z^{-1})$;
y_k	Sinal de saída da planta amostrado no instante k ;
y_{n+1}	Vetor de dados de saída da próxima iteração (MQR);
z	domínio da frequência discreto;
ΔMV	Varição da variável manipulada (entrada da planta);
ΔPV	Varição da variável de processo (saída da planta);
α	Parâmetro de sintonia do filtro $P(Z^{-1})$;
γ	Lei adaptativa de atualização dos parâmetros estimados;
ε_1	Erro de predição ou erro de estimação;
ε_{n+1}	Erro de estimação considerando os parâmetros da iteração anterior (MQR);

η	Erro desconhecido de modelagem ou ruído;
θ	Atraso puro de tempo (tempo morto);
θ_{DMF}	Tempo morto desejado em malha fechada;
$\dot{\tilde{\theta}}$	Varição do vetor de parâmetros estimados no tempo;
$\tilde{\theta}$ ou $\hat{\theta}$	Vetor de parâmetros estimados;
λ	Parâmetro de sintonia do filtro $Q(Z^{-1})$ (peso para sinal de controle);
μ	Coefficiente de aderência;
μ_0	Coefficiente de atrito estático;
ξ_k	Sinal de ruído branco discreto amostrado no instante k ;
ρ	Raio da curva;
τ_1	Constante de tempo 1;
τ_2	Constante de tempo 2;
τ_{DMF}	Constante de tempo desejada em malha fechada;
φ	Função auxiliar (CVMG).

Introdução

Nos grandes centros urbanos cresce a cada dia o número de problemas relacionados ao excesso de veículos transportando pessoas e cargas. O transporte público de pessoas em grandes concentrações, principalmente nos horários de pico é um dos mais graves destes problemas (Vasconcellos, 2000). Parte da solução para este problema passa pelo sistema de transporte metro-ferroviário, que é formado em sua maioria pelos trens metropolitanos, mais conhecidos por “metrô”. Também fazem parte deste sistema outros tipos de transporte sobre trilhos, como o trólebus e o VLT (Veículo Leve sobre Trilhos), mas os metrô possuem maior aplicação no transporte público de grandes massas da população.

Os metrô são essencialmente veículos ferroviários subterrâneos ou de superfície normalmente de tração elétrica, alimentados por tensão contínua ou alternada. Possuem capacidade elevada de transporte de passageiros, operação silenciosa e não poluente e são capazes de cobrir rapidamente grandes distâncias dentro de centros urbanos, pois não enfrentam engarrafamentos e congestionamentos comuns no trânsito destas cidades. Todas estas características os tornam um grande atrativo em relação às demais opções de transporte público.

Por transportar um grande número de usuários, os metrô devem possuir altos índices de disponibilidade e confiabilidade, segurança e eficiência operacional (dos Santos, 2007). A disponibilidade e confiabilidade estão relacionadas à alta demanda de transporte que o sistema metro-ferroviário

deve suprir. Quanto mais trens estiverem em boas condições de operação, maiores serão estes índices. Como a vida de milhares de cidadãos está sendo transportada em cada viagem de um metrô, a segurança é primordial e obrigatória durante a circulação dos trens, tanto nos sistemas de controle de tráfego como nos sistemas embarcados nos veículos, garantindo características operacionais dinâmicas sempre voltadas para o transporte seguro dos usuários.

Buscando sempre manter a alta qualidade nestes índices, todos os subsistemas relacionados à dinâmica de movimentação dos trens metropolitanos devem operar da forma mais eficiente possível. Motores de tração, sistema de frenagem, trilhos e sistemas de sinalização, controle, telecomunicações e alimentação elétrica são alguns destes subsistemas.

Dentro destes subsistemas, o sistema de frenagem possui algumas características interessantes de serem estudadas, pois estão ligadas diretamente com a segurança dos passageiros e com o reaproveitamento de energia elétrica que é outro tema de grande importância e que tem demandado crescentes esforços de pesquisa e desenvolvimento. Algumas destas características do sistema de frenagem são as taxas de aceleração e desaceleração, que estão relacionadas com o conforto dos usuários durante a movimentação do metrô; a distância de parada que é um dos itens mais importantes em relação à segurança operacional do metrô; o controle de velocidade, importante para a manutenção da programação horária dos trens e; a frenagem dinâmica que apresenta a possibilidade de reaproveitamento de energia elétrica.

1.1 Objetivos

A garantia de segurança no transporte público de grandes quantidades de passageiros é sempre a prioridade nos sistemas metro-ferroviários. Neste enfoque, busca-se obter um sistema de frenagem que opere de forma mais

eficiente possível, assegurando as taxas de aceleração e frenagem que permitam a operação dos metrô dentro dos limites estabelecidos e sem provocar desconforto aos usuários.

Além deste objetivo principal, melhorias na utilização do insumo de alimentação elétrica nos trens também podem ser atingidas através da aplicação de técnicas de controle e otimização dos sistemas responsáveis pelo tracionamento e frenagem do metrô.

Espera-se ao final do trabalho, obter algumas características de desempenho superiores às que representam seu desempenho atual, como redução da distância de parada sem alteração significativa das taxas de frenagem e aceleração e um melhor aproveitamento do sinal de controle, que no caso é a corrente elétrica, o que resultaria em uma utilização mais eficiente da energia elétrica.

1.2 Motivação

O contato diário, primeiramente do autor deste trabalho como usuário e posteriormente como funcionário da empresa, despertou o interesse em aprofundar conhecimentos sobre o funcionamento dos metrô. O acesso às características técnicas e operacionais do sistema de trens metropolitanos de Belo Horizonte (Metrô-BH) aliado ao interesse pela pesquisa e desenvolvimento de dispositivos mais eficientes motivou ainda mais o estudo e aprofundamento sobre este sistema e que gerou este trabalho.

Para entender melhor a força motriz deste desenvolvimento, faz-se a seguir uma breve descrição genérica do sistema atualmente implantado e em funcionamento do Metrô-BH e que servirá de referência e ponto de partida para este estudo.

1.2.1 O Trem Unidade Elétrico (T.U.E.)

A operação comercial do Metrô de Belo Horizonte teve início em 1º agosto de 1986. Nesta época, entraram em operação seis estações, ligando Eldorado e Lagoinha, com 10,8 km de linha e apenas três trens. Em 1987, foi incorporada ao trecho a estação Central e mais dois trens. A partir de 1994 mais onze trens foram colocados em operação, sendo: um em 1994, cinco em 1995, quatro em 1996 e um em 2000. A frota de 25 trens foi completada em dezembro de 2001. Em novembro de 2005 concluiu-se a atual Linha 1, com os trens seguindo diretamente da estação Eldorado à Vilarinho.

Os veículos constituintes da frota de trens são denominados Trem Unidade Elétrico (TUE) e são constituídos por uma composição de quatro veículos: dois carros motores que ocupam as extremidades do TUE e dois carros reboques intermediários. Possuem comprimento total em torno dos 91 metros e massa total variando de cerca de 200 toneladas vazia até aproximadamente 320 toneladas de carga máxima. Sua capacidade de transporte gira em torno dos mil passageiros por TUE.

Dentre outras características técnicas relevantes do TUE cita-se: a tensão de alimentação contínua através de catenária de 3000VCC \pm 20% que alimenta os motores de tração através de um dispositivo retrátil denominado pantógrafo que conecta o TUE à rede aérea de tensão; a velocidade máxima em operação de 80 km/h, com média de 46 km/h na região operacional da Linha 1. As taxas de aceleração e desaceleração máximas são respectivamente 0,8 m/s² e 0,77 m/s², sendo que quando ocorre uma frenagem de emergência, a taxa de desaceleração atinge 1,1 m/s².

1.2.2 Sistema de Frenagem

Os sistemas de transporte metro ferroviários constituem-se em sua grande maioria de veículos equipados por tração elétrica com sistemas de frenagem que podem ser regenerativos ou não.

O sistema de frenagem atual é dividido em duas partes, a frenagem dinâmica, que é responsável por grande parte da desaceleração da composição e a frenagem mecânica, que atua para finalizar e manter a parada do trem ou ainda nas frenagens de emergência. Como, no momento da frenagem, os rotores das máquinas estão em movimento, estas passam a gerar uma tensão contínua, pois os enrolamentos de campo continuam alimentados. Tal tensão tem de ser imediatamente consumida e, na frenagem dinâmica ela é aplicada a um banco de resistências localizado acima dos carros motores dos TUE's gerando uma dissipação de potencia elétrica que é convertida em calor, não aproveitado.

Neste trabalho será desenvolvido um modelo para este sistema, de modo a permitir que simulações de substituições dos elementos constituintes do sistema de frenagem por outros como, por exemplo, se o banco de resistências do sistema atual fosse substituído por um sistema autônomo de energia, baseado em banco de baterias e conversor CC-CA para alimentar um sistema de ar condicionado para toda a composição (dois carros motores e dois carros reboques). Tal sistema, além de representar uma forma inteligente de reaproveitamento de energia, ainda proporcionaria um conforto adicional aos usuários do metrô. Através do modelo poderíamos estimar o impacto de tais substituições na taxa de desaceleração do T.U.E., tais como alteração de massa da composição e fator de potência da carga do sistema de frenagem.

O sistema de controle proposto busca proporcionar uma melhoria gradativa da frenagem da composição ferroviária para que a taxa de

desaceleração assuma valores que sejam confortáveis para os usuários (passageiros) e ao mesmo tempo ofereça segurança ao sistema. Além disso, o funcionamento do sistema de frenagem projetado assemelha-se à de um sistema ABS para veículos automotores: evitar que uma roda (no caso do trem, um rodeiro, que é composto por duas rodas unidas por um eixo formando um conjunto único) tenha uma velocidade maior ou menor que as demais. Estes fenômenos denominam-se patinagem ou derrapagem e serão tratados com maior detalhamento em seções posteriores.

Durante a frenagem do metrô com o sistema atual, existe uma dissipação de potência nas resistências de aproximadamente 900 kW durante o tempo de desaceleração que dura em média 20 segundos. Considerando que em cada viagem comercial o metrô executa em média 20 frenagens e que diariamente são realizadas cerca de 280 viagens, o desperdício diário estimado de energia apenas com o sistema de frenagem é da ordem de 28 MWh. Este valor elevado motiva o desenvolvimento um sistema que utilize esta energia de forma mais eficiente. Fazendo uso de modelos matemáticos e técnicas de controle e otimização, busca-se avaliar a viabilidade de implantação de técnicas para reaproveitamento da energia de frenagem e verificar o impacto destas alterações em relação ao sistema de tração-frenagem do metrô.

Primeiramente necessita-se determinar o modelo dinâmico do T.U.E., onde as características da movimentação do sistema serão especificadas em relação à aceleração, desaceleração, inércia, sistema de tração e frenagem através de um modelo estimado que atendesse as condições de operação atuais. Em seguida, passa-se ao projeto do controlador, que atuará no sistema de tração elétrica e no sistema de frenagem, para garantir as condições de aceleração e desaceleração descritas anteriormente. Este sistema será desenvolvido tomando como base o sistema do Metrô de Belo Horizonte, mas procurando desenvolver os modelos de forma generalizada, de modo que a

aplicação possa ser estendida a qualquer outro sistema de trens de tração elétrica.

1.3 Estrutura da Dissertação

Esta dissertação é dividida em seis capítulos. O primeiro deles apresenta as motivações e objetivos do desenvolvimento de um sistema de controle de frenagem para os TUE's que obtenha um melhor desempenho em termos operacionais e energéticos que o sistema atualmente instalado. Em seguida, no capítulo dois, detalha-se o sistema de frenagem atualmente em funcionamento no metrô de Belo Horizonte, com suas características de funcionamento fenômenos que ocorrem durante sua operação e suas consequências para o sistema (TUE) como um todo. No capítulo três são avaliados os métodos de modelagem matemática do sistema de tração-frenagem do TUE, discutindo a validade e aplicabilidade de cada um, bem como suas vantagens e desvantagens. No quarto capítulo são apresentados os métodos de controle propostos e os critérios de desempenho para avaliação destes controladores. O capítulo 5 contém a análise dos resultados obtidos com os testes de simulação dos projetos de controle propostos e, finalmente no capítulo 6 trata-se das conclusões obtidas com esta dissertação, e os assuntos que despertaram a possibilidade de trabalhos futuros.

Descrição do Sistema de Frenagem do TUE

2.1 Introdução

O sistema de frenagem atualmente instalado e em funcionamento nos trens do Metrô de Belo Horizonte constitui-se basicamente de dois subsistemas que operam em conjunto: o sistema de frenagem dinâmica e o sistema de frenagem mecânica. Há ainda o freio de estacionamento, que atua apenas durante a parada do TUE por longos períodos de tempo e não será tratado em detalhes, pois não influencia dinamicamente no TUE em condições normais de operação.

A atuação do sistema de frenagem reflete diretamente na segurança dos passageiros e este sistema está sujeito a alguns fenômenos que podem afetar sua operação otimizada. Os dois principais fenômenos prejudiciais que incidem sobre o sistema de frenagem e sobre o TUE como um todo são a patinagem e a derrapagem.

As características gerais e o funcionamento de cada um dos subsistemas de frenagem, bem como os fenômenos de patinagem e derrapagem serão descritas no decorrer deste capítulo.

2.2 Características Gerais

O TUE de Belo Horizonte possui a configuração mostrada na Figura 2.1, sendo:

- MC's - Carros motores com quatro motores de tração, cabine de condução, tacógrafo, equipamentos de controle e tração e 2 pantógrafos.
- TC's - Carros reboque com um grupo conversor rotativo, um grupo compressor principal e 1 jogo de baterias.

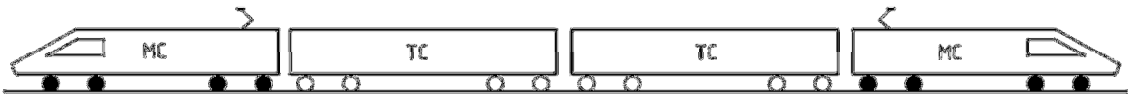


Figura 2.1: Esquema de distribuição de veículos em um TUE



Figura 2.2: Imagem ilustrativa do TUE estudado

A frenagem dinâmica ocorre apenas nos carros motores, enquanto a frenagem mecânica ocorre em todos os carros e é exclusiva nos carros reboques. Em operação normal, cada carro motor em regime de frenagem dinâmica tem capacidade de se desacelerar e desacelerar parcialmente o carro reboque a ele conectado, dependendo da velocidade e da carga dos veículos. Se o esforço de frenagem ajustado para frear cada carro exceder o máximo da capacidade da frenagem dinâmica, o esforço de frenagem complementar será

aplicado através da frenagem mecânica no carro reboque adjacente e também no próprio carro motor, se necessário (Branco; Ferreira, 2000). O TUE opera com dois regimes de frenagem:

- Frenagem de Serviço, onde a desaceleração é da ordem de $0,77\text{m/s}^2$ e ocorre em condições normais de operação para redução da velocidade ou parada total do TUE. Ambos os subsistemas de frenagem (dinâmica e mecânica) atuam e o condutor do metrô tem o controle da frenagem.
- Frenagem de Emergência, onde a desaceleração é da ordem de $1,1\text{m/s}^2$ e ocorre em condições de parada obrigatória da composição devido a alguma restrição de tráfego no trecho adiante. Causa a parada total do TUE e apenas o subsistema de frenagem mecânica atua e de forma irreversível (sem controle por parte do condutor).

Na Figura 2.3 têm-se as curvas de esforço de frenagem do TUE. Nesta figura além das curvas de esforço de frenagem mecânica, dinâmica e total, estão também ilustradas importantes informações sobre o TUE, como tipo de motores de tração utilizados, diâmetro das rodas novas, razão de transmissão do acoplamento entre motor e rodeiro, eficiência da transmissão, massa total suportada pelo TUE, coeficiente de aderência máximo entre rodeiro e trilho para uma dada velocidade, dentre outros dados que serão utilizados posteriormente.

Observa-se na Figura 2.3 a curva do esforço de frenagem dinâmica (tracejada), a curva do esforço de frenagem por atrito ou mecânica (intermediária) e a curva de esforço de frenagem total (superior) que representa a atuação combinada de ambos os sistemas de frenagem. Nota-se que a

(des)aceleração total não ultrapassa os $0,77\text{m/s}^2$ conforme a especificação do TUE.

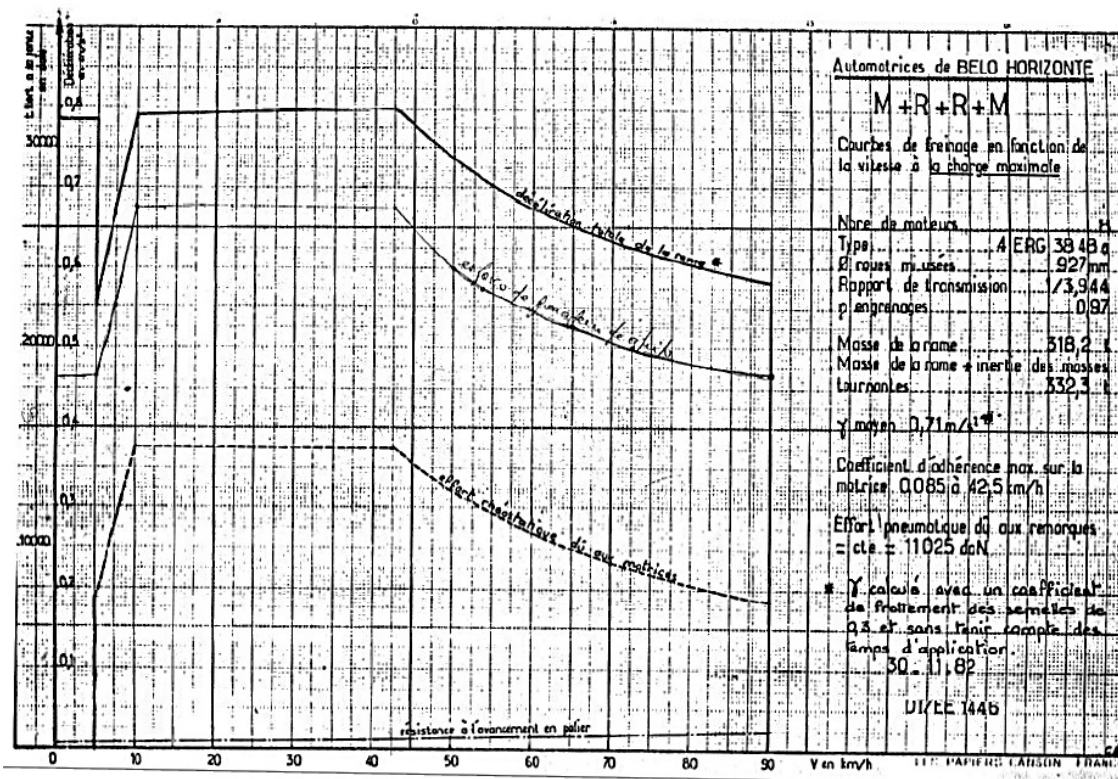


Figura 2.3: Curvas de Esforço de Frenagem do TUE estudado (Parra, 2006).

A Figura 2.4 mostra a montagem de um truque contendo alguns dos elementos constituintes do sistema de tração-frenagem do TUE. Um truque é um conjunto formado por dois rodeiros e toda a estrutura para a transmissão dos esforços de tração e frenagem e consequente movimentação do TUE.

2.3 Sistema de Frenagem Dinâmica

Também chamada de frenagem reostática ou frenagem resistiva, este subsistema de frenagem atua diretamente na redução de velocidade dos carros motores do TUE. Os motores de tração de corrente contínua são de excitação independente, com os enrolamentos de armadura sendo alimentados diretamente pela tensão da catenária de $3000\text{VCC} \pm 20\%$ através do pantógrafo que faz contato com a rede aérea.

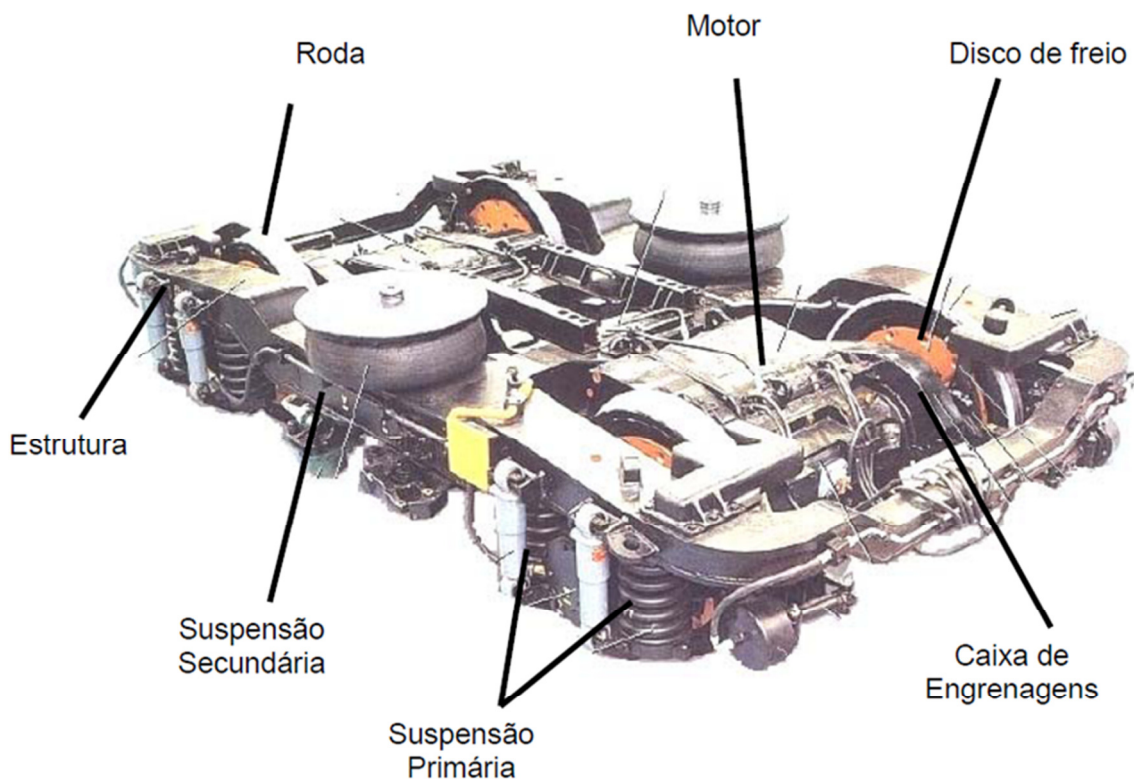


Figura 2.4: Partes constituintes de um truque (dos Santos, 2007).

Ao iniciar a frenagem dinâmica, os enrolamentos do rotor da máquina de tração são desconectados da rede aérea e, devido ao seu movimento rotativo imerso no campo magnético gerado pelos enrolamentos do estator da máquina, em seus terminais aparecerá uma tensão de intensidade proporcional à velocidade de rotação do eixo da máquina. Esta tensão gerada é aplicada a um banco de resistências elétricas presentes na parte superior externa dos carros motores. A corrente elétrica gerada através deste circuito é convertida em calor pelas resistências e esta transformação de energia cinética em energia elétrica é responsável pela redução da velocidade do TUE (Vasconcellos, 2000).

2.4 Sistema de Frenagem Mecânica

O subsistema de frenagem mecânica, também chamado de frenagem por atrito, constitui-se basicamente de um sistema eletropneumático que aciona sapatas de freio posicionadas na parte superior dos rodeiros de todos os carros do TUE.

Este subsistema funciona com a prerrogativa da “falha segura” (fail safe) em que, numa condição de defeito, o sistema comuta automaticamente para uma condição que trará maior segurança ao sistema e aos passageiros. Para atingir esta prerrogativa, o sistema pneumático, quando em funcionamento normal e em regime de tração ou manutenção da velocidade do TUE, é responsável por manter as sapatas de freio desconectadas do rodeiro, permitindo seu movimento livremente. Em regime de frenagem, uma eletroválvula proporcional realiza o alívio da pressão do sistema pneumático, retirando parte do ar comprimido da tubulação do circuito e permitindo então o contato das sapatas de freio com os rodeiros do TUE, reduzindo assim sua velocidade (Branco; Ferreira, 2000).

Em caso de falha do sistema eletropneumático ou vazamento na tubulação de ar comprimido, não haverá pressão suficiente para manter as sapatas desconectadas dos rodeiros, causando assim uma frenagem irreversível do TUE caso o mesmo esteja em movimento.

2.5 Sistema de Tração Elétrica

O sistema de tração instalado atualmente nos trens do metrô de Belo Horizonte é composto basicamente por máquinas CC alimentadas por rede aérea de 3000VCC, com funções de controle e monitoramento realizadas através de CLP. A tensão de alimentação pode sofrer variações de mais ou menos 20% de seu valor nominal dependendo da posição do TUE em relação às subestações alimentadoras e do modo de operação do sistema de tração.

No momento da partida do TUE, são inseridas em série com o enrolamento de armadura do motor um conjunto de resistências (que são as mesmas utilizadas no processo de frenagem) para proporcionar uma partida suave da composição. Após vencer a inércia da partida, estas resistências vão sendo curto-circuitadas para que o motor ganhe maior torque e aumente sua

velocidade. Esta entrada e saída das resistências elétricas do circuito de tração do TUE é realizada através de um comutador mecânico denominado chave JH. Um diagrama esquemático deste sistema mostrando os principais componentes do sistema de tração pode ser visualizado na Figura 2.5.

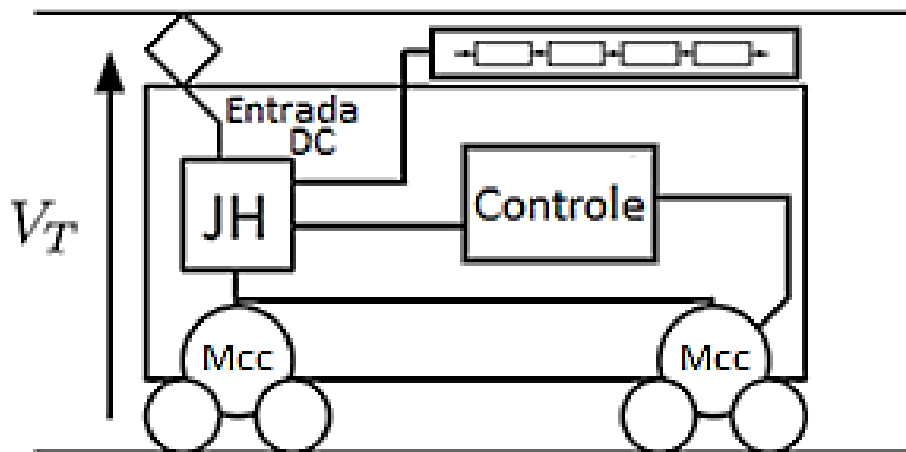


Figura 2.5: Diagrama do sistema de tração dos carros motores do TUE (adaptado de Miyatake; Matsuda, 2009).

O sistema de controle é responsável pelo acionamento do comutador mecânico, sendo o controle da velocidade realizado pelo condutor do TUE com o auxílio do sistema de sinalização fixa e embarcada. Estes sistemas enviam ao TUE informações sobre as velocidades de operação compatíveis com o trecho em que o metrô se encontra em circulação.

2.6 Sistema de Controle Existente

O sistema de tração-frenagem do TUE é composto por equipamentos instalados originalmente na fabricação do veículo mesclados com componentes que foram objetos de modernização recente. O sistema de controle é baseado em controlador lógico programável (CLP) que faz parte das modernizações realizadas no TUE e a parte de atuação é composta pela chave comutadora “JH”, as resistências de partida e frenagem, o pantógrafo que é responsável pelo contato elétrico com a rede aérea de alimentação de tensão contínua, e outros elementos que já operam há mais de trinta anos. A técnica de controle utilizada

na programação do CLP não foi disponibilizada pela empresa operadora do metrô. Assim sendo, será descrito o funcionamento do sistema baseado nas informações obtidas através dos testes realizados com o TUE e com os engenheiros que trabalham diariamente com o sistema.

Com o auxílio do sistema denominado “ATC” (Automatic Train Control) (Inoue et al., 1984) em que através da sinalização de via (sinais eletrônicos presentes nos trilhos, com algumas frequências definidas representando os códigos de velocidade), o centro de controle operacional (CCO) controla a velocidade máxima de cada trecho da via. O operador tem a liberdade de acelerar, frear e alinhar o trem à plataforma, mas se ele ultrapassar o limite de velocidade para aquele trecho durante certo intervalo de tempo, o trem freia automaticamente.

Neste sistema, a informação do código de velocidade permitida está presente no painel de comando do TUE para o condutor, que aciona uma manopla para acelerar e outra para frear o metrô, ou seja, o controle de velocidade é realimentado através do condutor. O automatismo está ligado apenas ao processo de frenagem para garantir que a distancia de segurança entre duas composições seja sempre respeitada, evitando choques entre TUE's adjacentes.

Quando o condutor traciona o TUE, o sistema de controle promove a variação da corrente de armadura da máquina CC através da comutação gradual das resistências de partida. Esta variação é promovida conforme descrito a seguir: na partida, a corrente de armadura recebe um degrau elevado (de 0 a 100A) para sair da inércia e iniciar o movimento; à medida que o metrô começa a se deslocar, a corrente de armadura tende a diminuir; isto ocorre devido à redução da força contra eletromotriz causada pela saída gradual da inércia. Desta forma, com o aumento da velocidade, existe uma diminuição ligeira da

corrente de armadura que é monitorada pelo sistema de controle; quando esta diminuição atinge um valor limite dentro de um tempo preestabelecido (que variam para cada comutação das resistências de partida) o sistema envia um comando para que o atuador (chave JH) comute de um ponto a outro nas resistências de partida, aumentando a corrente de armadura e a velocidade. Este processo é repetido a cada comutação sequencialmente até a composição atingir a velocidade nominal.

Na frenagem o processo é semelhante, porém, o controle atua à medida que a velocidade diminui, reduzindo a resistência de frenagem equivalente a cada comutação. Quando a corrente gerada na frenagem se anula, indicando o final da frenagem dinâmica, o sistema de controle aciona o sistema de frenagem mecânica que atua pneumaticamente para finalizar a parada da composição através do atrito entre as sapatas de freio e os rodeiros. Não existe, no sistema atual, controle direto de patinagem e derrapagem.

As modernizações efetuadas nos TUE's com a instalação dos CLP's permitiriam a implementação de melhorias nas técnicas de controle utilizadas. Entretanto, existe a limitação mecânica dos atuadores, fazendo com que o sistema somente perceba o incremento de desempenho proporcionado pelas aplicações de técnicas de controle avançado com a instalação de dispositivos de chaveamento eletrônico (como choppers, por exemplo) para efetuar a variação da corrente de armadura.

2.7 Patinagem e Derrapagem

Estes fenômenos ocorrem em determinadas condições de operação do TUE e são prejudiciais tanto para o equipamento como para a segurança dos passageiros. Ambos estão relacionados à aplicação de uma força de tração ou de frenagem que, localmente, torna-se superior à máxima força de aderência suportada pelo contato entre rodeiro e trilho (Pires, 2002).

A Figura 2.6 representa alguns resultados de estudos empíricos de determinação do coeficiente de aderência para veículos ferroviários em determinadas condições da via de circulação.

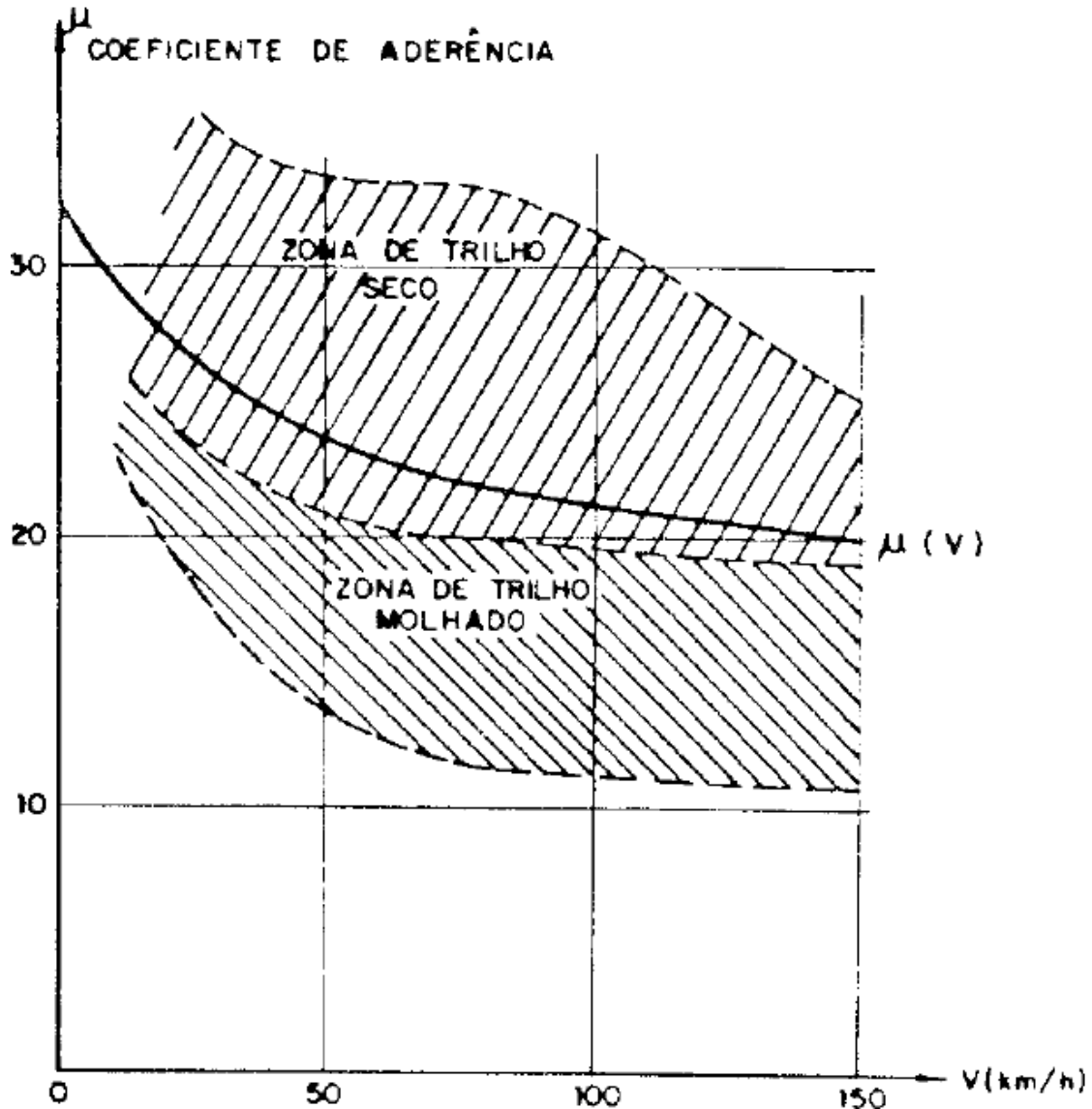


Figura 2.6: Curva (média) do coeficiente de aderência para veículos ferroviários (Pires, 2002)

Nota-se que em condições de trilho molhado, o coeficiente de aderência diminui para a mesma faixa de velocidades, sendo então a condição mais propícia para a ocorrência destes fenômenos.

A derrapagem assemelha-se ao conceito automobilístico e pode ocorrer durante a desaceleração do metrô, quando um ou mais rodéis apresentam

uma redução de velocidade maior do que os demais, podendo chegar, no limite, ao travamento daquele rodeiro. A causa principal deste fenômeno é a falha do sistema de frenagem em um rodeiro específico causando a aplicação de esforço de frenagem excessivo ou a mudança de condições de atrito da via sobre um ou mais rodeiros adjacentes no momento da frenagem.

A patinação ocorre quando um ou mais rodeiros tendem a girar mais rapidamente do que os demais, sendo um fenômeno típico do processo de tração do TUE, quando uma força de tração excessiva é aplicada em um dos rodeiros. Este fenômeno ocorre tipicamente quando o sistema de tração desloca uma corrente maior para uma das máquinas de tração, provocando uma tendência de aumento de velocidade no rodeiro conectado àquela máquina ou ainda dependendo das condições de atrito da via no instante da tração.

Estes fenômenos podem ainda ocorrer em trechos com inclinação acentuada (dentro dos limites aceitáveis para tráfego), condição de trilho molhado e carga de passageiros elevada. Ao tentar tracionar ou frear o TUE bruscamente, esta combinação de condições favorece o aparecimento destes distúrbios.

O sistema de controle de frenagem atualmente instalado nos trens do metrô de Belo Horizonte não prevê o controle de uma situação de derrapagem e patinação. Nem ao menos detecta diretamente estes fenômenos. Esta é uma situação que pode gerar riscos à segurança dos usuários quando um aumento da distância de frenagem decorrente destes fenômenos se torna crítico em relação a possíveis obstáculos que possam estar à frente do trem. Objetivando minimizar estes efeitos, propõe-se neste trabalho um sistema de controle que atuará similarmente ao sistema ABS automotivo, otimizando o processo de frenagem.

Modelagem Matemática do Processo Tração-Frenagem e Perturbações

3.1 Introdução

Neste capítulo será mostrado como foram obtidos os modelos matemáticos utilizados nas simulações nos capítulos posteriores. Tendo em vista o sistema estudado neste trabalho, várias técnicas serão utilizadas, dependendo do objetivo da utilização de cada modelo a ser obtido.

Os modelos utilizados como simuladores do processo tração-frenagem serão obtidos através das técnicas de modelagem em tempo contínuo. Dentre estas técnicas cita-se a chamada modelagem “caixa branca” ou modelagem pela física do processo, de onde se pressupõe ter um grande conhecimento a priori do processo através de relações matemáticas que descrevem os princípios físicos de funcionamento do sistema (Aguirre, 2007). Utiliza-se também o método da resposta complementar (Rodrigues et al.,1998) fazendo uso dos dados de testes realizados com o sistema real (Figura 3.1).

A modelagem em tempo discreto, cujos modelos obtidos serão utilizados para o projeto de controle, será realizada baseada em técnicas de identificação de sistemas (Doebelin, 1980; Ljung, 1987) utilizando-se também os dados de testes experimentais.

Para a modelagem das perturbações presentes no sistema (distúrbios de patinagem e derrapagem e ruído na saída) serão utilizadas ambas as técnicas de modelagem em tempo contínuo e discreto.

A utilização detalhada das técnicas de modelagem citadas anteriormente será descrita no decorrer deste capítulo.

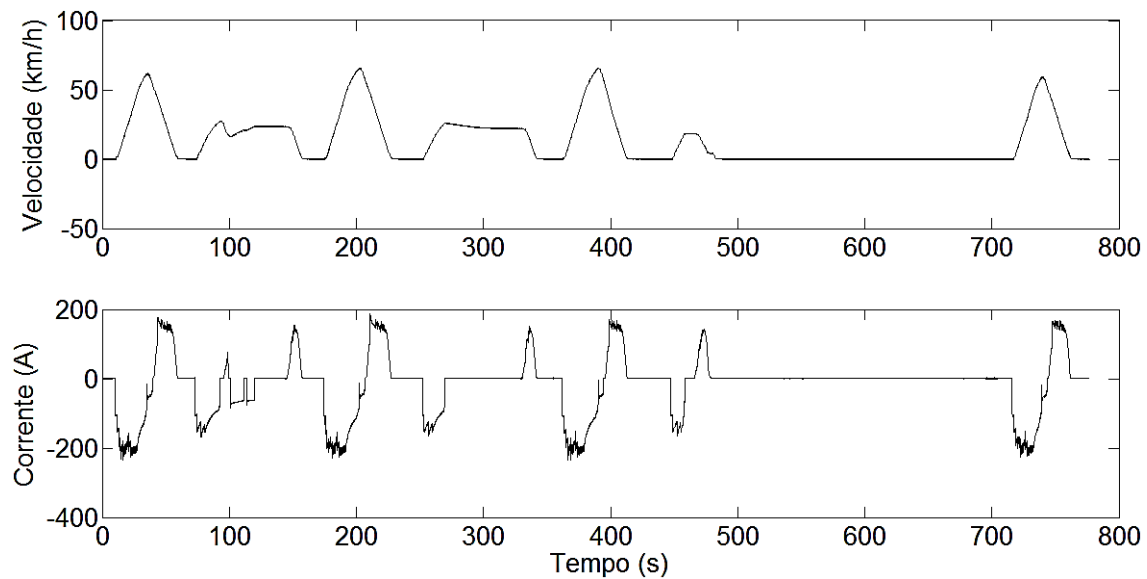


Figura 3.1: Dados de um dos testes realizados com o TUE do metrô BH

3.2 Modelagem em tempo contínuo

As técnicas de modelagem em tempo contínuo apresentadas nas subseções seguintes serão utilizadas para obter o modelo do processo de tração-frenagem.

O modelo obtido através do equacionamento físico do processo será utilizado nos capítulos seguintes como simulador da planta em estudo, representando, portanto, as características dinâmicas essenciais do processo tração-frenagem do TUE.

Os modelos obtidos pelo método da Resposta Complementar serão utilizados no cálculo de parâmetros de desempenho, como aceleração e distância de parada (definidos com mais detalhes na seção 4.2) e como referência para a sintonia dos controladores, definição de tempo de amostragem para os modelos discretos e fator de esquecimento para o estimador de parâmetros.

3.2.1 Modelo derivado das leis físicas do processo

A descrição do comportamento de um sistema físico através de relações matemáticas é chamada modelagem pelas leis físicas do processo (Doebelin, 1980), também conhecida como modelagem caixa branca (Aguirre, 2007). Como dito anteriormente, este método exige um bom conhecimento do sistema em estudo, e este conhecimento foi desenvolvido e apresentado por diversos autores ao longo dos anos em que se desenvolveu a indústria ferroviária. Utilizando este conhecimento, levantar-se-á um modelo para o sistema de tração-frenagem em estudo.

3.2.1.1 Equação Geral do Movimento

Podemos modelar fisicamente a dinâmica de movimentação da composição ferroviária baseado na figura 3.2 (Allenbach; Kaller, 1995):

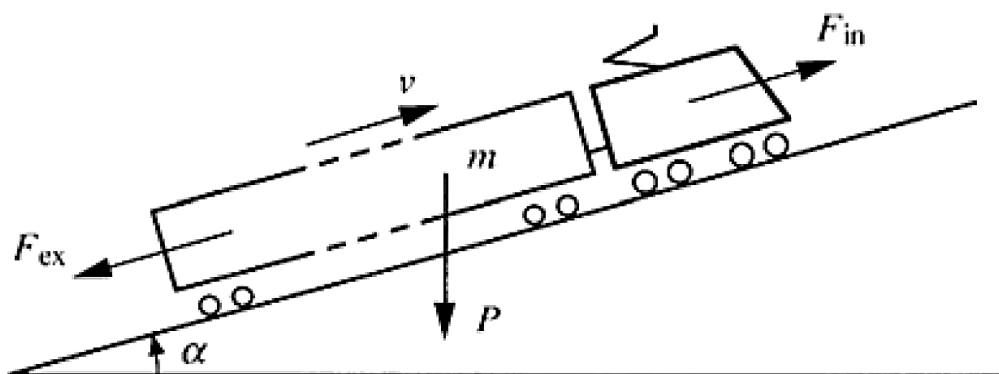


Figura 3.2: Diagrama para modelagem física do TUE (Allenbach; Kaller, 1995)

Na Figura 3.2 tem-se:

- “ F_{in} ” ou “ F_{motor} ” representando o esforço de tração realizado pelo motor;
- “ F_{ex} ” ou “ R ” representando os esforços resistentes;
- “ m ” representando a massa e “ P ” é o peso da composição;
- “ v ” representando a velocidade da composição;
- “ α ” ou “ i ” representando a inclinação da via.

$$\sum_{j=1}^n F_j = m \cdot a \quad (3.1)$$

Partindo da equação 3.1 tem-se a equação principal que gerará o modelo do sistema:

$$F_{motor} - (R_{MPT} + R_C \pm R_i) = 1,1 \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.2)$$

Na equação 3.2 tem-se:

- “ R_{MPT} ” representando a força resistente normal do trem;
- “ R_C ” representando a força resistente devido às curvas;
- “ R_i ” representando a força resistente devido às rampas.

