

UNIVERSIDADE REGIONAL DO NOROESTE DO ESTADO
DO RIO GRANDE DO SUL

MODELAGEM MATEMÁTICA DA DINÂMICA DO ATRITO E
SUA APLICAÇÃO NO CONTROLE ÓTIMO DE UM ATUADOR
HIDRÁULICO

Fabiane Eloisa Morandini Miotto

Ijuí, RS – Brasil

2009

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

FABIANE ELOISA MORANDINI MIOTTO

MODELAGEM MATEMÁTICA DA DINÂMICA DO ATRITO E
SUA APLICAÇÃO NO CONTROLE ÓTIMO DE UM ATUADOR
HIDRÁULICO

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Matemática da Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul (UNIJUÍ), como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Modelagem Matemática, sob orientação do Dr. Antonio Carlos Valdiero e co-orientação do Dr. Marat Rafikov.

Ijuí, RS – Brasil

2009

UNIVERSIDADE REGIONAL DO NOROESTE DO
ESTADO DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM MATEMÁTICA

MODELAGEM MATEMÁTICA DA DINÂMICA DO ATRITO E SUA APLICAÇÃO
NO CONTROLE ÓTIMO DE UM ATUADOR HIDRÁULICO

Elaborada por

FABIANE ELOISA MORANDINI MIOTTO

Como requisito para obtenção do grau de Mestre em Modelagem Matemática

Comissão examinadora

Prof. Dr. Antonio Carlos Valdiero – UNIJUI (Orientador)

Prof. Dr. Ângelo Vieira dos Reis – UFPel

Prof^a. Dra. Fabiane Avena de Oliveira – UNIJUI

Ijuí, RS, 07 de abril de 2009.

Ao meu esposo Leandro

Ao meu filho Augusto

AGRADECIMENTOS

A DEUS! Obrigada por tudo!!!

À minha família, em especial ao Leandro, que sempre me incentivou, apoiou e compreendeu minhas ausências e aos meus pais Lurdes e Gilberto, pelo apoio e estímulo dados a mim e pelos cuidados dispensados ao Guto na minha ausência.

Ao meu orientador, Professor Dr. Antonio Carlos Valdiero, pelas sugestões, idéias e conhecimentos transferidos e por todo o trabalho e dedicação dispensados para a realização desta dissertação.

Ao meu co-orientador, Professor Dr. Marat Rafikov, pelas suas contribuições para a realização deste trabalho.

À amiga e colega Vanessa, por toda colaboração e disponibilidade, pelos conhecimentos compartilhados e pelas inúmeras dúvidas respondidas.

Aos professores e funcionários do DEFEM, aos colegas do Mestrado em Modelagem Matemática e professores e alunos bolsistas da Engenharia Mecânica campus Panambi, que de alguma forma contribuíram no desenvolvimento deste trabalho.

*Felicidade
é ter o que fazer,
ter algo que amar,
e algo que esperar.
Aristóteles*

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABELAS	xiii
SIMBOLOGIA	xiv
RESUMO	xix
ABSTRACT	xx
1 INTRODUÇÃO	21
1.1 Generalidades	21
1.2 Antecedentes	22
1.3 Revisão Bibliográfica	24
1.4 Objetivos e metas	29
1.5 Organização deste trabalho	30
2 MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM ATUADOR HIDRÁULICO CONSIDERANDO O EFEITO DO ATRITO DINÂMICO	31
2.1 Introdução.....	31
2.2 Características da dinâmica do atrito.....	32
2.3 Efeitos danosos provocados pelo atrito.....	38
2.4 Modelagem Matemática da dinâmica do atrito	40
2.5 Modelo matemático do atuador hidráulico com a inclusão do modelo de atrito	44
2.6 Discussão.....	46
3 CONTROLE DO ATUADOR HIDRÁULICO COM COMPENSAÇÃO DO ATRITO	48
3.1 Introdução.....	48
3.2 Revisão Bibliográfica sobre Controle	49
3.3 Estratégia de controle em cascata com compensação de atrito	51
3.4 Metodologia do Controle Ótimo proposto por Rafikov e Baltazar	52
3.5 Projeto do observador de atrito	54
3.6 Lei de controle do subsistema mecânico	55
3.7 Lei de controle do subsistema hidráulico	60
3.8 Análise de Estabilidade	61

3.9	Discussão.....	63
4	RESULTADOS.....	64
4.1	Introdução.....	64
4.2	Descrição da bancada de testes e metodologia dos testes experimentais.....	64
4.3	Identificação dos parâmetros de atrito.....	67
4.4	Validação do Modelo Matemático	70
4.5	Trajetórias planejadas para simulação em malha fechada.....	73
4.6	Implementação computacional do sistema controlado.....	77
4.7	Ajuste dos ganhos do controlador	78
4.8	Resultados de simulação computacional com trajetória polinomial	80
4.9	Resultados de simulação computacional com trajetória senoidal	89
4.10	Resultados da análise de estabilidade.....	97
4.11	Discussão.....	102
5	CONCLUSÕES	103
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	105

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Desenho esquemático de um atuador hidráulico.....	26
Figura 2 – Esquema representando a Força de Atrito	27
Figura 3 – Esquema de controle em malha aberta.....	29
Figura 4 – Esquema de controle em malha fechada	29
Figura 5 – Representação gráfica das principais dinâmicas consideradas	31
Figura 6 – Característica de atrito estático e sua aproximação prática por Karnopp	33
Figura 7 – Característica de atrito de Coulomb ou atrito seco	34
Figura 8 – Esquema de lâminas representando o atrito viscoso	35
Figura 9 – Característica do atrito viscoso	35
Figura 10 – Característica do atrito de arraste	36
Figura 11 – Característica do atrito de <i>Stribeck</i>	36
Figura 12 – Característica da memória de atrito.....	37
Figura 13 – Combinação das características de atrito	38
Figura 14 – Efeitos de atrito <i>stick-slip</i> e <i>hunting</i>	39
Figura 15 – Efeitos de atrito <i>standstill</i> e <i>quadrature glitch</i>	39
Figura 16 – Desenho representativo da microdeformação média das rugosidades (z) entre duas superfícies de contato.	41
Figura 17 – Esquema do controle em cascata aplicado ao atuador hidráulico	52
Figura 18 – Esquema fotográfico da bancada de testes.....	65
Figura 19 – Esquema fotográfico dos transdutores de pressão e posição	66
Figura 20 – Determinação do mapa de atrito estático	68
Figura 21 – Modelo de blocos do MatLab/Simulink utilizado nas simulações.....	71
Figura 22 – Comparação entre a posição (y) da bancada experimental e da simulação computacional para sinal de entrada de 4 Volts positivo e negativo.....	72
Figura 23 – Comparação entre a posição (y) da bancada experimental e da simulação computacional para sinal de entrada de 3 Volts positivo e negativo.....	72

Figura 24 – Comparação entre a posição (y) da bancada experimental e da simulação computacional para sinal de entrada de 2,4 Volts positivo e negativo.....	73
Figura 25 – Trajetória desejada polinomial.....	75
Figura 26 – Trajetória desejada senoidal, com período de 14 segundos	76
Figura 27 – Diagrama de blocos utilizado na implementação do controle proporcional....	77
Figura 28 – Diagrama de blocos utilizado na implementação do controle cascata.....	78
Figura 29 – Gráfico de ajuste do k_v , para suavização da função sinal.....	79
Figura 30 – Gráfico comparativo de seguimento de trajetória polinomial: (a) trajetória desejada e (b) trajetória realizada com controle proporcional.....	81
Figura 31 – Gráfico comparativo de seguimento de trajetória polinomial: (a) trajetória desejada, (b) trajetória realizada com controle proporcional, (c) trajetória realizada com controle cascata sem compensação de atrito e (d) trajetória realizada com controle cascata com compensação de atrito.....	82
Figura 32 – Gráfico ampliado de seguimento de trajetória polinomial: (a) trajetória desejada, (b) trajetória realizada com controle proporcional, (c) trajetória realizada com controle cascata sem compensação de atrito e (d) trajetória realizada com controle cascata com compensação de atrito.....	83
Figura 33 – Gráfico comparativo do erro de posição de trajetória polinomial: (a) com controle proporcional e (b) com controle cascata sem compensação de atrito	84
Figura 34 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória polinomial: (a) controle cascata sem a compensação de atrito e (b) controle cascata com compensação de atrito	84
Figura 35 – Gráfico comparativo entre do sinal de controle para trajetória polinomial: (a) controle proporcional, (b) controle cascata sem compensação de atrito e (c) controle cascata com compensação de atrito	85
Figura 36 – Gráfico comparativo entre a força de atrito do modelo e a força de atrito estimada com compensação de atrito em trajetória polinomial.....	86
Figura 37 – Gráfico do erro de força de atrito com compensação de atrito em trajetória polinomial.....	86
Figura 38 – Gráfico de seguimento de força hidráulica em trajetória polinomial.....	87
Figura 39 – Dinâmica da vazão nas câmaras do cilindro com trajetória polinomial.....	88
Figura 40 – Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro com trajetória polinomial.....	88

Figura 41 – Gráfico comparativo de seguimento de trajetória senoidal: (a) trajetória desejada e (b) trajetória realizada com controle proporcional.....	89
Figura 42 – Gráfico comparativo de seguimento de trajetória senoidal: (a) trajetória desejada, (b) trajetória realizada com controle proporcional, (c) trajetória realizada com controle cascata sem compensação de atrito e (d) trajetória realizada com controle cascata com compensação de atrito.....	90
Figura 43 – Gráfico ampliado de seguimento de trajetória senoidal: (a) trajetória desejada, (c) trajetória realizada com controle cascata sem compensação de atrito e (d) trajetória realizada com controle cascata com compensação de atrito.....	91
Figura 44 – Gráfico comparativo do erro de posição de trajetória senoidal: (a) com controle proporcional e (b) com controle cascata sem compensação de atrito.....	92
Figura 45 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória senoidal: (a) controle cascata sem a compensação de atrito e (b) controle cascata com compensação de atrito	92
Figura 46 – Gráfico comparativo entre do sinal de controle para trajetória senoidal: (a) controle proporcional, (b) controle cascata sem compensação de atrito e (c) controle cascata com compensação de atrito	93
Figura 47 – Gráfico comparativo entre a força de atrito do modelo e a força de atrito estimada com compensação de atrito em trajetória senoidal.....	94
Figura 48 – Gráfico do erro de força de atrito com compensação de atrito em trajetória senoidal.....	94
Figura 49 – Gráfico de seguimento de força hidráulica em trajetória senoidal.....	95
Figura 50 – Dinâmica da vazão nas câmaras do cilindro com trajetória senoidal.....	96
Figura 51 – Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro com trajetória senoidal.....	96
Figura 52 – Gráfico da função $h(t)$ com compensação de atrito para trajetória polinomial	97
Figura 53 – Gráfico da derivada temporal de V , com compensação de atrito para trajetória polinomial.....	98
Figura 54 – Gráfico da função $h(t)$ sem compensação de atrito para trajetória polinomial	98
Figura 55 – Gráfico da derivada temporal de V sem compensação de atrito para trajetória polinomial.....	99
Figura 56 – Gráfico da função $h(t)$ com compensação de atrito para trajetória senoidal..	100
Figura 57 – Gráfico da derivada temporal de V com compensação de atrito para trajetória senoidal.....	100

Figura 58 – Gráfico da função $h(t)$ sem compensação de atrito para trajetória senoidal ..	101
Figura 59 – Gráfico da derivada temporal de V sem compensação de atrito para trajetória senoidal.....	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros e especificações da bancada hidráulica.....	65
Tabela 2 – Parâmetros da bancada experimental utilizados nas simulações computacionais	66
Tabela 3 – Sensibilidade e precisão dos transdutores.....	67
Tabela 4 – Parâmetros estáticos e dinâmicos do atrito em um cilindro hidráulico	69
Tabela 5 – Valores das matrizes Q e P	78
Tabela 6 – Ganhos dos controladores Proporcional e Cascata.....	79