A constante que multiplica o lado direito da igualdade na expressão 3.2 tem por objetivo fornecer uma compensação à massa da composição devido à inércia das massas girantes (Pires, 2002).

3.2.1.2 Esforços Resistentes

Os esforços resistentes reúnem todas das forças que se opõem à força que gera o movimento linear do veículo ferroviário. Os esforços resistentes considerados nesta modelagem serão as resistências normais, os esforços na partida, a resistência devido às rampas e a resistência devido às curvas.

3.2.1.2.1 Resistências Normais

As resistências normais do trem são dadas por fórmulas empíricas que foram desenvolvidas por alguns pesquisadores e companhias ferroviárias (Pires, 2002). As principais expressões utilizadas resultam do trabalho de Davis Jr. (1926). A expressão geral por tipo de veículo ferroviário é a seguinte:

$$r_{MPT} = A + B \cdot v + C \cdot v^2 \quad (3.3)$$

Na equação 3.3 os termos “A”, “B” e “C” são constantes, sendo que (Pires, 2002):

- “A” é independente da velocidade e relaciona-se com a resistência do rolamento dos aros das rodas sobre os trilhos e o atrito dos mancais do eixo;
- “B” é diretamente proporcional à velocidade e relaciona-se com a qualidade da via e estabilidade do veículo;
- “C” que é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade relaciona-se com a aerodinâmica do trem.

A Tabela 3.1 (Davis Jr., 1926 e Martins et al., 1987) contém os valores obtidos empiricamente para estas constantes, sendo que os valores aplicáveis aos TUE’s são os que aparecem nas três últimas linhas da referida tabela.

Tabela 3.1: Constantes da equação de esforços resistentes

Tipo de veículo	Cte “A” [kN/t]	Cte “B” [kN/(km/h)/t]	Cte “C” [kN/(km/h)²/t]
Locomotiva	$6,37432 \times 10^{-3}$ + $0,12896/m_e$	$91,3978 \times 10^{-6}$	$44,71883 \times 10^{-6} \times$ $S/(n_e \times m_e)$
Carro	$6,37432 \times 10^{-3}$ + $0,12896/m_e$	$91,3978 \times 10^{-6}$	$6,3351 \times 10^{-6} \times$ $S/(n_e \times m_e)$
Vagão	$6,37432 \times 10^{-3}$ + $0,12896/m_e$	$137,78343 \times 10^{-6}$	$9,26728 \times 10^{-6} \times$ $S/(n_e \times m_e)$
Carro motor	$6,37432 \times 10^{-3}$ + $0,12896/m_e$	$274,5862 \times 10^{-6}$	$44,71883 \times 10^{-6} \times$ $S/(n_e \times m_e)$
Carro reboque traseiro	$6,37432 \times 10^{-3}$ + $0,12896/m_e$	$137,78343 \times 10^{-6}$	$44,71883 \times 10^{-6} \times$ $S/(n_e \times m_e)$
Carro reboque dianteiro	$6,37432 \times 10^{-3}$ + $0,12896/m_e$	$137,78343 \times 10^{-6}$	$6,3253 \times 10^{-6} \times$ $S/(n_e \times m_e)$

Na Tabela 3.1, “ m_e ” representa a massa por eixo do veículo, “ S ” a seção transversal do veículo e “ n_e ” o número de eixos do veículo.

A expressão completa para a resistência normal do trem é a seguinte:

$$R_{MPT} = \sum_{j=1}^n r_{MPTL_j} \cdot m_{L_j} + \sum_{j=1}^n r_{MPTV_j} \cdot m_{V_j} \quad (3.4)$$

Na equação 3.4 tem-se a representação do somatório do produto da massa do veículo envolvido (locomotiva / carro motor ou vagão / carro reboque) pela respectiva resistência normal daquele veículo.

Para que seja possível dar sequência neste equacionamento, utilizam-se os dados do TUE de Belo Horizonte que serão aplicados no desenvolvimento deste modelo, mostrados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Dados do TUE relevantes para a modelagem pela física do processo

Dado	Valor	Unidade
Massa dos carros motores	119	[t]
Massa dos carros reboques	82,1	[t]
Massa total (vazio)	201,1	[t]
Coefficiente de atrito estático	0,22	-
Constante de torque do motor	$2,9 \times 10^{-6}$	-
Número de eixos por carro	4	-
Número de eixos motores	8	-
Número total de eixos	16	-
Número de motores	8	-
Razão de transmissão	1	-
Eficiência da transmissão	97	[%]
Raio médio do rodeiro	0,927	[m]
Seção transversal	7,79	[m ²]
Bitola da via	1,60	[m]

Fazendo o uso dos dados fornecidos na Tabela 3.2 e da equação 3.4 tem-se:

$$R_{MPT} = 2 \cdot (A_m + B_m \cdot v + C_m \cdot v^2) \cdot m_L + [2 \cdot (A_r + B_r \cdot v) + (C_{rt} + C_{rd}) \cdot v^2] \cdot m_V \quad (3.5)$$

Na expressão 3.5, os termos com índice “m” e “L” referem-se aos carros motores (ou locomotivas) e os termos com índice “r” e “V” referem-se aos carros reboque (ou vagões). A substituição dos valores das constantes nesta equação resultará em uma expressão para as resistências normais do TUE em um formato de equação de segundo grau cuja variável é a velocidade da composição.

3.2.1.2.2 Resistência devido às rampas

A resistência devido às rampas é dada pela expressão (Filipović, 1995):

$$R_i = m \cdot g \cdot i \cdot 10^{-3} \quad (3.6),$$

Na expressão 3.6 tem-se:

- “m” representando a massa da composição;
- “g” representando a aceleração da gravidade;
- “i” é a inclinação da via, dada em metros por quilômetros (‰).

Nesta equação, o valor da inclinação da via “i” pode ser positivo, indicando um auge ou negativo, indicando um declive. A representação desta inclinação em partes por mil (‰) significa quantos metros, em plano vertical, a via de circulação sobe (ou desce) por cada quilometro percorrido pelo TUE.

3.2.1.2.3 Esforços resistentes na partida

Na fase inicial da partida do trem, a resistência ao movimento é acrescida de uma pequena parcela não contabilizada pelas expressões de resistência ao

movimento em nível e tangente. Esta parcela representa os esforços resistentes na partida e pode ser dada pela expressão 3.7 (Allenbach; Kaller, 1995)

$$R_p = m \cdot g \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} \quad (3.7)$$

Na expressão 3.7 tem-se:

- “m” representando a massa da composição;
- “g” representando a aceleração da gravidade.

Esta resistência sofre influência do jogo de engates da composição devido às folgas existentes e é determinada empiricamente, pois é teoricamente impossível determinar esta resistência (Martins et al., 1987). Isto ocorre devido ao fato do trem não ser indeformável e da existência dos engates entre os carros que permite a entrada em movimento sequencial dos mesmos.

3.2.1.2.4 Esforços devido às curvas

Como os rodeiros dos TUE's possuem as rodas solidárias aos eixos, ao executar uma curva a roda que fica no raio maior da curva (parte externa) sofre um deslizamento (Martins et al., 1987). Outro fato que ocorre é o deslocamento transversal do rodeiro devido ao paralelismo entre os eixos presentes em um truque (Parodi; Tétrél, 1935). Estes fenômenos ocasionam um esforço resistente ao movimento da composição.

A expressão que representa a resistência devido às curvas é também determinada através de vários ensaios empíricos devido à sua impossibilidade de determinação teórica. A equação 3.8 (fórmula de Desdouits, em Parodi; Tétrél, 1935) é a mais utilizada para o cálculo deste esforço resistente.

$$R_C = \frac{4,9 \cdot b}{\rho} \cdot m \quad (3.8)$$

Na expressão 3.8 tem-se:

- “b” representando a bitola da via (largura entre trilhos);
- “m” representando a massa da composição;
- “ρ” representando o raio da curva.

A expressão 3.8 revela que quanto menor o raio da curvatura da via, maior é o esforço resistente ao movimento sofrido pelo TUE. A massa total da composição também é determinante nesta expressão, significando que quanto mais passageiros a bordo, maior também será o valor deste esforço resistente.

3.2.1.3 Esforço de tração

No sistema a ser modelado, a velocidade da composição será considerada a saída do sistema e a entrada será a corrente de armadura da máquina CC, que se relaciona com a F_{motor} através da expressão 3.9.

$$F_{motor} = \frac{i_a \cdot n_m \cdot K_t}{r_e} \quad (3.9)$$

Na expressão 3.9 tem-se:

- “ i_a ” representando a corrente de armadura da máquina CC;
- “ r_e ” representando o raio médio do rodeiro;
- “ n_m ” representando o número de motores da composição;
- “ K_t ” representando a constante de torque da máquina CC.

3.2.1.4 Validação

Feito todo este equacionamento com as constantes e valores devidamente ajustados conforme os dados da Tabela 3.2, o resultado obtido pela simulação do modelo com os dados de entrada reais pode ser visualizado a seguir na Figura 3.3. A expressão geral do modelo obtido é representada na equação 3.10.

$$\frac{i_a \cdot n_m \cdot K_t}{r_e} - \left(2 \cdot (A_m + B_m \cdot v + C_m \cdot v^2) \cdot m_L + [2 \cdot (A_r + B_r \cdot v) + (C_{rt} + C_{rd}) \cdot v^2] \cdot m_V + \frac{4,9 \cdot b}{\rho} \cdot m \pm m \cdot g \cdot i \cdot 10^{-3} \right) = 1,1 \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.10)$$

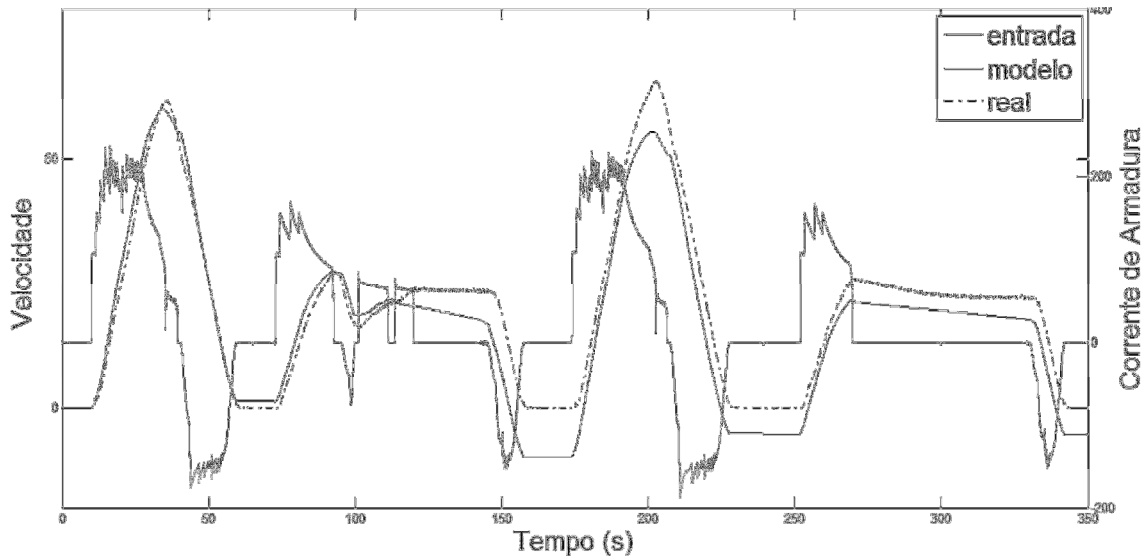


Figura 3.3: Validação do modelo levantado pela física do processo. Condições de simulação (similares ao teste real): $m=217,1$ ton (vazio), $i=0\%$ (plano), $\rho=1 \times 10^9$ km (reto).

Nota-se pela análise da simulação livre que este modelo obteve, em geral, uma boa aproximação das características dinâmicas do sistema real. Observa-se que para diferentes características da entrada, especificamente nos instantes entre 125 e 145 segundos aproximadamente e após 270 segundos, quando o TUE não está tracionando ou freando, o modelo tem uma resposta pior. Isto é um indício que o rolamento livre da composição não é bem explicado por este modelo, mas este não é o comportamento que deseja-se modelar, e sim, as características dinâmicas durante a tração e frenagem. Salvas as discrepâncias geradas pelos trechos de rolamento livre, nos instantes entre 10 e 60 segundos e entre 175 e 225 segundos aproximadamente, o modelo tem uma boa representação dinâmica do sistema real, sendo considerado válido como simulador da planta (TUE), já que, além da dinâmica do processo, ele incorpora características peculiares do sistema e da via de circulação que podem ser alteradas para simulações posteriores.

Esta é uma vantagem desta modelagem pois as equações presentes neste modelo possuem termos que possibilitam simular outros cenários, como alteração da massa total dos carros do metrô, alterações de constantes de atrito e aerodinâmicas, possibilidade de alteração do modelamento da máquina de tração, dentre outros.

Para validar este modelo e os demais que foram obtidos nas seções seguintes, será utilizada a análise de resíduos. Segundo Aguirre (2007), os resíduos contêm a parte dos dados que não foi explicada pelo modelo. Se estes resíduos possuírem características de uma variável aleatória branca (verificado aqui por meio da função de autocorrelação que deve ser nula para todos os atrasos maiores ou iguais a um e da correlação cruzada com os dados de entrada do modelo, que deve ser nula para todos os atrasos) implica que o modelo explicou tudo o que era possível explicar da dinâmica dos dados testados.

A Figura 3.4 mostra os gráficos das funções de correlação normalizadas dos resíduos resultantes da simulação apresentada na Figura 3.3. A análise desta figura revela que, apesar de apresentar alguns valores fora do limite de confiança de 95%, devido principalmente a não-linearidades não modeladas, em linhas gerais os resíduos possuem a característica desejada, tornando válido então, para esta aplicação, o modelo obtido.

3.2.2 Método da Resposta Complementar

O método da resposta complementar (Rodrigues et al., 1998 e Doebelin, 1990) é aplicável a sistemas de segunda ordem sobreamortecidos com atraso de puro de tempo representados pela equação 3.11:

$$H(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K \cdot e^{-s\theta}}{(\tau_1 \cdot s + 1) \cdot (\tau_2 \cdot s + 1)} \quad (3.11)$$

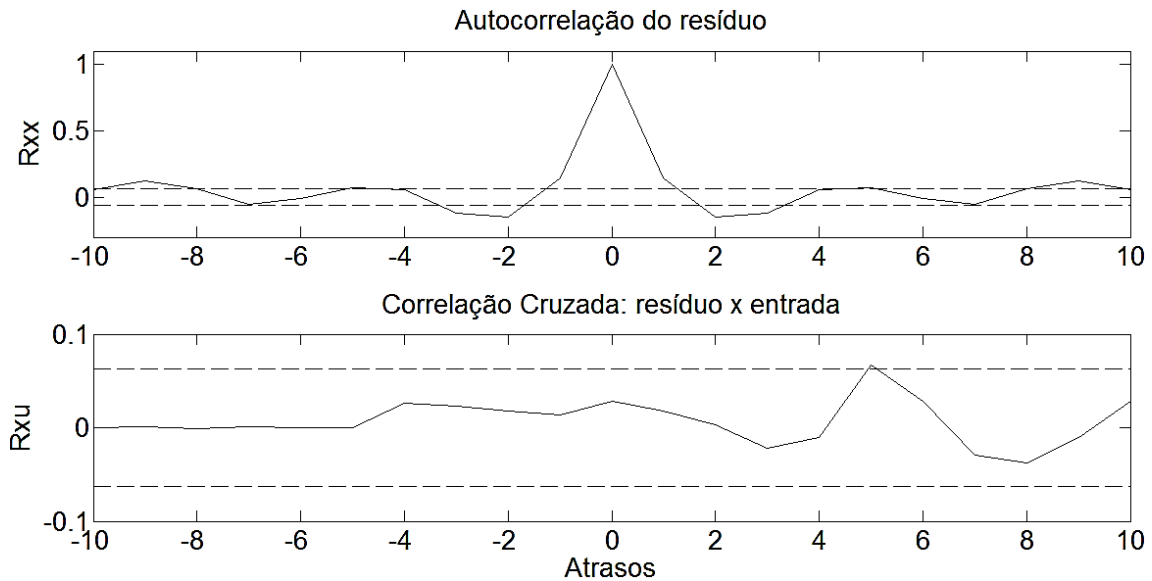


Figura 3.4: Funções de correlação dos resíduos da simulação do modelo obtido pela física do processo (limites de confiança de 95%)

Este tipo de modelo foi escolhido após uma breve análise da Figura 3.5 que ilustra a curva de resposta de velocidade obtida dos testes com o sistema real. O método da Resposta Complementar pressupõe uma entrada em degrau e a sua respectiva resposta. Inicialmente, verificando a característica do sinal de entrada que apresenta uma sequência de “degraus” de corrente, tentou-se aplica-lo para cada degrau. Porém, os modelos obtidos apresentavam características dinâmicas peculiares àquele trecho analisado, com pouca representatividade para a resposta do sistema como um todo.

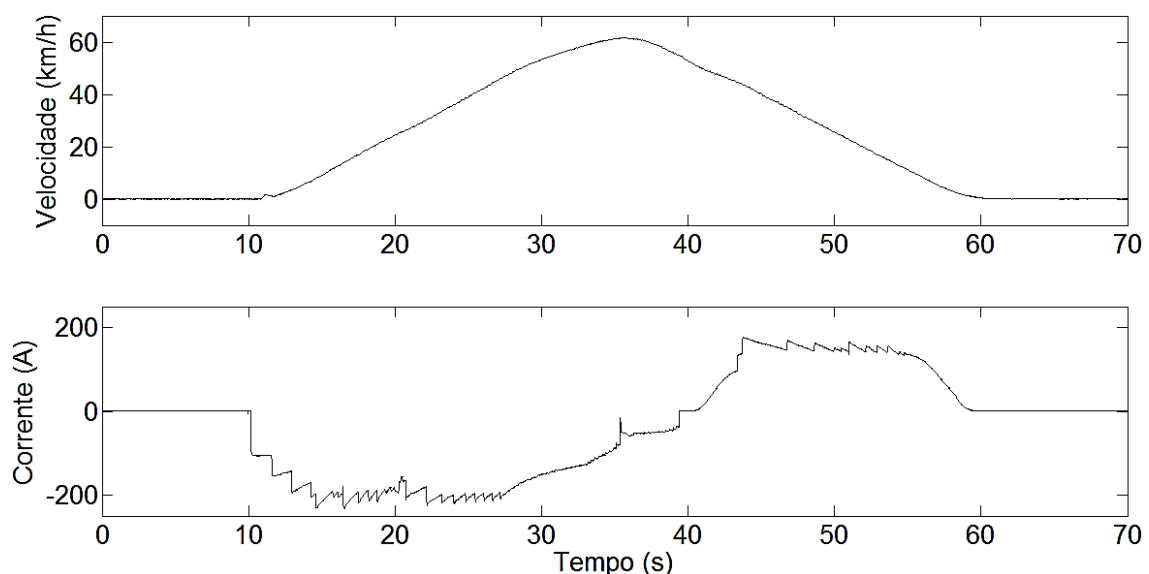


Figura 3.5: Dados parciais dos testes realizados com o TUE

Desta forma, procurou-se escolher o trecho mais representativo dos sinais de entrada e saída para cada regime de funcionamento. Assim, foi selecionado o trecho entre 10 e 35 segundos para o regime de tração e o trecho entre 35 e 60 segundos para a frenagem. Os dados de teste restantes (Figura 3.1) serão utilizados para a validação dos modelos obtidos.

Considerando os dados de entrada $u(t)$ e saída $y(t)$ normalizados, traçam-se curvas linearizadas da resposta do degrau tal que as constantes de tempo sistema possam ser calculadas a partir do inverso da inclinação da assíntota destas curvas. Desta forma, a curva linearizada mostrada na expressão 3.12 representa a equação da reta “ $at+b_\tau$ ”, onde “ a ” é a inclinação da assíntota e “ b_τ ” é o deslocamento na ordenada.

$$\ln\left(1 - \frac{y(t)}{u(t)}\right) = -\frac{1}{\tau_1}t + \ln\left(\frac{\tau_1}{\tau_1 - \tau_2}\right) \quad (3.12)$$

Assim sendo, calcula-se a constante de tempo dominante:

$$\tau_1 = -\frac{1}{a} \quad (3.13)$$

Calcula-se similarmente a segunda constante de tempo através da expressão 3.14 que lineariza a curva

$$\ln\left[\frac{\tau_1}{\tau_1 - \tau_2} e^{t/\tau_1} \left(1 - \frac{y(t)}{u(t)}\right)\right] = \ln\left[e^{b_\tau} e^{t/\tau_1} \left(1 - \frac{y(t)}{u(t)}\right)\right] = -\frac{1}{\tau_2}t + \ln\left(\frac{\tau_2}{\tau_1 - \tau_2}\right) \quad (3.14)$$

de onde através equação da reta “ $ct+d$ ”, calcula-se a constante τ_2 como:

$$\tau_2 = -\frac{1}{c} \quad (3.15)$$

Utilizando estas expressões, calculam-se os parâmetros do modelo representado pela expressão 3.11 para o sistema de tração e frenagem do metrô. Estes cálculos serão mostrados em detalhe nas subseções seguintes.

3.2.2.1 Modelo do sistema de tração

Conforme dito anteriormente, foram separados os dados de teste referentes a uma sequência de tracionamento do metrô (aproximadamente 18 segundos) e mostrados na Figura 3.6.

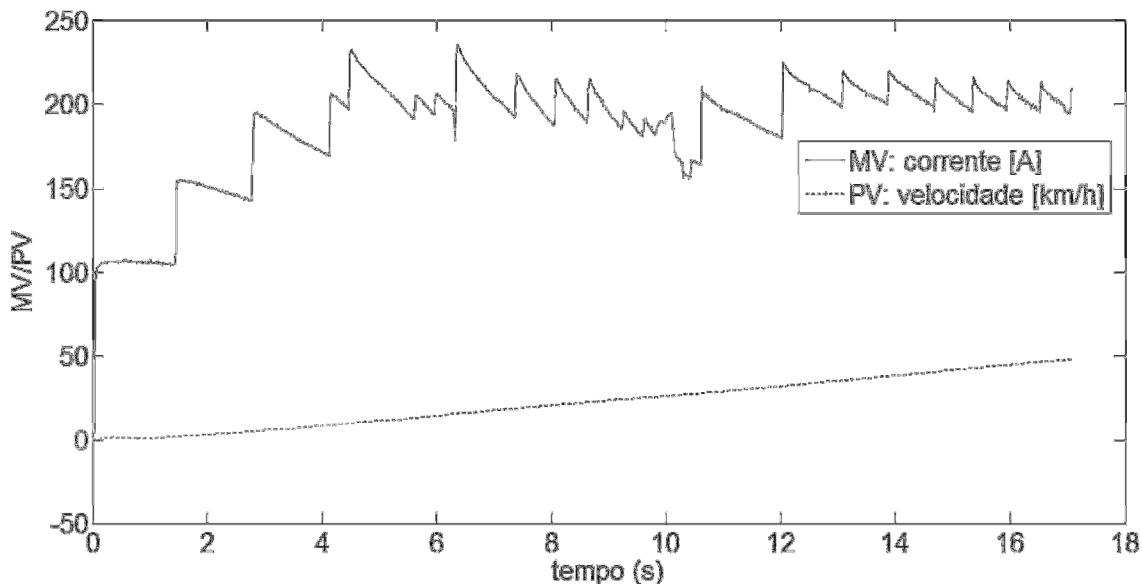


Figura 3.5: Dados separados para a rotina de modelagem por resposta complementar – Modelo tração

Na Figura 3.6, os dados referentes à corrente de armadura tiveram seu sinal invertido em relação aos dados originais para que, no modelo obtido, um sinal positivo de entrada gerasse uma variação positiva na saída. Isto torna os modelos obtidos pelo equacionamento físico do processo e por Resposta Complementar compatíveis em relação aos sinais de entrada aplicados e respostas obtidas. Na Figura 3.7 encontram-se os dados de entrada e saída normalizados já descontado o tempo morto.

Nota-se que apesar do sinal de entrada (MV) não ser um degrau perfeito, para efeito destes cálculos foi considerada a amplitude do degrau como sendo a média do trecho do sinal a partir do terceiro “patamar” (que ocorre em aproximadamente 4 segundos) referente à sequência de tracionamento do TUE. A partir deste ponto o sinal de entrada oscila com valor médio de 200 Amperes aproximadamente. Observa-se também que o sinal de saída (PV) não chega a

atingir o valor final de regime estacionário. Devido a estes dois fatos os modelos serão obtidos com algumas ressalvas no ajuste dos parâmetros que serão discutidas posteriormente.

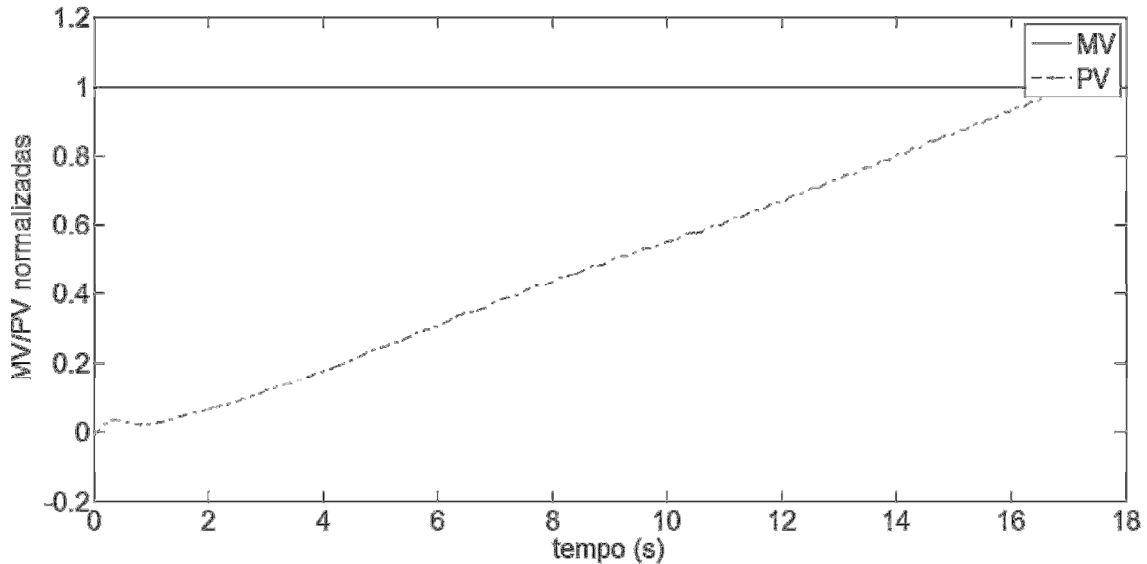


Figura 3.7: Dados normalizados para cálculo dos parâmetros por Resposta Complementar – Modelo tração

Através das informações da Figura 3.5, estima-se o valor do atraso puro de tempo “ θ ” em aproximadamente 0,7 segundos baseado no início da resposta de velocidade após o primeiro degrau da entrada.

Utilizando os dados de teste selecionados, calcula-se o valor do ganho “ K_p ” através da expressão 3.16. Considerou-se ΔMV como sendo a média da corrente de armadura (200 amperes) conforme citado anteriormente.

$$K_p = \frac{\Delta PV}{\Delta MV} = \frac{48,15-0}{200} = 0,2407 \text{ [km/h.A]} \quad (3.16)$$

Traçadas as curvas linearizadas de τ_1 e τ_2 (Figuras 3.8 e 3.9), calcula-se os valores destas constantes pelo inverso das inclinações das suas assíntotas. Assim, tem-se:

$$\tau_1 = -\frac{1}{a} = -\frac{18-0}{-0,95-0,25} = 15s \quad (b_\tau=0,25) \quad (3.17)$$

$$\tau_2 = -\frac{1}{c} = -\frac{9-0}{-3.6+1.1} = 3.6s \quad (d=-1.1) \quad (3.18)$$

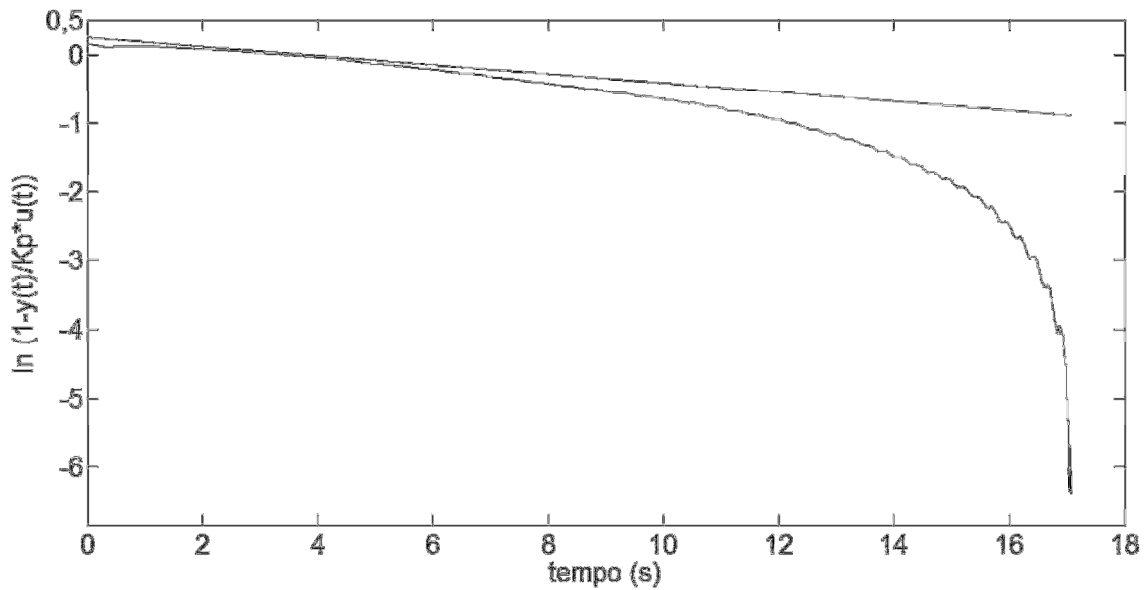


Figura 3.8: Curva log de τ_1 e assíntota aproximada – Modelo tração

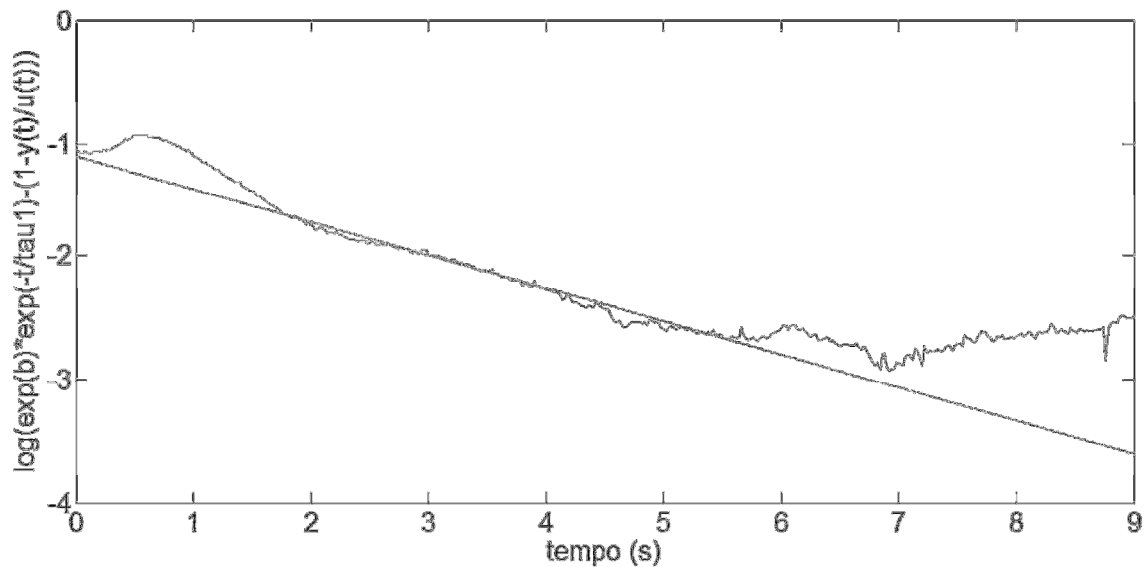


Figura 3.9: Curva log de τ_2 e assíntota aproximada – Modelo tração

O modelo obtido através do cálculo destes parâmetros foi simulado com os dados de entrada reais e comparado com a resposta do sistema real, sendo o resultado apresentado na Figura 3.10.

A análise da Figura 3.10 revela que as constantes de tempo estão aparentemente bem determinadas ($b_{\tau(\text{teórico})}=0.2744$, $b_{\tau(\text{visualmente})}=0.25$; $d_{(\text{teórico})}=-1.1527$, $d_{(\text{visualmente})}=-1.1$), porém existe um problema com o ganho.

Pesquisando com engenheiros do metrô BH, verificou-se que isto ocorreu devido ao “degrau” de 200 amperes aplicado. Uma corrente média deste valor levaria a saída a níveis bem maiores de velocidade do que os do teste realizado. Para a manutenção de baixas velocidades, como a do teste, seria necessário um nível menor de corrente média, que faria com que o ganho “Kp” aumentasse de valor.

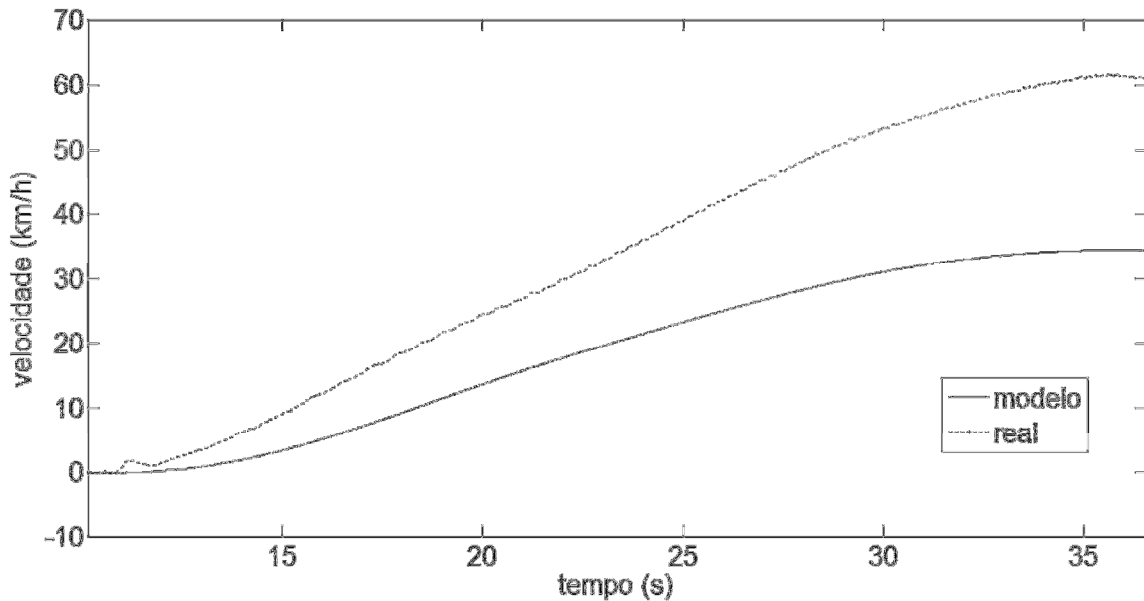


Figura 3.10: Simulação do modelo inicial para o regime de tração: $\theta=0.7s$, $K_p=0.2407$, $\tau_1=15s$ e $\tau_2=3.6s$

Com base nessa informação, apesar de não corresponder à expressão 3.16, ajustou-se o ganho manualmente para que o modelo atinja o valor final dos dados de teste. O valor de K_p reajustado foi de 0,4566. Desta forma, têm-se todos os parâmetros do modelo do sistema de tração determinados, resultando então, na função de transferência mostrada na expressão 3.19.

$$H_t(s) = \frac{0,4566e^{-0,7s}}{54s^2+18,6s+1} \quad (3.19)$$

Na Figura 3.11 têm-se a resposta da simulação dos dados de teste com o modelo obtido e representado pela expressão 3.19. Como era de se esperar, por serem os mesmos dados que geraram o modelo, apesar da rápida dinâmica

inicial que não foi bem representada, as características dominantes da resposta de tração estão bem determinadas para este conjunto de dados.

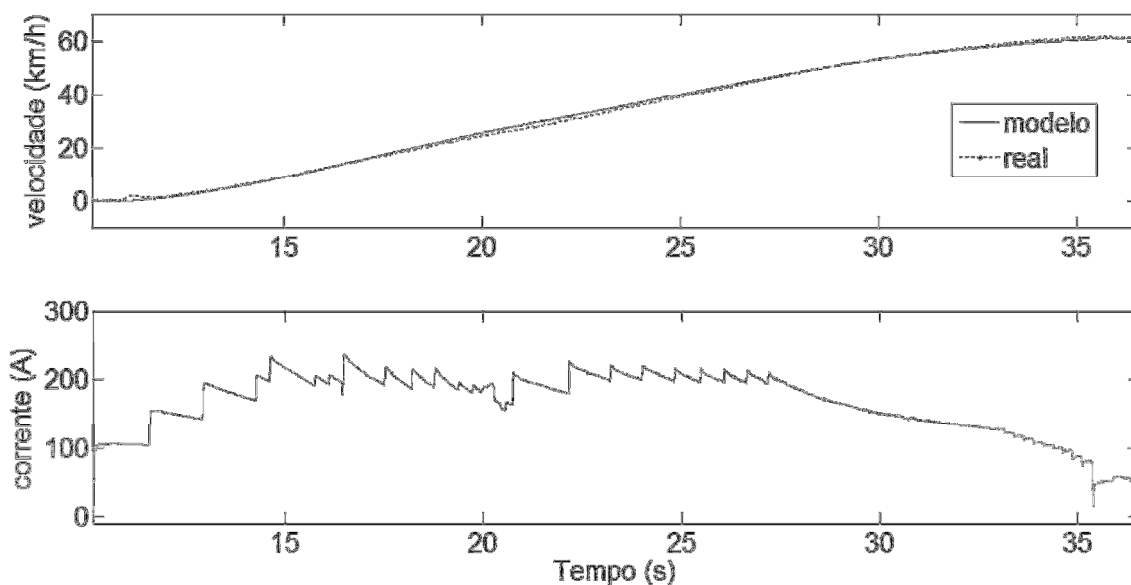


Figura 3.11: Simulação do modelo de tração obtido por Resposta Complementar:
 $\theta=0.7s$, $K_p=0.4566$, $\tau_1=15s$ e $\tau_2=3.6s$

3.2.2.2 Modelo do sistema de frenagem

Utilizando o mesmo procedimento para a determinação do modelo do sistema de frenagem, os dados referentes a uma sequência de frenagem do metrô são mostrados na Figura 3.12. Os dados de entrada também tiveram seu sinal invertido em relação aos dados originais, pelo mesmo motivo descrito anteriormente. Na Figura 3.13 encontram-se os dados de entrada e saída normalizados.

O “degrau” de entrada escolhido foi a média dos valores de corrente entre zero e onze segundos aproximadamente que gira em torno de 150A. Novamente, as mesmas observações em relação às características dos dados utilizados na modelagem do sistema de tração são consideradas na obtenção deste modelo.

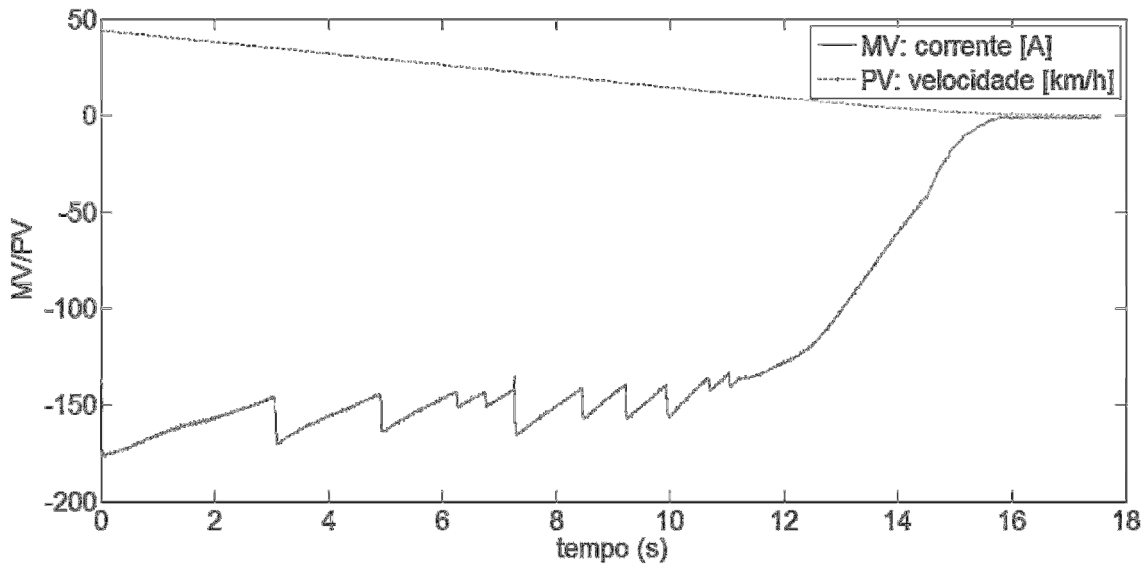


Figura 3.12: Dados separados para a rotina de modelagem por resposta complementar – Modelo frenagem

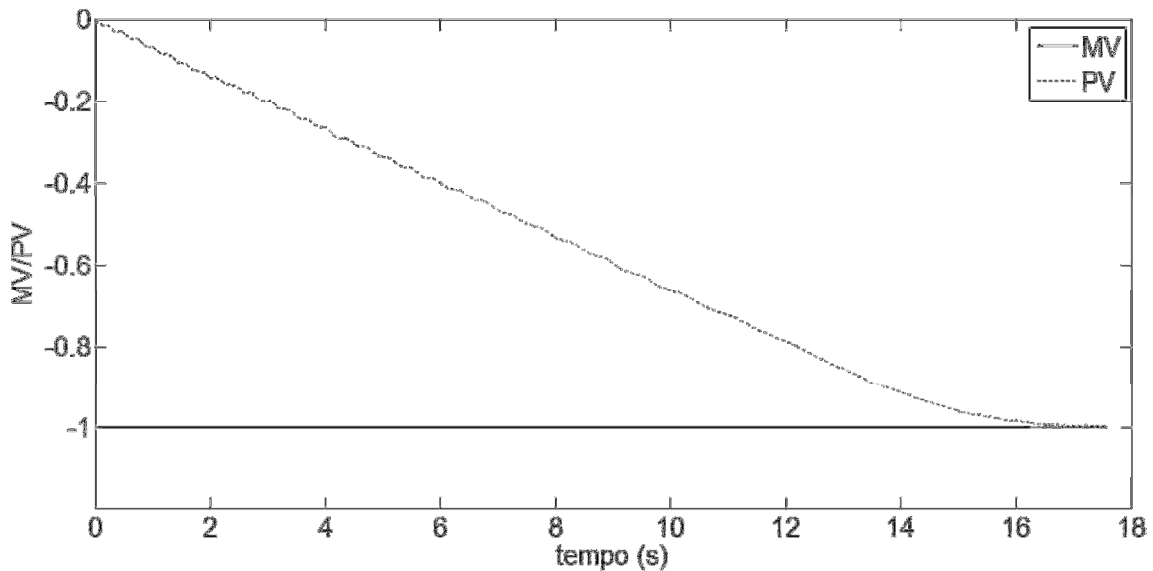


Figura 3.13: Dados normalizados para cálculo dos parâmetros por Resposta Complementar – Modelo frenagem

Através das informações da Figura 3.12, estima-se que não há atraso puro de tempo “ θ ” pois na sequência de dados considerada, a saída já inicia a resposta com a diminuição da velocidade devido ao sinal negativo de corrente.