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

α	Número real	
β	Módulo de elasticidade do fluido	$[N \cdot m^{-2}]$
$\delta(\dot{y}(t))$	Função impulso	
λ	Constante positiva	
σ_0	Coefficiente de rigidez das deformações microscópicas	$[N \cdot m^{-1}]$
σ_1	Coefficiente de amortecimento	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$
σ_2	Coefficiente de amortecimento viscoso	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$
ρ	Vetor de erro de seguimento em malha fechada	
Ω	Sistema em malha fechada	

Símbolos

Δ	Varição
(\sim)	Erro ou diferença
(\wedge)	Estimativa
$(\dot{\quad})$	Derivada primeira
$(\ddot{\quad})$	Derivada segunda
(\cdots)	Derivada terceira

Alfabeto Latino

a	Câmara do cilindro
a_0	Coefficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial

a_1	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
a_2	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
a_3	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
a_4	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
a_5	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
a_6	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
a_7	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
A	Área da seção transversal do êmbolo do cilindro	$[m^2]$
$A \in R^{n \times n}$	Matriz constante formada pela parte linear do sistema dinâmico	
b	Câmara do cilindro	
$B \in R^{n \times m}$	Matriz constante	
D_p	Deslocamento do atuador no seguimento da trajetória desejada polinomial de 7ª ordem	$[m]$
f_H	Força hidráulica gerada no atuador	$[N]$
f_{Hd}	Força hidráulica desejada	$[N]$
$f_1(y)$	Função não linear	
$f_2(y)$	Função não linear	
$f_y(y, \dot{y})$	Função não dependente do sinal de controle	
F	Força	$[N]$
F_{atr}	Força de atrito	$[N]$
$F_{atr,ss}$	Força de atrito em regime permanente	$[N]$
F_C	Força de atrito de Coulomb	$[N]$

F_D	Coeficiente de atrito de arraste	[N]
F_L	Força de carga	[N]
F_S	Força de atrito estático	[N]
F_u	Força de entrada	[N]
$F_{viscoso}$	Força de atrito viscoso	[N]
$g_1(p_a, sign(u))$	Função não linear dos componentes dependentes do sinal de controle	
$g_2(p_a, sign(u))$	Função não linear dos componentes dependentes do sinal de controle	
$g_u(y, p_a, p_b, u)$	Função das componentes dependentes do sinal de controle	
$g(x)$	Vetor de funções não lineares	
$g(\dot{y})$	Função do atrito	
$g_{ss}(\dot{y})$	Função do atrito em regime permanente	
$G(x, x_d)$	Matriz composta das funções x e x_d	
$h(t)$	Função que caracteriza a soma dos desvios quadrados do sistema da trajetória desejada	
k_{obs}	Ganho do observador de atrito	
k_p	Ganho do controlador cascata	
k_{prop}	Ganho do controlador proporcional	
k_s	Constante hidráulica	$[m^2.s.V.Pa^{-1/2}]$
k_v	Ajuste de suavização da função sinal	
$m(\dot{y})$	Função sinal da velocidade	
M	Massa da haste + êmbolo + cilindro do atuador	[kg]
$M \ddot{y}$	Força de inércia	$[kg.m.s^{-2}]$
p	Pressão	[Pa]
p_a	Pressão na câmara a do cilindro	[Pa]

p_b	Pressão na câmara b do cilindro	$[Pa]$
p_r	Pressão de retorno	$[Pa]$
p_s	Pressão de suprimento	$[Pa]$
$P \in R^{n \times n}$	Matriz simétrica que satisfaz a equação de Riccati	
P_{in}	Posição inicial	$[m]$
$Q \in R^{n \times n}$	Matriz constante, simétrica, definida positiva que satisfaz a equação de Riccati	
Q_a	Vazão no orifício de saída a da válvula	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
Q_b	Vazão no orifício de saída b da válvula	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$R \in R^{n \times n}$	Matriz constante, definida positiva	
s_0	Vetor de estado	
t	Tempo	$[s]$
t_p	Tempo de deslocamento da trajetória polinomial	$[s]$
t_s	Período da trajetória senoidal	$[s]$
u	Sinal de entrada da válvula	
u_d	Parcela <i>feedforward</i> do controle	
u_t	Parcela <i>feedback</i> do controle	
U	Sinal de controle	$[V]$
V	Função de Lyapunov	
V_1	Função candidata Lyapunov associada ao subsistema mecânico	
V_2	Função candidata Lyapunov associada ao subsistema hidráulico	
V_{10}	Volume inicial na câmara 1	$[m^3]$
V_{20}	Volume inicial na câmara 2	$[m^3]$
x_d	Trajectoria desejada do controlador	$[m]$
$x \in R^n$	Vetor das variáveis de estado	

x_v	Deslocamento do carretel da válvula	$[m]$
x_1	Posição do atuador	$[m]$
x_2	Velocidade do atuador	$[m \cdot s^{-1}]$
x_3	Pressão na câmara 1	$[Pa]$
x_4	Pressão na câmara 2	$[Pa]$
x_5	Microdeformação das superfícies em contato	
y	Posição do atuador	$[m]$
y_d	Vetor função da trajetória desejada do sistema	
y_{dp}	Trajetoária desejada polinomial	
y_{ds}	Trajetoária desejada senoidal	
\dot{y}_s	Velocidade de <i>Stribeck</i>	$[m \cdot s^{-1}]$
z	Deformação no movimento de pré-deslizamento	$[m]$

RESUMO

O presente trabalho expõe a modelagem matemática da dinâmica do atrito e sua aplicação no projeto de controle ótimo de um atuador hidráulico. Os atuadores hidráulicos são amplamente utilizados em indústrias, equipamentos agrícolas, equipamentos de manuseio e transporte de materiais, mineração, siderurgia, metalurgia, aviação, marinha, lazer, porém exibem diversas características não lineares. Entre elas, destacam-se as dinâmicas pouco amortecidas, a dificuldade de obtenção dos parâmetros do sistema, a não linearidade de zona morta nas válvulas direcionais de controle, o comportamento não linear das vazões nos orifícios de passagem e o atrito no atuador hidráulico. O atrito considerado neste trabalho é descrito através do modelo LuGre. O atuador modelado é composto por uma válvula direcional de controle proporcional simétrica e um cilindro hidráulico de dupla haste, que, com a inclusão do atrito, resulta num modelo de 5ª ordem. Este é interpretado como dois subsistemas interconectados: um subsistema mecânico acionado por um subsistema hidráulico. Com esta interpretação, é proposto um controlador em cascata para o atuador hidráulico. Tendo em vista a compensação do atrito, no controle do subsistema mecânico, é implementado um observador de atrito. É realizada a validação experimental do modelo e os resultados obtidos ilustram o bom desempenho do modelo adotado. O controle em cascata proposto também apresenta resultados relevantes de seguimento de trajetória e de inversão de movimento. A análise de estabilidade foi desenvolvida pelo método direto de Lyapunov. A simulação computacional foi implementada através de diagramas de blocos da biblioteca Simulink, do software MATLAB®. Os resultados de simulação ilustram a eficiência do controle em cascata com compensação de atrito.

ABSTRACT

The present work exposes the mathematical modeling of the friction dynamics and its application in the hydraulic actuator control design. The hydraulic actuators are used thoroughly in industries, agricultural equipments, handling equipments, materials transport, mining, metallurgy, aviation, navy, and recreation; nevertheless, they exhibit several nonlinear characteristics. Among these nonlinear characteristics, the slightly damped dynamics, the difficulty of obtaining the system parameters, the non linearity of the dead area in the control directional valves, the flows nonlinear behavior in the passage holes and the friction in the hydraulic actuator stand out. The friction that is considered in this work is described through the LuGre model. The modeled actuator is composed by a symmetrical directional valve of proportional control and a couple stem hydraulic cylinder, which result in a 5th order model with the friction inclusion. This is interpreted as two interconnected subsystems: a mechanical subsystem which is set to work by a hydraulic subsystem. With this interpretation, a cascade controller for the hydraulic actuator is proposed. Considering the friction compensation in the mechanical subsystem control, a friction observer is implemented. The model experimental validation is accomplished and the obtained results illustrate the good acting of the adopted model. The proposed cascade control also presents relevant results of path continuation and movement inversion. The analysis of stability was developed by the Lyapunov direct method. The computational simulation was implemented through the Simulink library block diagrams, from the Matlab[®] software. The simulation results illustrate the cascade control efficiency with friction compensation.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

Esta dissertação trata do problema de Modelagem Matemática e do Estudo do Comportamento Dinâmico do Atrito em um Atuador Hidráulico. Este tema de pesquisa tem um abrangente campo interdisciplinar, envolvendo aspectos de modelagem matemática, sistemas hidráulicos, teoria de controle e tribologia.¹

Os atuadores hidráulicos têm um importante papel na indústria moderna, pois possuem um extenso campo de aplicação onde controlam forças ou pressões com alta precisão e resposta rápida aos comandos.

Atuador hidráulico é um termo bastante empregado nesta dissertação e refere-se ao conjunto válvula mais cilindro hidráulico. Os atuadores hidráulicos convertem energia hidráulica em energia mecânica para efetuar trabalho útil e podem ser classificados, de modo geral, como linear (cilindro atuador) ou rotativo (motor hidráulico), conforme De Negri (2001).

Sistema hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos (VON LINSINGEN, 2003).

Os sistemas hidráulicos são utilizados desde o século XVII. Inicialmente utilizavam água como fluido para transferência de energia, mas a partir do início do século XX, a água foi substituída pelo óleo, reduzindo os problemas de lubrificação e vazamentos até então apresentados. Com isto, ampliou-se ainda mais o uso dos atuadores hidráulicos, que atualmente encontram aplicação em praticamente todos os ramos de atividade, da extração mineral à indústria aeroespacial, bem como em aplicações de uso cotidiano, como em veículos de transporte e passeio, equipamentos odontológicos e médico-hospitalares, construção civil, etc.

¹ Ciência que estuda o atrito, a lubrificação e o desgaste entre as superfícies.

Um exemplo de aplicação de atuadores hidráulicos no acionamento de robôs manipuladores é apresentado em Valdiero (2005). A aplicação de atuadores hidráulicos na suspensão ativa de veículos e em simuladores de vôo é descrita em Cunha (2001).

De acordo com Miotto et al. (2008a), atuadores hidráulicos estão entre os sistemas de atuação mais utilizados para uma variedade de aplicações da geração de força e posicionamento. Porém, exibem dificuldades de modelagem, simulação e controle, como: dificuldade de obtenção dos parâmetros, dinâmicas pouco amortecidas e não linearidades significantes em suas dinâmicas, como a zona morta e o atrito. Na seção 1.3 serão apresentadas e discutidas as não linearidades que afetam os atuadores hidráulicos, principalmente o atrito.

Em Física, o atrito é conceituado como uma força natural, contrária ao movimento, que resulta da interação entre dois corpos e que atua somente quando um corpo está em contato com outro, sofrendo a ação de outra força que tende a colocá-lo em movimento. Esta força é causada pelo contato dos dois corpos ou pelo meio em que se move o corpo em movimento.

O atrito é uma das principais não linearidades que perturbam o controle de atuadores hidráulicos. Nestes, o atrito ocorre principalmente entre as superfícies de contato nas vedações da haste com o cilindro, mas também nas paredes do cilindro com o êmbolo. Visando compensar os efeitos do atrito no atuador hidráulico, reduzindo os erros de seguimento, um controlador em cascata em conjunto com um observador de atrito são propostos no capítulo 3.

As características e os efeitos do atrito, bem como sua inserção no modelo matemático do atuador hidráulico estão descritos no capítulo 2.

1.2 Antecedentes

Este trabalho parte do pressuposto de que tecnologia e estudo são desenvolvidos coletivamente, ou com a contribuição de muitos. O objetivo do Grupo de Pesquisa “Projeto em Sistemas Mecânicos, Mecatrônica e Robótica”, cadastrado no CNPq, e que conta com a participação de diversos docentes, acadêmicos e bolsistas de iniciação científica da UNIJUÍ é conseguir modelar completamente todos os aspectos de atuadores hidráulicos e

também pneumáticos a partir de vários trabalhos, ou trabalhos de vários alunos. Isto contempla todas as suas não linearidades e características.