O valor de “ K_p ” foi calculado e corrigido da mesma forma que o modelo de tração.

$$K_p = \frac{\Delta PV}{\Delta MV} = \frac{44,07-0}{150} = 0,2938 \quad K_{p(\text{corrigido})} = 0,3301 \text{ [km/h.A]} \quad (3.20)$$

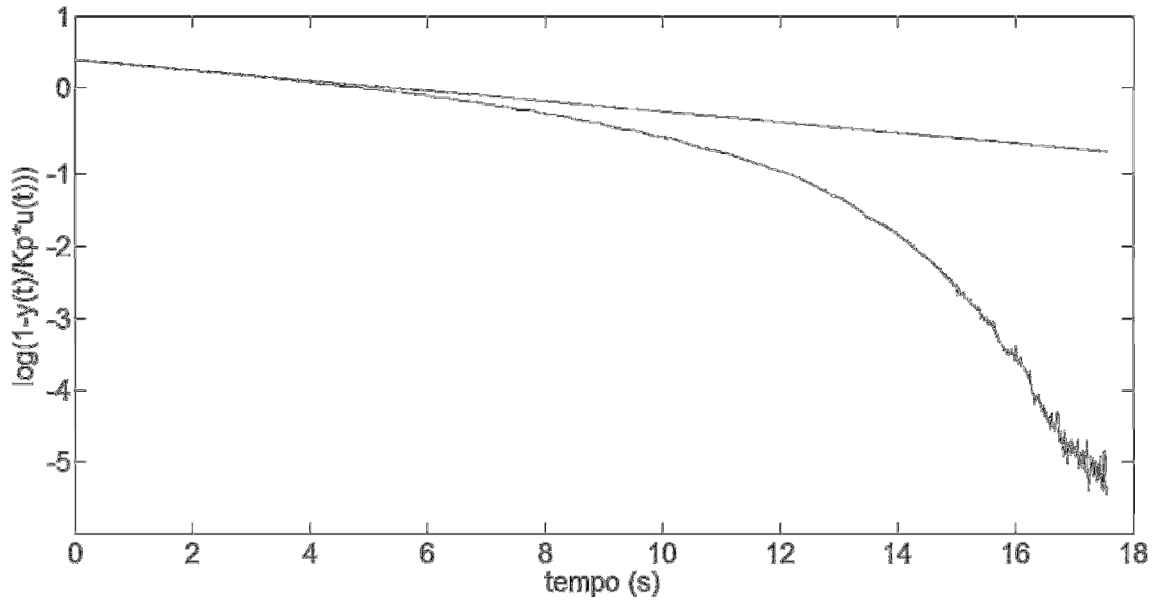


Figura 3.14: Curva log de τ_1 e assíntota aproximada – Modelo frenagem

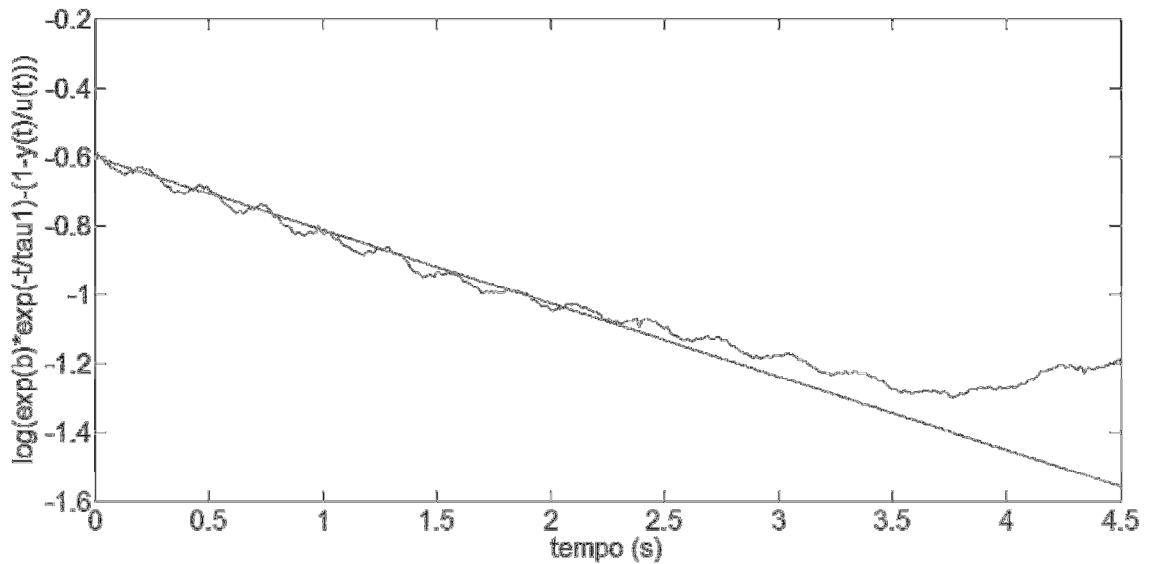


Figura 3.15: Curva log de τ_2 e assíntota aproximada – Modelo frenagem

Traçadas as curvas linearizadas de τ_1 e τ_2 (Figuras 3.14 e 3.15), calcula-se os valores destas constantes pelo inverso das inclinações das suas assíntotas. Assim, tem-se:

$$\tau_1 = -\frac{1}{a} = -\frac{18-0}{-0.91-0.4} = 13.73s \quad (b_t=0.4) \quad (3.21)$$

$$\tau_2 = -\frac{1}{c} = -\frac{4-0}{-1.45+0.6} = 4.7s \quad (d=-0.6) \quad (3.22)$$

O modelo obtido através do cálculo destes parâmetros foi simulado com os dados de entrada reais e comparado com a resposta do sistema real, sendo o resultado apresentado na Figura 3.16.

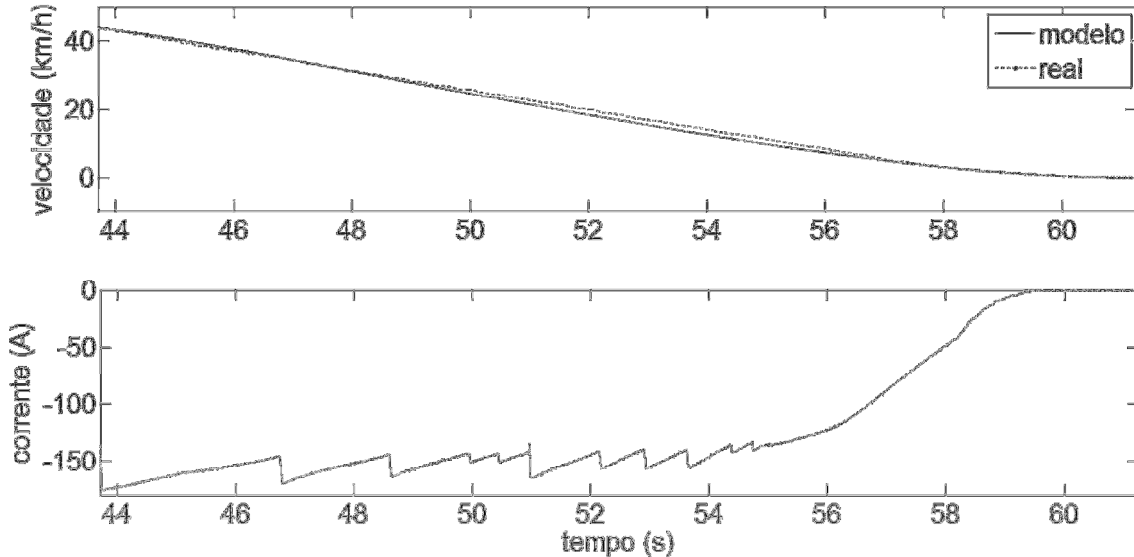


Figura 3.16: Simulação do modelo para o regime de frenagem: $\theta=0$, $K_p=0.3301$, $\tau_1=13.73s$ e $\tau_2=4.7s$

A análise da Figura 3.16 revela que as constantes de tempo estão suficientemente determinadas ($b_{\tau(\text{teórico})}=0.419$, $b_{\tau(\text{visualmente})}=0.4$; $d_{(\text{teórico})}=-0.6506$, $d_{(\text{visualmente})}=-0.6$) e o modelo tem uma resposta satisfatória quando comparada ao sistema real. Desta forma, têm-se todos os parâmetros do modelo do sistema de frenagem determinados, resultando então, na função de transferência mostrada na expressão 3.23.

$$H_f(s) = \frac{0,3301}{64.59s^2 + 18,43s + 1} \quad (3.23)$$

3.2.2.3 Validação

Como foram obtidos dois modelos distintos, testou-se a resposta com os dados de validação para cada um deles e a resposta combinada dos mesmos por meio de um modelo composto que chaveia entre os modelos de tração e frenagem nos instantes em que há a mudança de condição de operação do TUE

(sentido de circulação da corrente) de tracionamento para frenagem e vice versa. Os resultados encontram-se nas figuras seguintes.

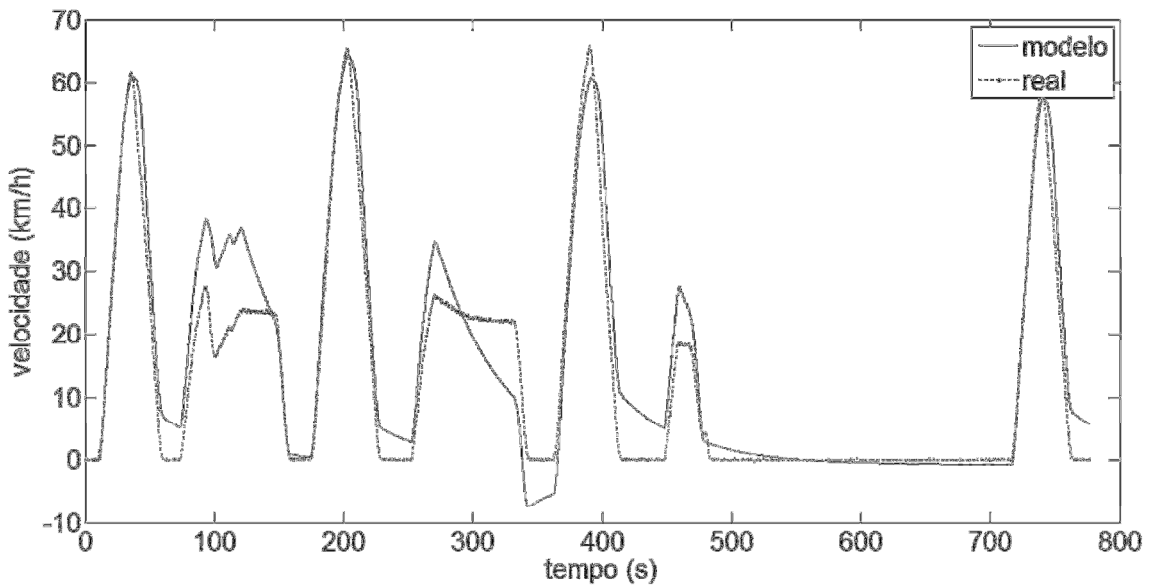


Figura 3.17: Validação do modelo de tração obtido por Resposta Complementar

Observa-se na Figura 3.17 que nos períodos de tracionamento do TUE o modelo apresenta uma boa resposta, reproduzindo com grande similaridade o comportamento dinâmico dominante do sistema de tração. Porém, durante os períodos de frenagem e neutros o modelo teve uma resposta ruim, como era esperado devido ao comportamento do modelo 3.10 nos mesmos trechos.

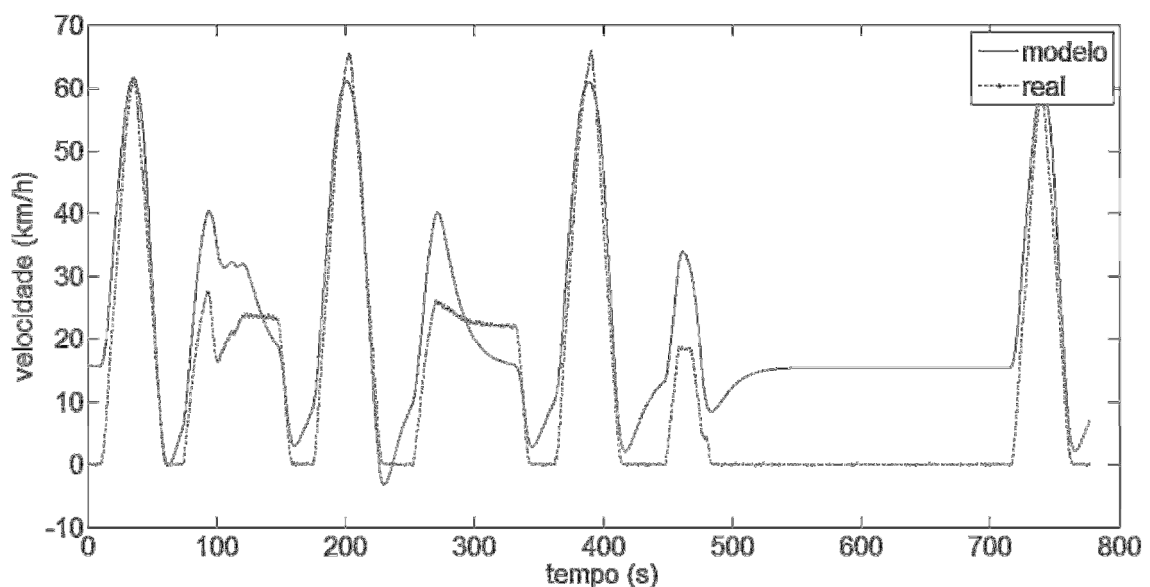


Figura 3.18: Validação do modelo de tração obtido por Resposta Complementar

Na Figura 3.18, na qual se tem a resposta da simulação de validação do modelo de frenagem, nota-se um bom comportamento dinâmico do modelo nos instantes de frenagem do TUE e uma resposta ruim nos demais instantes. Nesta simulação foi realizado um deslocamento no valor inicial da resposta do modelo de modo sincronizar os instantes em que ocorrem efetivamente as frenagens com os dados do sistema real.

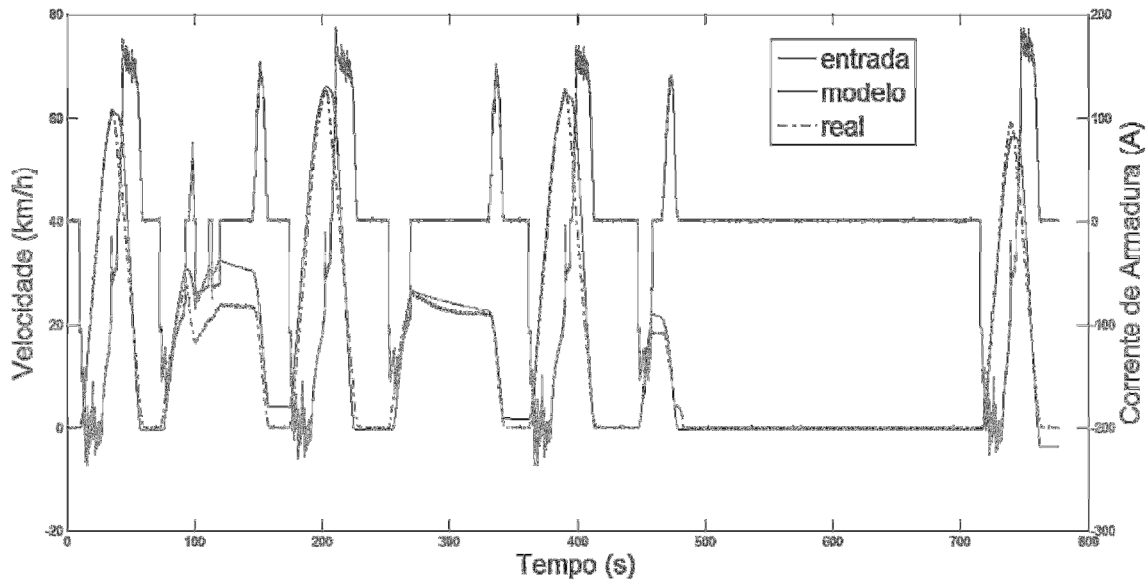


Figura 3.19: Validação do modelo composto utilizando toda a sequência de dados de teste do TUE
Autocorrelação do resíduo

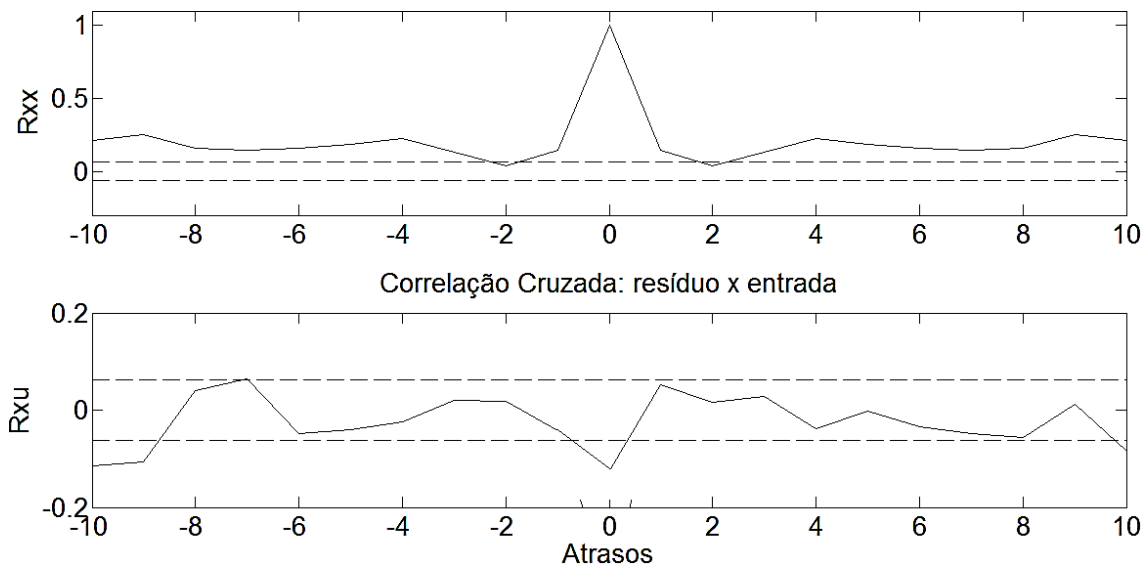


Figura 3.20: Funções de correlação dos resíduos da simulação do modelo obtido por Resposta Complementar (limites de confiança de 95%)

A análise dos resultados mostrados nas Figura 3.19 e 3.20 resultante da simulação para validação do modelo composto ou chaveado revela que ambos os modelos levantados pelo método da Resposta Complementar apresentaram resultados considerados válidos nos períodos de tração e frenagem. Isto pode ser observado claramente nos trechos de 10 a 60, 175 a 225, 360 a 410 e 710 a 760 segundos da Figura 3.19 onde há uma sequência completa de tracionamento e frenagem. Nos períodos de manutenção de velocidade constante, estes modelos não têm boa resposta, conforme ocorreu também com o modelo 3.10. As funções de correlação revelam que, como também ocorreu com o modelo obtido pela física do processo, existem dados não explicados pelo modelo, possivelmente relativos a não linearidades. Porém, para a aplicação desejada, o modelo obtido obteve um resultado suficiente.

Tendo conhecimento deste fato e baseado nos modelos distintos para os regimes de tração e frenagem obtidos, conclui-se que a planta possui características dinâmicas variáveis com o ponto de operação, fato este que pode representar um melhor desempenho para o modelo se aplicarmos um estimador de parâmetros *online* para detectar estas mudanças da planta. Este tipo de abordagem está apresentada na seção 3.3.1 e aplicada no capítulo 4 no projeto do sistema de controle.

A modelagem por Resposta Complementar possui a vantagem de fornecer um modelo na forma de função de transferência no domínio da frequência, o que facilita a obtenção de outros estados da planta pela simples multiplicação por “ s ” (derivação) ou por “ $1/s$ ” (integração). Como a saída em questão é velocidade do TUE, podemos obter a partir dos modelos gerados os estados de posição (distância percorrida) e aceleração que serão utilizados no cálculo dos critérios de desempenho (seção 4.2).

3.3 Modelagem em tempo discreto

Os projetos dos controladores bem como os ensaios de simulação que estão apresentados nos capítulos posteriores motivam a obtenção de modelos da planta em tempo discreto. Estes modelos possibilitam inclusive uma futura implementação prática da proposta deste trabalho baseada em computadores digitais para efetuar a aquisição de dados e controle do sistema.

Na seção 3.2.2 verificou-se que a planta estudada possui comportamento dinâmico diferenciado de acordo com o tipo de sinal de entrada que recebe. Apesar de existirem não linearidades que não estão sendo modeladas, como os modelos serão utilizados para projetos de controle, o sistema será analisado como sendo linear e variante no tempo. Baseado neste comportamento variável da planta, a obtenção do modelo discreto não será baseada na discretização das funções de transferência obtidas na seção anterior. Fazendo o uso dos dados de teste que foram realizados com o sistema real, o modelo discreto será obtido através de identificação de sistemas com estimação recursiva (Ljung, 1987). Este método permitirá que os parâmetros do modelo sejam continuamente atualizados conforme as variações dinâmicas da planta.

3.3.1 Método da Identificação com Estimação Recursiva

Nesta etapa, utiliza-se o modelo do tipo ARMAX (auto regressivo de média móvel com variável exógena) representado pela equação 3.24 (Jota, 2004).

$$A(Z^{-1})y_k = Z^{-r}B(Z^{-1})\mu_k + C(Z^{-1})\xi_k \quad (3.24)$$

Nesta equação A, B e C são polinômios em “Z” (operador de atraso), “y_k” é a saída do processo (velocidade), “μ_k” é o sinal de controle (corrente de armadura da máquina de corrente contínua), “r” é o tempo de atraso da planta e “ξ_k” é ruído branco gaussiano.

Os polinômios “ $A(Z^{-1})$ ”, “ $B(Z^{-1})$ ”, e “ $C(Z^{-1})$ ” possuem o seguinte formato:

$$A(Z^{-1}) = 1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \dots + a_n z^{-n} \quad (3.25)$$

$$B(Z^{-1}) = b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \dots + b_m z^{-(r+m)} \quad (3.26)$$

$$C(Z^{-1}) = 1 + c_1 z^{-1} + c_2 z^{-2} + \dots + c_j z^{-j} \quad (3.27)$$

onde, “ n ” e “ m ” representam respectivamente o número de polos e zeros que conferirão a ordem do modelo da planta e, conseqüentemente, o número de parâmetros a estimar e “ j ” representa o número de termos do modelo de ruído a ser incluído na modelagem. As expressões dos polinômios “ A ” e “ B ” serão obtidas nesta seção, enquanto que o polinômio “ C ” será determinado na seção 3.4.3

Definida a estrutura, resta então a escolha da ordem do modelo. Neste caso pode-se utilizar de critérios de informação tais como de informação Bayesiana (Schwarz, 1978) e de Akaike (Akaike, 1969). Porém dada a experiência obtida pela modelagem por Resposta Complementar que obteve bom desempenho pontualmente, utilizou-se como referência a ordem do modelo levantado pelo citado método. Desta forma, faz-se o uso do algoritmo de mínimos quadrados recursivo para estimar os parâmetros do modelo ARMAX descrito na forma de equação de diferenças 3.28.

$$y_k = a_1 \cdot y_{k-1} + a_2 \cdot y_{k-2} + b_0 \cdot u_{k-1} - b_1 \cdot u_{k-2} \quad (3.28)$$

O método de Mínimos Quadrados Recursivo é uma variante do método de Mínimos Quadrados clássico que busca minimizar uma função custo do quadrado dos resíduos (Davis; Vinter, 1985 e Ljung, 1987). O MQR baseia-se na atualização sequencial da sua matriz de regressores e conseqüentemente de

seu vetor de parâmetros estimados. Mais detalhes sobre este método podem ser encontrados no Apêndice A.

Utilizou-se o algoritmo de Mínimos Quadrados Recursivo simples e com fator de esquecimento. Neste último, fez-se a escolha do fator de esquecimento de 0,9933, correspondente à filtragem do sinal num intervalo de dez constantes de tempo dominantes. Esta escolha do fator de esquecimento é feita para evitar que dados muito antigos impeçam que a informação introduzida por novas medidas provoque a devida correção dos parâmetros (Jota, 2004).

O período de amostragem escolhido foi de um segundo, tendo em vista a maior constante de tempo encontrada na modelagem por resposta complementar que foi de 15 segundos. Desta forma, teremos 15 amostras para a constante de tempo dominante, atendendo o critério de $T \leq 0,1 \cdot \tau_1$ (Seborg et. al, 1989).

Aplicou-se o algoritmo de MQ simples e MQR com e sem fator de esquecimento nos dados de teste do TUE, utilizando o trecho entre zero e 65 segundos para estimação e o restante dos dados para validação.

Os parâmetros estimados por cada método (ultima iteração) encontram-se na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Parâmetros estimados

Algoritmo	Parâmetro			
	a_1	a_2	b_0	b_1
MQ comum	0,9211	0,07871	0,004597	-0,005411
MQR	0,9211	0,07872	0,004597	-0,005411
MQR com fator de esquecimento	0,9092	0,09077	0,004878	-0,005687

A análise da tabela 3.3 revela a proximidade nos valores dos parâmetros para todos os estimadores utilizados. Para avaliar o comportamento de um

modelo do tipo 3.28 com os valores dos parâmetros obtidos por cada estimador, realizou-se uma simulação com os dados de entrada reais. O resultado desta simulação pode ser visualizado na Figura 3.21. Um gráfico com a evolução dos parâmetros estimados encontra-se na Figura 3.22.

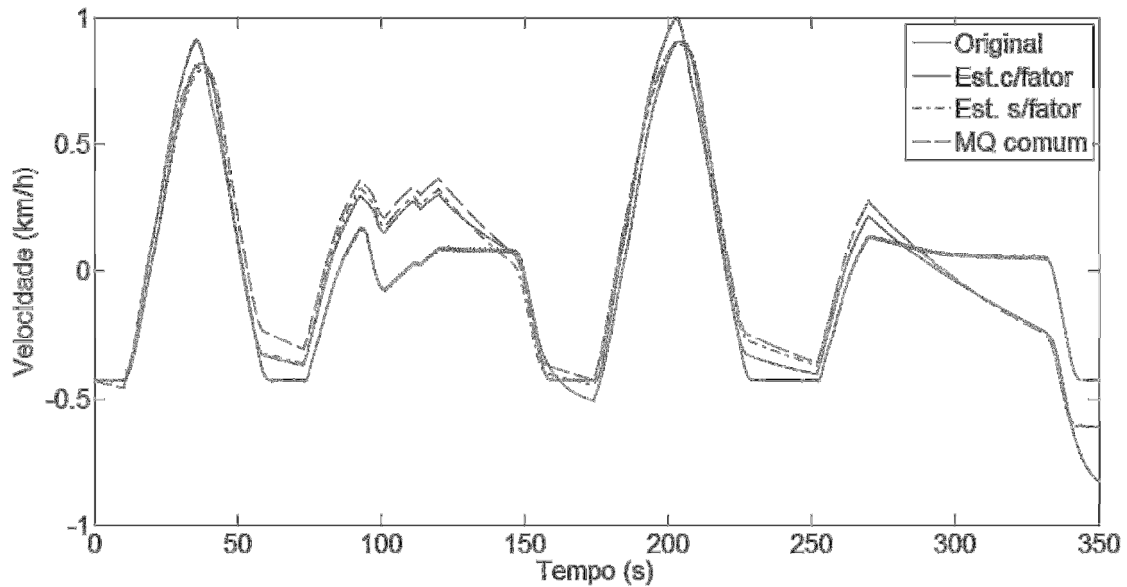


Figura 3.21: Simulação dos modelos obtidos com os parâmetros de cada estimador. (JTA=0,9933)

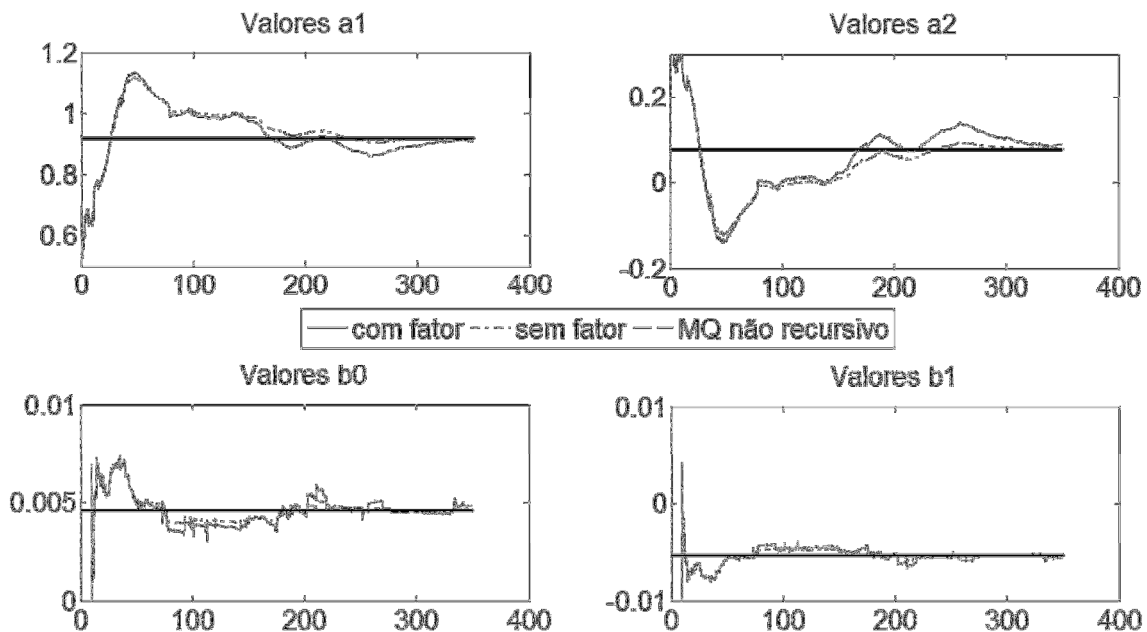


Figura 3.22: Evolução dos parâmetros estimados ao longo da janela de dados (JTA=0,9933)

Pelo resultado da simulação mostrado na figura 3.21, observa-se que os comportamentos dos modelos obtidos pelos três estimadores são muito

semelhantes, com ligeira vantagem para os estimadores recursivos. Era esperado que pelo menos o estimador recursivo com fator de esquecimento tivesse um melhor desempenho frente às variações dinâmicas da planta. A Figura 3.22 revela que os parâmetros dos estimadores recursivos oscilam em torno dos valores dos parâmetros estimados por MQ comum, tendendo a convergir ao final do conjunto de dados.

Optou-se então por ajustar o fator de esquecimento de modo que o estimador considere uma janela temporal menor, dando maior importância às amostras mais recentes. Desta forma, ajusta-se a janela para $JTA=0,9667$, o que equivale a 30 amostras (ou duas constantes de tempo dominantes). Os resultados encontram-se nas Figuras 3.23, 3.24 e Tabela 3.4.

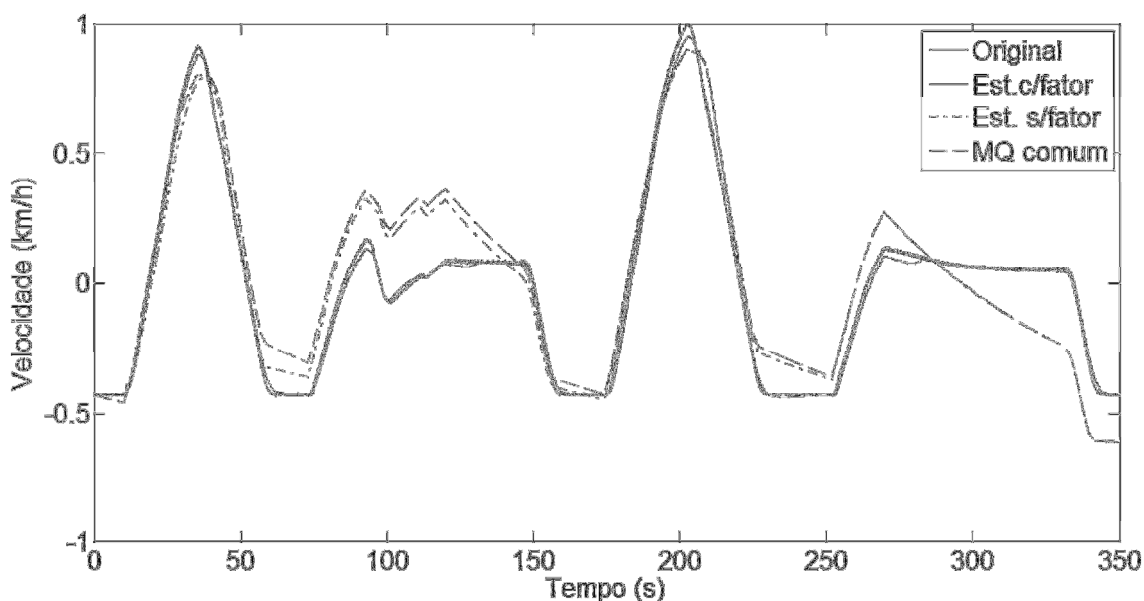


Figura 3.23: Simulação dos modelos obtidos com os parâmetros de cada estimador. ($JTA=0,9667$)

A Figura 3.23 mostra que o modelo com os parâmetros atualizados pelo estimador com fator de esquecimento apresentou a melhor fidelidade ao sistema real dentre todos os modelos obtidos até o momento. Com a redução da janela temporal assintótica, o modelo conseguiu acompanhar as variações da

planta, fato este que pode ser comprovado pela maior “atividade” dos parâmetros estimados através da Figura 3.24.

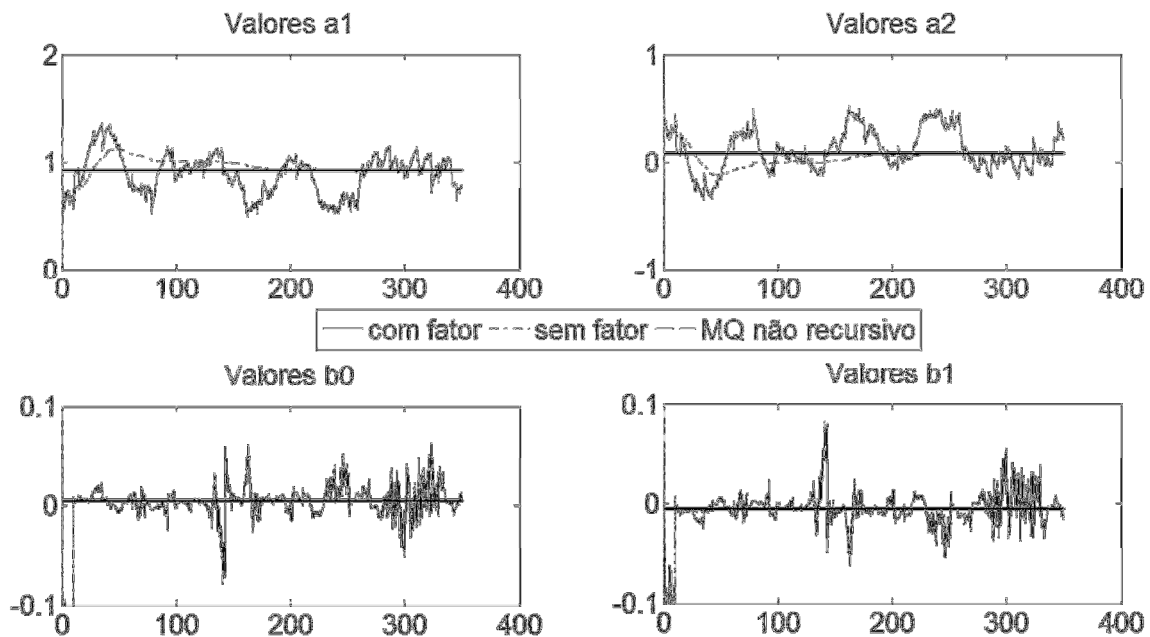


Figura 3.24: Evolução dos parâmetros estimados ao longo da janela de dados (JTA=0,9667)

Tabela 3.4: Parâmetros estimados com ajuste de JTA

Algoritmo	Parâmetro			
	a_1	a_2	b_0	b_1
MQ comum	0,9211	0,07871	0,004597	-0,005411
MQR	0,9211	0,07872	0,004597	-0,005411
MQR com fator de esquecimento	0,7817	0,2181	0,01405	-0,01522

A tabela 3.4 comprova o que já havia sido observado em relação ao comportamento dinâmico da planta variável. A forte divergência entre o valor dos parâmetros estimados pelo algoritmo de MQR com fator de esquecimento em relação aos demais na última iteração mostra que as características dinâmicas da planta estão diferentes naquele instante.

Considerando-se os valores destes parâmetros como médios em relação ao MQR com fator, pode-se dizer que um modelo discreto médio do processo em estudo pode ser representado em forma de equação de diferenças:

$$y_k = 0,9211 \cdot y_{k-1} + 0,07872 \cdot y_{k-2} + 0,004597 \cdot u_{k-1} - 0,005411 \cdot u_{k-2} \quad (3.29)$$

Da mesma forma, os polinômios “A” e “B”:

$$A(z^{-1}) = 1 + 0,9211 \cdot z^{-1} + 0,07872 \cdot z^{-2} \quad (3.30)$$

$$B(z^{-1}) = 0,0045927 - 0,005411 \cdot z^{-1} \quad (3.31)$$

Na expressão 3.31 o atraso “r” foi considerado igual a uma amostra, pois o tempo de atraso obtido através da modelagem por Resposta Complementar (expressão 3.19) foi de 0,7 segundos e como período de amostragem foi definido como sendo 1s, o tempo de atraso para o modelo discreto resultou em no mínimo uma amostra.

3.3.1.1 Validação

As Figuras 3.25 e 3.26 trazem o resultado dos testes de validação dos modelos levantados por MQR. Nesta simulação, os parâmetros estimados foram sendo atualizados a cada amostragem (com atraso de uma amostra). Para efeitos de validação do modelo, pode-se considerar esta condição relativamente injusta em relação aos modelos anteriores, que são de parâmetros fixos. Porém, este é o modo como o algoritmo é aplicado em uma malha fechada de controle e, por isso, foi utilizado.

Nota-se que, salva a observação acima o algoritmo com fator de esquecimento obteve o melhor desempenho em relação aos outros modelos obtidos, com pouca discrepância em relação ao sinal de saída original, e melhor

resultado das funções de correlação, indicando que o resíduo da estimação possui fortes características de um ruído branco. Daí conclui-se que o MQR com fator de esquecimento possui as condições ideais para ser aplicado no modelo discreto para controle, pois é capaz de perceber as variações na planta através da estimação *online* dos parâmetros do modelo ARMAX definido anteriormente.

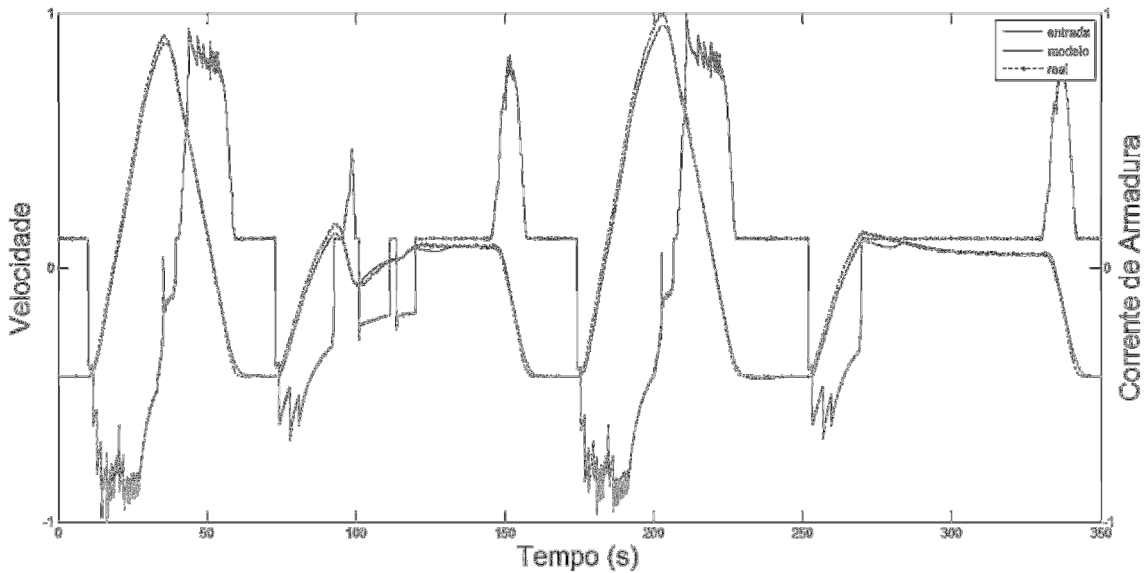


Figura 3.25: Validação dos modelos com estimador de Mínimos Quadrados Recursivo com fator de esquecimento ($JTA=0,9667$)

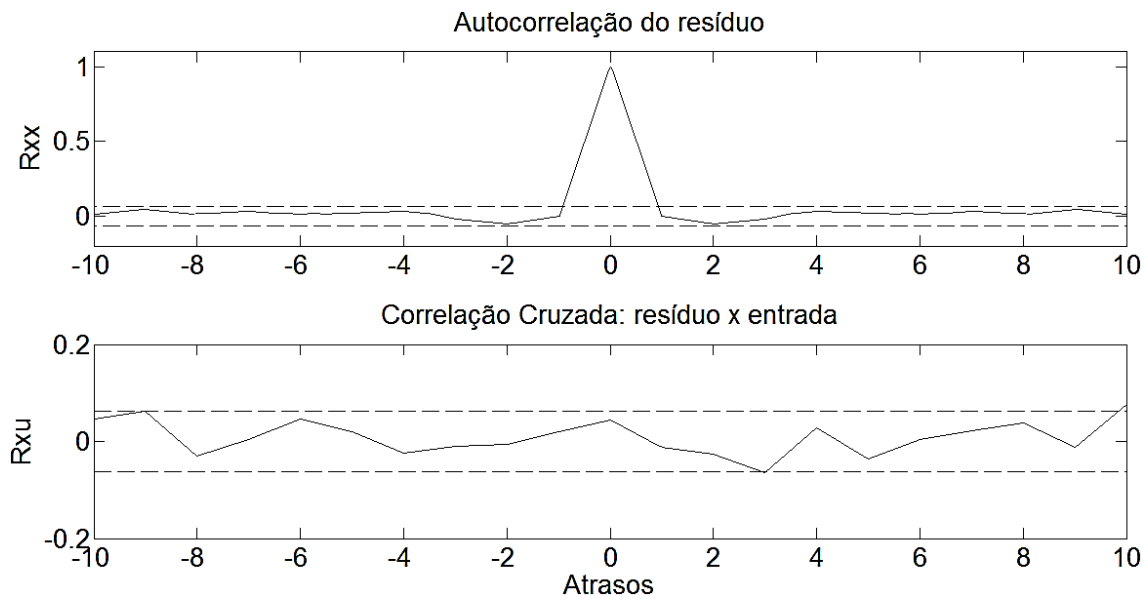


Figura 3.26: Funções de correlação dos resíduos da simulação do modelo obtido por Identificação Recursiva (limites de confiança de 95%)

3.4 Modelagem das perturbações do sistema

3.4.1 Detecção da patinagem ou derrapagem

Conforme descritos anteriormente, os fenômenos de patinagem e derrapagem ocorrem quando existe uma diferença entre as velocidades dos rodéis. Para detectar estes fenômenos faz-se necessário realizar a medição da velocidade de cada rodéio. Este cenário é atualmente impraticável na realidade do sistema metroviário em estudo. Outra dificuldade de implantação seria a substituição dos elementos obsoletos de atuação (elementos finais de controle) por chaves eletrônicas capazes de aplicar os sinais emitidos pelos algoritmos de controle avançado que serão discutidos em capítulos posteriores.