Os trabalhos de dissertação de mestrado deste Grupo de Pesquisa são de alunos do Mestrado em Modelagem Matemática, desenvolvidos na área da Engenharia Mecânica, utilizando para experimentos os Laboratórios de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos e de Robótica, e também o Núcleo de Automação de Pequenas e Médias Empresas - NAPME, do Campus de Panambi.

O primeiro trabalho de dissertação a ser concluído foi o de Bavaresco (2007). Este trabalho traz a modelagem matemática de um atuador pneumático através da adaptação de um modelo não linear de 3ª ordem e o desenvolvimento de um projeto de controle através da teoria de Lyapunov, junto com sua prova de estabilidade, que foi demonstrada para as condições estabelecidas por Rafikov e Balthazar (2005).

Também foram identificados os parâmetros da não linearidade de zona morta da servoválvula através da análise das pressões nos orifícios de saída, juntamente com a aplicação do esquema de compensação através da inversa fixa de seu modelo parametrizado.

Destaca-se também a realização de uma aplicação da pesquisa no controle de um grau de liberdade do robô cartesiano acionado pneumaticamente planejado para desenvolver o processo de escovar e polir painéis metálicos, obtendo-se resultados satisfatórios para os objetivos propostos, uma vez que para esta aplicação não é exigido desempenho de grande precisão do controlador.

Outro trabalho de grande importância, principalmente para o desenvolvimento de conhecimentos acerca de atuadores hidráulicos foi o de Dilda (2008). Este trabalho trata da modelagem matemática e do controle de um atuador hidráulico, utilizando-se de um modelo matemático não linear de 4ª ordem, interpretado como dois subsistemas interconectados: um subsistema mecânico acionado por um subsistema hidráulico.

A implementação do controle contempla uma nova proposta de estratégia de controle em cascata. A idéia consiste em projetar uma lei de controle (força hidráulica desejada) para o subsistema mecânico, onde a saída siga a trajetória desejada o mais próximo possível, e então projetar uma lei de controle para o subsistema hidráulico, tal que este gere como resposta a força hidráulica necessária. Segue-se a isto a análise de estabilidade.

Cabe ressaltar também no trabalho de Dilda (2008), a aproximação polinomial de equações que envolvem função inversa, simplificando o modelo considerado e facilitando a síntese do controlador e a validação do modelo considerado e do controlador em cascata proposto, através de simulação computacional.

Pretende-se agora dar continuidade aos trabalhos de pesquisa já desenvolvidos, principalmente ao de Dilda (2008), acrescentando-se aos conhecimentos agregados, a dinâmica do atrito, baseada na microdeformação das rugosidades das superfícies em contato e seu comportamento em atuadores hidráulicos, e utilizar a aplicação de um controlador de sistemas não lineares para compensar os efeitos do atrito dinâmico.

Também precede esta dissertação, o estudo de Valdiero (2005) que utilizou o modelo LuGre de atrito, proposto por Canudas de Wit et al. (1995), porém com uma modificação conforme propõe o modelo de Dupont (2000).

A bancada hidráulica utilizada nos experimentos desta dissertação foi desenvolvida durante o Trabalho de Conclusão de Curso de Heck (2008), no curso de Engenharia Mecânica, UNIJUI, Campus Panambi.

1.3 Revisão Bibliográfica

É da natureza intrínseca do homem a necessidade de compreender os fenômenos que o cercam para interferir ou não em seu processo de construção. Porém, na impossibilidade de lidar diretamente com a complexidade do mundo, ele tem se mostrado cada vez mais hábil na criação de símbolos para a representação e solução de sua relação com esse mesmo mundo.

Modelo Matemático é um conjunto de símbolos e relações matemáticas que representam de alguma forma o objeto estudado e sua importância consiste em ser uma linguagem concisa que expressa nossas idéias de maneira clara e sem ambigüidades. A Modelagem Matemática consiste na arte de transformar problemas da realidade em problemas matemáticos e resolvê-los interpretando suas soluções na linguagem do mundo real (BASSANEZI, 2002).

Através da Modelagem Matemática podem-se realizar previsões e obter tendências acerca de um determinado fenômeno e/ou problema. No entanto, é necessário

ter consciência de que os modelos são representações simplificadas da realidade que preservam, para determinadas situações e enfoques, uma equivalência adequada.

A confiabilidade da solução obtida através de um modelo depende da validação do mesmo na representação do sistema real, o qual ele está representando. A diferença entre a solução real e a solução proposta pelo modelo depende diretamente da precisão do modelo em descrever o comportamento original do sistema (DURIGON, 2008).

Nesta dissertação é proposto um modelo matemático para representar um atuador hidráulico. A validação do modelo matemático do atuador hidráulico também é apresentada.

O uso de atuadores hidráulicos possui vantagens que são conhecidas há muito tempo. Bavaresco (2007) traz uma tabela com as vantagens, desvantagens e custo de cada tipo de atuador (pneumático, óleo-hidráulico², hidro-hidráulico, elétricos rotativos e elétricos lineares). Dentre eles, o que possui a maior lista de vantagens é o óleo-hidráulico, ou simplesmente, hidráulico. As vantagens e a importância da aplicação de sistemas hidráulicos, tais como a excelente relação torque/dimensão e a resposta rápida aos comandos de partidas, paradas ou inversões de velocidade sem danos às partes mecânicas já eram evidenciadas em meados do século passado por Merrit (1967). Em bibliografias mais atuais, as vantagens dos atuadores hidráulicos continuam a ser destacadas. Von Linsingen (2003) aponta:

- capacidade de transmissão de grandes forças e torques elevados com dimensões reduzidas e resposta rápida aos comandos de partidas ou inversões de movimento sob carga, o que os torna especialmente indicados na direcionabilidade de aviões e foguetes;

- são adequados tanto para controle de processos de movimento rápido, quanto para os de movimento de precisão extremamente lento;

- componentes lubrificados pelo próprio fluido de trabalho;

- possibilidade de combinação com outros sistemas.

Contudo, os sistemas hidráulicos também têm desvantagens citadas por Von Linsingen (2003):

- custo elevado em relação aos sistemas mecânicos e elétricos compatíveis;

² Atualmente utiliza-se apenas a denominação 'hidráulico', pois o fluido não precisa ser óleo necessariamente, podendo ser um fluido sintético, por exemplo.