Assim sendo, será utilizado o modelo pela física do processo levantado e validado na seção anterior (expressão 3.10) como simulador do comportamento do TUE no que diz respeito à tração e frenagem. Utilizando este simulador, será criado um modelo que represente o comportamento do rodéio quando submetido a condições que levem à ocorrência dos fenômenos de patinagem e derrapagem.

A ocorrência dos fenômenos supracitados está relacionada ao método de deslocamento do TUE sobre os trilhos onde a tração mecânica é baseada na aderência (Pires, 2002). A deformação elástica causada pela roda apoiada sobre o trilho forma uma área de contato em forma elipsoidal, a elipse de Hertz. No início do processo de tração, quando a roda recebe o esforço, ocorre uma deformação tangencial na parte externa da roda devido ao seu eixo permanecer estacionário, permitindo uma rotação elástica reversível. Quando se aumenta este esforço de tração, começam a ocorrer deslocamentos irreversíveis chamados pseudo-deslizamentos. Ao aumentar ainda mais os esforços sobre a roda, haverá um aumento dos deslocamentos não-reversíveis na região central da elipse de Hertz, superando o máximo limite estático e gerando a patinagem

da roda sobre o trilho (deslizamento puro da roda sobre o trilho) (Martins; Toledo, 1976). Este processo está ilustrado na figura 3.27.

Define-se então o coeficiente de aderência através da relação entre o esforço máximo antes do deslizamento puro e a carga vertical da roda sobre o trilho (Martins, 1986). Este coeficiente de aderência é determinado experimentalmente através de ensaios que medem os esforços de tração são aplicados imediatamente antes de ocorrer a patinagem, de onde é obtida uma nuvem de pontos que podem gerar uma curva média (Pires, 2002), conforme Figura 2.6.

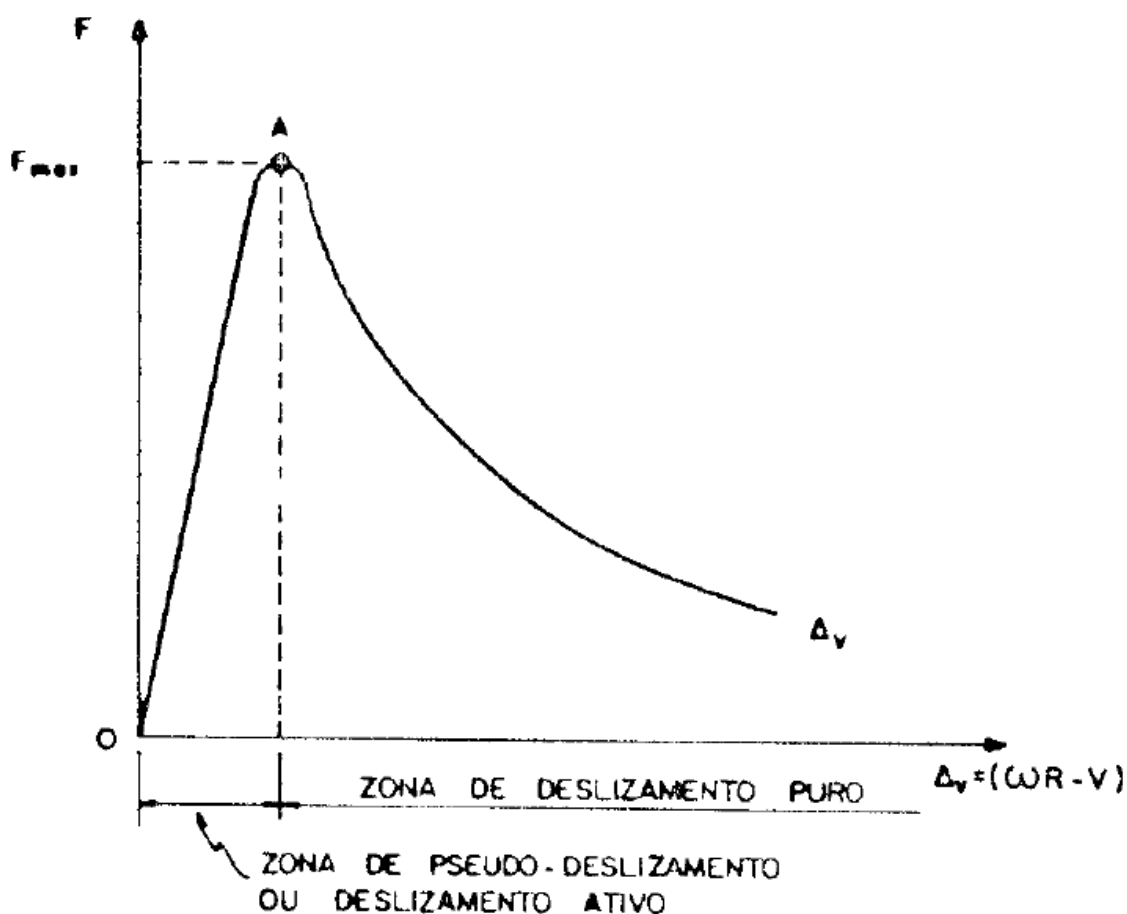


Figura 3.27: Esforço aplicado em função da variação do deslocamento linear e periférico da roda (Martins, 1986)

Define-se então o coeficiente de aderência através da relação entre o esforço máximo antes do deslizamento puro e a carga vertical da roda sobre o trilho (Martins, 1986). Este coeficiente de aderência é determinado

experimentalmente através de ensaios que medem os esforços de tração são aplicados imediatamente antes de ocorrer a patinagem, de onde é obtida uma nuvem de pontos que podem gerar uma curva média (Pires, 2002), conforme Figura 2.6.

Obviamente existem diversos fatores que influenciam na determinação do coeficiente de aderência, como condições ambientais, condições da via e condições do veículo. Porém alguns autores deduziram uma expressão que expressa a variação do coeficiente de aderência em função da velocidade da composição (Parodi; Tétrel, 1935). Para carros motores movidos a máquinas de corrente contínua de 1500V ou 3000V (Martins et al., 1987), que é o caso do TUE estudado, utiliza-se a expressão 3.32.

$$\mu = \frac{\mu_0}{1+0,01 \cdot v} \quad (3.32)$$

Na expressão 3.32, “ μ_0 ” representa o coeficiente de atrito estático que possui um valor típico de 0,22 para o caso (TUE) estudado. Utilizando o coeficiente de aderência calculado através da equação 3.32, tem-se a expressão que determina o maior esforço possível sem que haja a ocorrência de patinagem ou derrapagem (Pires, 2002), representada na equação 3.33.

$$|F_{max}| = \frac{m_L}{n_e} \cdot n_{em} \cdot g \cdot \mu \quad (3.33)$$

Na expressão 3.33 tem-se:

- “ m_L ” representando a massa dos carros motores;
- “ n_e ” representando o número de eixos do TUE;
- “ n_{em} ” representando o número de eixos motores da composição;
- “ μ ” representando o coeficiente de aderência;
- “ g ” representando a aceleração da gravidade.

Nota-se na equação 3.32 que se calcula o módulo da força máxima de aderência permitida, além do qual a força de tração (convencionalmente positiva) ou esforço de frenagem (negativo) causaria uma patinagem ou derrapagem respectivamente.

Por meio da expressão 3.33, pode-se fazer uma comparação com o valor calculado da “ F_{motor} ” pela expressão 3.9 e caso seu módulo seja superior ao valor de “ F_{max} ” existe a indicação de que houve a ocorrência do fenômeno. Isto é feito por meio de uma rotina de MatLab® (Apêndice B) que realiza estes cálculos em tempo real durante as simulações e sinaliza através da mudança de estado de uma variável binária (flag) a ocorrência da patinagem e derrapagem. Nesta variável, o valor “zero” representa a ausência dos fenômenos e o valor “um” a ocorrência. Esta rotina sinalizará para o modelo do simulador do rodeiro que o mesmo deverá utilizar a versão que simula o fenômeno. Este simulador do comportamento do rodeiro será tratado com maior detalhe na seção seguinte.

3.4.2 Modelagem do rodeiro

Conforme citado no início desta seção, existem limitações técnicas e financeiras para a implementação prática do sistema de controle proposto neste trabalho, fato este que motivou o desenvolvimento de modelos que funcionarão como simuladores do comportamento do TUE e dos fenômenos de perturbação que o mesmo está sujeito. O modelo que simulará o TUE foi determinado na seção 3.2.1, restando agora modelar o comportamento do rodeiro.

Em condições normais de operação, os fenômenos de patinagem e derrapagem não se apresentam com frequência. Durante as simulações futuras, a ocorrência destes fenômenos será detectada pela rotina descrita na seção anterior. Portanto, quando não há perturbações, pode-se considerar que o

rodeiro comporta-se como o TUE em termos de velocidade. Para isso, será considerado o mesmo modelo levantado para o TUE quando o detector de patinagem e derrapagem não indicar a presença destes fenômenos. Desta forma, a velocidade linear do rodeiro será a mesma simulada para o TUE.

Quando ocorrer a detecção destas perturbações será utilizado um modelo semelhante ao modelo do TUE, porém com pequenas modificações tomando como referência a equação 3.10. Desta forma, as modificações são:

- As constantes “A” das expressões que calculam a resistência normal do TUE terão valor nulo. Isto se justifica pelo fato desta constante relacionar-se com a resistência do rolamento dos aros das rodas sobre os trilhos e o atrito dos mancais do eixo. Como o modelo de perturbação simula uma situação anormal, estas constantes representarão um menor esforço resistente para a mesma força de tração aplicada, produzindo uma velocidade maior para o simulador do rodeiro, denotando assim a patinagem;
- As constantes “B” das expressões que calculam a resistência normal do TUE terão valor nulo. Isto se justifica pelo fato desta constante relacionar-se com a qualidade da via e estabilidade do veículo. Como o coeficiente de aderência sofre influência destes fatores, a alteração do valor destas constantes representa uma redução do esforço resistente, como no caso da constante “A”.
- A massa dos carros motores e carros reboques, na verdade deve ser considerada como a massa por eixo, de modo que o peso aderente seja adequadamente representado (Martins, 1986).

Aplicando estas modificações à equação 3.10, obtém-se o modelo do rodeiro na equação 3.34 para simular as perturbações do sistema.

$$\frac{i_a \cdot n_m \cdot K_t}{r_e} - \left[\left(2 \cdot C_m \cdot v^2 \cdot \frac{m_L}{n_e} + (C_{rt} + C_{rd}) \cdot v^2 \cdot \frac{m_Y}{n_e} \right) + \left(\frac{4,9 \cdot b}{\rho} \cdot \frac{m}{n_e} \right) \pm \left(\frac{m}{n_e} \cdot g \cdot i \cdot 10^{-3} \right) \right] = 1,1 \cdot \frac{m}{n_e} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.34)$$

A equação 3.34 apresenta claramente menores esforços resistentes para o mesmo esforço motor aplicado em comparação com a equação 3.10. Desta forma, quando houver no simulador do TUE a detecção da perturbação, este modelo alterado da expressão 3.34 é utilizado para simular a velocidade do rodeiro que será, claramente, diferente da velocidade da resposta do simulador do TUE, conforme o propósito desta modelagem. A Figura 3.28 ilustra uma simulação onde o mesmo sinal de entrada foi aplicado e, nas condições onde $|F_{motor}| > |F_{max}|$, o modelo levantado nesta seção foi utilizado.

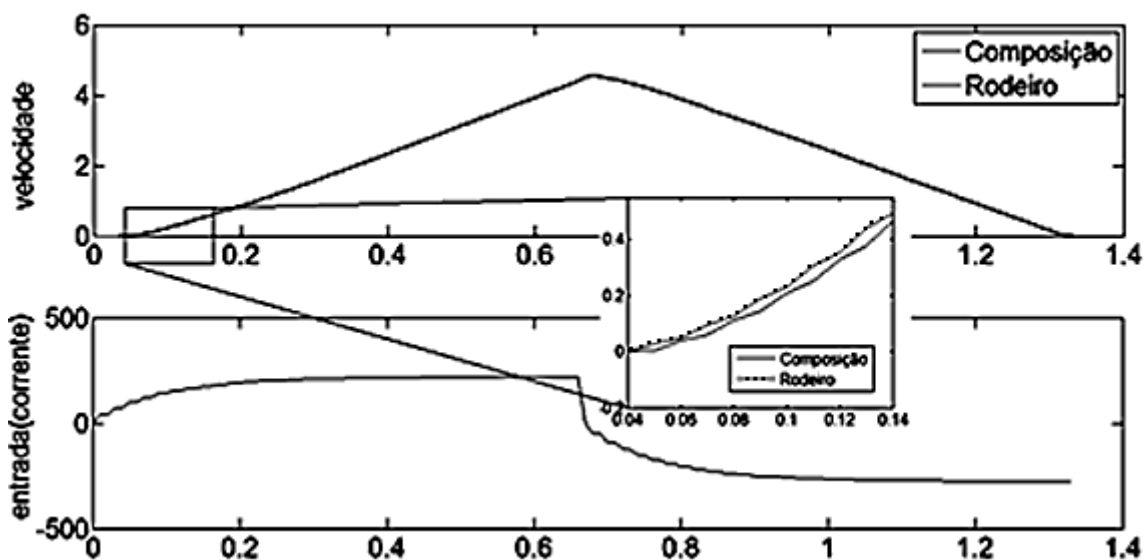


Figura 3.28: Simulação utilizando o modelo de perturbação

Na Figura 3.28 observa-se que, para os mesmos instantes de tempo mostrados em destaque, o valor da velocidade do rodeiro é maior que a velocidade da composição, indicando a ocorrência do fenômeno de patinagem.

3.4.3 Modelagem do ruído da saída

Nesta seção determina-se o ruído que será inserido na saída do sistema nas simulações posteriores utilizando uma amostra do ruído presente na saída

dos dados de teste do sistema real. A Figura 3.29 mostra o trecho em que foram selecionados os dados.

Uma rápida análise nestes dados permite concluir que este ruído possui característica aleatória semelhante à de um ruído branco. Apesar do nível de ruído ser baixo, a análise da função de autocorrelação (FAC) deste ruído (Figura 3.32a) revela que o mesmo possui uma componente periódica que está fora dos limites de confiança da FAC. Esta componente está presente em todo o trecho de dados de teste e deve-se principalmente à presença de conversores de tensão rotativos que inserem este tipo de ruído no sistema. A Figura 3.30 ilustra a presença deste ruído em alguns trechos dos dados. Desta forma, o ruído modelado será obtido através da composição de um sinal periódico (senoidal), de amplitude e frequência adequadas, somado à um ruído branco filtrado conforme expressão 3.35.

$$e_k = \frac{C(z^{-1})}{A(z^{-1})} \cdot \xi_k + L \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot F \cdot k) \quad (3.35)$$

Na expressão 3.35 tem-se:

- “ e_k ” representando o ruído filtrado que será utilizado nas simulações;
- “ ξ_k ” representando ruído branco gaussiano;
- “ $C(z^{-1})$ ” representando o polinômio do modelo de ruído;
- “ $A(z^{-1})$ ” representando o polinômio do modelo da planta, determinado na seção 3.3.1;
- “ L ” e “ F ” representando respectivamente a amplitude e a frequência do sinal periódico a ser acrescido ao ruído.

Dado o polinômio “ A ” (expressão 3.30) escolheu-se os parâmetros de modo a obter um polinômio “ C ” estável que resultasse em um ruído filtrado

com características estatísticas semelhantes (média, variância e FAC), conforme mostrado nas Figuras 3.31 e 3.32. O polinômio “C” definido foi:

$$C(z^{-1}) = 1 + 0,7 \cdot z^{-1} + 0,2 \cdot z^{-2} \quad (3.36)$$

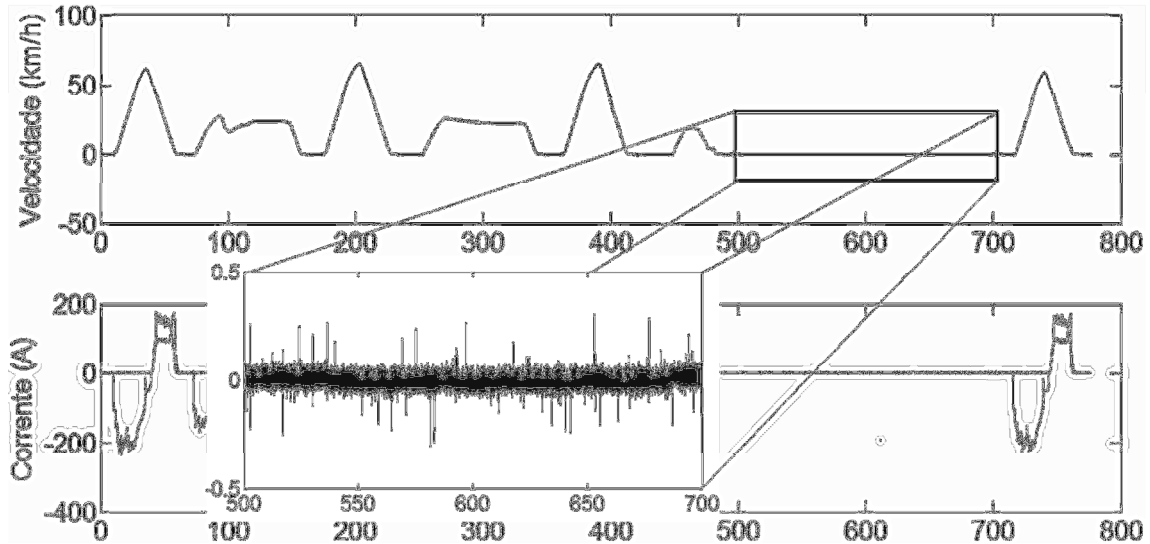


Figura 3.29: Detalhe do ruído presente na saída do sistema real

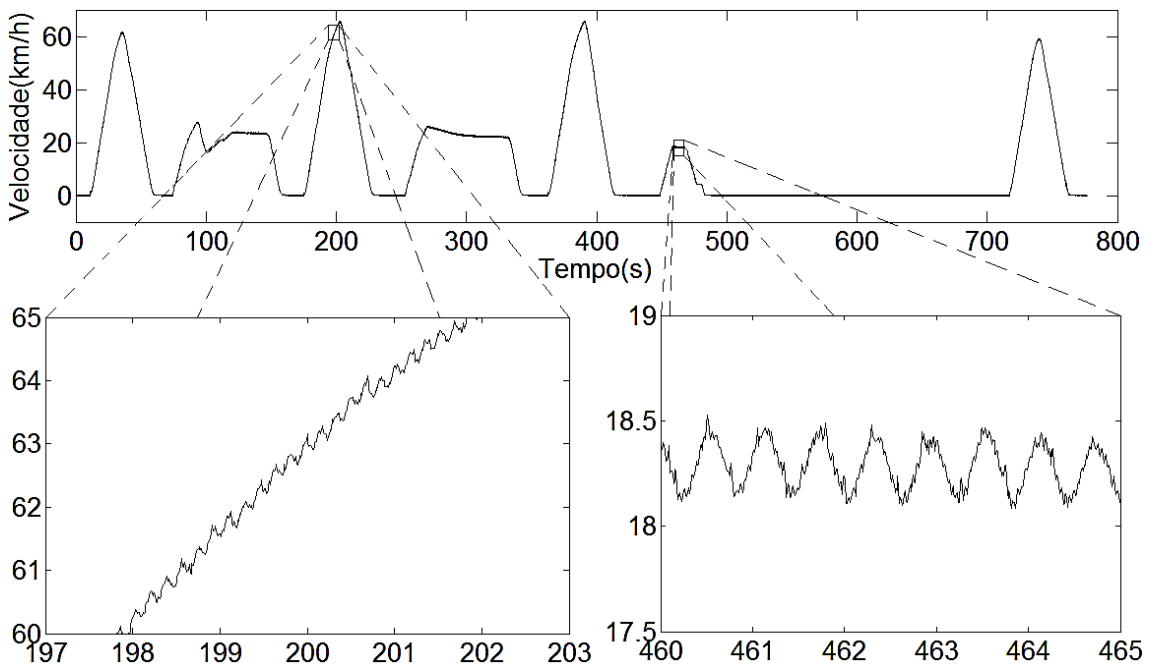


Figura 3.30: Detalhe da componente periódica do ruído real

Esta modelagem de ruído pretende aproximar o ruído presente no sistema real para inseri-lo nas simulações, já que pode ele influenciar na atuação do sistema de controle por interferir na velocidade que é a variável

afetada pelas perturbações de patinagem e derrapagem. Além disso, os coeficientes do polinômio “C” serão utilizados na determinação do sinal de controle, conforme será tratado no próximo capítulo.

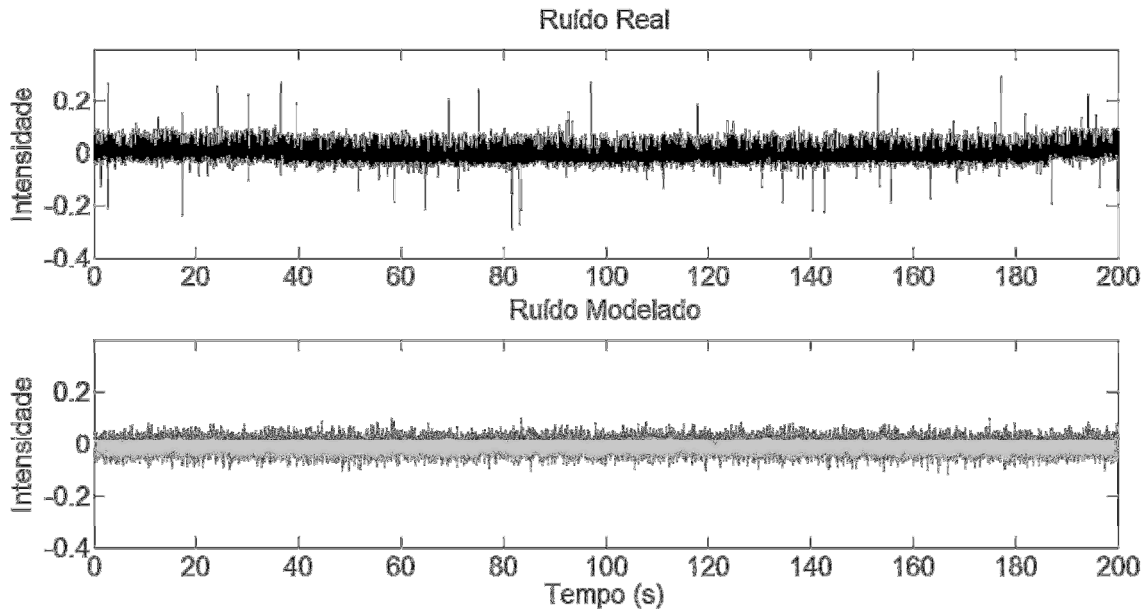


Figura 3.31: Ruído filtrado em comparação com o ruído original

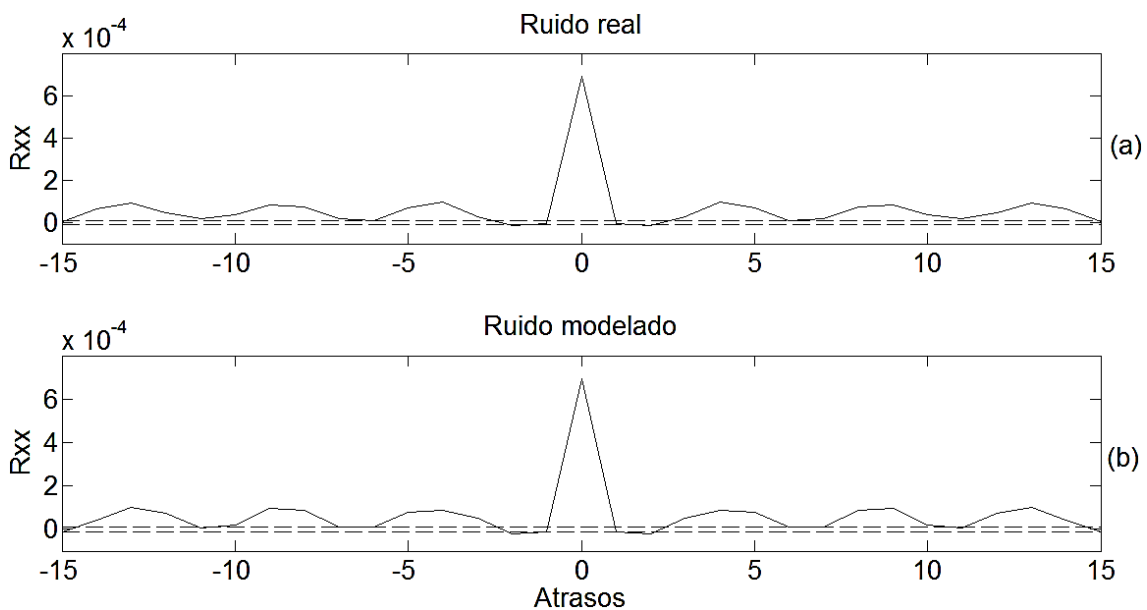


Figura 3.32: Funções de Autocorrelação: (a) ruído real e (b) ruído modelado

Para validar este modelo de ruído, além das características estatísticas já mostradas, testou-se os resíduos da saída do modelo obtido por estimação de parâmetros somado ao ruído modelado em relação ao sinal medido do sistema real, cujas funções de correlação são mostradas na Figura 3.33.

Analisando a Figura 3.33, percebe-se que, em comparação com a figura 3.26 onde a saída do modelo não possuía ruído, as funções de correlação reduziram as oscilações observadas a partir do atraso unitário. Este fato mostra que o ruído modelado permitiu que as características dos resíduos se aproximassem mais das de uma variável branca. Aliada à essa informação, a similaridade das FAC's, do ruído real e modelado, conclui-se que o modelo proposto para o ruído está satisfatório.

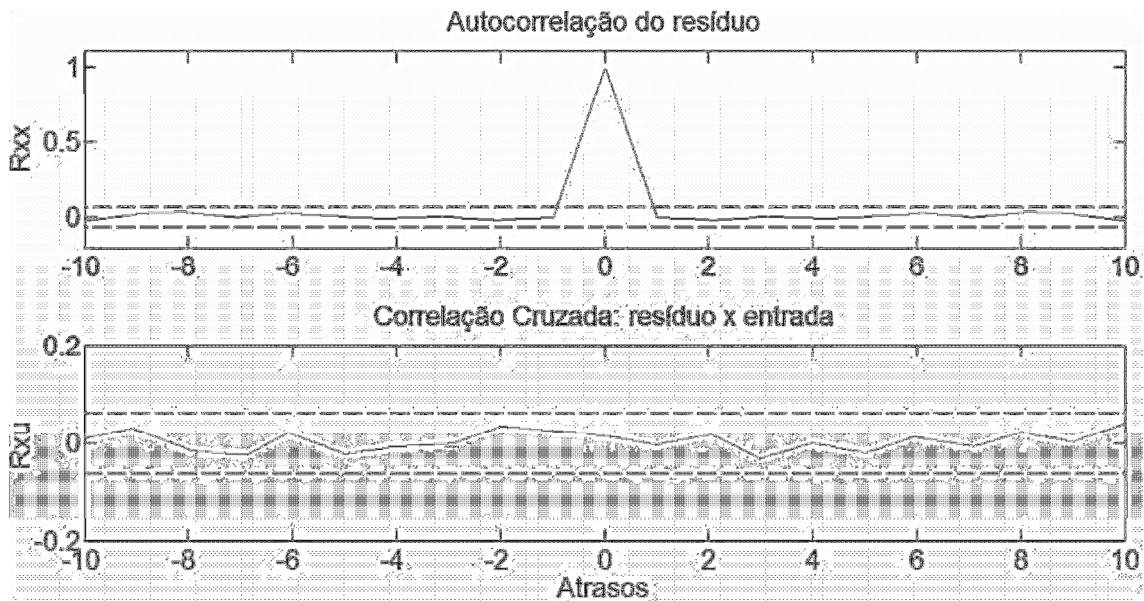


Figura 3.33: Funções de correlação dos resíduos da simulação do modelo obtido por Identificação Recursiva + Ruído modelado (limites de confiança de 95%)

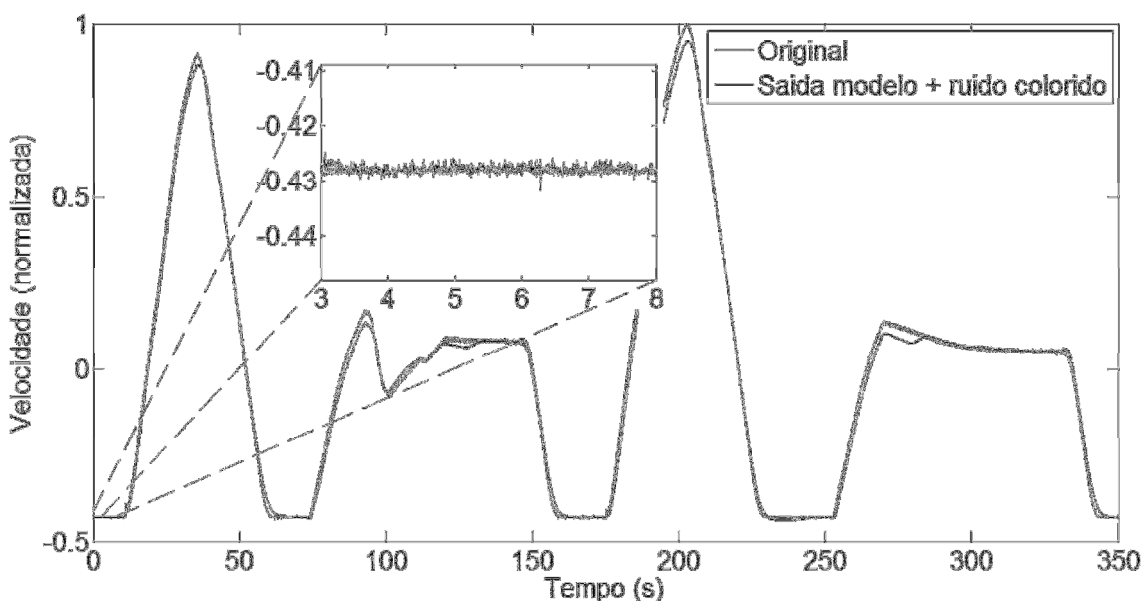


Figura 3.34: Simulação para cálculo do resíduo da resposta do modelo + ruído.

Projeto das Técnicas de Controle do Sistema de Frenagem

4.1 Introdução

Com base nos modelos obtidos no capítulo anterior, inicia-se o projeto do sistema de controle, cujo objetivo principal é eliminar os distúrbios de patinagem e derrapagem e garantir a segurança dos usuários do metrô através da manutenção ou melhoria dos índices de desempenho do sistema, além de promover uma utilização mais eficiente da energia empregada no sistema de tração e frenagem do TUE.

Inicialmente será feita definição dos critérios de desempenho do sistema em malha fechada, então, serão detalhados os projetos de controle propostos neste trabalho na tentativa de obter uma performance superior em relação ao sistema instalado.

São considerados o projeto de controladores do tipo PI(D) e o projeto do controlador de Variância Mínima Generalizado. Os resultados das simulações de cada uma das técnicas serão analisados e comparados na busca pela melhor configuração para possível implementação prática considerando desempenho, complexidade e custo benefício.

4.2 Critérios de Desempenho

Em sistemas de transporte metro ferroviários o principal requisito a ser considerado na operação do sistema é a segurança dos usuários. Existem considerações importantes sobre este assunto em Simpson (1994). No caso em

estudo, esta segurança traduz-se em alguns indicadores de desempenho que estão ligados aos sistemas de controle, dos quais citam-se:

- Taxas de desaceleração de serviço e emergência;
- Distância de parada.

A estes indicadores adicionam-se objetivos específicos de controle que são a capacidade de seguir um set-point e a rejeição de perturbações. Além destes objetivos, pode-se também acrescentar o aproveitamento eficiente da energia de frenagem através da otimização do sinal de controle.

As taxas de aceleração e desaceleração possuem valores especificados para o TUE estudado. Em operação normal, a taxa de serviço não pode superar os $0,77\text{m/s}^2$. Em condições de frenagem de emergência, a taxa pode atingir $1,1\text{m/s}^2$.

As distâncias de parada relacionam-se diretamente com os intervalos de circulação entre duas composições consecutivas. Quanto menores forem as distâncias de parada em frenagem de serviço maior disponibilidade e menores os intervalos de espera nas estações pelo usuário. As distâncias de parada variam com a velocidade e a massa total da composição, bem como as condições da via de circulação, podendo chegar, nos piores casos, a mais de 400 metros. Este é um parâmetro importante e que é afetado diretamente pelos distúrbios de patinagem e derrapagem.

Um dos principais objetivos do sistema de controle proposto é eliminar estes distúrbios, além de promover um controle automático de velocidade através de um perfil de set-point estabelecido. O *overshoot* neste caso é indesejável, pois causaria a atuação do ATC, acarretando na frenagem de emergência irreversível dependendo do tempo de duração do sobressinal.

Como objetivo secundário, mas não menos importante, busca-se minimizar o desperdício de energia durante a frenagem através da obtenção de um sinal de controle otimizado. Apesar de não serem abordadas em detalhes neste texto, existem diversas alternativas de aproveitamento desta energia de frenagem, dentre as quais citam-se (Nascimento; Jota, 2011):

- um sistema autônomo de energia a ser instalado nos carros motores para carregar um banco de acumuladores de energia e alimentar um sistema de ar condicionado para toda a composição que poderia ser adaptado ao sistema de ventilação já existente no metrô;
- reutilização da energia acumulada para o posterior tracionamento do veículo.

Os critérios de desempenho descritos nesta seção estão resumidos na Tabela 4.1, onde visualiza-se o status atual e a proposta apresentada neste trabalho.

Tabela 4.1: Desempenho do sistema de frenagem.

Parâmetro	Atual	Proposta
Taxa de Frenagem Serviço	0,77m/s ²	não ultrapassar
Taxa de aceleração	0,8m/s ²	não ultrapassar
Distância parada máxima	446m	reduzir
Seguir set-point	não automático	automatizar
Rejeição de perturbações	não possui	automática
Utilização de energia	transforma em calor	otimizar

4.3 Projetos de Controle

Durante a obtenção do modelo que descreve o funcionamento do sistema de tração-frenagem do TUE, verificou-se que este processo sofre variações em suas características dinâmicas quando submetido a diferentes perfis do sinal de entrada. Estas variações dinâmicas no processo a controlar justificam a implementação de uma técnica de controle avançado, com estimação de parâmetros da planta e atualização de parâmetros do controlador em tempo real. Um diagrama de blocos com esta proposta para o sistema de controle pode ser visualizado na Figura 4.1.

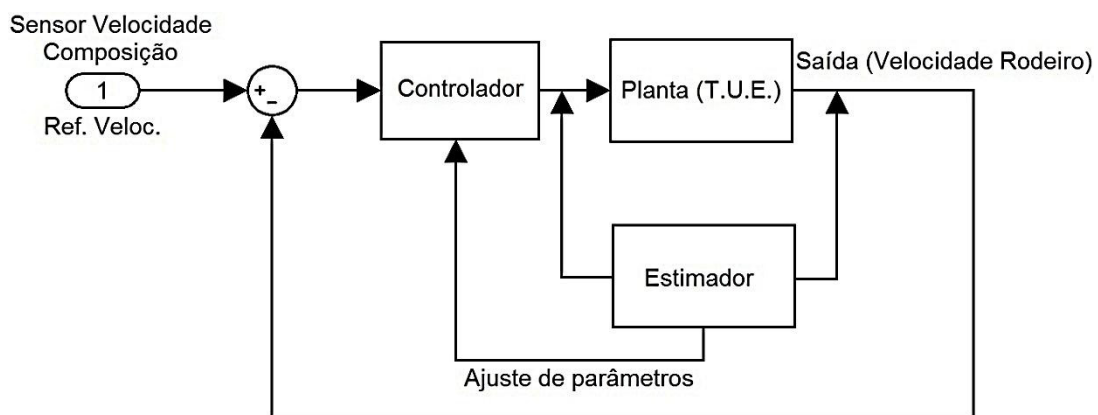


Figura 4.1: Diagrama de Blocos da proposta do sistema de controle

Porém, a implantação de um TUE com um protótipo deste sistema de controle é inviável no atual cenário operacional do metrô de Belo Horizonte devido a questões financeiras (baixo ou nenhum investimento em melhorias para o sistema) logísticas (disponibilidade de TUE's para execução de testes) e tecnológicas (elemento final de controle com limitações para reproduzir o sinal gerado, conforme descrito na seção 2.6).

Uma forma de ensaiar e avaliar o sistema de controle proposto é por meio de um simulador para o trem, representado pelo modelo 3.10 levantado na seção 3.2.1. No diagrama de blocos mostrado na Figura 4.1, a variável controlada é a velocidade do rodeiro. Contudo, o modelo pela física do processo

gerado fornece como saída a velocidade apenas do TUE. Necessita-se então de uma modelagem do comportamento do rodeiro do trem em regime de tração e frenagem para que então obtenha-se a variável de controle desejada. Na Figura 4.2 (e em detalhe ampliado nas Figuras 4.3 e 4.4) encontra-se o diagrama de blocos contemplando este simulador do rodeiro que foi obtido na seção 3.4.2 (expressão 3.33), juntamente com a proposta do sistema de controle.

Neste diagrama têm-se os modelos de simulação das dinâmicas do trem e do rodeiro (3.10 e 3.33 respectivamente) ambos sendo alimentados em suas entradas pela saída do controlador. Em condições normais, em que não há a ocorrência dos distúrbios de patinagem e derrapagem, as respostas de ambos os simuladores são iguais, portanto, o erro de patinagem ou derrapagem é nulo e o controlador recebe em sua entrada o sinal de erro em relação à velocidade de referência (set-point). Quando ocorre o distúrbio, a resposta do simulador do rodeiro será diferente da resposta do simulador do TUE. Neste instante, o controlador recebe em sua entrada o sinal de erro de patinagem ou derrapagem de modo a proceder ao cálculo da saída de controle para eliminar este distúrbio.

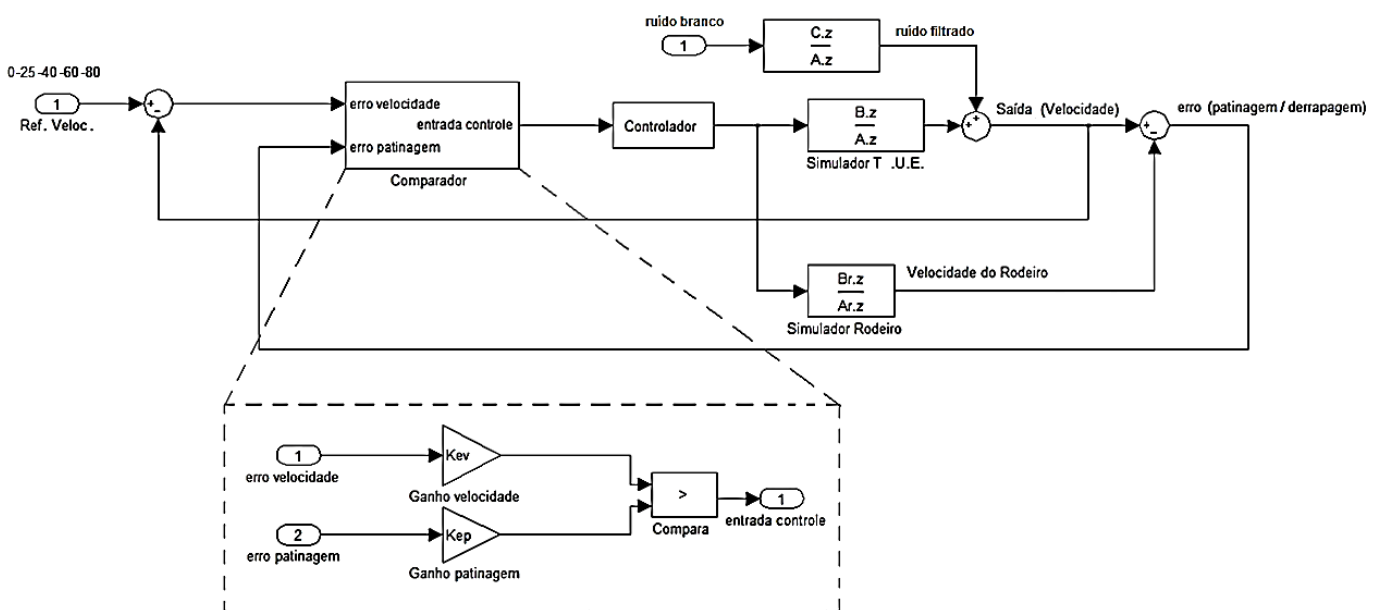


Figura 4.2: Diagrama de Blocos da proposta do sistema de controle com simuladores

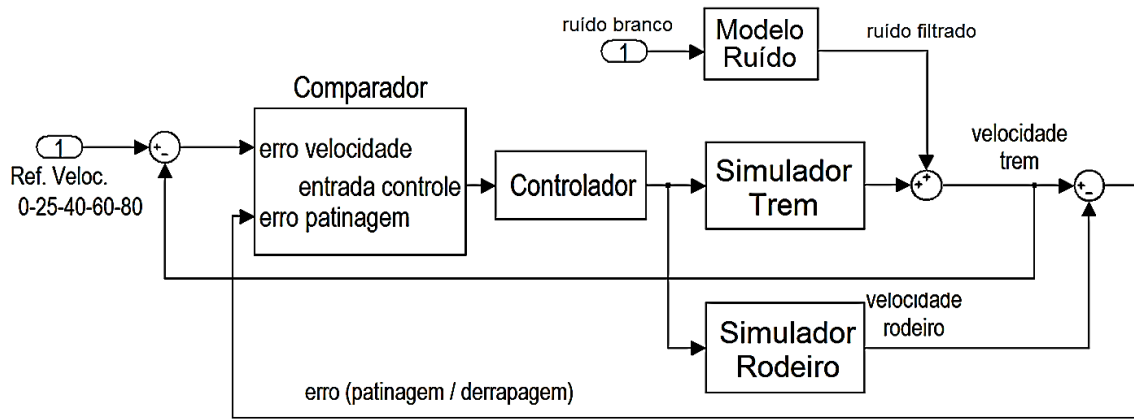


Figura 4.3: Detalhe do diagrama de blocos da proposta do sistema de controle com simuladores

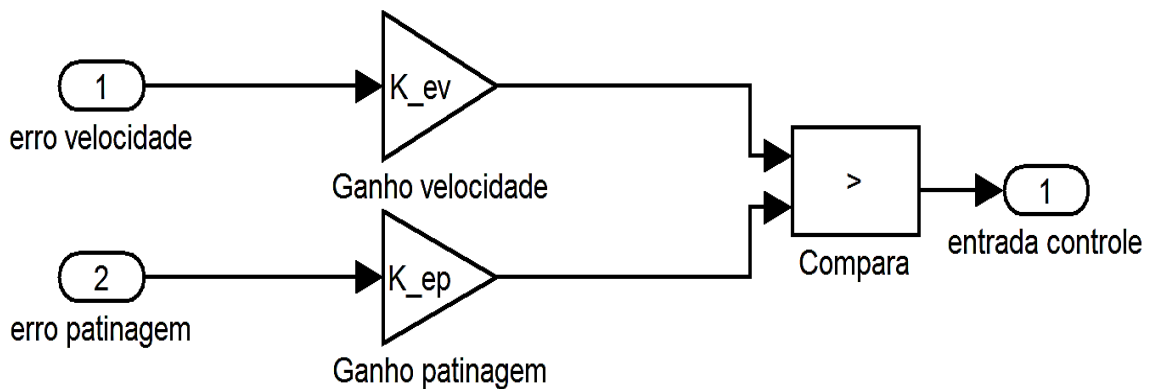


Figura 4.4: Detalhe do bloco "Comparador" da proposta do sistema de controle

O bloco "Comparador" (Figura 4.4) consiste em uma estrutura que seleciona qual dos dois sinais de erro ("erro velocidade" que é a diferença entre a velocidade de saída do simulador do TUE e o set-point e "erro patinação" que representa a diferença entre a velocidade do rodeiro e a velocidade da composição) será aplicada à entrada do controlador. Em cada amostragem, caso o "erro patinação" for maior que zero, este sinal de erro é aplicado ao controlador. Caso contrário, o sinal do "erro velocidade" é que será aplicado no cálculo da lei de controle. Esta saída de controle tem sua amplitude limitada em 200 amperes. Esta limitação relaciona-se ao fato discutido na seção 3.2.2.1, em que, apesar de instantaneamente a corrente de armadura atingir números superiores, o valor médio para alcançar e manter as velocidades comuns de operação gira em torno de 200 amperes.