- perda de potência devida à dissipação por atrito viscoso, o que limita a velocidade do fluido e, como consequência, a velocidade dos atuadores hidráulicos;
- perdas por vazamentos internos;
- presença de ar no sistema;
- elevada dependência da temperatura.

O sistema de atuador hidráulico considerado na construção do modelo matemático adotado para simular os efeitos do atrito dinâmico é composto de uma válvula e de um cilindro hidráulico. A válvula é direcional proporcional, tipo carretel de 4 ressaltos e de centro supercrítico³. O cilindro é simétrico e possui haste dupla, conforme diagrama esquemático mostrado na Figura 1.

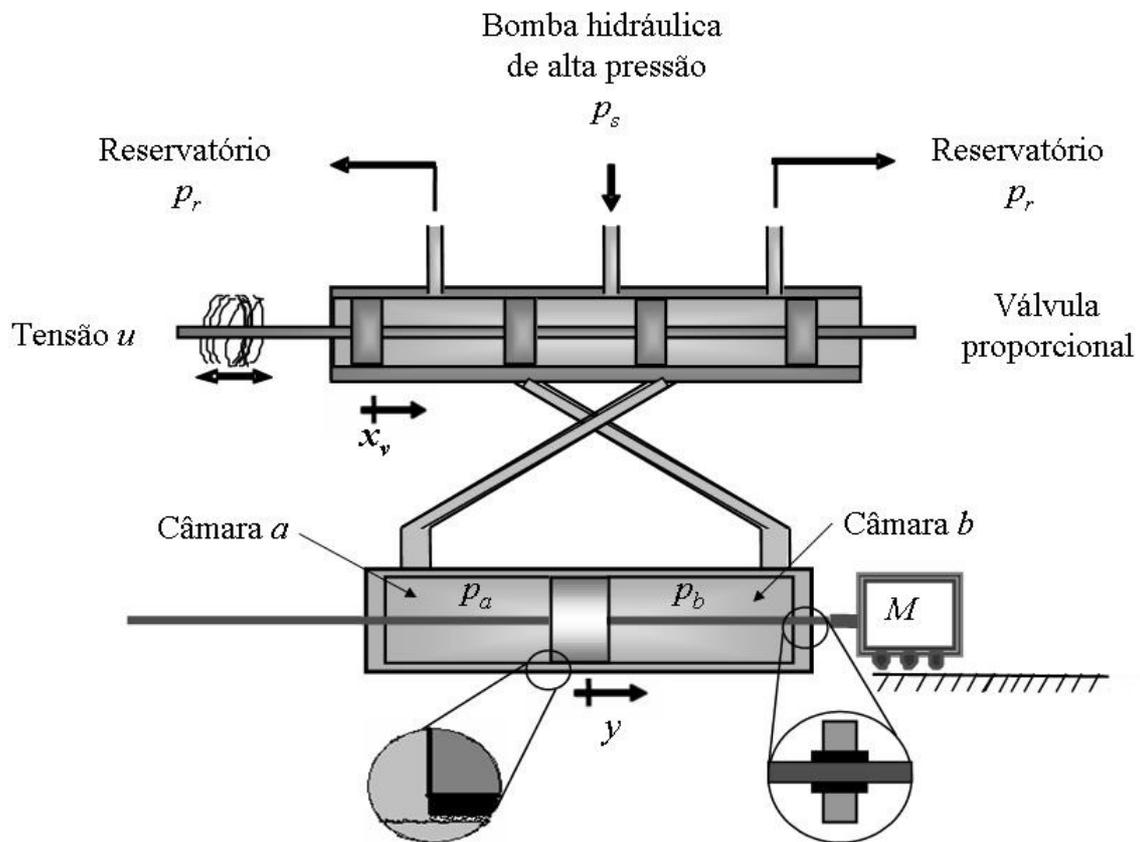


Figura 1 – Desenho esquemático de um atuador hidráulico

O atuador entra em funcionamento quando a válvula recebe um sinal de entrada u , em volts, que energiza as bobinas dos seus solenóides proporcionais, provocando um

³ A largura do ressalto é maior que a abertura do orifício da tubulação que liga a válvula ao cilindro.

deslocamento x_v do carretel da válvula. Este deslocamento, por sua vez, produz um orifício, proporcional ao sinal de entrada u dado, por onde o fluido enviado pela bomba hidráulica à uma pressão de suprimento p_s entra sob pressão em uma das câmaras do cilindro, provocando o escoamento do fluido da outra câmara para o reservatório à uma pressão de retorno p_r . Ocorre então uma variação das pressões p_a e p_b das câmaras do cilindro, ocasionando uma força hidráulica f_H , que produz o deslocamento y do êmbolo e movimenta a massa M .

Dentre as vantagens citadas anteriormente para os atuadores hidráulicos, está a possibilidade de gerar grandes forças com atuadores de pequena dimensão. Isto ocorre pelo fato da força hidráulica gerada pelo atuador hidráulico ser obtida através do produto da área da seção transversal do êmbolo do cilindro pela diferença de pressão entre as câmaras a e b . Assim, quanto maior a diferença entre p_a e p_b , maior a força hidráulica obtida.

É importante ressaltar também que ao receber o sinal de entrada, o carretel da válvula é deslocado, porém, a abertura da válvula não é imediata, devido ao fato da largura do ressalto ser maior que a abertura do orifício por onde o fluido escoava da válvula para o cilindro (centro supercrítico). Isto caracteriza a não linearidade da zona morta.

Outra não linearidade presente nos atuadores hidráulicos é o atrito. Durante o deslocamento y do êmbolo, o atrito ocorre principalmente entre as superfícies de contato nas vedações da haste com o cilindro e também nas paredes do cilindro com o êmbolo, conforme destacado na Figura 1.

A força de atrito é um fenômeno natural, que atua sobre um corpo quando este está em contato com outro corpo e sob a ação de uma força que tende a colocá-lo em movimento. A força de atrito aparece em razão das rugosidades existentes nas superfícies dos corpos, conforme pode ser observado em destaque na Figura 2, e possui a mesma direção e intensidade, porém, sentido contrário à força que tende a produzir o movimento.

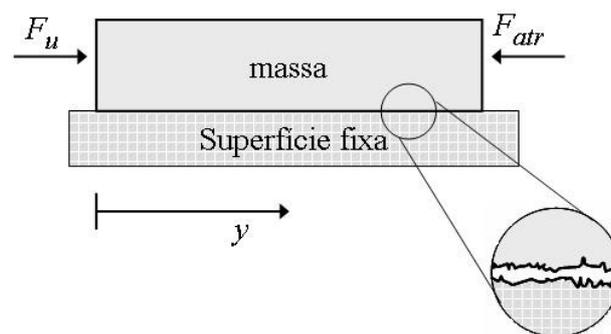


Figura 2 – Esquema representando a Força de Atrito

O modelo dado pela Figura 2 consiste em uma massa, deslizando sobre uma superfície considerada plana e fixa. Sob a influência de uma força de entrada F_u , a massa sofre a ação contrária de uma força de atrito F_{atr} e apresenta um deslocamento y .

O atrito exibe diversas características não lineares que dificultam sua modelagem e também características dinâmicas que são a causa da degradação do desempenho do sistema e precisam ser previstas ou compensadas adequadamente para reduzir seus efeitos. No próximo capítulo são discutidas cada uma destas características.

O trabalho de Valdiero (2005) também apresenta as características do atrito, definindo-o como um fenômeno não linear multifacetado que exibe diversas características não lineares. Tais características são compostas pelos bem conhecidos e clássicos atrito estático, atrito de Coulomb, atrito viscoso e de arraste, os quais compõem os modelos mais simples baseados em mapas estáticos; mas também são compostas por fenômenos dinâmicos mais complexos, conhecidos como atrito de *Stribeck*, atrito estático crescente, memória de atrito e deslocamento de predeslizamento.

De acordo com Canudas de Wit e Lischinski (1997), o atrito ocorre em todas as máquinas que incorporam peças com movimento relativo, causando erros típicos de regime permanente em controle de posição e atrasos no seguimento, podendo inclusive causar instabilidade. As características dinâmicas do atrito também causam degradação do desempenho do sistema e precisam ser previstas ou compensadas adequadamente para reduzir seus efeitos. Uma pesquisa realizada na bibliografia recente evidencia que o atrito tem sido objeto de constante investigação por parte da comunidade científica internacional. Aho et al. (2007) comentam que em controle de mecanismos, o atrito tem sido reconhecido como fonte para gerar erros, ciclos limite, e movimentos *stick-slip*, entre outros fenômenos de atrito, que degradam o desempenho do mecanismo controlado. No controle de mecanismos de alta-precisão, atrito é o principal obstáculo a ser enfrentado porque é difícil identificá-lo e não há nenhum modelo universal para descrevê-lo. Uma aproximação moderna para modelagem de atrito *stick-slip* é apresentada em Marton et al. (2007). O modelo distingue claramente os regimes de alta e baixa velocidade. Um método de identificação não linear para os parâmetros modelo de atrito também é apresentado.. Dumitriu (2007) menciona que o atrito é a maior causa do erro de posição e justifica a necessidade de ser bem modelado e compensado para o controle preciso de servo sistemas.

Tendo em vista a compensação dos efeitos do atrito e também devido à necessidade de se obter uma grande precisão de posicionamento e seguimento de trajetórias, torna-se cada vez mais imperativo o uso de controladores.

Estes controladores podem ser classificados como controle em malha aberta ou em malha fechada, conforme a engenharia de controle.

Nos controles malha aberta a variável de entrada não sofre influência da variável de saída, como pode ser observado na Figura 3, assim, dado um sinal de controle espera-se que após determinado tempo o sistema apresente um determinado comportamento relativo ao sinal dado.

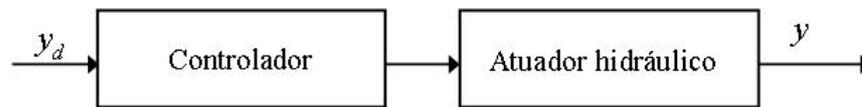


Figura 3 – Esquema de controle em malha aberta

Em um esquema apresentado na Figura 4, percebe-se que o principal diferencial dos controles em malha fechada é a entrada do sistema sendo realimentada e assim influenciada pelo comportamento da variável de saída.

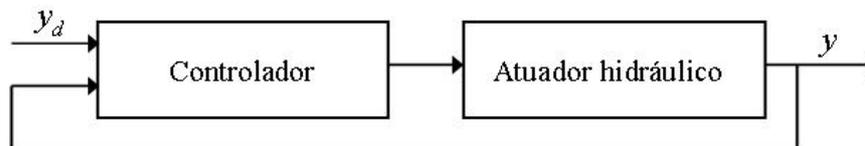


Figura 4 – Esquema de controle em malha fechada

No capítulo 3 será apresentado um projeto em malha fechada, de controle em cascata para atuadores hidráulicos, juntamente com um observador da força de atrito.

1.4 Objetivos e metas

Esta dissertação tem como objetivo geral desenvolver um modelo matemático que possibilite o estudo do Comportamento Dinâmico do atrito em um Atuador Hidráulico. Desta forma, o enfoque da dissertação é a implementação do controle para o atrito.

Pretende-se identificar os parâmetros de atrito da bancada experimental e realizar a simulação computacional do modelo do atuador hidráulico com atrito, utilizando-se estes parâmetros. Outro objetivo importante é validar experimentalmente o modelo, comparando os resultados obtidos nas simulações computacionais com os resultados obtidos na bancada experimental.

Por fim, para compensar os efeitos do atrito nos atuadores hidráulicos, propõe-se implementar o controle e testar a metodologia proposta por Rafikov e Balthazar (2005) realizando novamente a simulação computacional.

1.5 Organização deste trabalho

A concretização deste trabalho ocorre inicialmente com uma ampla revisão bibliográfica pertinente ao tema em estudo, seguida da definição do modelo a ser adotado e da identificação dos parâmetros de atrito a serem utilizados na simulação computacional do modelo. O modelo tem sua validação experimental realizada em uma bancada hidráulica.