Considerou-se os ganhos “velocidade” (K_{ev}) e “patinagem” (K_{ep}) iguais a um. Esta escolha foi suficiente para a atuação do controlador eliminando situações de distúrbio de patinagem e derrapagem, conforme testes realizados nas seções 4.3.1.2 e 4.3.2.2. Foram considerados estes ganhos no projeto para permitir um ajuste caso o controlador não conseguisse eliminar eficientemente o erro de patinagem e derrapagem com a configuração inicial de ganhos unitários, porém este ajuste não foi necessário.

Para o bloco do controlador serão aplicadas duas técnicas: o Controlador PI(D) e o Controlador Generalizado de Variância Mínima (CVMG) que serão discutidas nas seções seguintes.

4.3.1 Projeto do Controlador PI(D)

Por ter grande aplicação na indústria e vasta literatura tratando de sua implementação (Astrom; Hägglund, 1995) (Seborg et al., 1989) (Ogata, 2003), será realizado o projeto de um controlador PI e PI(D) para ser aplicado à planta em estudo. Além da simplicidade na sua implementação, busca-se também obter parâmetros de comparação de desempenho em relação ao sistema de controle atualmente instalado no TUE e ao projeto de controle avançado tratado nas seções seguintes.

4.3.1.1 Método da Síntese Direta

Alguns critérios de desempenho definidos na seção 4.2 relacionam-se diretamente com a resposta transitória da planta, principalmente a redução da distancia de frenagem e a eliminação dos distúrbios de patinagem e derrapagem, por serem fenômenos de dinâmica muito mais rápida que a da planta e que ocorrem nas rampas de aceleração de desaceleração.

Para calcular os parâmetros para o controlador PI(D) de modo a otimizar os critérios citados acima, será utilizada como técnica de projeto o método da

Síntese Direta (Seborg et al., 1989). Através deste método define-se uma resposta em malha fechada desejada através de um modelo a priori e baseado nos parâmetros deste modelo e do modelo da planta, calculam-se os parâmetros “ K_c ”, “ T_i ” e “ T_d ” do controlador.

Apesar das funções de transferência dos modelos levantados por Resposta Complementar na seção 3.2.2 serem de segunda ordem, será considerada para simplificação a função de transferência desejada em malha fechada pode ser definida como sendo de primeira ordem com tempo morto, conforme equação 4.3.

$$\frac{Y(s)}{R(s)}_{dMF} = \frac{e^{-\theta_{dMF} \cdot s}}{\tau_{dMF} \cdot s + 1} \quad (4.3)$$

Baseado no conhecimento que se tem do processo, o valor de “ τ_{dMF} ” pode ser estabelecido no intuito de melhorar o tempo de subida que atualmente é de cerca de 20 segundos. Desta forma, atribui-se $\tau_{dMF} = 2$ segundos. Com isto espera-se que o sistema em malha fechada apresente desempenho melhor em termos de distância de parada e taxa de aceleração.

Utilizando como referência o modelo identificado da planta para o sistema de tração (expressão 3.19) que possui atraso puro de tempo $\theta = 0,7$ segundos, “ θ_{dMF} ” será escolhido de tal forma que $\theta_{dMF} > \theta$, já que a variável controlada não responde a variações de set point em um tempo menor do que o tempo morto do processo (Jota e Pena, 1995). Assim, atribui-se $\theta_{dMF} = 1$ segundo.

Na determinação dos parâmetros do controlador considera-se a expressão 4.4 para o sistema em malha fechada.

$$G_c(s) = \frac{\frac{Y(s)}{R(s)}_{dMF}}{G_p(s) \cdot \left(1 - \frac{Y(s)}{R(s)}_{dMF}\right)} \quad (4.4)$$

Na equação 4.4 tem-se:

- “ $G_c(s)$ ” representando a função de transferência do controlador;
- “ $G_p(s)$ ” representando a função de transferência da planta.

Para os casos em que $G_p(s)$ se enquadra nas funções de transferência apresentadas na Tabela 4.2 serão determinados os parâmetros do controlador PI e PI(D).

Tabela 4.2: Determinação dos parâmetros do controlador PI(D) por Síntese Direta.

Tipo de modelo da planta	K_c	T_i	T_d
$G_p(s) = \frac{K_p e^{-\theta \cdot s}}{\tau_1 \cdot s + 1}$	$\frac{\tau_1}{K_p \cdot (\theta + \tau_{dMF})}$	τ_1	-
$G_p(s) = \frac{K_p e^{-\theta \cdot s}}{(\tau_1 \cdot s + 1) \cdot (\tau_2 \cdot s + 1)}$	$\frac{\tau_1 + \tau_2}{K_p \cdot (\theta + \tau_{dMF})}$	$\tau_1 + \tau_2$	$\frac{\tau_1 \cdot \tau_2}{\tau_1 + \tau_2}$

4.3.1.1.1 Determinação de “ K_c ”, “ T_i ” e “ T_d ”

Utilizando as expressões mostradas na tabela 4.2 e aplicando os valores dos parâmetros dos modelos determinados na seção 3.2.2, calculam-se os parâmetros dos controladores PI e PID mostrados na tabela 4.3.

Tabela 4.3: Valores calculados dos parâmetros dos controladores PI e PI(D) por Síntese Direta.

Dados utilizados do modelo:	PI(D)			PI	
	K_c	T_i	T_d	K_c	T_i
$H_t(s) = \frac{0,4566e^{-0,7s}}{54s^2 + 18,6s + 1}$	15.1	18.6	2.9	12.17	15
$H_f(s) = \frac{0,3301}{64,59s^2 + 18,43s + 1}$	27.92	18.43	3.5	20.3	13.73

4.3.1.2 Testes Simulados – Controladores PI e PI(D)

Foram simuladas as configurações dos controladores ajustados com os parâmetros acima, cujos resultados são apresentados nas figuras a seguir. Nestas simulações serão considerados os critérios de desempenho de taxas de aceleração e distância de parada em comparação com o sistema real para a um perfil de velocidade de 70km/h os resultados são apresentados na Tabela 4.4. As configurações serão numeradas de 1 a 4, sendo a seguinte sequencia:

- Configuração 1: controlador PI(D) com parâmetros calculados a partir dos dados do modelo de tração;
- Configuração 2: controlador PI com parâmetros calculados a partir dos dados do modelo de tração;
- Configuração 3: controlador PI(D) com parâmetros calculados a partir dos dados do modelo de frenagem;
- Configuração 4: controlador PI com parâmetros calculados a partir dos dados do modelo de frenagem.

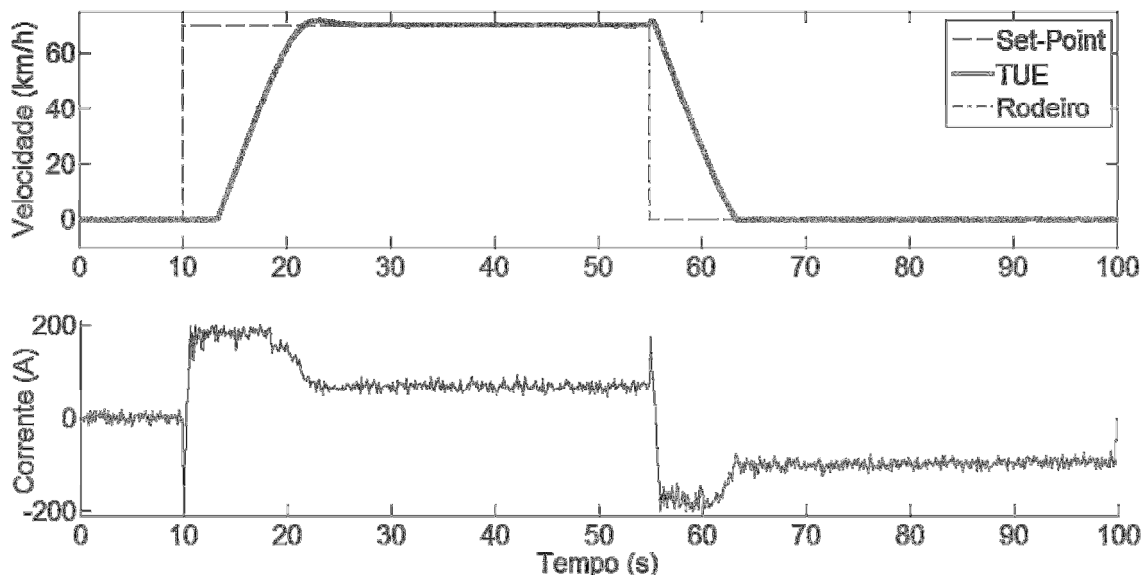


Figura 4.5: Resultado de simulação do sistema com a configuração 1: $K_c=15.1$, $T_i=18.6$ e $T_d=2.9$

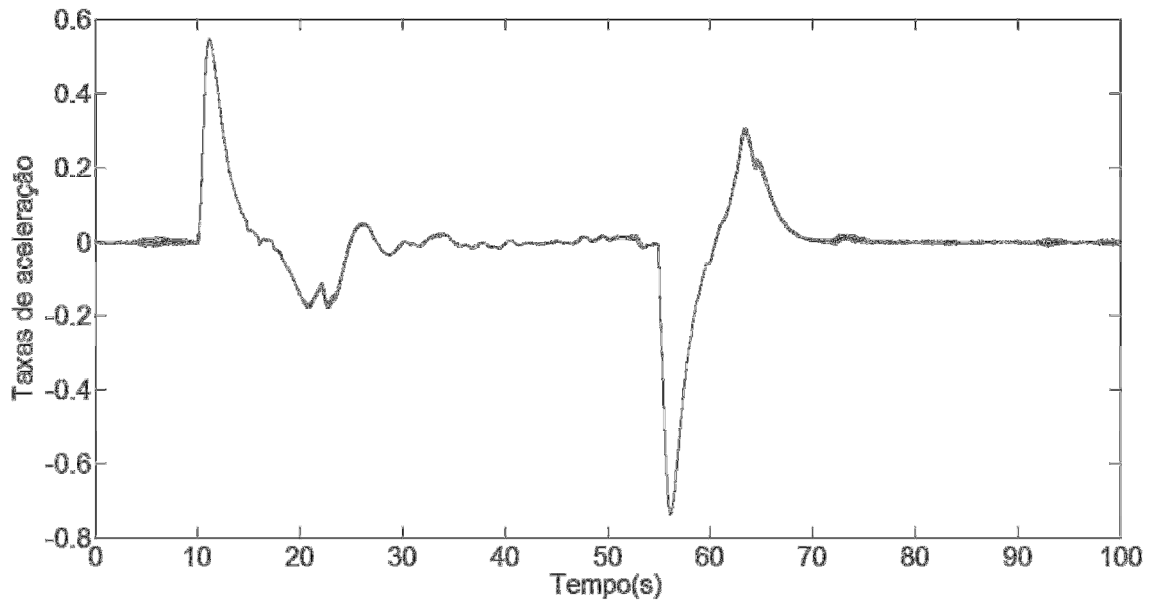


Figura 4.6: Taxas de aceleração da simulação do sistema com a configuração 1

Analisando os resultados da simulação da configuração 1, observa-se que apesar de atingir alguns critérios de desempenho, a saída demorou a atingir a velocidade constante, com algumas oscilações em valores inferiores ao set-point. O critério de distância de parada teve desempenho pior em relação ao sistema real. O sinal de controle gerado ficou muito ativo, mesmo depois do instante de 62 segundos, quando o TUE termina a frenagem, tentando possivelmente controlar o ruído.

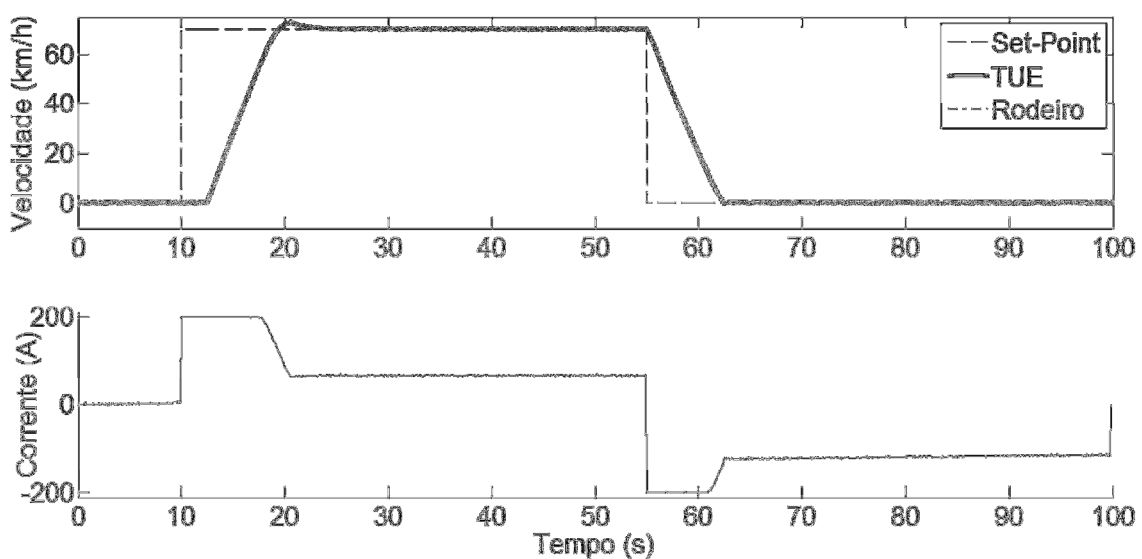


Figura 4.7: Resultado de simulação do sistema com a configuração 2: $K_c=12.17$ e $T_i=15$

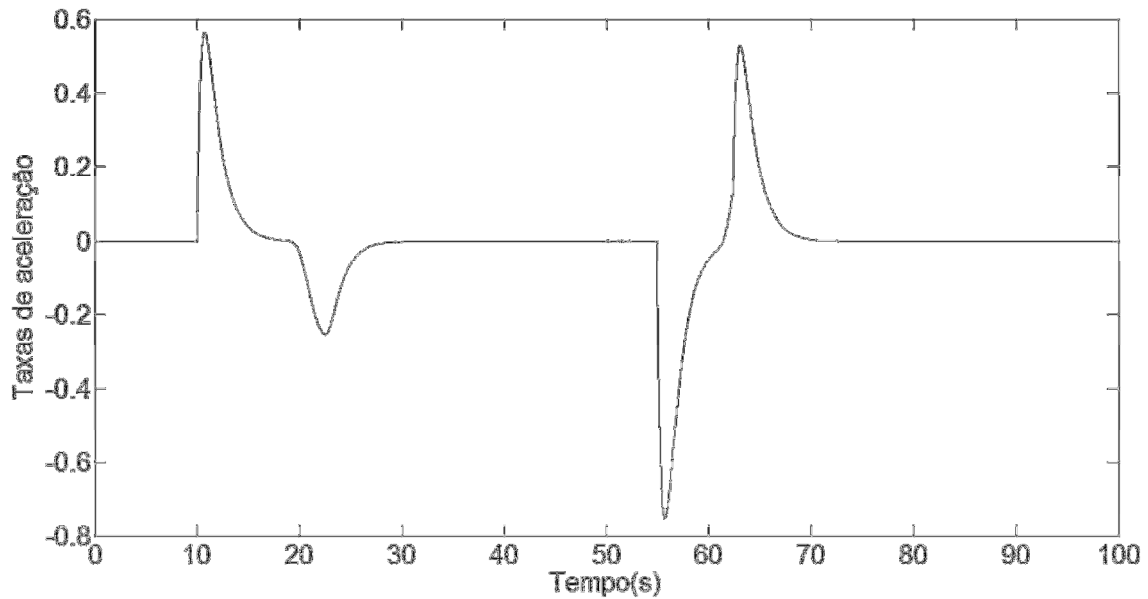


Figura 4.8: Taxas de aceleração e distância percorrida resultantes da simulação do sistema com a configuração 2

A configuração 2 atingiu todos os critérios de desempenho, apesar de ter apresentado um pequeno sobressinal indesejável, mas que não comprometeria o sistema real com a atuação do ATC (seção 2.6) por ser de curta duração (menor que 4 segundos). O sinal de controle apresentou um perfil praticamente sem grandes oscilações, o que facilitaria a implementação prática por não sobrecarregar os atuadores.

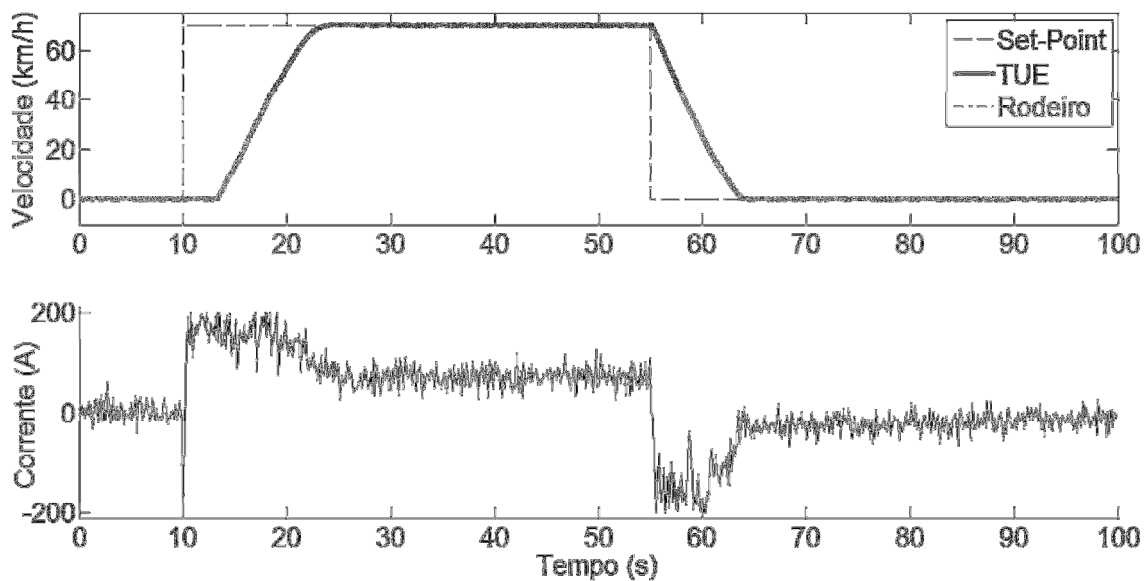


Figura 4.9: Resultado de simulação do sistema com a configuração 3: $K_c=27.92$, $T_i=18.43$ e $T_d=3.5$

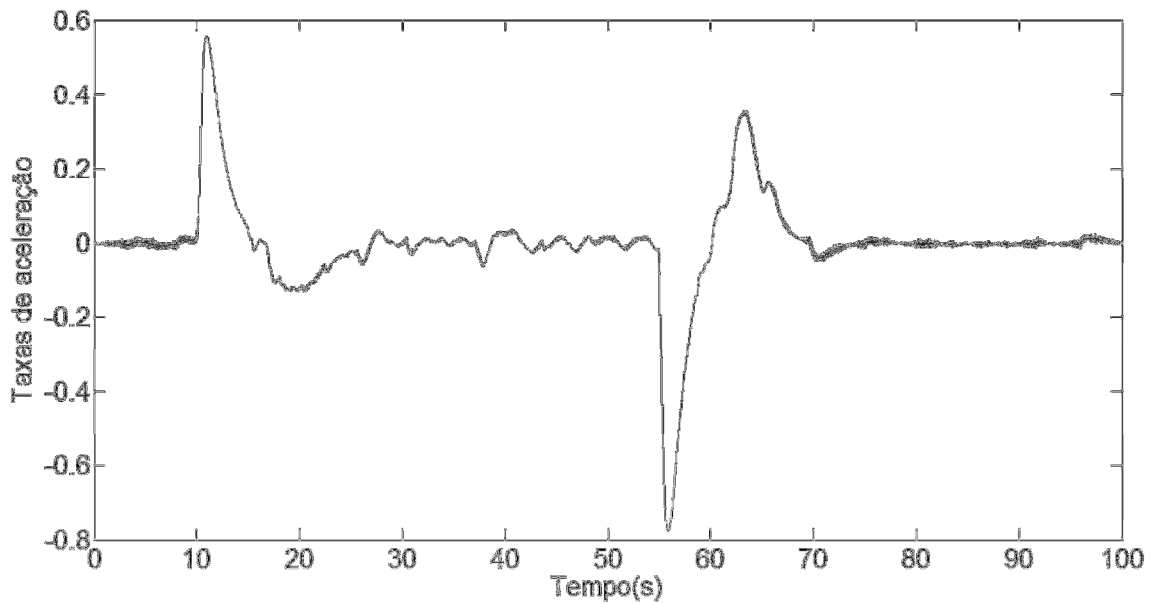


Figura 4.10: Taxas de aceleração e distância percorrida resultantes da simulação do sistema com a configuração 3

Embora tenha atingido todos os critérios de desempenho, o sinal de controle gerado pela configuração 3 possui o mesmo “problema” do sinal da configuração 1. Isto acarretaria um maior consumo de energia, já que um sinal de corrente elétrica está sendo gerado para controlar um TUE que teoricamente está parado. Em relação às configurações 1 e 3, a configuração 2 apresentou uma saída de controle mais adequada.

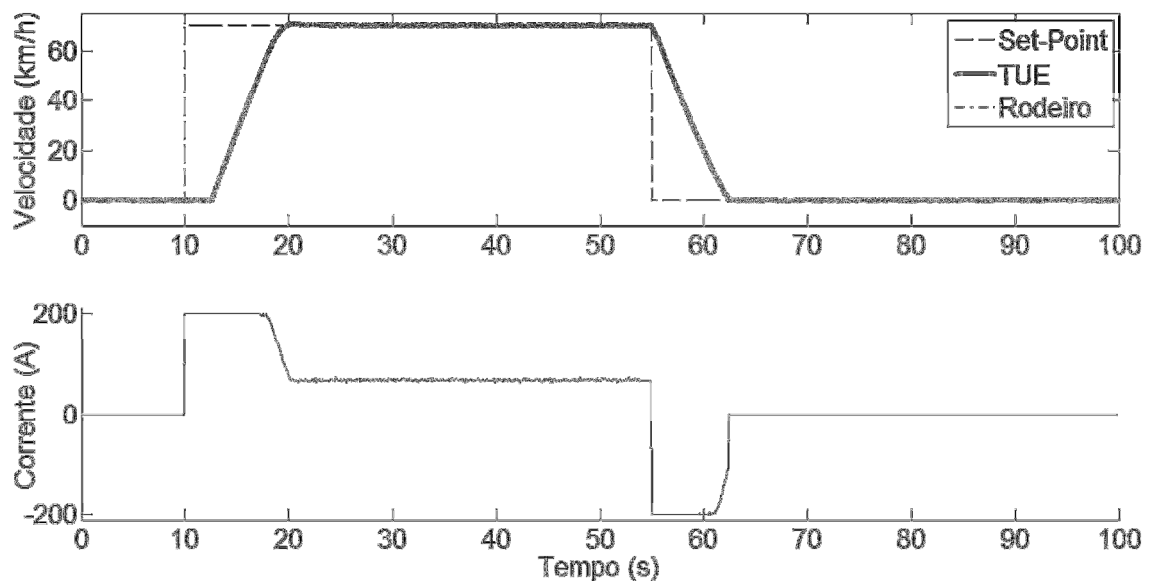


Figura 4.11: Resultado de simulação do sistema com a configuração 4: $K_c=20.3$ e $T_i=13.73$

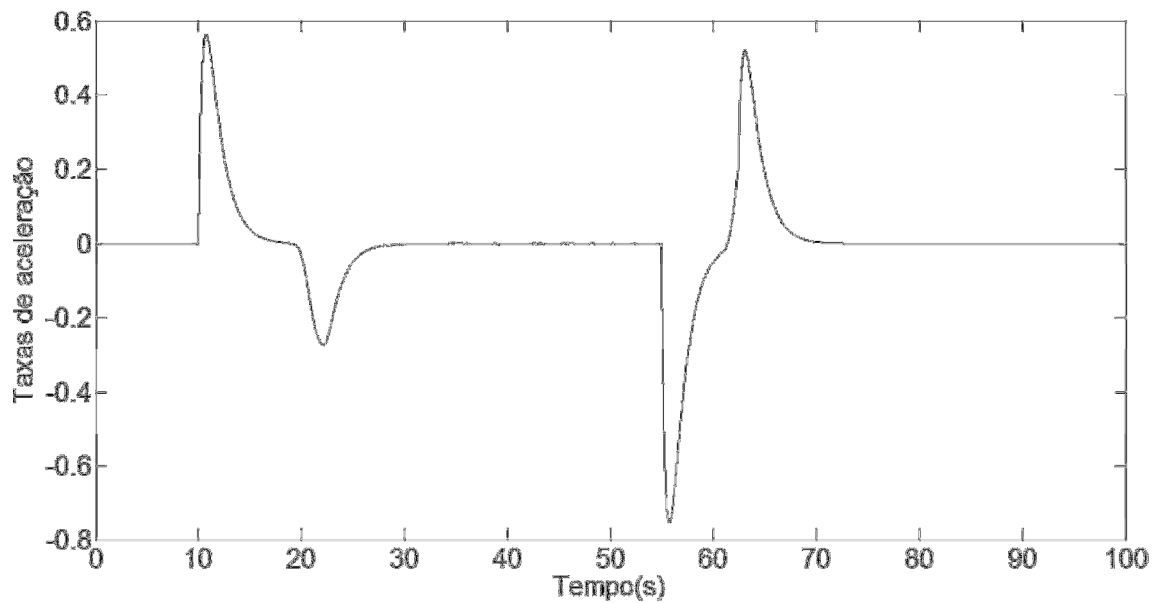


Figura 4.12: Taxas de aceleração e distância percorrida resultantes da simulação do sistema com a configuração 4

Semelhantemente à configuração 2, a configuração 4 apresentou um menor sobressinal e a atingiu todos os critérios de desempenho, apesar da distância de parada ser muito próxima à do sistema real.

Tabela 4.4: Comparativo de desempenho dos parâmetros dos controladores PI e PI(D)

Critério	Configuração				Sistema real
	1	2	3	4	
Distância de parada [m]	254.58	247.896	244.37	247.98	248
Taxa de aceleração [m/s^2]	0.667	0.6896	0.679	0.6896	0.76
Taxa de frenagem [m/s^2]	0.741	0.7539	0.777	0.756	0.77
Ocorrência de patinagem/derrapagem	não	não	não	não	sim

Nota-se que, como desejado, ocorreu em todas as simulações a eliminação dos distúrbios de patinagem e derrapagem (as curvas de velocidade, do rodeiro e da composição, estão praticamente sobrepostas). Nas simulações futuras, será utilizada a configuração 4 que foi a de melhor desempenho para o controle PI para comparar o desempenho com o controlador projetado através das técnicas de controle avançado discutidas na próxima seção.

4.3.2 Projeto do Controlador de Variância Mínima Generalizado

O Controlador de Variância Mínima Generalizado (CVMG) baseia-se na definição de um controlador geral que, usando idéias de modelo de referência e controle preditivo, atenda a uma grande variedade de critérios para projetos em malha fechada (Jota, 2004).

Para atender a este critério, considera-se a função de custo “J” que minimiza a variância de uma função auxiliar “ ϕ ” conforme expressões 4.6 e 4.7.

$$J = E\{\phi_{k+r/k}^2\} \quad (4.6)$$

$$\phi_k = P(Z^{-1}) \cdot y_k + Q(Z^{-1}) \cdot u_{k-r} - R(Z^{-1}) \cdot w_{k-r} \quad (4.7)$$

Na expressão 4.6 a função de custo calcula a esperança matemática de “ $\phi_{k+r/k}^2$ ” que representa a variância da predição de valor da função auxiliar em “k+r” amostras à frente considerando os dados disponíveis até o instante “k”. Na expressão 4.7 tem-se:

- “ ϕ_k ” representando a função de saída auxiliar;
- “ $P(Z^{-1})$ ”, “ $Q(Z^{-1})$ ” e “ $R(Z^{-1})$ ” representando funções de transferência discretas utilizadas na sintonia do CVMG;
- “r” é o atraso em número de amostras;
- “ y_k ” representando a saída do processo no instante “k”;

- “ u_{k-r} ” representando a entrada do processo (ou saída de controle) atrasada “ r ” amostras em relação ao instante “ k ”;
- “ w_{k-r} ” representando o sinal de referência (set-point) atrasado “ r ” amostras em relação ao instante “ k ”.

Apresentadas as equações básicas, projetar um CVMG consiste em definir as funções de transferência “ P ”, “ Q ” e “ R ” para que sejam atendidos os critérios de desempenho e estabilidade do sistema.

Para fazer uso das informações sobre o processo, utiliza-se a equação diofantina mostrada na expressão 4.8, onde “ C ” e “ A ” são polinômios definidos no capítulo anterior (3.36 e 3.30 respectivamente) e relacionam-se aos modelos de ruído e do processo, “ P_n ” e “ P_d ” representam os polinômios do numerador e denominador da função de transferência representada por “ P ”.

$$\frac{CP_n}{AP_d} = E + Z^{-r} \frac{F}{AP_d} \quad (4.8)$$

Na expressão 4.8, “ E ” e “ F ” são polinômios em Z^{-1} cuja ordem é determinada pelo tempo de atraso “ r ” e pela ordem dos polinômios “ A ” e “ B ” respectivamente (Jota, 2004). O grau de “ E ” é determinado pelo número de atrasos (amostras) menos uma unidade. Assim, determina-se o polinômio $E=e_0=1$, pois $r=1$ ($\theta_{dMF}=1s$, tempo de amostragem de 1s – seção 3.2.2) e o grau de “ E ” é zero. O grau de “ F ” é determinado como sendo igual ao grau do polinômio “ A ” menos um, pois o grau do polinômio “ C ” é igual ao grau de “ A ” mais o atraso “ r ” menos uma unidade. Desta forma, para o processo em estudo, o polinômio vale:

$$F(Z^{-1}) = f_0 + f_1 \cdot Z^{-1} \quad (4.9)$$

Os termos “ f_0 ” e “ f_1 ” são determinados através do desenvolvimento da equação 4.8, igualando os termos de mesmo grau em ambos os lados da igualdade, resultando em:

$$f_0 = c_1 - a_1 \quad (4.10)$$

$$f_1 = c_2 - a_2 \quad (4.11)$$

Utilizando a identidade diofantina da expressão 4.8 e fazendo as manipulações necessárias, chega-se à expressão 4.12 que representa a saída de controle em função dos polinômios do modelo do processo (“A”, “B” e “C”) e das funções de transferência de sintonia do CVMG (“P”, “Q” e “R”)

$$u_k = \frac{C \cdot R \cdot w_k - F \cdot y_k / P_d}{E \cdot B + C \cdot Q} \quad (4.12)$$

No cálculo do sinal de controle, parâmetros do modelo da planta são utilizados. Quando a planta apresenta comportamento dinâmico que varia com o ponto de operação, a estimação on-line destes parâmetros traz as adaptações necessárias ao sinal de controle para acompanhar estas variações. Esta estimação de parâmetros é realizada através do estimador de Mínimos Quadrados Recursivo com fator de esquecimento (Apêndice A).

4.3.2.1 Determinação de “R”, “P” e “Q”

Determinada a expressão para o sinal de controle com parâmetros da planta estimados em tempo real, resta definir as funções de transferência “R”, “P” e “Q”.

A função de transferência “R” atua como um filtro para o sinal de referência e pode ser utilizado como um compensador de avanço ou atraso, por exemplo. Nos testes realizados com o controlador PI(D) não foi utilizado nenhuma filtragem no sinal de set-point, portanto será utilizado na sintonia do CVMG o valor de R=1.

Para a função “P” utilizou-se uma função de transferência do tipo:

$$P(Z^{-1}) = \frac{(1-\alpha) \cdot z^{-1}}{1-\alpha \cdot z^{-1}} \quad (4.13)$$

Na expressão 4.13, tem-se o parâmetro “ α ” que foi escolhido para ser um polo dez vezes mais rápido que o polo da função de transferência discreta do processo em malha fechada, calculada a partir da equação característica $PB+QA=0$ (Jota, 2004), de modo a acelerar a resposta do sistema. Assim, o sinal de saída filtrado terá a seguinte expressão:

$$y_f(k) = y(k-1) - \alpha \cdot [y_f(k-1) - y(k-1)] \quad (4.14)$$

A escolha de “ Q ” como sendo $\lambda(1 - z^{-1})$ foi feita no intuito de reduzir a variação do sinal de controle, introduzindo o peso “ λ ” como uma medida para essa redução.

Definidas as estruturas de “ P ”, “ Q ” e “ R ”, expandindo a expressão 4.12 tem-se a expressão definitiva para o sinal de controle do CVMG:

$$u_k = \left(\frac{1}{\lambda}\right) \cdot [-f_{0k} \cdot y_{fk} - f_{1k} \cdot y_{fk-1} + w_k + c_1 \cdot w_{k-1} - (b_{0k} + c_1 \cdot \lambda - \lambda) \cdot u_{k-1} - (b_{1k} \cdot c_2 \cdot \lambda - c_1 \cdot \lambda) \cdot u_{k-2} + (c_2 \cdot \lambda) \cdot u_{k-3}] \quad (4.15)$$

Definida a expressão geral para o sinal de controle, foram realizados alguns testes para ajustes da melhor sintonia do CVMG baseada em algumas configurações mostradas na seção seguinte.

4.3.2.2 Testes Simulados – CVMG

Para testar esta configuração de controle, serão utilizados os mesmos critérios de desempenho e condições dos testes realizados com o controlador PI(D), ou seja, velocidade de 70km/h e verificação de sobressinal, distância de parada e taxas de aceleração. Os valores dos parâmetros “ α ” e “ λ ” foram definidos conforme tabela 4.5. Esta definição gera duas configurações para teste, uma para $\lambda=0.1$ e outra para $\lambda=0.9$. Os resultados dos testes são visualizados nas Figuras 4.13 e 4.14

Tabela 4.5: Valores dos parâmetros “ α ” e “ λ ”

Parâmetro	Valor	Justificativa
α	0.08	Polo 10 vezes mais rápido que o função de transferência discreta em malha fechada
λ	0.1	Forte redução da variancia de u_k (sinal “pouco” ativo)
	0.9	Pouca redução da variancia de u_k (sinal mais livre)

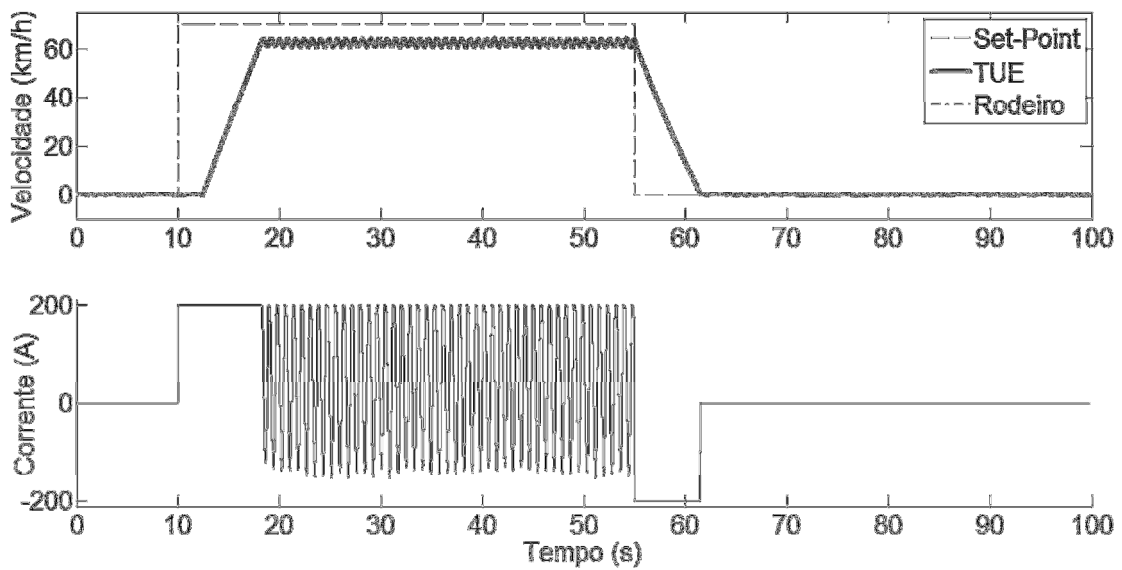


Figura 4.13 Resultado de simulação do sistema com o CVMG configuração 1

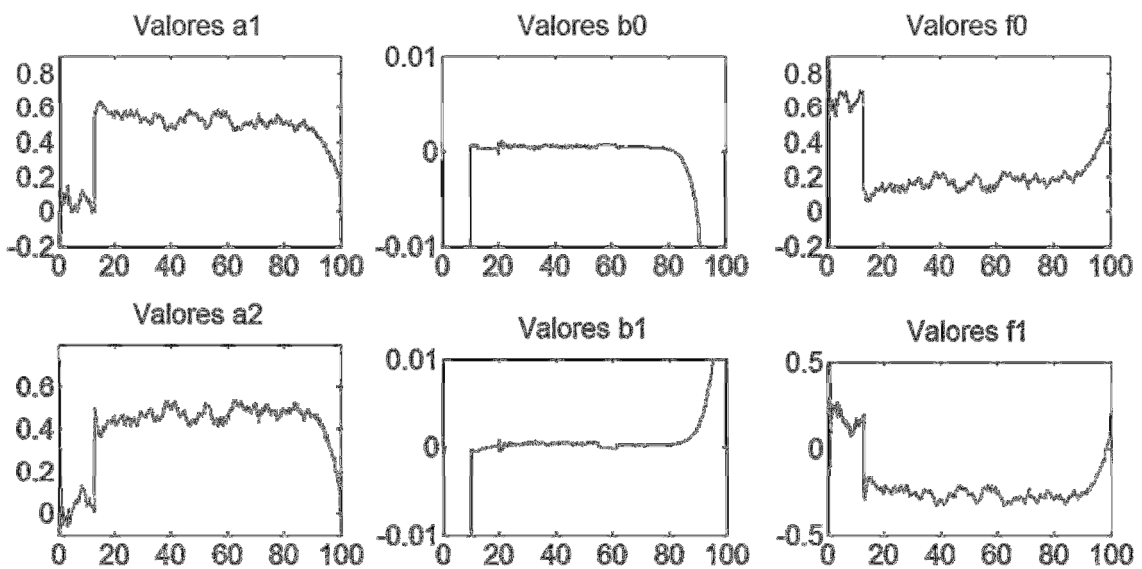


Figura 4.14 Parâmetros estimados para o teste do CVMG configuração 1 (JTA=0,9667)

Nos resultados das Figuras 4.13 e 4.14 pode-se notar que, apesar dos critérios de desempenho terem sido atendidos com folga (distância de parada e taxas de aceleração menores que os do sistema real conforme Tabela 4.6), o sistema não atingiu o set-point desejado, ficando em torno de 3km/h abaixo, além de pequenas oscilações da ordem de 2,5km/h de pico a pico de amplitude quando o sistema tentou manter a velocidade constante, o que poderia causar certo desconforto aos passageiros. Quanto aos parâmetros estimados, verifica-se que a convergência foi precária, com grandes com grandes variações e sem alcançar os valores ideais.

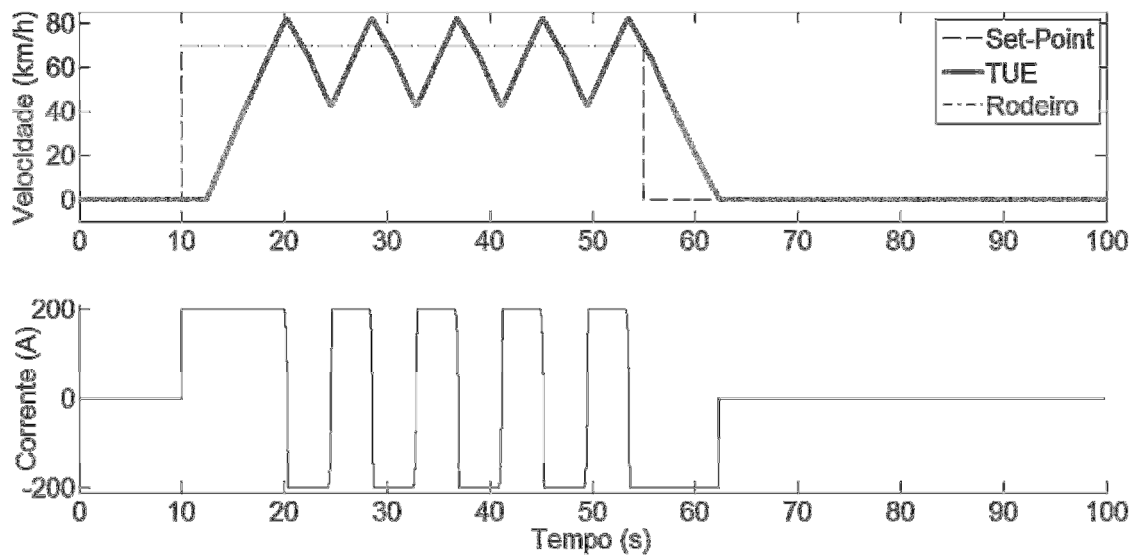


Figura 4.15 Resultado de simulação do sistema com o CVMG configuração 2

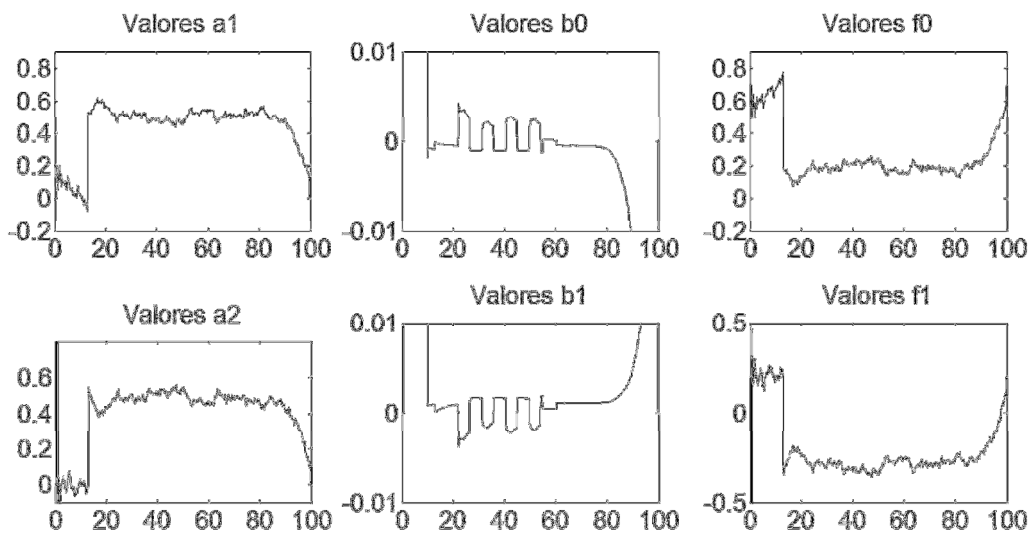


Figura 4.16 Parâmetros estimados para o teste do CVMG configuração 2 (JTA=0,9667)

Nos resultados da configuração 2, além dos critérios aceleração não terem sido atendidos (vide Tabela 4.6), as oscilações do sistema aumentaram como consequência da maior variabilidade do sinal de controle, e ainda ocorreu o sobressinal indesejado em diversos instantes na simulação. Em ambos os testes das configurações 1 e 2 não ocorreu o distúrbio de patinagem e derrapagem.

De modo a sanar estes problemas, implementou-se uma técnica de robustecimento ao CVMG chamada *Dead Zone* (do inglês “zona morta”) (Ioannou; Sun, 1996).

4.3.2.3 Robustecimento através de Zona Morta

Considera-se um sistema adaptativo com estimação de parâmetros definido pela expressão 4.16 (Ioannou; Sun, 1996):

$$\dot{\tilde{\theta}} = \gamma \cdot \varepsilon_1 \cdot u, \quad \varepsilon_1 = -\tilde{\theta} \cdot u + \eta \quad (4.16)$$

Na expressão 4.16, tem-se:

- “ $\tilde{\theta}$ ” representando o vetor de parâmetros estimados, com “ $\dot{\tilde{\theta}}$ ” representando sua variação no tempo (estimação em tempo real);
- “ γ ” representando a lei adaptativa de atualização dos parâmetros estimados;
- “ u ” representando a entrada do processo;
- “ ε_1 ” representando o erro de predição ou erro de estimação;
- “ η ” representando um erro desconhecido de modelagem ou ruído.

Dada uma constante “ d_0 ” tal que $\sup_t |\eta(t)| \leq d_0$, se o módulo do erro de estimação for muito maior que “ d_0 ” a saída estimada do processo é dominante em relação ao ruído “ η ”. No caso oposto, onde $|\varepsilon_1| < d_0$, existe a possibilidade

da presença de um ruído de elevada amplitude, que causa uma piora na relação sinal ruído.

A técnica de robustecimento de zona morta consiste em estabelecer um limite na relação sinal ruído onde a manutenção da estimação de parâmetros torna-se prejudicial, pois se passa a estimar parâmetros de ruído e não do sistema de interesse. Baseado neste limite estabelecido define-se uma região em que o estimador de parâmetros deverá ser “desligado”. Exemplos de funções de zona morta podem ser visualizados na Figura 4.17, onde “ g_0 ” é o limite estabelecido de modo que não exista a atualização de parâmetros quando $-g_0 < \epsilon_1 < g_0$.

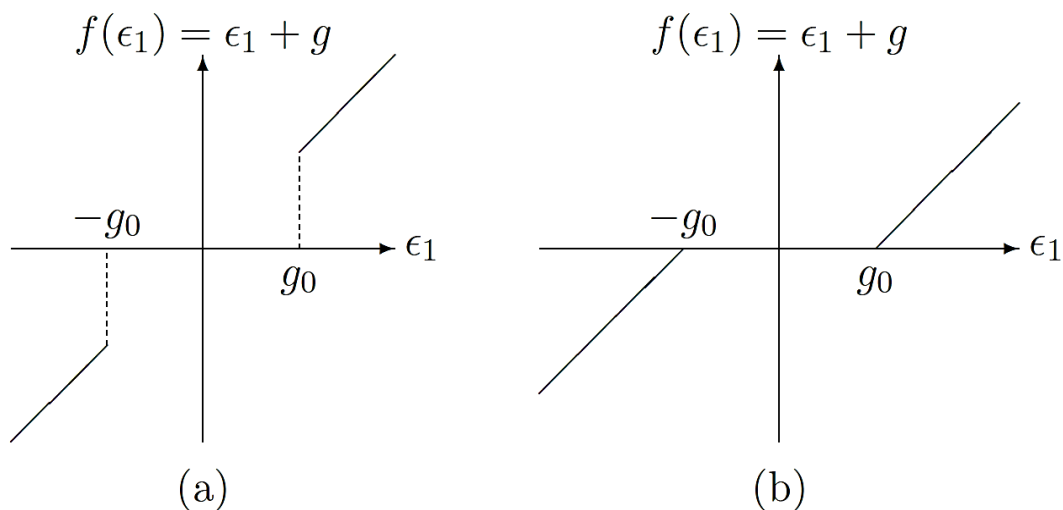


Figura 4.17: Exemplos de Funções de Zona Morta: (a) descontínua (b) contínua (Ioannou; Sun, 1996).

A fim de reduzir as oscilações apresentadas durante o período de manutenção da velocidade constante e eliminar a diferença entre a o set-point e a velocidade final do sistema neste período, utiliza-se uma adaptação do conceito da zona morta para o CVMG. Nesta adaptação implementada, que pode ser considerada similar à função descontínua da Figura 4.17b, uma vez que são detectadas as primeiras oscilações da resposta, o estimador de parâmetros é desligado e o último parâmetro estimado conserva seu valor até que as oscilações parem ou até que haja uma mudança de set-point. Os resultados

obtidos com esta implementação encontram-se nas Figuras 4.18 e 4.19 e na Tabela 4.6 que mostra um comparativo de todas as sintonias do CVMG com o sistema real e com a melhor configuração do controlador PI.

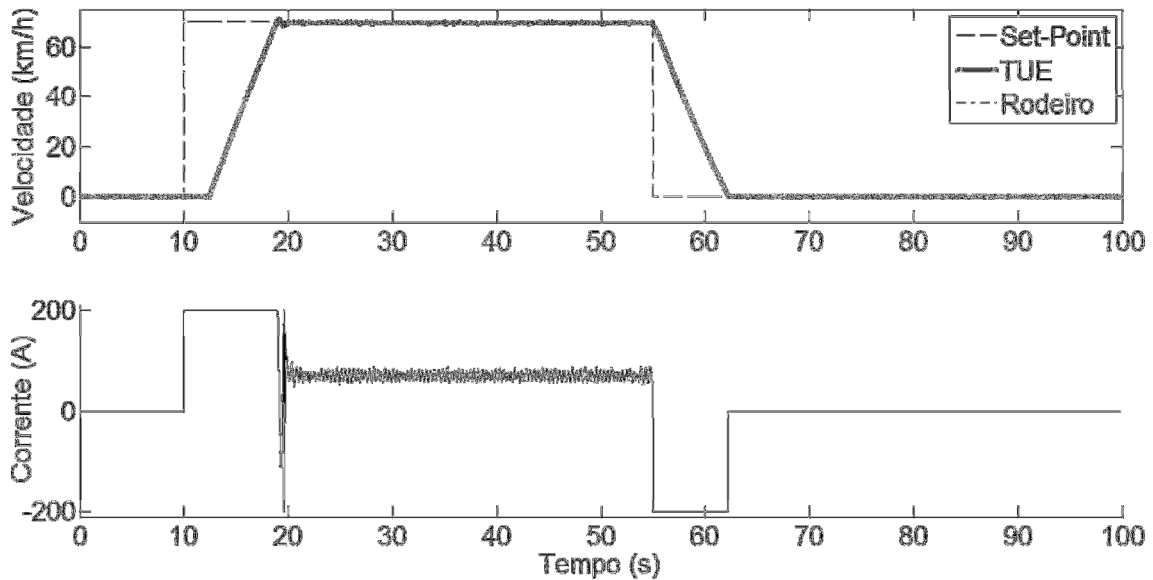


Figura 4.18 Resultado de simulação do sistema com o CVMG configuração 3 ($\alpha=0.08$, $\lambda=0.1$ e zona morta)

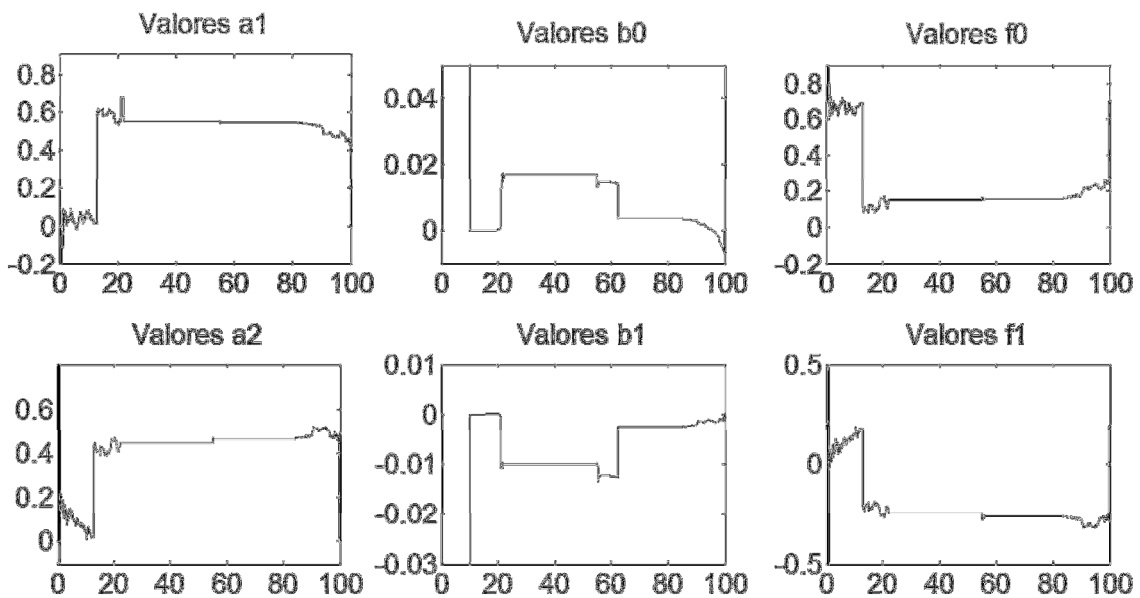


Figura 4.19 Parâmetros estimados para o teste do CVMG configuração 3 ($\alpha=0.08$, $\lambda=0.1$ e zona morta)

Observa-se neste gráfico da evolução dos parâmetros estimados que, no instante em que são detectadas as oscilações (próximo aos 20 segundos) os mesmos param de sofrer variações, retornando à atividade quando é iniciada a

frenagem, o que representa uma mudança de set-point e, conseqüentemente, a saída da zona morta. Nota-se também uma clara redução na atividade do sinal de controle devido a não atualização dos parâmetros (e também da ação do polinômio “Q”), o que causou a redução nas oscilações e eliminação do erro de off-set.

Na tabela 4.6 encontram-se os resultados das simulações realizadas com o CVMG e com o controlador PI (configuração 4) para comparação com o sistema real.

Tabela 4.6: Comparativo de desempenho dos parâmetros dos controladores CVMG e PI(D)

Critério	Configuração				Sistema real
	1 ($\lambda=0.1$; $\alpha=0.08$)	2 ($\lambda=0.9$; $\alpha=0.08$)	3 ($\lambda=0.1$; $\alpha=0.08$ e “Dead Zone”)	PI	
Distância de parada [m]	195.54	89.23	237.51	247.98	248
Taxa de aceleração [m/s^2]	0.798	1.56	0.798	0.6896	0.76
Taxa de frenagem [m/s^2]	0.729	1.09	0.747	0.756	0.77
Ocorrência de patinagem/derrapagem	não	não	não	não	sim

Como se pode notar, a configuração 3 que conta com a implementação da zona morta adaptada para robustecimento atendeu a todos os critérios de desempenho, atingindo uma resposta com oscilações pouco significativas em velocidade constante (em torno de 0,6km/h de pico a pico) e um pequeno sobressinal, menor que do controlador PI. Apesar da maior complexidade da proposta, as vantagens obtidas com esta implementação trarão maior comodidade e segurança aos usuários do metrô devido à eliminação dos distúrbios de patinagem e derrapagem e redução da distância de parada.

Todos os testes dos sistemas de controle implementados até aqui contemplaram apenas a velocidade de 70km/h para obter uma comparação de desempenho mais próxima dos dados de testes reais. Porém serão testadas outras velocidades que são comumente desenvolvidas pela composição durante sua circulação normal, para verificar o desempenho em outros pontos de operação. Além disso, será também verificado outro critério que é o consumo de energia com o sistema de tração-frenagem, pois se espera que o sistema proposto possua um menor consumo em relação ao sistema atualmente em funcionamento.

Estes testes serão executados e analisados no próximo capítulo e serão utilizadas apenas as configurações de controle desenvolvidas neste capítulo que obtiveram os melhores desempenhos tanto para o controlador PI como para o CVMG.

Análise dos Resultados

5.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados os resultados de simulação dos sistemas de controle de frenagem projetados no capítulo anterior aplicados aos modelos que simulam o comportamento do TUE e do rodeiro para perfis de velocidade de 20km/h, 40km/h, 70km/h e 90km/h. Estes perfis de velocidades (ciclos tração-frenagem) foram escolhidos por serem comumente aplicadas no transporte diário de passageiros, com exceção do perfil de 90km/h que representa o limite de desempenho do TUE atual (velocidade máxima especificada para o TUE, apesar da velocidade máxima em operação não ultrapassar os 80km/h). Os critérios de desempenho são os apresentados na Tabela 4.1

Também será avaliada neste capítulo a utilização de energia pelo sistema real e comparada com os sistemas projetados no intuito de verificar qual sistema obteve melhor desempenho energético.

Todos os resultados apresentados representam a média de 10 simulações realizadas.

5.2 Ensaio de Simulação para Verificação da Utilização da Energia

Para calcular a energia elétrica envolvida em cada ciclo de tração-frenagem utilizou-se a expressão 5.1 (Alexander, 2003) aplicada à curva de potência elétrica instantânea do referido ciclo. Estas curvas de potência

instantânea foram traçadas a partir dos dados dos testes realizados e uma amostra das mesmas são mostradas nas Figuras 5.4, 5.5 e 5.6.

$$w = \int_{t_0}^t p dt = \int_{t_0}^t vi dt \quad (5.1)$$

Na expressão 5.1 tem-se:

- “*w*” representando a energia elétrica;
- “*p*” representando a potência instantânea;
- “*v*” representando a tensão elétrica (no caso 3kVcc);
- “*i*” representando a corrente elétrica (no caso, corrente de armadura da máquina de corrente contínua)
- “*t*₀” e “*t*” representando o intervalo de tempo em que se calcula a energia (intervalo de integração);

A partir desta expressão calcula-se a energia de um ciclo tração-frenagem e de posse deste valor, calcula-se uma estimativa diária desta energia consumida considerando que em cada viagem comercial o metrô executa em média 20 ciclos e que diariamente são realizadas cerca de 280 viagens.

Foram realizados ensaios a velocidade de 60km/h com os controladores PI e CVMG sintonizados conforme capítulo 4 e seus resultados comparados com os dados do teste real realizado com o TUE à mesma velocidade. Procurou-se manter os tempos de simulação os mesmos (em torno de 50 segundos) para fornecer uma comparação com o sistema real em termos de tempo de aplicação de corrente às máquinas. Os resultados encontram-se nas figuras a seguir.

As curvas de potência instantânea das simulações com controlador PI e CVGM possuem características semelhantes, com duas regiões de maior consumo, referentes aos períodos de tração e frenagem e uma região de consumo praticamente constante correspondente ao trecho de manutenção de

velocidade. Já a figura 5.6 que mostra a curva de potência instantânea do sistema real, apesar de não apresentar período de manutenção de velocidade, possui aparentemente uma área maior sob a curva, fato este comprovado no cálculo da energia consumida do sistema real, conforme mostrado na Tabela 5.1.

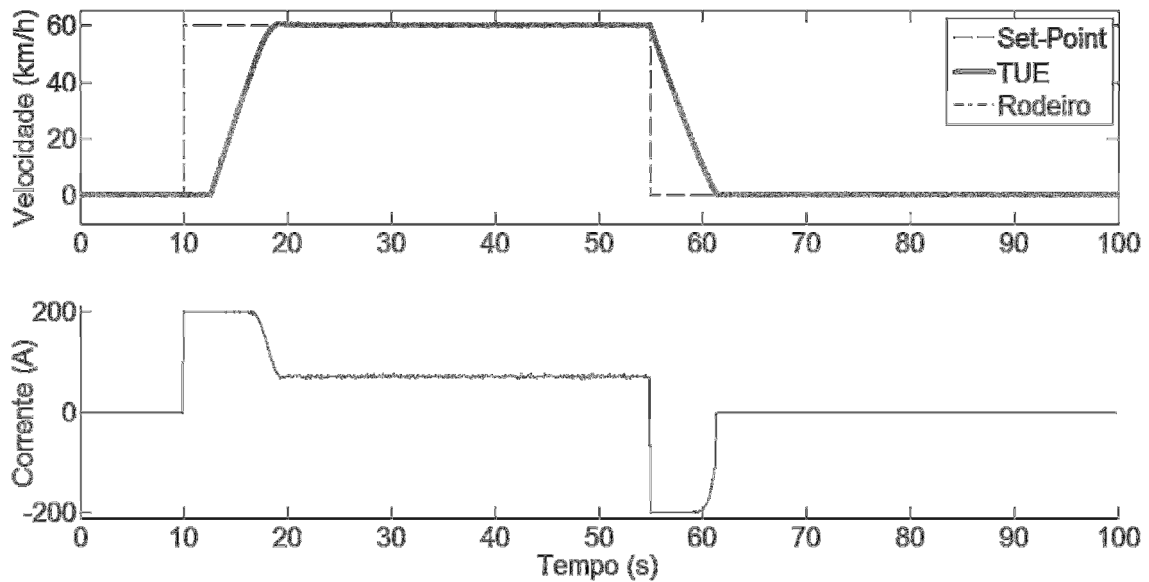


Figura 5.1: Resultado de simulação do sistema com controlador PI para avaliação energética.

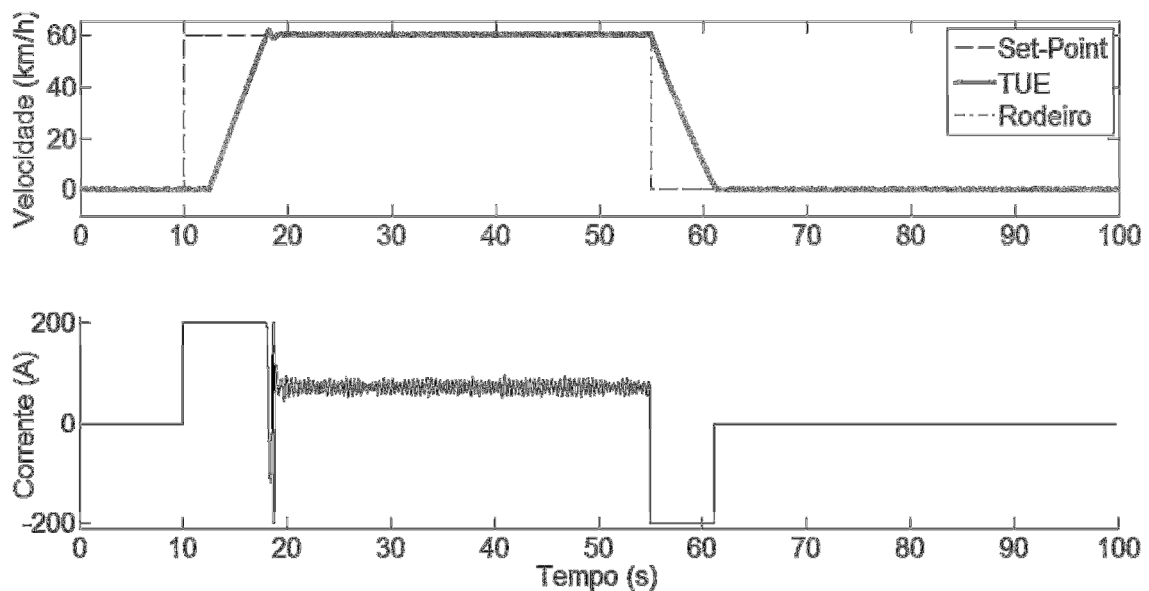


Figura 5.2: Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para avaliação energética.

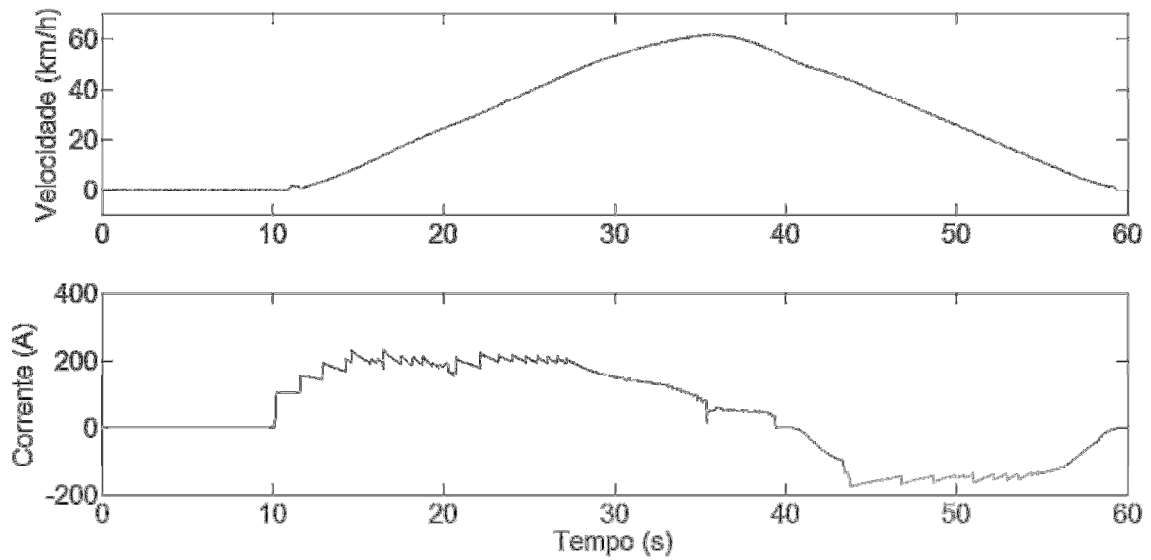


Figura 5.3: Dados de teste com o sistema real para um ciclo tração-frenagem para avaliação energética.

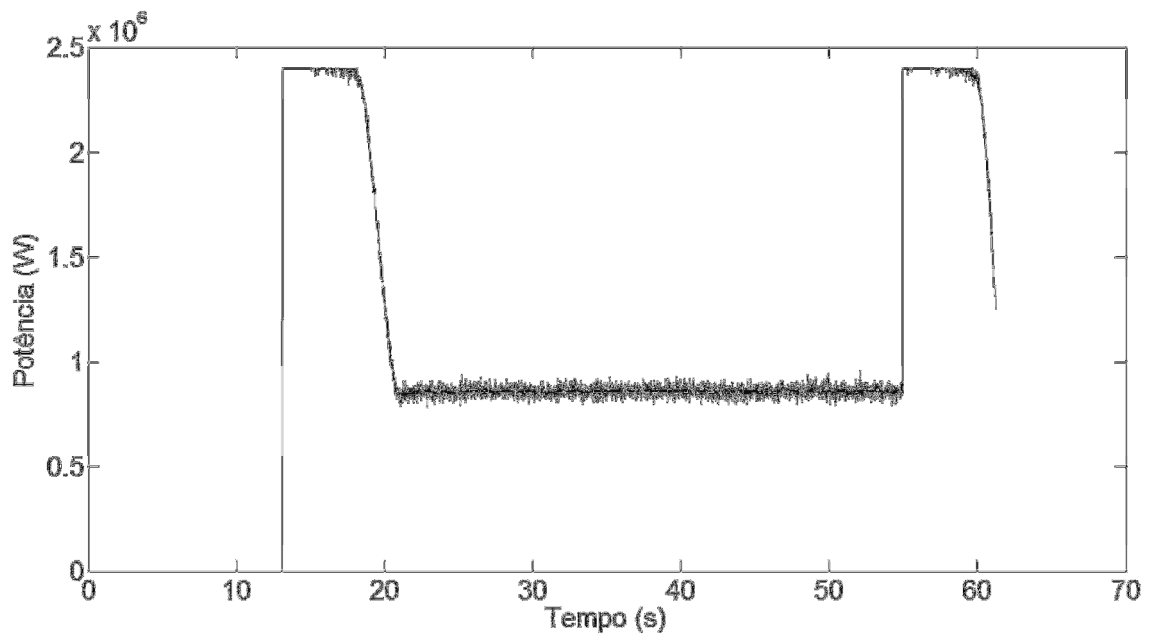


Figura 5.4: Curva de Potência Instantânea para o ensaio com controlador PI

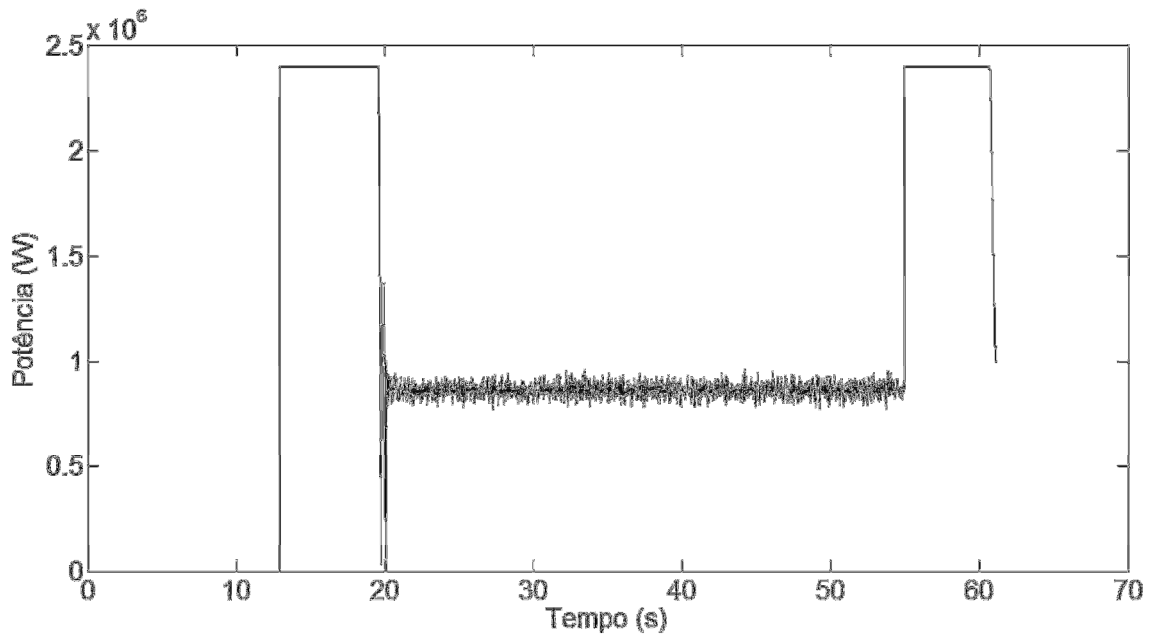


Figura 5.5: Curva de Potência Instantânea para o ensaio com controlador CVMG

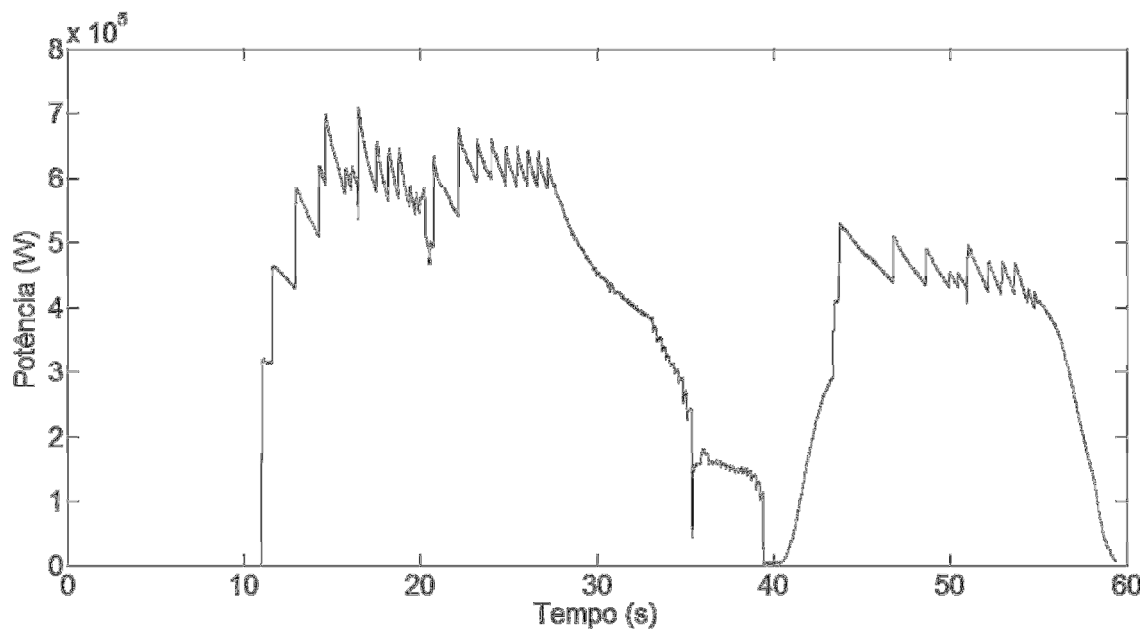


Figura 5.6: Curva de Potência Instantânea para o teste realizado com o Sistema Real

Os resultados relativos aos critérios de desempenho estabelecidos na seção 4.3 podem ser encontrados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para avaliação energética (perfil de 60km/h)

Critério	Controlador		Sistema real
	PI	CVMG	
Energia estimada [kWh] (um ciclo)	16.7	16.9	22.41
Energia estimada [MWh] (diária)	93.54	94.67	125.5
Distância de parada [m]	179.08	174.9	186
Taxa de aceleração [m/s^2]	0.6896	0.7978	0.76
Taxa de frenagem [m/s^2]	0.7641	0.7442	0.77
Ocorrência de patinagem/derrapagem	não	não	sim

Analisando dos dados da Tabela 5.1 nota-se que ambos os controladores propostos apresentaram um consumo de energia cerca de 25% inferior ao do sistema real. Aqui, destaca-se o desempenho do CVMG que, apesar do consumo energético ser maior em relação ao controlador PI, apresentou um desempenho de distancia de parada melhor que este último. Destaca-se ainda que ambos os sistemas simulados percorreram uma distância maior em relação ao TUE real (devido ao trecho de manutenção de velocidade). Caso o perfil de velocidade simulado fosse apenas para atingir a velocidade máxima e frear a composição (como executado no teste com o sistema real), a energia consumida seria menor ainda que os resultados apresentados.

Por meio destes resultados conclui-se que o sinal de controle gerado pelas técnicas propostas possibilitou uma melhor utilização da energia utilizada pelo TUE no ciclo tração-frenagem, além de atender a todos os demais critérios de desempenho e eliminar os distúrbios de patinagem e derrapagem. A economia de energia é um importante fator que reforça a justificativa de viabilidade de implantação da modernização do sistema de controle proposta neste trabalho junto à operadora do metrô em estudo.

5.3 Ensaio de simulação dos perfis de velocidade predefinidos

Nesta seção são mostrados os resultados obtidos nos ensaios de simulação para os perfis de velocidade de 20km/h, 40km/h, 70km/h e 90km/h utilizando os controladores PI e CVMG sintonizados conforme mostrado no capítulo 4. Apresenta-se também, para cada ensaio realizado, uma tabela contendo os resultados de cada configuração relativos aos critérios de desempenho estabelecidos para o sistema em comparação com o sistema real. Nestas tabelas constam ainda os resultados de energia consumida em cada simulação, com exceção do sistema real em que foram realizados testes para medição desta energia apenas para o perfil de velocidade de 60km/h.

5.3.1 Perfil de 20km/h

Este perfil de velocidade foi escolhido pois existem algumas operações realizadas pelo TUE, como por exemplo, recolhimento para área de estacionamento e tráfego dentro de pátios de manutenção, que são executadas em média à esta velocidade (no máximo à 25km/h). Desta forma torna-se importante avaliar o desempenho do sistema neste perfil de velocidade. Os resultados de simulação encontram-se nas Figuras 5.7 e 5.8.

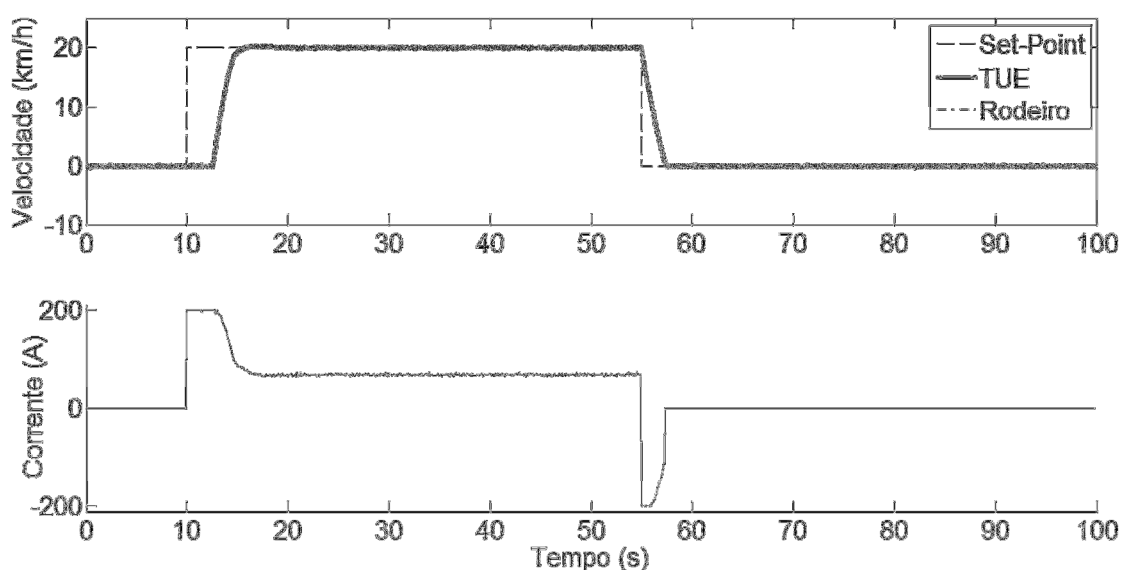


Figura 5.7: Resultado de simulação do sistema com controlador PI para o perfil de velocidade de 20km/h.

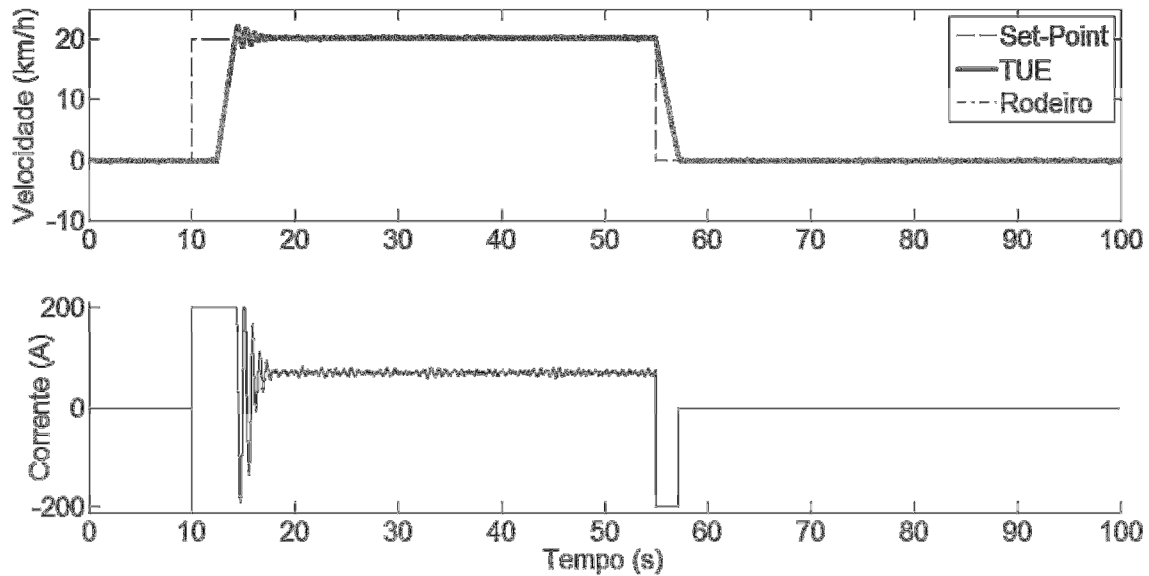


Figura 5.8: Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para o perfil de velocidade de 20km/h.

Em ambos os resultados verifica-se a agilidade do sistema controlado em atingir o sinal de referência, não sendo verificada a ocorrência de patinagem ou derrapagem. O resultado do controlador PI apresentou um pequeno *overshoot* que não acarretaria o acionamento da frenagem irreversível pelo ATC, porém, para o CVMG as pequenas oscilações que apareceram poderiam causar algum desconforto aos passageiros. Estas oscilações cessam rapidamente e podem ser eliminadas com um ajuste na detecção de oscilações da “Zona Morta”. O sistema simulado com o controlador PI não apresentou este problema.

Tabela 5.2: Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para o perfil de 20km/h

Critério	Controlador		Sistema real
	PI	CVMG	
Energia estimada [kWh]	11.75	12.17	-
Distância de parada [m]	19.47	19.41	21
Taxa de aceleração [m/s^2]	0.689	0.7978	0.76
Taxa de frenagem [m/s^2]	0.754	0.736	0.77
Ocorrencia de patinagem/derrapagem	não	não	sim

Ao analisar-se a Tabela 5.2 verifica-se que houve desempenho satisfatório de ambos controladores, com destaque para a distância de parada com valores muito próximos.

5.3.2 Perfil de 40km/h

Durante a operação diária do metrô na linha comercial, existem alguns trechos em que a velocidade é restringida à 40km/h, como por exemplo, em aparelhos de mudança de via que permitem ao TUE trocar de via de circulação decorrente de algum problema na via em que o mesmo vinha trafegando.

Desta forma, simula-se este perfil para avaliar o comportamento do TUE frente a um tracionamento ou frenagem a esta velocidade, cujos resultados são mostrados nas Figuras 5.9 e 5.10.

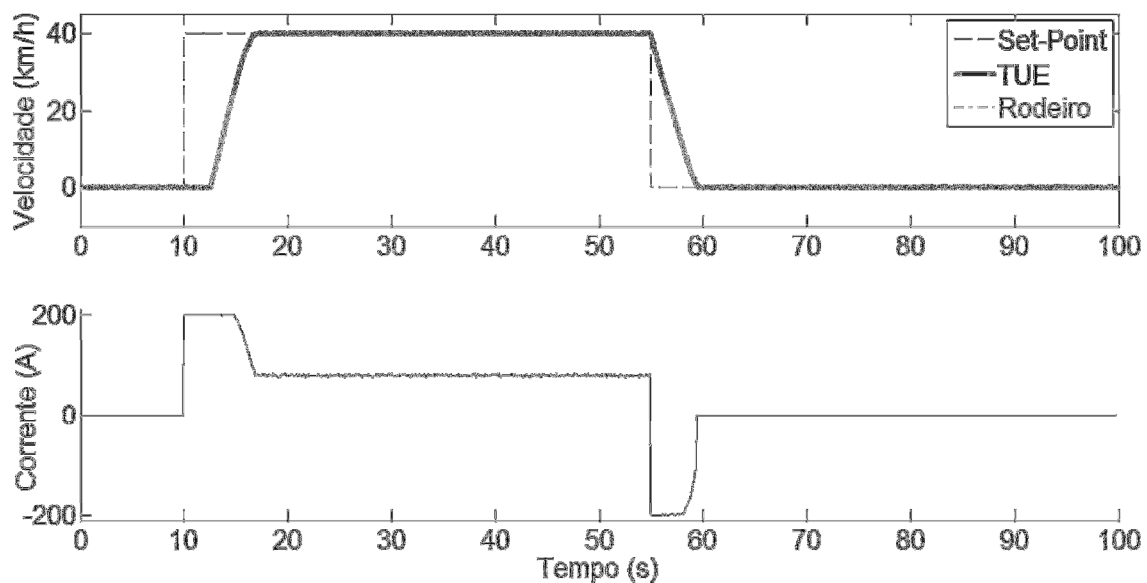


Figura 5.9: Resultado de simulação do sistema com controlador PI para o perfil de velocidade de 40km/h.

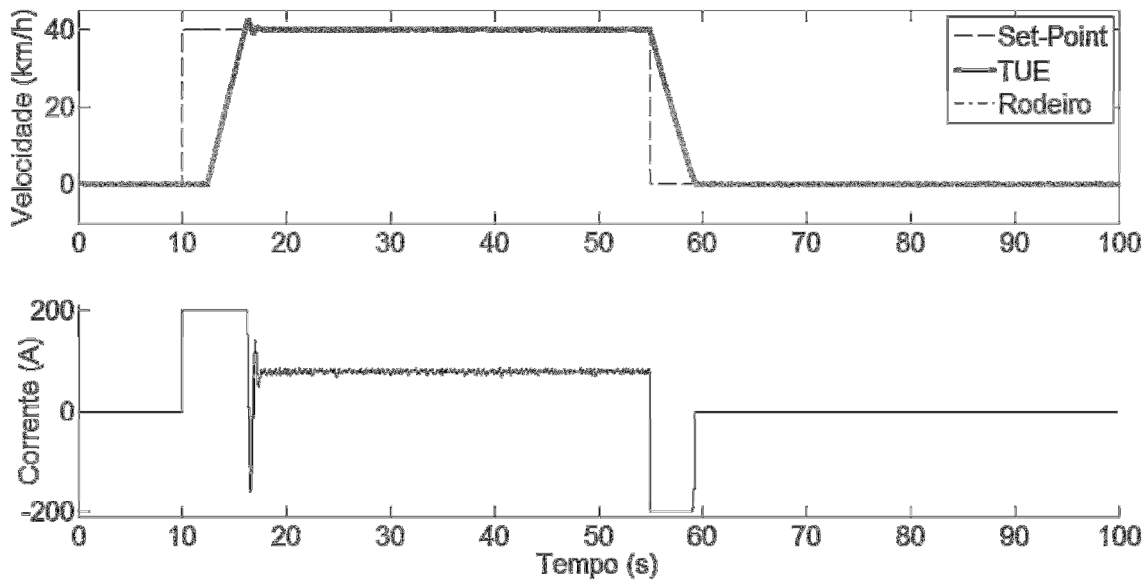


Figura 5.10: Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para o perfil de velocidade de 40km/h.

Novamente observa-se na resposta de ambos controladores o aparecimento de um pequeno sobressinal também insuficiente para causar o acionamento da frenagem irreversível do ATC. Entretanto, para o CVMG, neste perfil de velocidade as oscilações logo após o *overshoot* desaparecem mais rapidamente.

Em relação ao controlador PI, a o critério de taxa de desaceleração foi maior que o do sistema real, o que explica a distância de parada ter sido menor que a do CVMG. Não foi verificado, em ambos os resultados, a ocorrência de derrapagem ou patinagem.

Tabela 5.3: Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para o perfil de 40km/h

Critério	Controlador		Sistema real
	PI	CVMG	
Energia estimada [kWh]	15.33	15.53	-
Distância de parada [m]	76.75	77.44	82
Taxa de aceleração [m/s^2]	0.6896	0.798	0.76
Taxa de frenagem [m/s^2]	0.7853	0.762	0.77
Ocorrência de patinagem/derrapagem	não	não	sim

5.3.3 Perfil de 70km/h

As velocidades mais comuns de operação em linha comercial do metrô variam entre 60km/h e 80km/h entre duas plataformas de embarque consecutivas. Desta forma, optou-se por fazer o estudo de um perfil de velocidade intermediário, que inclusive foi o mesmo utilizado na sintonia dos controladores (capítulo 4). Os resultados das simulações deste perfil encontram-se nas Figuras 5.11 e 5.12 e na Tabela 5.4

Neste ensaio, ambas as configurações obtiveram seu melhor desempenho, com o sistema controlado por PI apresentando melhor resultado a nível energético e o sistema controlador pelo CVMG destacando-se no critério de distancia de parada. Não foi observado nos resultados o fenômeno de patinagem e derrapagem.

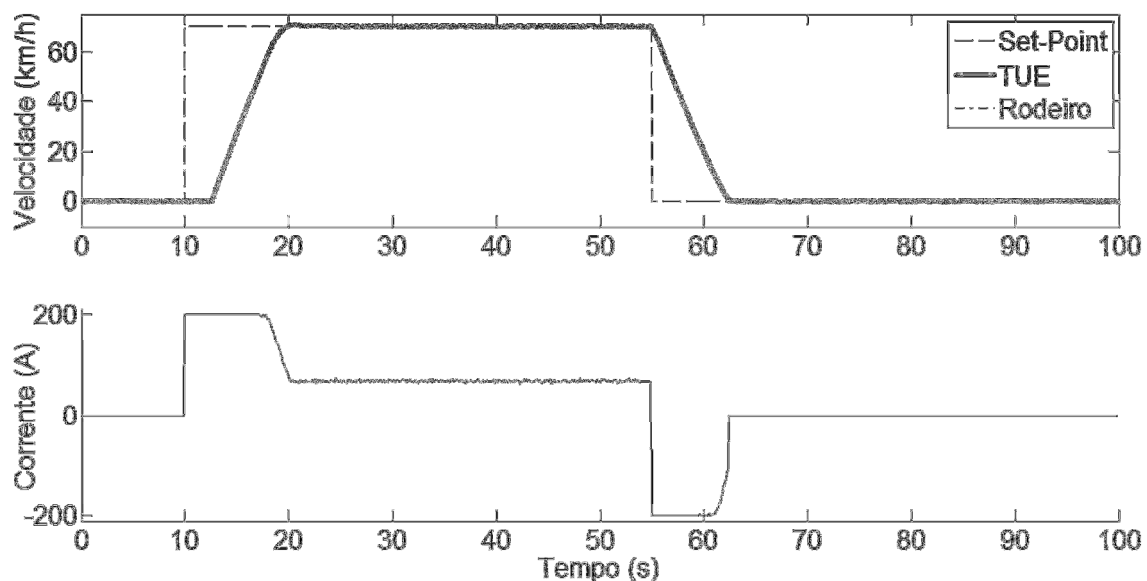


Figura 5.11: Resultado de simulação do sistema com controlador PI para o perfil de velocidade de 70km/h.

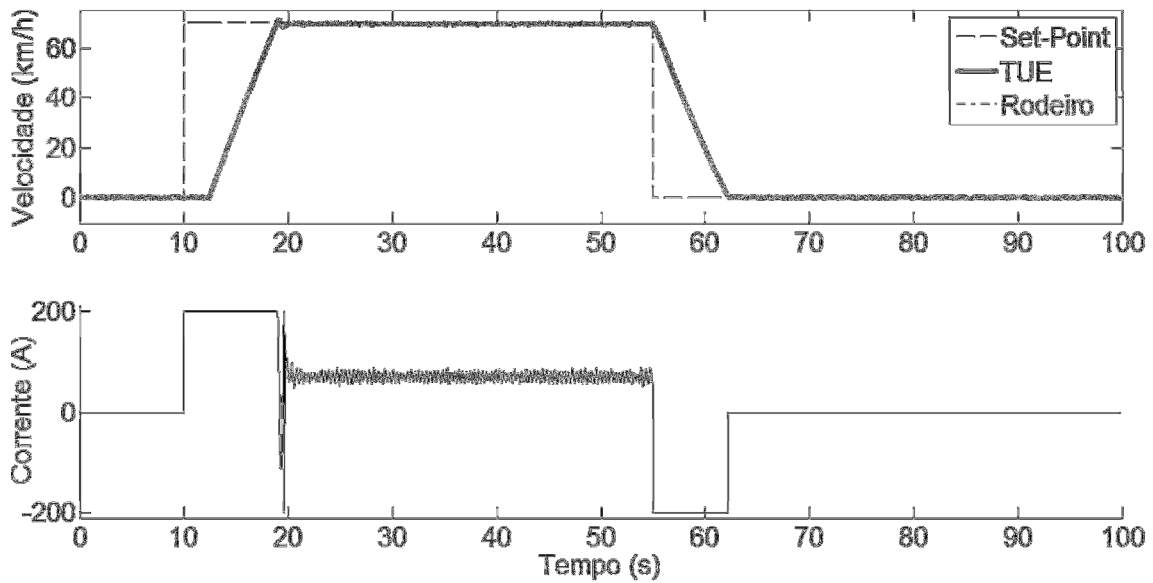


Figura 5.12: Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para o perfil de velocidade de 70km/h.

Tabela 5.4: Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para o perfil de 70km/h

Critério	Controlador		Sistema real
	PI	CVMG	
Energia estimada [kWh]	17.64	18.27	-
Distância de parada [m]	247.98	237.51	248
Taxa de aceleração [m/s^2]	0.6896	0.798	0.76
Taxa de frenagem [m/s^2]	0.756	0.747	0.77
Ocorrência de patinagem/derrapagem	não	não	sim

5.3.4 Perfil de 90km/h

Este perfil de velocidade representa o limite de velocidade estabelecido pelo fabricante do TUE, mas que não é utilizado na prática durante a operação comercial do metrô, onde a velocidade máxima é de 80km/h. Como representa um ponto crítico de desempenho do sistema de frenagem e existem resultados de testes do sistema real para este perfil de velocidade, o mesmo também será simulado com os controladores projetados para comparação de performance.

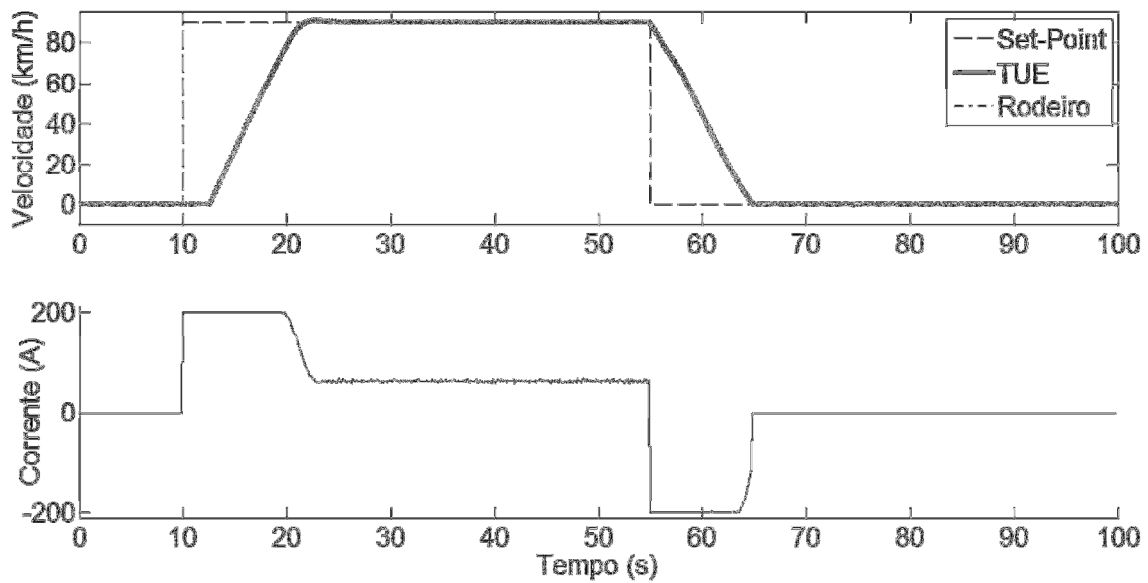


Figura 5.13: Resultado de simulação do sistema com controlador PI para o perfil de velocidade de 90km/h.

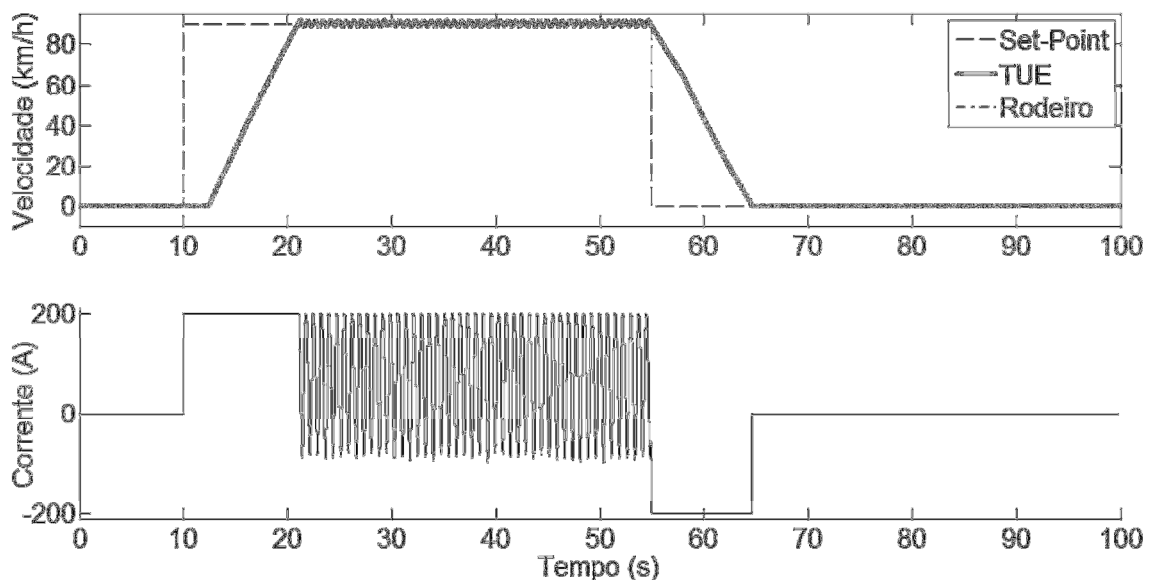


Figura 5.14: Resultado de simulação do sistema com controlador CVMG para o perfil de velocidade de 90km/h.

Para este perfil, apesar do sistema simulado com controlador PI não apresentar os distúrbios de patinagem e derrapagem, a distância de parada foi maior que a do sistema real. O CVMG também não indicou a ocorrência de patinagem e derrapagem, mas apresentou uma resposta com oscilações da ordem de 2,5km/h de pico a pico no início do período de manutenção de velocidade, o que seria indesejável para o sistema e incômodo para os

passageiros do metrô. Um ajuste na configuração da “Zona Morta” poderia solucionar o problema, eliminando ou minimizando estas oscilações.

Tabela 5.5: Comparativo de desempenho dos controladores PI, CVMG e Real para o perfil de 90km/h

Critério	Controlador		Sistema real
	PI	CVMG	
Energia estimada [kWh]	20.18	24.91	-
Distância de parada [m]	414.26	402.36	409
Taxa de aceleração [m/s^2]	0.6896	0.798	0.76
Taxa de frenagem [m/s^2]	0.7462	0.788	0.77
Ocorrência de patinagem/derrapagem	não	não	sim

Apesar de ambas as configurações atenderem a todos os critérios estabelecidos, o sistema simulado com CVMG apresentou um consumo de energia sensivelmente maior do que o sistema simulado com controlador PI em todos os ensaios.

5.4 Considerações Finais

Os resultados dos ensaios realizados revelam que os sistemas de controle projetados para a aplicação no sistema de movimentação do TUE atingiram os objetivos propostos com algumas ressalvas que são:

- em baixa velocidade (perfil de 20km/h) o sistema simulado com CVMG apresentou algumas oscilações ao atingir o set-point e na velocidade máxima do TUE o mesmo apresentou oscilações indesejadas na tentativa de manutenção da velocidade e o controlador PI não atingiu o critério de distância de parada;
- Em alguns perfis de velocidade simulados, ambos controladores deixaram de atingir critérios de taxas de aceleração por uma pequena diferença de valor.

No entanto, no desempenho geral dos ensaios realizados, ambos os controladores atenderam aos critérios estabelecidos, rejeitando os distúrbios de patinagem e derrapagem, seguindo o perfil de referência de velocidade, apresentando distâncias de frenagem inferiores às do sistema real sem ultrapassar as taxas de aceleração e desaceleração estabelecidas e, ainda, consumindo menos energia. Um ajuste fino nos parâmetros de ambos os controladores para cada ponto de operação pode eliminar os problemas listados no parágrafo anterior.

Em todos os critérios listados acima, o Controlador de Variância Mínima Generalizado apresentou, em linhas gerais, o melhor desempenho frente aos demais, sendo a melhor escolha para um futuro projeto de implantação deste sistema nos TUE's do metrô de Belo Horizonte.

Conclusões

6.1 Considerações Finais

A crescente relevância que o papel da mobilidade urbana tem ocupado no desenvolvimento dos grandes centros motiva estudiosos do assunto a procurarem soluções cada vez mais viáveis e otimizadas para garantir a fluidez da circulação de veículos e pedestres nas cidades.

O sistema metropolitano de transporte de passageiros sobre trilhos é fundamental para garantir esta fluidez desejada, uma vez que possui capacidade de transporte de grandes contingentes, permitindo que as vias rodoviárias operem com menos veículos tanto de transporte coletivo como particulares. Se a população tem acesso a um transporte de massa de qualidade, rapidez e baixo custo, a tendência é que se opte por este meio de transporte.

Buscando melhorar este serviço de transporte, o metrô, este trabalho apresentou uma proposta de aperfeiçoamento do sistema de controle de frenagem e velocidade através da aplicação de técnicas de controle convencional e avançado.

Como o sistema objeto de estudo e testes (metrô de Belo Horizonte) possui sérias limitações técnicas e financeiras, a implementação de um protótipo para testes e implantação do sistema de controle proposto tornou-se inviável durante o desenvolvimento deste trabalho. Porém, utilizando ferramentas de modelagem, desenvolveu-se um simulador do comportamento do TUE que possibilitou a execução de diversos ensaios com os sistemas de

controle propostos, permitindo avaliar qualitativamente e quantitativamente a performance destas propostas.

O modelo do simulador do TUE foi desenvolvido baseado na física do processo em estudo, através de contribuições de diversos autores, aliadas aos dados do TUE estudado, juntamente com alguns testes realizados com o mesmo. Este modelo possui uma vantagem importante que é a possibilidade de alterações de características físicas do TUE, como por exemplo, massa, número de eixos, coeficientes de atrito, coeficientes aerodinâmicos, além de características da via de circulação, como inclinação, raio de curva, dentre outros. Esta vantagem permite que o mesmo modelo seja adaptado a diferentes tipos de TUE ou diferentes condições de operação do TUE (vazio, carga média, lotado) além de condições variáveis da via (simulação de trechos de descida, com via molhada ou com falta de lubrificação, etc.).

Concluída a etapa de modelagem, que contemplou o desenvolvimento do modelo simulador do TUE e do rodeiro e dos modelos em tempo discreto, iniciou-se o projeto das técnicas de controle de velocidade e frenagem. Optou-se por iniciar o projeto pelo controlador PI para que seus resultados servissem de referência no desenvolvimento das técnicas de controle avançado. Observou-se que o TUE assume diferentes comportamentos dinâmicos conforme o sinal aplicado à sua entrada varia. O comportamento do TUE durante o tracionamento difere dinamicamente do comportamento durante a frenagem, que também difere dinamicamente do comportamento durante a manutenção da velocidade constante, como se fossem três modelos dinâmicos distintos. Este fato motivou o projeto de um controlador auto sintonizável com estimação *online* de parâmetros, no caso, o Controlador de Variância Mínima Generalizado.

Durante a sintonia do CVMG verificou-se a necessidade de utilização de uma técnica de robustecimento devido a algumas oscilações e a um erro de offset que impediam que a saída do processo atingisse o set-point. Foi implementada a técnica da “Zona Morta”, que solucionou o problema para a faixa de velocidades operacionais do TUE.

Os sistemas de controle projetados apresentaram bons resultados quando comparados com o desempenho do sistema real. O controlador PI foi capaz de eliminar os distúrbios de patinagem e derrapagem em todos os ensaios realizados, além de atender aos demais critérios de taxas de aceleração e distância de frenagem, com exceção do perfil de velocidade de 90km/h. Em linhas gerais, a resposta do controle PI foi satisfatória, sendo o sinal de controle gerado pelo controlador PI mais “suave”, fato este comprovado pelo menor consumo energético que esta configuração apresentou em relação ao sistema real e ao CVMG.

O Controlador de Variância Mínima Generalizado com técnica de robustecimento de “Zona Morta”, apesar de sua maior complexidade, obteve os melhores resultados frente ao controlador PI (exceto consumo energético) e ao sistema atualmente existente. Os distúrbios de patinagem e derrapagem foram eliminados nos ensaios realizados, as taxas de aceleração especificadas foram respeitadas e o consumo de energia foi pouco superior ao do sistema simulado com o controlador PI. Porém, em um dos critérios mais importantes relativo à segurança dos passageiros do metrô, que é a distância de parada, o CVMG atingiu um desempenho pouco superior aos demais. Este fato justificaria a opção por esta metodologia de controle em uma futura implantação desta proposta nos trens do metrô estudado.

6.2 Trabalhos Futuros

O estudo realizado desperta alguns questionamentos interessantes sobre o sistema de transporte metroviário que podem servir de motivação para estudos futuros, dentre os quais citam-se os principais:

- Os atuadores atualmente instalados seriam capazes de reproduzir os sinais de controle gerados pelas técnicas propostas? Um estudo de viabilidade da atualização destes dispositivos pode ser realizado até mesmo antes da implantação desta proposta;
- A modificação dos atuadores poderia permitir um reaproveitamento da energia gerada no processo de frenagem? Como descrito em Nascimento e Jota (2011), recentes trabalhos (Miyatake; Matsuda, 2009 e Ogasa, 2008), apontam para o desenvolvimento de novas tecnologias em dispositivos acumuladores de energia, tornando possível sua utilização embarcada em veículos metro ferroviários. A energia acumulada nestes dispositivos seria utilizada no posterior tracionamento do veículo, reduzindo o consumo de energia na tração. A implantação desta tecnologia exigiria um sistema de controle mais complexo que trabalhe de maneira otimizada com o perfil de velocidade do trem juntamente com o monitoramento da carga e descarga do acumulador de energia (Miyatake; Ko, 2010);
- Outras técnicas de controle avançado poderiam obter resultados ainda melhores? Um estudo do Controlador Preditivo Generalizado poderia ser realizado utilizando estes mesmos modelos e simuladores desenvolvidos neste trabalho e seu desempenho seria comparado aos resultados existentes. Outras

técnicas de controle ótimo também poderia ser aplicadas já considerando a utilização dos acumuladores de energia citados anteriormente.

Todos estes questionamentos contribuiriam para o estudo e desenvolvimento de equipamentos e processos que tornariam este importante meio de transporte cada vez mais seguro e eficiente.

Bibliografia

(Aguirre, 2007) AGUIRRE, L. A. **Introdução à identificação de sistemas – Técnicas Lineares e Não-Lineares aplicadas a sistemas reais.** 3ª edição. Editora UFMG, 2007.

(Akaike, 1969) AKAIKE, H. Fitting autoregressive models for prediction, ANNALS OF INSTITUTE OF STATISTICAL MATHEMATICS, 1969. p. 243–247.

(Alexander, 2003) Alexander, C. K. **Fundamentos de circuitos elétricos.** Bookman Companhia Ed., 2003. ISBN 9788536302492.

(Allenbach; Kaller, 1995) ALLENBACH, J. M.; KALLER, R. **Traction Eléctrique.** 1.ed. Lausanne: Presses Universitaires Romandes, 1995. v.1. 292p.

(Astrom; Hägglund, 1995) ASTROM, K. J.; HÄGGLUND, T. **PID Controllers: Theory, Design and Tuning.** ISA - Instrument Society of America, 2 edition, 1995.

(Branco; Ferreira, 2000) BRANCO, J. E. C.; FERREIRA, R. **Tratado de estradas de ferro: material rodante.** Rio de Janeiro: AENFER - Associação dos Engenheiros Ferroviários, 2000. 432p.

Davis Jr. (1926) DAVIS Jr., W. J. The tractive resistance of electric locomotives and cars. **General Electric Review**, v. 29, n. 10, p.685-707, October 1926.

(Davis; Vinter, 1985) DAVIES, M.H.A. e VINTER R.B., **Stochastic Modelling and Control**, Chapman and Hall, 1985.

(Doebelin, 1980) DOEBELIN, E. O. **System modeling and response: theoretical and experimental approaches**, John Wiley & Sons, Inc., 2000. ISBN 0471032115

(Doebelin, 1990) DOEBELIN, E. O. **Measurement Systems Application and Design.** McGraw-Hill, 1990. 4 edition.

(Filipović, 1995) FILIPOVIĆ, Ž. **Elektrische Bahnen.** Grundlagen Triebfahrzeuge Stromversorgung. 3.ed. Heidelberg: Springer, 1995. 277p.

(Inoue et. At, 1984) INOUE, H.; NAGASE, K.; SATO, Y. **Automatic Train Control Device**. United States Patent. Patent Number: 4.459.668. Date of Patent: Jul. 10, 1984.

(Ioannou; Sun, 1996) IOANNOU, P. A.; SUN, J. **Robust Adaptive Control**. Prentice Hall, 1996.

(Jota e Pena, 1995) Jota, F. G. e Pena, R. T. **Controle de processos por computador**. Notas de aula. Curso de extensão em automação industrial, 1995. Universidade Federal de Minas Gerais.

(Jota, 2004) JOTA, F. G., **Controle Adaptativo e Robusto**. Notas de aula, 2004. Universidade Federal de Minas Gerais.

(Ljung, 1987) LJUNG, L. **System Identification – Theory for the User**. Prentice-Hall Inc., 1987. ISBN 0-13-881640-9

(Martins et al., 1987) MARTINS, R. W. C. et al. **Tração elétrica**. 1.ed. São Paulo: Nobel, 1987. v.1. 371p.

(Martins, 1986) MARTINS, R. W. C. **Sistemas de tração elétrica: análise e dimensionamento**. *Dissertação (Mestrado)*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1986. 311p.

(Martins; Toledo, 1976) MARTINS, R. W. C.; TOLEDO, E. D. **Tração elétrica (Equipamentos)**. 1.ed. São Paulo: Grêmio Politécnico, 1976. v.2 p. 119-131

(Miyatake; Ko, 2010) MIYATAKE, M.; KO, H. (2010), Optimization of Train Speed Profile for Minimum Energy Consumption. **IEEJ Transactions on Electrical and Electronic Engineering**, n. 5. P. 263–269. doi: 10.1002/tee.20528

(Miyatake; Matsuda, 2006) MIYATAKE, M.; MATSUDA, K. Energy Saving Speed and Charge/discharge Control of a Railway Vehicle with On-board Energy Storage by Means of an Optimization Model. 2009, **IEEJ Transactions On Electrical and Electronic Engineering**, 4.

(Nascimento; Jota, 2011) NASCIMENTO, P. C.; JOTA, F. G. Recuperação De Energia Em Trens Metropolitanos De Tração Elétrica Via Controle Do Sistema De Frenagem. In: ANAIS DO IV CONGRESSO BRASILEIRO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA, 2011, Juiz de Fora.

(Ogasa, 2008) OGASA, M. (2008), Energy Saving and Environmental Measures in Railway Technologies: Example with Hybrid Electric Railway Vehicles. **IEEJ**

Transactions on Electrical and Electronic Engineering, n.3. p. 15–20. doi: 10.1002/tee.20227

(Ogata, 2003) OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. Editora Prentice-Hall, 2003. Englewood Cliffs.

(Parodi; Tétrel, 1935) PARODI, H.; TÉTREL A. **La traction électrique el le chemin de fer**. Paris: Dunod, 1935. tome I. 559p.

(Parra, 2006) PARRA, A. P. **Project: Demetro (Proj. no. 50801M0A) Brake and Blending Concept**. Knorr Brake Corporation Report, 2006.

(Pires, 2002) PIRES, C. L. **Simulação de marcha de composição ferroviária acionada por motores de indução e PWM**. *Dissertação (Mestrado)*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2002. 171p.

(Rodrigues et al.,1998) RODRIGUES, D. D.; BHERING, H. S.; OLIVEIRA, J. C. R.; JOTA, F. G.. Uma Metodologia Prática e Simples para Análise e Projeto de Controladores PID. In: ANAIS DO II CONGRESSO MINEIRO DE AUTOMAÇÃO / V SIMPÓSIO REGIONAL DE INSTRUMENTAÇÃO, 1998, Belo Horizonte. p. 251-259.

(dos Santos, 2007) dos SANTOS, A. F. **Gerenciamento da Confiabilidade em Projetos de Material Rodante Ferroviário**. *Dissertação (Mestrado)*. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2007. 257p.

(Schwarz, 1978) SCHWARZ, G. Estimating the Dimension of a Model, **The Annual of Statistics**. v.6 n.2, 1978. p. 461–464.

(Seborg et. al, 1989) SEBORG, D. E.; EDGAR, T. F.; MELLICHAMP, D. A. **Process Dynamics and Control**. John Wiley & Sons, 1989.

Simpson (1994) SIMPSON, A. A formal specification of an automatic train protection system. In: **FME '94: Industrial Benefit of Formal Methods**. Springer Berlin / Heidelberg, 1994, v. 873 p. 602-617. ISBN: 978-3-540-58555-8. doi: 10.1007/3-540-58555-9_118

(Vasconcellos, 2000) VASCONCELLOS, E. A. **Transporte urbano nos países em desenvolvimento: reflexões e propostas**, Annablume, 2000. ISBN 9788574191591.

Estimador de Mínimos Quadrados Recursivo

O método de Mínimos Quadrados Recursivo é uma variante do método de Mínimos Quadrados clássico que busca minimizar uma função custo do quadrado dos resíduos (Davis; Vinter, 1985 e Ljung, 1987). O MQR baseia-se na atualização sequencial da sua matriz de regressores e conseqüentemente de seu vetor de parâmetros estimados através das seguintes expressões:

$$\hat{\theta}_{n+1} = \hat{\theta}_n + k_{n+1} \epsilon_{n+1}(\hat{\theta}_n) \quad (\text{A.1})$$

$$\epsilon_{n+1}(\hat{\theta}_n) = y_{n+1} - x_{n+1}^T \hat{\theta}_n \quad (\text{A.2})$$

$$k_{n+1} = \left(1 + x_{n+1}^T P_n x_{n+1}\right)^{-1} P_n x_{n+1} \quad (\text{A.3})$$

$$P_n = \left(X_n^T X_n\right)^{-1} \quad (\text{A.4})$$

$$P_{n+1} = \left[I - \left(1 + x_{n+1}^T P_n x_{n+1}\right)^{-1} P_n x_{n+1} x_{n+1}^T \right] P_n \quad (\text{A.5})$$

Nas expressões acima, tem-se:

- “ $\hat{\theta}$ ” representando o vetor de parâmetros estimados;
- “ k_{n+1} ” representando o ganho do estimador da próxima iteração;
- “ ϵ_{n+1} ” representando o erro de estimação considerando os parâmetros da iteração anterior;
- “ y_{n+1} ” representando o vetor de dados de saída da próxima iteração;

- " x_{n+1} " representando o vetor de atualização da matriz de regressores;
- " X_n " representando a matriz de regressores contendo todos os dados até a iteração anterior;
- " P_n " representando a matriz de covariância dos parâmetros, com " P_{n+1} " representando sua atualização.

Algoritmos Desenvolvidos

B.1 Algoritmos relativos à modelagem e estimação de parâmetros

B.1.1 Tratamento dos dados de teste reais

```
%% Algoritmo para tratamento dos dados de teste reais
```

```
%% Limpeza da area de dados
```

```
clear all  
close all  
clc
```

```
%% Trabalhando dados do teste com o TUE
```

```
% carregando dados  
load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
```

```
% declarando variáveis
```

```
fator=0.000305;
```

```
%fator de conversão  
%do CDA
```

```
offset=0.000153;
```

```
%offset do transdutor
```

```
compensador_velocidade=10;
```

```
%constante para
```

```
%cálculo da
```

```
%velocidade real
```

```
compensador_corrente=50;
```

```
%constante para
```

```
%cálculo das correntes
```

```
%reais
```

```
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset;
```

```
%velocidade real da
```

```
%composição
```

```
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset;
```

```
%corrente de
```

```
%armadura resultante
```

```
%medida
```

```
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset;
```

```
%corrente de campo
```

```
%resultante medida
```

```
amostras=(1:1:length(velocidade))';
```

```
%numero total de
```

```
%amostras realizadas
```

```
%no teste
```

```
tempo=amostras/100;
```

```
%tempo do teste [s]
```

```
% Plotagem dos dados
```

```

figure('name','Dados do teste do TUE 02','color','w')
subplot(211)
plot(tempo,velocidade)
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade (km/h)')
subplot(212)
plot(tempo,corrente_armadura,'r')
hold on
plot(tempo,corrente_campo,'m')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Corrente (A)')
-----
%% Cálculo da energia consumida

Vt=3000; %Tensão de alimentação da catenária
%[V]

% Calculo da potencia em um ciclo tracao-frenagem
for i=1:length(amostras)
    if velocidade(i)>1&&tempo(i)<65
        Pot(i)=Vt*4*abs(corrente_armadura(i)); %Potência instantânea em movimento
        %do TUE [W]
    end
end
te=1:1:length(Pot); %tempo de um ciclo tração-frenagem
%[s]

energiadiaria=280*trapz(20*te,Pot/3600)/1000 %energia diária total
energia=trapz(te,Pot/3600)/1000 %energia em um ciclo tração-
%frenagem [kWh]
-----

% Plotagem do ciclo tracao-frenagem utilizado no calculo da energia consumida
figure('name','Dados de um ciclo tração-frenagem do TUE 02','color','w')
subplot(211)
plot(tempo(1:length(te)),velocidade(1:length(te)),'r')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade (km/h)')
subplot(212)
plot(tempo(1:length(te)),-corrente_armadura(1:length(te)),'g')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Corrente (A)')
-----

% Plotagem da curva de potencia
figure('name','Curva de Potência','color','white');
plot(tempo(1:length(Pot)),Pot);
Xlabel('Tempo (s)');
Ylabel('Potência (W)');
-----

```

B.1.2 Simulador do TUE

```
%% Rotina que simula o funcionamento dinâmico do TUE
```

```
function dy = modelo_tue(t,y,u)
ml = 2*59.5; %Massa dos carros motores vazios
mv = 2*41.05; %Massa dos carros reboques vazios
m = ml+mv; %Massa total em tonelada a vazio[t]
mt = 1/(1.1*m); %Massa corrigida devido à inercias [t]
nm = 8; %Número de motores
nt = 0.97; %Eficiência da transmissão
cm = 3.6*nm*nt; %Constante motor
ne = 4; %numero de eixos por carro do TUE
nem = 8; %numero de eixos motores do TUE
net = 16; %numero total de eixos do TUE
kG = 1; %razão de transmissão
re = 0.000927; %raio médio da roda do TUE [km]
S = 7.79e-3; %seção transversal do TUE [km^2]
Am = 6.37432e-3 + 0.12896/(59.5/ne); %constante A do carro motor [kN/t]
Ar = 6.37432e-3 + 0.12896/(41.05/ne); %constante A do carro reboque [kN/t]
Bm = [274.5862e-6]; %constante B do carro motor [kN / Km/h / t]
Br = [137.78343e-6]; %constante B do carro reboque [kN / Km/h / t]
Cm = [44.71883e-6*S/59.5]; %constante C do carro motor [kN / (Km/h)^2 / t]
Crd = [6.3253e-6*S/41.05]; %constante C do carro reboque dianteiro [kN /
%(Km/h)^2 / t]
Crt = [44.71883e-6*S/41.05]; %constante C do carro reboque traseiro [kN /
%(Km/h)^2 / t]

g = 7.716049e-5*9.81; %aceleração da gravidade [km/h^2]
b = 1.6e-3; %bitola da via [km]
kt = 0.0000029; %constante de torque do motor tração
i = 0; %trecho subida / descida
ro = 1e9; %raio da curva (km)

dy = mt*(((u*cm*kt)/(re*kG))+
-(ml*[2*Am+2*Bm*y+2*Cm*y.^2]+mv*[2*Ar+2*Br*y+(Crt+Crd)*y.^2])-
(4.9*b*m/ro)+(m*g*i));

end
```

B.1.3 Validação do simulador do TUE

```
%% Algoritmo para validação do simulador do TUE
```

```
%% Limpeza da area de dados
```

```
close all;
clear all;
clc;
warning('off','all');
```

```
%% Trabalhando dados do teste com o TUE
```

```
%Leitura dos valores salvos
```

```
load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
```

```
% declarando variáveis
```

fator=0.000305;	%fator de conversão %do CDA
offset=0.000153;	%offset do transdutor
compensador_velocidade=10;	%constante para %cálculo da %velocidade real
compensador_corrente=50;	%constante para %cálculo das correntes %reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset;	%velocidade real da %composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset;	%corrente de %armadura resultante %medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset;	%corrente de campo %resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade))';	%numero total de %amostras realizadas %no teste
tempo=amostras/100;	%tempo do teste [s]

```
%Declaração dos tempos de simulação, perturbações e entradas
```

```
ti = 0;
tfim = 5600;
passo = 1;
T = ti:passo:length(amostras)-1;
U = -corrente_armadura(1:length(T));
Yr = velocidade(1:length(T));
```

```
% "Filtro" para o ruído de medição no sinal de entrada
```

```
for i=1:length(U)
    if U(i)>=0
        U(i)=U(i);
    elseif U(i)<=-2
```

```
    U(i)=U(i);  
    else  
        U(i)=U(i)+1;  
    end  
end
```

```
% Condição Inicial do Problema
```

```
yi = 0;  
Y(1)=0;
```

```
%Simulação para validação com os dados de entrada reais
```

```
for k = 2:length(T)-1;  
    [tauy, Yc] = ode45(@modelo_tue,[0 passo],yi,[],U(k));  
    yi = Yc(end);  
    Y(k) = Yc(end);  
end  
Y=[0 Y];
```

```
% Plotagem dos resultados
```

```
figure('name','Comparação entre dados reais e modelos','color','w')  
[AX,H1,H2] = plotyy(T/100,Y, T/100, U,'plot');  
hold on  
plot(T/100,Yr,'c');  
Xlabel('Tempo (s)');  
set(get(AX(1),'Ylabel'),'String','Velocidade');  
set(get(AX(2),'Ylabel'),'String','Corrente de Armadura');  
set(H1,'color','b');  
set(H2,'color','g');  
Title('Comparação entre modelos e dados reais');  
Legend('entrada','modelo','real');
```

B.1.4 Simulador do Rodeiro

```
%% Rotina que simula o funcionamento dinâmico do rodeiro do TUE
```

```
function dy = modelo_rodeiro(t,y,u)
```

```

m = 2*41.05 + 2*59.5;           %Massa total em tonelada a vazio [t]
mt = 1/(1.1*m);                %Massa corrigida devido à inercias [t]
nm = 8;                         %Número de motores
nt = 0.97;                      %Eficiência da transmissão
cm = 3.6*nm*nt;                %Constante motor
ne = 4;                         %numero de eixos por carro do TUE
kG = 1;                         %razão de transmissão
re = 0.000927;                 %raio médio da roda do TUE [km]
S = 7.79e-3;                   %seção transversal do TUE [km^2]
Am = 0;                         %constante A do carro motor [kN/t]
Ar = 0;                         %constante A do carro reboque [kN/t]
Bm = 0;                         %constante B do carro motor [kN / Km/h / t]
Br = 0;                         %constante B do carro reboque [kN / Km/h / t]
Cm = [44.71883e-6*S/30];        %constante C do carro motor [kN / (Km/h)^2 / t]
Crd = [6.3253e-6*S/20];         %constante C do carro reboque dianteiro [kN / (Km/h)^2 / t]
Crt = [44.71883e-6*S/20];       %constante C do carro reboque traseiro [kN / (Km/h)^2 / t]
g = 7.716049e-5*9.81;          %aceleração da gravidade [km/h^2]
b = 1.6e-3;                     %bitola da via [km]
kt = 0.0000029;                %constante de torque do motor tração
ml=2*59.5/nm;                  %massa por eixo dos carros motores
mr=41.05/ne;                    %massa por eixo dos carros reboques
i = 0;                          %trecho subida / descida
ro = 1e9;                       %raio da curva (km)

```

```

dy=mt*(((u*cm*kt)/(re*kG))+
- (ml*[2*Am+2*Bm*y+Cm*y.^2] + mr*[2*Ar+2*Br*y+(Crt+Crd)*y.^2]) -
(4.9*b*(ml+mr)/ro)+((ml+mr)*g*i));

```

```
End
```

B.1.5 Modelagem por Resposta Complementar

B.1.4.1 Modelo do Sistema de Tração

```

%% Algoritmo para calcular o modelo do sistema de tração por Resposta Complementar
-----
%% Limpeza da area de dados

clear all
close all
clc

%% Trabalhando dados do teste com o TUE

% carregando dados
load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
-----

% declarando variáveis
fator=0.000305; %fator de conversão
%do CDA
offset=0.000153; %offset do transdutor
compensador_velocidade=10; %constante para
%cálculo da
%velocidade real
compensador_corrente=50; %constante para
%cálculo das correntes
%reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset; %velocidade real da
%composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de
%armadura resultante
%medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de campo
%resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade)); %numero total de
%amostras realizadas
%no teste
tempo=amostras/100; %tempo do teste [s]
-----

% Plotagem dos dados
figure('name','Dados do teste do TUE 02','color','w')
subplot(211)
plot(tempo,velocidade)
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade (km/h)')
subplot(212)
plot(tempo,corrente_armadura,'r')
hold on
plot(tempo,corrente_campo,'m')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Corrente (A)')

```

```
%% Preparando dados para aplicar o Método da Resposta Complementar
```

```
% regime de tração
```

```
degrau1_t=abs(corrente_armadura(1014:1157));
```

```
resposta1_t=velocidade(1014:1157);
```

```
degrau2_t=abs(corrente_armadura(1157:1291));
```

```
resposta2_t=velocidade(1157:1291);
```

```
degrau3_t=abs(corrente_armadura(1014:1425));
```

```
resposta3_t=velocidade(1014:1425);
```

```
degrau4_t=-corrente_armadura(1014:3585);
```

```
resposta4_t=velocidade(1084:3655);
```

```
degrau5_t=abs(corrente_armadura(1429:2761));
```

```
resposta5_t=velocidade(1429:2761);
```

```
degrau6_t=abs(corrente_armadura(1014:2721));
```

```
resposta6_t=velocidade(1084:2791);
```

```
degrau_t=degrau6_t;
```

```
resposta_t=resposta6_t;
```

```
%%Separando dados para a Modelagem
```

```
% modelofrenagem
```

```
axes('FontSize',20);
```

```
plot(tempo(1:length(degrau_t)),degrau_t,'r')
```

```
hold on
```

```
plot(tempo(1:length(resposta_t)),resposta_t,'b')
```

```
xlabel('tempo (s)','FontSize',20);
```

```
ylabel('MV/PV','FontSize',20);
```

```
y=resposta_t;
```

```
u=degrau_t;
```

```
x=(1:1:length(y))/100;
```

```
%normalizando
```

```
yn=y/max(y);
```

```
un=mean(u)*ones(length(u),1)/abs(mean(u));
```

```
figure('name','Dados Normalizados','color','w')
```

```
axes('FontSize',20);
```

```
plot(x,un,'r')
```

```
hold on
```

```
plot(x,yn,'b')
```

```
xlabel('tempo (s)','FontSize',20);
```

```
ylabel('MV/PV','FontSize',20);
```

```
legend('MV','PV');
```

```
%% Obtendo parâmetros

Kp=abs((max(y)-min(y))/mean(u))

% Calculando a resposta complementar

cl1=log(1.-yn./un);

figure('name','Curva Linearizada para estimação de tau 1','color','w')

% dados estimados para assintota de tau1

a=-1.2/18;
b=0.25;

tau1=-1/a

at1=a*x+b;

axes('FontSize',20);
plot(x,cl1,'b',x,at1,'r');
xlabel('tempo (s)','FontSize',20);
ylabel('log(1-y(t)/Kp*u(t))','FontSize',20);

cl2=log(exp(b)*exp(-x/tau1)-(1.-yn./un));

figure('name','Curva Linearizada para estimação de tau 2','color','w')

% dados estimados para assintota de tau2

c=-5/18;
d=-1.1;

tau2=-1/c;

at2=c*x+d;

axes('FontSize',20);
plot(x,cl2,'b',x,at2,'r');
xlabel('tempo (s)','FontSize',20);
ylabel('log(exp(b)*exp(-t/tau1)-(1-y(t)/u(t))','FontSize',20);

%teta estimado visualmente - tração
teta=0.7;
```

```
%% Validação

s=tf('s');
Ht=(exp(-teta*s)*Kp)/((tau1*s+1)*(tau2*s+1))
valida=lsim(Ht, -corrente_armadura, tempo);
```

```
figure('name','Validação - tração','color','w')
axes('FontSize',20);
plot(tempo,valida,'r',tempo,velocidade,'b');
legend('modelo','real')
xlabel('tempo (s)','FontSize',20);
ylabel('velocidade (km/h)','FontSize',20);
xlim([10.14 36.55]);
```

B.1.4.2 Modelo do Sistema de Frenagem

```
%% Algoritmo para calcular o modelo do sistema de frenagem por Resposta Complementar
```

```
%% Limpeza da area de dados
```

```
clear all
close all
clc
```

```
%% Trabalhando dados do teste com o TUE
```

```
% carregando dados
load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
```

```
% declarando variáveis
fator=0.000305; %fator de conversão
%do CDA
offset=0.000153; %offset do transdutor
compensador_velocidade=10; %constante para
%cálculo da
%velocidade real
compensador_corrente=50; %constante para
%cálculo das correntes
%reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset; %velocidade real da
%composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de
%armadura resultante
%medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de campo
%resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade)); %numero total de
%amostras realizadas
%no teste
tempo=amostras/100; %tempo do teste [s]
```

```
%% Plotagem dos dados
figure('name','Dados do teste do TUE 02','color','w')
subplot(211)
plot(tempo,velocidade)
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Velocidade (km/h)')
subplot(212)
plot(tempo,corrente_armadura,'r')
hold on
plot(tempo,corrente_campo,'m')
xlabel('Tempo (s)')
ylabel('Corrente (A)')
```

```
%% Preparando dados para aplicar o Método da Resposta Complementar
```

```
% regime de frenagem

degrau1_f=-corrente_armadura(4371:5572);
resposta1_f=velocidade(4371:5572);

degrau2_f=-corrente_armadura(2720:5572);
resposta2_f=velocidade(2720:5572);

degrau3_f=-corrente_armadura(3942:6126);
resposta3_f=velocidade(3942:6126);

degrau4_f=-corrente_armadura(4371:6126);
resposta4_f=velocidade(4371:6126);

degrau_f=degrau4_f;
resposta_f=resposta4_f;

-----
%%Separando dados para a Modelagem

% modelo frenagem
axes('FontSize',20);
plot(tempo(1:length(degrau_f)),degrau_f,'r')
hold on
plot(tempo(1:length(resposta_f)),resposta_f,'b')
xlabel('tempo (s)', 'FontSize',20);
ylabel('MV/PV', 'FontSize',20);

y=resposta_f;
u=degrau_f;
x=(1:1:length(y))'/100;

-----

%normalizando
yn=y/max(y);
un=mean(u)*ones(length(u),1)/abs(mean(u));

figure('name','Dados Normalizados','color','w')
axes('FontSize',20);
plot(x,un,'r')
hold on
plot(x,yn,'b')
xlabel('tempo (s)', 'FontSize',20);
ylabel('MV/PV', 'FontSize',20);
legend('MV','PV');
for i = 3:N

-----

%% Obtendo parâmetros

Kp=abs((max(y)-min(y))/mean(u))

% Calculando a resposta complementar
cl1=log(1.-yn./un);
```

```
figure('name','Curva Linearizada para estimação de tau 1','color','w')
```

```
% dados estimados para assintota de tau1
```

```
a=-1.02/14;
```

```
b=0.4;
```

```
tau1=-1/a
```

```
at1=a*x+b;
```

```
axes('FontSize',20);
```

```
plot(x,cl1,'b',x,at1,'r');
```

```
xlabel('tempo (s)','FontSize',20);
```

```
ylabel('log(1-y(t)/Kp*u(t))','FontSize',20);
```

```
cl2=log(exp(b)*exp(-x/tau1)-(1.-yn./un));
```

```
figure('name','Curva Linearizada para estimação de tau 2','color','w')
```

```
% dados estimados para assintota de tau2
```

```
c=-1.7/8;
```

```
d=-0.6;
```

```
tau2=-1/c;
```

```
at2=c*x+d;
```

```
axes('FontSize',20);
```

```
plot(x,cl2,'b',x,at2,'r');
```

```
xlabel('tempo (s)','FontSize',20);
```

```
ylabel('log(exp(b)*exp(-t/tau1)-(1-y(t)/u(t))','FontSize',20);
```

```
%teta estimado visualmente - frenagem
```

```
teta=0;
```

```
%% Validação
```

```
s=tf('s');
```

```
Ht=(exp(-teta*s)*Kp)/((tau1*s+1)*(tau2*s+1))
```

```
valida=lsim(Hf, -corrente_armadura, tempo);
```

```
figure('name','Validação - frenagem','color','w')
```

```
axes('FontSize',20);
```

```
plot(tempo,valida,'r',tempo,velocidade,'b');
```

```
legend('modelo','real')
```

```
xlabel('tempo (s)','FontSize',20);
```

```
ylabel('velocidade (km/h)','FontSize',20);
```

```
xlim([43.71 61.26]);
```

B.1.4.3 Validação dos modelos obtidos pelo método da Resposta Complementar

```
%% Algoritmo para teste e validação dos modelos levantados por resposta complementar
```

```
%% Limpeza da area de dados
```

```
close all;
clear all;
clc;
warning('off','all');
```

```
%% Carregando dados dos modelos salvos e do sistema real
```

```
% Dados dos modelos obtidos por resposta complementar
load parametros_mrc_tracao;
mrctrac          % modelo em tempo contínuo
mrctrac=c2d(mrctrac,1,'zoh'); % modelo em tempo discreto
numt=cell2mat(get(mrctrac,'num')); dent=cell2mat(get(mrctrac,'den'));
load parametros_mrc_frenagem;
mrcfren          % modelo em tempo contínuo
mrcfren=c2d(mrcfren,1,'zoh'); % modelo em tempo discreto
numf=cell2mat(get(mrcfren,'num')); denf=cell2mat(get(mrcfren,'den'));
```

```
% Dados do sistema real
```

```
load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
```

```
% declarando variáveis
```

```
fator=0.000305; %fator de conversão
%do CDA
offset=0.000153; %offset do transdutor
compensador_velocidade=10; %constante para
%cálculo da
%velocidade real
compensador_corrente=50; %constante para
%cálculo das correntes
%reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset; %velocidade real da
%composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de
%armadura resultante
%medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de campo
%resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade)); %numero total de
%amostras realizadas
%no teste
```

```
%% Compondo os modelos tração-frenagem para o teste completo
```

```

ytrac=lsim(mrctrac,-corrente_armadura,tempo);
s=tf('s');
distrac=(1/s)*mrctrac*(10/36);
disttrac=lsim(distrac,-corrente_armadura,tempo);
yfren=lsim(mrcfren,-corrente_armadura,tempo);
disfren=(1/s)*mrcfren*(10/36);
distfren=lsim(disfren,-corrente_armadura,tempo);

```

```

%inicialização do vetor de saída
ym=zeros(length(tempo),1);

```

```

%simulação para validação dos modelos obtidos por resposta complementar
for k=73:length(tempo)
    if corrente_armadura(k) < -3
        ym(k)=-dent(2)*ym(k-1)-dent(3)*ym(k-2)-numt(2)*corrente_armadura(k-71)-
            numt(3)*corrente_armadura(k-72);
    elseif corrente_armadura(k) > 3
        ym(k)=-denf(2)*ym(k-1)-denf(3)*ym(k-2)-numf(2)*corrente_armadura(k-1)-
            numf(3)*corrente_armadura(k-2);
    end
end

```

```

%% Plotando gráficos para comparação

```

```

figure('name','Modelo Tração','color','w')
plot(tempo,velocidade,'r',tempo,ytrac,'m');
legend('Real','Modelo');

```

```

figure('name','Modelo Frenagem','color','w')
plot(tempo,velocidade,'b',tempo,yfren,'g');
legend('Real','Modelo');

```

```

figure('name','Comparação entre dados reais e modelos','color','w')
[AX,H1,H2] = plotyy(tempo(1:35000),ym(1:35000), tempo(1:35000),
    corrente_armadura(1:35000),'plot');
hold on
plot(tempo(1:35000), velocidade(1:35000),'c');
xlabel('Tempo (s)');
set(get(AX(1),'Ylabel'),'String','Velocidade');
set(get(AX(2),'Ylabel'),'String','Corrente de Armadura');
set(H1,'color','b');
set(H2,'color','g');
Title('Comparação entre modelos e dados reais');
Legend('entrada','modelo','real');

```

```

figure('name','Distâncias Percorridas','color','w')
plot(tempo,distrac,'g',tempo,distfren,'b');
legend('Modelo tração','Modelo frenagem');

```

B.1.6 Mínimos Quadrados aplicados aos dados de teste reais

```

-----
%% Algoritmo do estimador de Mínimos Quadrados para a planta em estudo
-----
%% Limpeza da area de dados

clear all
close all
clc

-----
%% Trabalhando dados do teste com o TUE

% carregando dados
load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
-----

% declarando variáveis
fator=0.000305;           %fator de conversão
                           %do CDA
offset=0.000153;        %offset do transdutor
compensador_velocidade=10; %constante para
                           %cálculo da
                           %velocidade real
compensador_corrente=50; %constante para
                           %cálculo das correntes
                           %reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset; %velocidade real da
                           %composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de
                           %armadura resultante
                           %medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de campo
                           %resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade))'; %numero total de
                           %amostras realizadas
                           %no teste
tempo=amostras/100;      %tempo do teste [s]
-----
%% Preparando massa de dados para estimação (30% teste e 70% validação)

Y=velocidade(1:0.3*length(velocidade));
U=corrente_armadura(1:0.3*length(corrente_armadura));
T=tempo(1:0.3*length(tempo));
Y=Y-mean(Y);
U=U-mean(U);
-----

% Normalizando massa de dados.
fn1 = max(abs(Y)); %Fator de normalização saída
Yn = Y/fn1; %Y norm. (amostrado de Y puro)
fn2 = max(abs(U)); %Fator de normalização entrada
Un=U/fn2; %U norm. (amostrado da entrada)
-----

```

 %% IMPLEMENTAÇÃO DO MÍNIMOS QUADRADOS TRADICIONAL

```
%Gerando a matriz de regressores X para o modelo ARMAX ordem 2
%ARMAX2:  $Y(k) = a_1*Y(k-1) + a_2*Y(k-2) + b_0*U(k-1) + b_1*U(k-2)$ ;
N=length(T);
```

```
%Matrizes para modelo ARMAX2 para saída do modelo Ym
X(:,1) = Yn(2:N-1);
X(:,2) = Yn(1:N-2);
X(:,3) = Un(2:N-1);
X(:,4) = Un(1:N-2);
Ym = Yn(3:N);
```

```
%vetores de parametros - Teta para modelo Y
teta = inv(X'*X)*X'*Ym;
```

```
%inicialização dos modelos
Ymq(1) = Yn(1);
Ymq(2) = Yn(2);
```

```
%Validação
for k = 3:length(tempo);
    Ymq(k) = teta(1)*Ymq(k-1) + teta(2)*Ymq(k-2) + teta(3)*Un(k-1) + teta(4)*Un(k-2);
end
```

```
%Plotagem dos resultados
figure('name','Comparacoes_ARMAX_MQ','color','white');
plot(T, Ymq, 'r', T, Yn, 'm--');
Title('Comparativo MQ');
Legend('Estimado','Original');
```

 %% IMPLEMENTAÇÃO DO MÍNIMOS QUADRADOS RECURSIVO

```
% ARMAX2:  $Y(k) = a_1*Y(k-1) + a_2*Y(k-2) + b_0*U(k-1) + b_1*U(k-2)$ ;
% matriz P0 estimada.
Pncf = [1e9 2e9 3e9 4e9;
        2e9 3e9 4e9 1e9;
        3e9 4e9 1e9 2e9;
        4e9 1e9 2e9 3e9];
Pnsf = Pncf;
```

```
%Janela Temporal Assintótica
JTA = 30; %Amostragens para esquecimento total
beta = 1-1/JTA;
```

```
%Valores iniciais "aleatorios" do vetor de parametros teta COM FATOR
tetaF = rand(4,1);
```

```
%Valores iniciais "aleatorios" do vetor de parametros teta SEM FATOR
tetaR = rand(4,1);
```

```

I = eye(4); % matriz identidade de ordem 4;
-----

for i = 3:N
    %Composição das linhas novas
    xn1 = [Yn(i-1); Yn(i-2); Un(i-1); Un(i-2)];
-----

    %MQR COM FATOR

    %Erro de predição
    en1 = Yn(i) - xn1'*tetaF;
-----

    %Ganhos de Kalman, aplicado à parcela de inovação no cálculo de teta.
    Kn1 = ((beta + xn1'*Pncf*xn1)^-1)*Pncf*xn1;
-----

    %Cálculo recursivo de teta
    tetaF = tetaF + Kn1*en1;
-----

    %MQR SEM FATOR

    %Erro de predição
    en1_sf = Yn(i) - xn1'*tetaR;
-----

    %Ganhos de Kalman, aplicado à parcela de inovação no cálculo de teta.
    Kn1_sf = ((1 + xn1'*Pnsf*xn1)^-1)*Pnsf*xn1;
-----

    %Cálculo recursivo de teta
    tetaR = tetaR + Kn1_sf*en1_sf;
-----

    %Calculando o traço da Matriz de covariância P (SEM FATOR)
    trc_sf(i) = trace(Pnsf);
-----

    %Calculando o traço da Matriz de covariância P (COM FATOR)
    trc(i) = trace(Pncf);
-----

    %Recalculando matriz de covariância de teta (SEM FATOR).
    Pnsf = (I - ((1 + xn1'*Pnsf*xn1)^-1)*Pnsf*xn1*xn1')*Pnsf;
-----

    %Recalculando matriz de covariância de teta (COM FATOR).
    Pncf = (I - ((beta + xn1'*Pncf*xn1)^-1)*Pncf*xn1*xn1')*Pncf/beta;
-----

    %Guardando histórico dos valores de teta COM FATOR nas iterações
    A(1, i) = tetaF(1);
    A(2, i) = tetaF(2);
    B(1, i) = tetaF(3);
    B(2, i) = tetaF(4);
-----

    %Guardando histórico dos valores de teta SEM FATOR nas iterações
    A(3, i) = tetaR(1);
    A(4, i) = tetaR(2);
    B(3, i) = tetaR(3);
    B(4, i) = tetaR(4);

```

end

```
% Plotando o grafico de evolucao dos parametros estimados
N = 1:1:length(T);
figure('name','Variações de teta (convergência)','color','white');
subplot(2,2,1); plot(N, A(1,:), 'b',N , A(3,:), '-.r',N,teta(1),'k--'); Ylim([-2 2]);
Title('Valores a1');
subplot(2,2,2); plot(N, A(2,:), 'b',N , A(4,:), '-.r',N,teta(2),'k--'); Ylim([-2 2]);
Title('Valores a2');
subplot(2,2,3); plot(N, B(1,:), 'b',N , B(3,:), '-.r',N,teta(3),'k--'); Ylim([-2 2]);
Title('Valores b0');
subplot(2,2,4); plot(N, B(2,:), 'b',N , B(4,:), '-.r',N,teta(4),'k--'); Ylim([-2 2]);
Title('Valores b1');
legend('com fator', 'sem fator', 'MQ não recursivo');
```

```
%Plotagem do traço da matriz de covariancia
figure('name','Traco da matriz P','color','white');
plot(N, trc, 'g', N, trc_sf, 'm');
legend('Com fator', 'sem fator');
```

```
% Gerando respostas Y com o ultimo dos tetas de MQR COM e SEM FATOR (Validacao)
```

```
%Visualizacao dos parametros estimados com e sem fator
tetaF
tetaR
```

```
%Inicialização dos vetores de saida
YmqF(1) = Yn(1)
YmqF(2) = Yn(2);

YmqR(1) = Yn(1);
YmqR(2) = Yn(2);
```

```
for k = 3:length(tempo);
    %Sem fator
    YmqR(k) = tetaR(1)*YmqR(k-1) +tetaR(2)*YmqR(k-2) +tetaR(3)*Un(k-1) +tetaR(4)*Un(k-2);

    %Com fator
    YmqF(k) = tetaF(1)*YmqF(k-1) +tetaF(2)*YmqF(k-2) +tetaF(3)*Un(k-1) +tetaF(4)*Un(k-2);
end
```

```
% Plotagem dos resultados
figure('name','Comparacoes MQRs fator','color','white');
plot (T, Yn, 'c', T, YmqF, 'k',T,YmqR,'b');%Xlim([5 50]);
hold on;
plot(T,Un,'g');
Xlabel('Tempo (s)');
Ylabel('Velocidade (rad/s)');
Title('Comparativo Y real estimado por MQR');
Legend('Original','Est.c/fator','Est. s/fator');
```

B.1.7 Detecção dos fenômenos de patinagem / derrapagem

```
%% Rotina que calcula a ocorrência de patinagem ou derrapagem baseada na força aderente
```

```
-----
function flag = detpatder(y,u)
ml = 2*59.5;           %Massa dos carros motores
nm = 8;               %Número de motores
nt = 0.97;            %Eficiência da transmissão
cm = 3.6*nm*nt;       %Constante motor
nem = 8;              %numero de eixos motores do TUE
net = 16;             %numero total de eixos do TUE
kG = 1;               %razão de transmissão
re = 0.000927;        %raio médio da roda do TUE [km]
g = 7.716049e-5*9.81; %aceleração da gravidade [km/h^2]
kt = 0.0000029;       %constante de torque do motor tração
mizero = 0.22;        %constante de atrito estático para carros motores de 1500Vcc
if y==0;              %coeficiente de atrito
    mi=mizero;
else
    mi = mizero/(1+0.01*y);
end

-----
fad = (ml/net)*nem*g*mi*1e3; %força de aderência máxima permitida
Fmotor = ((u*cm*kt)/(re*kG)); %esforço de tração / frenagem aplicado
if abs(Fmotor)>fad          %verificando se há patinagem / derrapagem
    flag=1;
else
    flag=0;
end

end
-----
```

B.1.8 Modelagem do ruído da saída

```

-----
%% Algoritmo para modelagem do ruído
-----
%% Limpeza da area de dados

close all;
clear all;
clc;
warning('off','all');
-----
%% Carregando dados reais

load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt

% declarando variáveis
fator=0.000305; %fator de conversão
%do CDA
offset=0.000153; %offset do transdutor
compensador_velocidade=10; %constante para
%cálculo da
%velocidade real
compensador_corrente=50; %constante para
%cálculo das correntes
%reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset; %velocidade real da
%composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de
%armadura resultante
%medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de campo
%resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade)); %numero total de
%amostras realizadas
%no teste
tempo=amostras/100; %tempo do teste [s]

ruidoreal=velocidade(50000:70000);
ruidoreal=ruidoreal-mean(ruidoreal);
-----
% Declaração dos tempos de simulação e vetor degrau de entrada
ti = 0;
tf = length(ruidoreal);
passo = 1;
T = ti:passo:tf-passo;
-----
%Parâmetros da gaussiana;
d = sqrt(var(ruidoreal)); %Desvio padrao
m = mean(ruidoreal); %Media
-----
%Gerando sinal de ruído.

```

```

R1 = m + d.*randn(length(T), 1);
-----

figure('name','Ruído Branco Gaussiano','color','w');
subplot(211);
plot (T, R1,'m');
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Intensidade');
title('Ruído Branco Gaussiano');
-----

%% Auto-correlacao do ruído branco

[XCF, Lags] = xcorr(R1 , R1 , 10);
subplot(212);
plot(Lags, XCF, Lags, Bounds(1,:)*ones(length(Lags)), 'r-
',Lags,Bounds(2,:)*ones(length(Lags)), 'r-')%contínua
xlabel('Atrasos');
ylabel('Correlação');
title('Autocorrelação do Ruído Branco');
-----

%% Gerando o ruído colorido

% sistema original
load dados_mqr_armax2
-----

% Sinal Periodico
contamina = d/1.3*sin(2*pi*64*T);
figure('name','contaminação periodica','color','w');
plot(T,contamina)
R1=R1+contamina';
-----

% Filtra o sinal
ta = 1; %
pulos = ta/passo;
Td = ti:ta:tf-passo;
R1d = R1(1:pulos:end);
Az=[1 tetaF(1) tetaF(2)];
Cz=[1 0.7 0.2];
F = TF(Cz,Az,ta); % Filtro Ruído
RC=lsim(F,R1d,Td); % Ruído Colorido
-----

figure('name','Ruído','color','w');
subplot(211);
plot (T/100, ruidoreal,'k');
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Intensidade');
ylim([- .4 .4]);
title('Ruído Real');
subplot(212);
plot (Td'/100, RC,'c');
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Intensidade');

```

```
ylim([- .4 .4]);  
Title('Ruído Filtrado');
```

```
%% Auto-correlacao do ruido real
```

```
figure('name','Função de Autocorrelação','color','w')  
[XCF, Lags] = xcorr(ruidoreal , ruidoreal , 10 );  
subplot(211);  
plot(Lags, XCF/length(ruidoreal))  
Xlabel('Atrasos');  
Ylabel('Correlação');  
Title('Autocorrelação do Ruído Real');
```

```
%% Auto-correlacao do ruido colorido
```

```
[XCF2, Lags2] = crosscorr(RC , RC , 10);  
subplot(212);  
plot(Lags2, XCF2/length(RC))  
Xlabel('Atrasos');  
Ylabel('Correlação');  
Title('Autocorrelação do Ruído Colorido');
```

B.1.9 Validação do ruído modelado

```

-----
%% Algoritmo para validação do ruído modelado
-----
%% Limpeza da area de dados

clear all
close all
clc

-----
%% Trabalhando dados do teste com o TUE

% carregando dados
load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
-----

% declarando variáveis
fator=0.000305;                                %fator de conversão
                                                %do CDA
offset=0.000153;                               %offset do transdutor
compensador_velocidade=10;                    %constante para
                                                %cálculo da
                                                %velocidade real
compensador_corrente=50;                      %constante para
                                                %cálculo das correntes
                                                %reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset; %velocidade real da
                                                %composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de
                                                %armadura resultante
                                                %medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de campo
                                                %resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade))';          %numero total de
                                                %amostras realizadas
                                                %no teste
tempo=amostras/100;                           %tempo do teste [s]
-----
%% Preparando massa de dados para estimação (30% teste e 70% validação)

Y=velocidade(1:0.3*length(velocidade));
U=corrente_armadura(1:0.3*length(corrente_armadura));
T=tempo(1:0.3*length(tempo));
Y=Y-mean(Y);
U=U-mean(U);
-----

% Normalizando massa de dados.
fn1 = max(abs(Y));    %Fator de normalização saída
Yn = Y/fn1;          %Y norm. (amostrado de Y puro)
fn2 = max(abs(U));    %Fator de normalização entrada
Un=U/fn2;            %U norm. (amostrado da entrada)
-----

```

```

%% Gerando sinal de ruido.

%Parâmetros da gaussiana;
d = sqrt(var(ruidoreal));      %Desvio padrao
m = mean(ruidoreal);          %Media
Rb = m + d.*randn(length(T), 1); %Ruído branco
.
%"Caracterização" periódica
contamina = d/1.3*sin(2*pi*64*T);
Rb=Rb+contamina';
.
%"Parametros para o polinômio C(z^-1)
c0 = 1;
c1 = 0.7;
c2 = 0.2;
Cz=[c0 c1 c2];
.
%Dados para simulação do ruído filtrado
load dados_mqr_armax2
ta=1;
Az=[1 tetaF(1) tetaF(2)];
F = TF(Cz,Az,ta); %Filtro Ruído
Rc=lsim(F,Rb,T); %Ruído Colorido
Rc=Rc/fn1;          %Normalização do ruído colorido%
.
%% IMPLEMENTAÇÃO DO MÍNIMOS QUADRADOS RECURSIVO

% ARMAX2: Y(k) = a1*Y(k-1) +a2*Y(k-2) +b0*U(k-1) +b1*U(k-2);
% matriz P0 estimada.
Pncf = [1e9 2e9 3e9 4e9;
        2e9 3e9 4e9 1e9;
        3e9 4e9 1e9 2e9;
        4e9 1e9 2e9 3e9];
Pnsf = Pncf;
.
%Janela Temporal Assintótica
JTA = 30; %Amostragens para esquecimento total
beta = 1-1/JTA;
.
%Valores iniciais "aleatorios" do vetor de parametros teta COM FATOR
tetaF = rand(4,1);

%Valores iniciais "aleatorios" do vetor de parametros teta SEM FATOR
tetaR = rand(4,1);

I = eye(4); % matriz identidade de ordem 4;
.
for i = 3:N
    %Composição das linhas novas
    xn1 = [Yn(i-1); Yn(i-2); Un(i-1); Un(i-2)];

```

```
%MQR COM FATOR
```

```
%Erro de predição
en1 = Yn(i) - xn1'*tetaF;
```

```
%Ganhos de Kalman, aplicado à parcela de inovação no cálculo de teta.
Kn1 = ((beta + xn1'*Pncf*xn1)^-1)*Pncf*xn1;
```

```
%Cálculo recursivo de teta
tetaF = tetaF + Kn1*en1;
```

```
%Calculando o traço da Matriz de covariancia P (COM FATOR)
trc(i) = trace(Pncf);
```

```
%Recalculando matriz de covariancia de teta (COM FATOR).
Pncf = (I - ((beta + xn1'*Pncf*xn1)^-1)*Pncf*xn1*xn1')*Pncf/beta;
```

```
%Guardando histórico dos valores de teta COM FATOR nas iterações
A(1, i) = tetaF(1);
A(2, i) = tetaF(2);
B(1, i) = tetaF(3);
B(2, i) = tetaF(4);
end
```

```
% Gerando respostas Y com o ultimo dos tetas de MQR COM (Validacao)
```

```
%Visualizacao dos parametros estimados com fator
tetaF
```

```
%Inicialização dos vetores de saida
YmqF(1) = Yn(1)
YmqF(2) = Yn(2);
```

```
for k = 3:length(tempo);
    %Com fator
    YmqF(k) = tetaF(1)*YmqF(k-1) +tetaF(2)*YmqF(k-2) +tetaF(3)*Un(k-1) +tetaF(4)*Un(k-2);
end
```

```
YmqF=YmqF+Rc';
```

```
% Plotagem dos resultados
figure('name','Saida real x Saida modelo+ruido colorido','color','white');
plot (T, Yn, 'c', T, YmqF, 'k',T,YmqR,'b');
hold on;
plot(T,Un,'g');
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Velocidade ');
legend('Saida Real','Saida modelo+ruido');
```

```
residuo=Yn-YmqF';          %Calcula os resíduos das saídas
```

```
figure('name','Resíduos da simulação modelo+ruído filtrado x saída real','color','white');  
axes('FontSize',20);  
plot(T, residuo);  
xlabel('Tempo (s)','FontSize',20);  
ylabel('saída real - (modelo+ruído colorido)','FontSize',20);
```

B.2 Algoritmos de Controle

B.2.1 Controlador PI

```

%% Algoritmo PI(D)
-----
%% Limpeza da area de dados

clear all
close all
clc
warning('off','all');
-----
%% Inicialização de variaveis

% Vetor de tempo de simulação
Ti = 0;
Tfim = 100;
passo = 1;
T = Ti:passo:Tfim-passo;
-----
%% Carregando dados reais

load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
-----
% declarando variáveis
fator=0.000305; %fator de conversão
%do CDA
offset=0.000153; %offset do transdutor
compensador_velocidade=10; %constante para
%cálculo da
%velocidade real
compensador_corrente=50; %constante para
%cálculo das correntes
%reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset; %velocidade real da
%composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de
%armadura resultante
%medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de campo
%resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade)); %numero total de
%amostras realizadas
%no teste
tempo=amostras/100; %tempo do teste [s]

ruidoreal=velocidade(50000:70000);
ruidoreal=ruidoreal-mean(ruidoreal);
-----
% Amostragem

```

```

ta = 1;
Td = Ti:ta/passo:Tfim-passo;
tempo = Td;

```

```
% Gerando sinal de ruído
```

```

% Parametros da gaussiana;
d = sqrt(var(ruidoreal))      %Desvio padrão do ruído real
m = mean(ruidoreal);         %Media do ruído real

```

```
Rb = m + d.*randn(length(T), 1);Rb=Rb';      %Ruído branco.
```

```

%"Caracterização" periódica
contamina = d/1.3*sin(2*pi*64*T);
Rb=Rb+contamina';

```

```
% Parametros do modelo de ruído  $[C(z^{-1})]$ 
```

```

c0 = 1;
c1 = 0.7;
c2 = 0.2;
Cz=[c0 c1 c2];
load dados_mqr_armax2      % Carregando parâmetros do modelo do simulador
Az=[1 tetaF(1) tetaF(2)];
F = TF(Cz,Az,ta);          %Filtro Ruído
Rcd=lsim(F,Rbd,Td);        %Ruído Colorido

```

```
% Set-point de velocidade
```

```

W(1:length(Td)) = 0;
W(0.1*length(Td):0.55*length(Td)) = 70;
W(0.55*length(Td)+1:end) = 0;

```

```
% Parametros do controlador PID contínuo
```

```

kc=20.3; %20.3; %27.92; %12.17; %15.1;
ti=13.73; %13.73; %18.43; %15; %18.6;
td=0; %0; %3.5; %0; %2.9;
s=tf('s');
p=1;
contr=kc+(kc/ti)*(1/s)+(kc*td*s)/(s+p);
ctz=c2d(contr,ta,'tustin');
pe=cell2mat(get(ctz,'num'));
pu=cell2mat(get(ctz,'den'));

```

```
% Estabelecendo condicoes iniciais
```

```

Y(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída velocidade do TUE
Yr(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída velocidade do rodeiro
e(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de erro que efetivamente será aplicado à
% entrada do controlador
edp(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de erro de patinagem / derrapagem
ev(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de erro em relação ao set-point de velocidade
Uc(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída de controle
DU(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída do controlador para aplicação na

```

```

%rotina do modelo da planta
w = W;           % inicialização do vetor de set-point de velocidade
yi = 0;         % inicialização do parametro de velocidade inicial do modelo da
                %planta
hist_pat=[];    % inicialização do vetor de historico de ocorrencia dos eventos de
                %patinagem / derrapagem

```

```

%% Início da simulacao em malha fechada

```

```

for k = 3 : length(Td)-1

```

```

    % Simula e gera resposta do sistema
    DT = 0:passo:ta;
    DU = Uc(k-1)*ones(size(DT));
    [tauy, Yc] = ode45(@modelo_tue,[0 passo],yi,[],DU);
    yi = Yc(end);
    Y(k) = Yc(end)+ Rcd(k);

```

```

    % Modelagem da patinagem do rodeiro
    detecta_patinagem=detpatder(Y(k),DU);
    hist_pat=[hist_pat detecta_patinagem k];
    if detecta_patinagem==1
        [tauy, Yc] = ode45(@modelo_rodeiro,[0 passo],yi,[],DU);
        yi = Yc(end);
        Yr(k) = Yc(end)+ Rcd(k);
    else [tauy, Yc] = ode45(@modelo_tue,[0 passo],yi,[],DU);
        yi = Yc(end);
        Yr(k) = Yc(end)+ Rcd(k);
    End

```

```

    % Calcula erros
    ev=w(k)-Y(k);           % erro em relação ao set-point de velocidade
    edp=abs(Yr(k)-Y(k));   % erro gerado pelo disturbio de patinagem / derrapagem

```

```

    % Comparador / Seletor de erros a serem aplicados à entrada do controlador
    if edp>0.1
        e(k)=edp;
    Else
        e(k)=ev;
    End

```

```

    % Saída de controle
    if td==0 | ti==inf
        Uc(k) = (1/pu(1))*(-pu(2)*Uc(k-1)+pe(1)*e(k)+pe(2)*e(k-1));           %PD ou PI
    Else
        Uc(k) = (1/pu(1))*(-pu(2)*Uc(k-1)-pu(3)*Uc(k-2)+pe(1)*e(k)+pe(2)*e(k-1)+pe(3)*e(k-2));
    %PID
    End

```

```

    % Limitação da saída de controle devido a corrente de armadura da maquina CC
    if Uc(k)>200

```

```

    Uc(k)=200;
elseif Uc(k)<-200
    Uc(k)=-200;
End

```

```
End
```

```
% Plotagem dos resultados da simulacao
```

```

figure('name','Resposta em malha fechada','color','white');
subplot(211);
plot(tempo, w, '--k',tempo, Y, 'm',tempo,Yr,'r');
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Velocidade (km/h)');
legend('Set-Point','TUE','Rodeiro');
subplot(212);
hold on
plot(tempo, Uc,'g');
xlabel('Tempo (s)');
ylabel('Corrente (A)');

```

```
%% Indices de Desempenho
```

```

% Carregando dados para gerar os indices de desempenho
load parametros_modelo_tracao;
load parametros_modelo_frenagem;
s=tf('s');
desac=s*Hf;           % modelo para a taxa de desaceleração
ac=s*Ht;             % modelo para a taxa de aceleração
tx_desac=lsim(desac,Uc,Td); % simula a taxa de desaceleracao com os dados da malha
                        % fechada
tx_ac=lsim(ac,Uc,Td);   % simula a taxa de aceleracao com os dados da malha
                        % fechada

```

```

% Plotagem das taxas de aceleração
figure('name','Desempenho','color','white');
plot(tempo, tx_desac,'r', tempo, tx_sac,'b');
xlabel('Tempo(s)');
aceleracao=max(tx_ac)      % indice de desempenho de aceleracao
desaceleracao=min(tx_desac) % indice de desempenho de desaceleracao
ylabel('Taxas de aceleração');

```

```

% Calcula a distancia de parada para o periodo de frenagem simulado
for i=0.55*length(Td):length(Td)
    if Y(i)<0.2&&Y(i-1)>0.2
        distancia_parada=((Y(0.55*length(Td))/3.6)^2-(Y(i)/3.6)^2)/(2*desaceleracao);
        i
    end
end
end

```

```
% Cálculo da energia consumida
```

```
Vt=3000; %Tensão de alimentação da catenária [V]
for i=1:length(Td)
    if Y(i)>1
        Pot(i)=Vt*4&abs(Uc(i)); %Potência instantânea em movimento do TUE [W]
    end
end
te=1:1:length(Pot); %tempo de um ciclo tração-frenagem [s]
energia=trapz(te/3600,Pot/1000) %energia em um ciclo tração-frenagem [kWh]
energiadiaria=280*trapz(20*te/3600,Pot/1000)%energia diária consumida pelos TUEs [kWh]
-----

% Plotagem da curva de potencia
figure('name','Curva de Potência','color','white');
plot(tempo(1:length(Pot)),Pot);
Xlabel('Tempo (s)');
Ylabel('Potência (W)');
-----
```

B.2.2 Controlador de Variância Mínima Generalizado

```
%% Algoritmo CVMG
```

```
%% Limpeza da area de dados
```

```
clear all
close all
clc
warning('off','all');
```

```
%% Inicialização de variaveis
```

```
% Vetor de tempo de simulação
```

```
Ti = 0;
Tfim = 100;
passo = 1;
T = Ti:passo:Tfim-passo;
```

```
%% Carregando dados reais
```

```
load c:\users\Paulo\documents\ufmg\mestrado\projeto\dadost~1\dados3\TUE02.txt
```

```
% declarando variáveis
```

```
fator=0.000305; %fator de conversão
%do CDA
offset=0.000153; %offset do transdutor
compensador_velocidade=10; %constante para
%cálculo da
%velocidade real
compensador_corrente=50; %constante para
%cálculo das correntes
%reais
velocidade=TUE02(:,6)*fator*compensador_velocidade+offset; %velocidade real da
%composição
corrente_armadura=TUE02(:,4)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de
%armadura resultante
%medida
corrente_campo=TUE02(:,5)*fator*compensador_corrente+offset; %corrente de campo
%resultante medida
amostras=(1:1:length(velocidade))'; %numero total de
%amostras realizadas
%no teste
tempo=amostras/100; %tempo do teste [s]
```

```
ruidoreal=velocidade(50000:70000);
ruidoreal=ruidoreal-mean(ruidoreal);
```

```
% Amostragem
```

```
ta = 1;
Td = Ti:ta:passo:Tfim-passo;
tempo = Td;
```

```

% Gerando sinais de entrada PRBS
inicial = 0;
Ut(1:length(T)*inicial) = zeros;
segura_max = 4;
segura_min = 1;
U = -300*(PRBS(length(T)*(1-inicial), segura_max, segura_min)'-0.427);
Up = [Ut U'];
Upd = Up(1:ta/passo:end);

```

```

% Gerando sinal de ruido

% Parametros da gaussiana;
d = sqrt(var(ruidoreal))      %Desvio padrão do ruído real
m = mean(ruidoreal);         %Media do ruído real

Rb = m + d.*randn(length(T), 1);Rb=Rb';      %Ruido branco.

%"Caracterização" periódica
contamina = d/1.3*sin(2*pi*64*T);
Rb=Rb+contamina';

% Parametros do modelo de ruido [C(z^-1)]
c0 = 1;
c1 = 0.7;
c2 = 0.2;
Cz=[c0 c1 c2];
load dados_mqr_armax2      % Carregando parâmetros do modelo do simulador
Az=[1 tetaF(1) tetaF(2)];
F = TF(Cz,Az,ta);          %Filtro Ruído
Rcd=lsim(F,Rbd,Td);        %Ruido Colorido

```

```

% Dados para estimacao de parâmetros

%Ordem do modelo
om = 2;
%Quantidade de valores na janela do MQR
JTA = 30;
%Condição inicial
i_conv = JTA;
%inicializa parametros do estimador
P_n = 1e9*eye(4); %Matriz de covariância
tt_n = randn(4,1); %vetor teta modelo 2ª ordem

```

```

% Set-point de velocidade
W(1:length(Td)) = 0;
W(0.1*length(Td):0.55*length(Td)) = 70;
W(0.55*length(Td)+1:end) = 0;

```

```

% Dados para o filtro Q [ lambda*(1-z^-1) ](peso para o sinal de controle)
lbd = 0.1;

```

```

% Dados para o filtro P [ (1-alpha)*z^-1 / (1 - alpha*z^-1) ]
alp=0.08;

% Dados para o filtro R
p1 = 1;
z1 = 2;
p2 = 4;
z2 = 0.5;
% R = tf((p1/z1)*[1 z1], [1 p1]); %Atraso
% R = tf((p2/z2)*[1 z2], [1 p2]); %Avanco
R = tf(1,1); %sem efeito (R=1)
Rd = c2d(R,ta); %Discretizando R

```

```

% Estabelecendo condicoes iniciais
a1(1:length(Td)) = 0; % inicialização do parametro a1
a2(1:length(Td)) = 0; % inicialização do parametro a2
b0(1:length(Td)) = 0; % inicialização do parametro b0
b1(1:length(Td)) = 0; % inicialização do parametro b1
Ye(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída para utilizacao no algoritmo
%MQR
yf(1:length(Td)) = 0; % inicialização do do vetor de saída filtrada por P(z^-1)
erro(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de erro de estimacao
traco(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor que armazena os valores do traco da
%matriz de covariância
Uc(i_conv:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída de controle
Y(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída (Velocidade TUE)
Yr(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída (Velocidade Rodeiro)
e(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de erro que efetivamente será
%aplicado à entrada do controlador
edp(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de erro de patinagem / derrapagem
ev(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de erro em relacao ao set-point de
%velocidade
Uc(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída de controle
DU(1:length(Td)) = 0; % inicialização do vetor de saída do controlador para
%aplicacao na rotina do modelo da planta
w = dlsim(Rd.num,Rd.den,W); % inicialização do vetor de set-point de velocidade filtrado por
%R(z^-1)
yi = 0; % inicialização do parametro de velocidade inicial do modelo
%da planta
hist_pat = []; % inicialização do vetor de historico de ocorrencia dos eventos
%de patinagem / derrapagem

```

```

%% Início da simulacao em malha fechada

for k = 4 : length(Td)-1

% Atribuindo valores iniciais aleatorios aos parametros do modelo da planta
a1(k) = tt_n(1);
a2(k) = tt_n(2);
b0(k) = tt_n(3);
b1(k) = tt_n(4);

```

```

% Simula e gera resposta do sistema
DT = 0:passo:ta;
DU = Uc(k-1)*ones(size(DT));
[tauy, Yc] = ode45(@modelo_tue,[0 passo],yi,[],DU);
yi = Yc(end);
Y(k) = Yc(end)+ Rcd(k);

```

```

% Modelagem da patinagem do rodeiro
detecta_patinagem=detpatder(Y(k),DU);
hist_pat=[hist_pat detecta_patinagem k];
if detecta_patinagem==1
    [tauy, Yc] = ode45(@modelo_rodeiro,[0 passo],yi,[],DU);
    yi = Yc(end);
    Y(k) = Yc(end)+ Rcd(k);
else [tauy, Yc] = ode45(@modelo_tue,[0 passo],yi,[],DU);
    yi = Yc(end);
    Yr(k) = Yc(end)+ Rcd(k);
End

```

```

% Calcula erros
ev=w(k)-Y(k);          % erro em relação ao set-point de velocidade
edp=abs(Yr(k)-Y(k));  % erro gerado pelo disturbio de patinagem / derrapagem

```

```

% Calcula saída do controlador
%Eq. Diofantina
e0 = 1;
f0(k) = c1 - a1(k);
f1(k) = c2 - a2(k);

%Q = lbd*(1 - z^-1);
%R = avanço / atraso ou R = 1;
%P = (1-alp)*z^-1 / (1 - alp*z^-1);

%Y filtrado por P
yf(k) = Y(k-1) + alp*(yf(k-1)-Y(k-1));

%Saída de controle com o Comparador / Seletor de erros embutido
if k < i_conv
    Uc(k) = Upd(k);
elseif edp>0.1      %saída para o sinal de erro de derrapagem/patinagem
    Uc(k) = (1/lbd)*(-f0(k)*Yr(k) -f1(k)*Yr(k-1) +yf(k) +c1*yf(k-1) -(b0(k) + c1*lbd - lbd)*Uc(k-1) - (b1(k)*c2*lbd-c1*lbd)*Uc(k-2)+c2*lbd*Uc(k-3));
else                %saida para R = 1, P = (1-alp)*z^-1 / (1 - alp*z^-1) e Q=lbd*(1 - z^-1)
    Uc(k) = (1/lbd)*(-f0(k)*yf(k) -f1(k)*yf(k-1) +w(k) +c1*w(k-1) -(b0(k) + c1*lbd - lbd)*Uc(k-1) - (b1(k)*c2*lbd-c1*lbd)*Uc(k-2))+c2*lbd*Uc(k-3);
End

%Limitação da saída de controle devido a corrente de armadura da maquina CC
if Uc(k)>200
    Uc(k)=200;

```

```
elseif Uc(k)<-200
    Uc(k)=-200;
End
```

```
% Implementacao da Zona Morta
if k>12 & abs(Y(k)-Y(k-1))<0.925 & k<70
    a1(k) = a1(k-1);
    a2(k) = a2(k-1);
    b0(k) = b0(k-1);
    b1(k) = b1(k-1);
Else
%Estimador recursivo
Ye(k) = Y(k);
Xe_k = [-Ye(k-1) -Ye(k-2) Uc(k-1) Uc(k-2)];
[P_n_mais_1, theta_n_mais_1, erro_estimacao] = emqrFatorEsquecimento(P_n, Xe_k,
Ye(k), tt_n, JTA);
P_n = P_n_mais_1;
tt_n = theta_n_mais_1;
traco(k) = trace(P_n);
erro(k) = erro_estimacao;
End
```

```
End
```

```
% Plotagem dos resultados da simulacao
figure('name','Resposta em malha fechada','color','white');
subplot(211);
plot(tempo, w, '--k',tempo, Y, 'm',tempo,Yr,'r');
Xlabel('Tempo (s)');
Ylabel('Velocidade (km/h)');
legend('Set-Point','TUE','Rodeiro');
subplot(212);
hold on
plot(tempo, Uc,'g');
Xlabel('Tempo (s)');
Ylabel('Corrente (A)');
```

```
% Plotagem dos parametros estimados
figure('name','Variações de teta','color','white');
subplot(2,3,1); plot(tempo, a1, 'b'); Ylim([-3 3]);
Title('Valores a1');
subplot(2,3,4); plot(tempo, a2, 'b'); Ylim([-3 3]);
Title('Valores a2');
subplot(2,3,2); plot(tempo, b0, 'b'); Ylim([-3 3]);
Title('Valores b0');
subplot(2,3,5); plot(tempo, b1, 'b'); Ylim([-3 3]);
Title('Valores b1');
subplot(2,3,3); plot(tempo, f0, 'b'); Ylim([-3 3]);
Title('Valores f0');
subplot(2,3,6); plot(tempo, f1, 'b'); Ylim([-3 3]);
Title('Valores f1');
```

```

% Plotagem do traco da matriz de covariancia
figure('name','Dados','color','white');
plot(traco);

-----

%% Indices de Desempenho

% Carregando dados para gerar os indices de desempenho
load parametros_modelo_tracao;
load parametros_modelo_frenagem;
s=tf('s');
desac=s*Hf;           % modelo para a taxa de desaceleração
ac=s*Ht;             % modelo para a taxa de aceleração
tx_desac=lsim(desac,Uc,Td); % simula a taxa de desaceleracao com os dados da malha
                           % fechada
tx_ac=lsim(ac,Uc,Td);   % simula a taxa de aceleracao com os dados da malha
                           % fechada

% Plotagem das taxas de aceleração
figure('name','Desempenho','color','white');
plot(tempo, tx_desac,'r', tempo, tx_ac,'b');
xlabel('Tempo(s)');
aceleracao=max(tx_ac)   % indice de desempenho de aceleracao
desaceleracao=min(tx_desac) % indice de desempenho de desaceleracao
ylabel('Taxas de aceleração');

-----

% Calcula a distancia de parada para o periodo de frenagem simulado
for i=0.55*length(Td):length(Td)
    if Y(i)<0.2&&Y(i-1)>0.2
        distancia_parada=((Y(0.55*length(Td))/3.6)^2-(Y(i)/3.6)^2)/(2*desaceleracao);
        i
    end
end

-----

% Cálculo da energia consumida
Vt=3000;           %Tensão de alimentação da catenária [V]
for i=1:length(Td)
    if Y(i)>1
        Pot(i)=Vt*4&abs(Uc(i));   %Potência instantânea em movimento do TUE [W]
    end
end
te=1:1:length(Pot);           %tempo de um ciclo tração-frenagem [s]
energia=trapz(te/3600,Pot/1000) %energia em um ciclo tração-frenagem [kWh]
energiadiaria=280*trapz(20*te/3600,Pot/1000)%energia diária consumida pelos TUEs [kWh]

-----

% Plotagem da curva de potencia
figure('name','Curva de Potência','color','white');
plot(tempo(1:length(Pot)),Pot);
Xlabel('Tempo (s)');
Ylabel('Potência (W)');

```