O controle é elaborado e implementado ao modelo para a compensação do atrito e novamente realizam-se simulações computacionais.

Para a concretização da dissertação pretende-se utilizar a infra-estrutura disponível na UNIJUÍ nos Campi Ijuí (Laboratório de Informática, Bibliotecas, salas de estudo) e Panambi (Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, Laboratório de Robótica, Núcleo de Automação de Pequenas e Médias Empresas-NAPME).

Este trabalho está estruturado em 5 capítulos. O primeiro é dedicado à revisão bibliográfica do tema, apontando o que já foi pesquisado anteriormente e trazendo também os objetivos e a organização deste trabalho. O capítulo 2 apresenta inicialmente as características e os efeitos do atrito, seguidos do modelo de atrito adotado e sua inclusão no modelo matemático do atuador hidráulico. A descrição teórica do controle e sua implementação são abordadas no capítulo 3, que agrega também o projeto do observador de atrito e a análise de estabilidade. O capítulo 4 traz a descrição da bancada utilizada na validação experimental do modelo em malha aberta e seus parâmetros, a determinação dos parâmetros de atrito, a validação experimental do modelo e apresenta os resultados da simulação computacional. Por fim, o capítulo 5 aponta as conclusões e sugestões de continuidade do trabalho desenvolvido.

2 MODELAGEM MATEMÁTICA DE UM ATUADOR HIDRÁULICO CONSIDERANDO O EFEITO DO ATRITO DINÂMICO

2.1 Introdução

O enfoque deste capítulo é a modelagem matemática do atrito dinâmico e sua inclusão no modelo de um atuador hidráulico, proposto por Dilda (2008). Para descrever o atrito utiliza-se o Modelo LuGre, proposto por Canudas de Wit *et al.* (1995). O resultado da inclusão da dinâmica do atrito no modelo do atuador hidráulico é um modelo matemático não linear de 5ª ordem.

A Figura 5 mostra o esquema da modelagem matemática adotada para representar o comportamento dinâmico do atuador hidráulico, levando-se em conta a vazão nos orifícios da válvula, a dinâmica das pressões devido à compressibilidade do fluido, a dinâmica do movimento da haste e a modelagem da dinâmica do atrito das superfícies de contato.

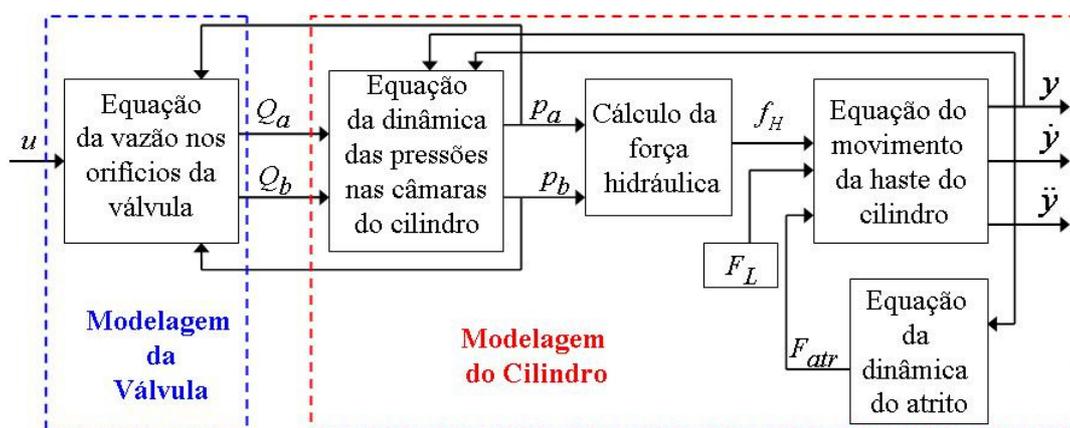


Figura 5 – Representação gráfica das principais dinâmicas consideradas na modelagem matemática do atuador hidráulico

Como este capítulo está focado na formulação da equação da dinâmica do atrito, as seções seguintes descrevem as principais características do atrito e seus efeitos, o que irá auxiliar no entendimento na equação da dinâmica do atrito descrita na seção 2.4. As demais dinâmicas consideradas na modelagem do atuador hidráulico, apresentadas na Figura 5, estão descritas na seção 2.5, sendo que a Equação da vazão nos orifícios da válvula é dada pelas equações (2.19) e (2.20), a Equação da dinâmica das pressões, pelas equações (2.15) e (2.16) e a Equação do movimento da haste do cilindro é proposta pela equação (2.14).

2.2 Características da dinâmica do atrito

O atrito possui diversas características dinâmicas tais como atrito estático, atrito de Coulomb, atrito viscoso, atrito de arraste, atrito de *Stribeck*, memória de atrito e deslocamento de predeslizamento, que muitas vezes resultam em efeitos danosos ao controle. Uma breve descrição destas características é apresentada a seguir.

A força que se opõe a deslizamento entre as superfícies é conhecida como atrito estático. Ele ocorre na velocidade zero, quando o corpo se encontra na iminência do movimento, porém, não se deve confundi-lo com um corpo necessariamente parado. O atrito estático resulta uma força que atua contra o movimento com a mesma magnitude da força aplicada $u(t)$ até um valor máximo de força de atrito estático F_s , podendo ser considerado como uma força de restrição na fase de predeslizamento entre duas superfícies.

Conforme Valdiero et al. (2008) o atrito estático pode ser descrito como:

$$F_{estático}(t) = \begin{cases} u(t), & se |u(t)| < F_s \\ F_s \delta(\dot{y}(t)) \text{sgn}(u(t)), & se |u(t)| \geq F_s \end{cases} \quad (2.1)$$

considerando $\delta(\dot{y}(t))$ a função impulso, utilizada para descrever o fato de que o atrito estático ocorre apenas no repouso, dada por:

$$\delta(\dot{y}(t)) = \begin{cases} 1, & \text{se } \dot{y}(t) = 0 \\ 0, & \text{se } \dot{y}(t) \neq 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

Em implementações computacionais práticas, a função impulso pode ser aproximada por um perfil triangular ou retangular como no caso da versão apresentada no modelo de Karnopp (sobre o qual será explanado na seção 2.4), e é apresentada na Figura 6.

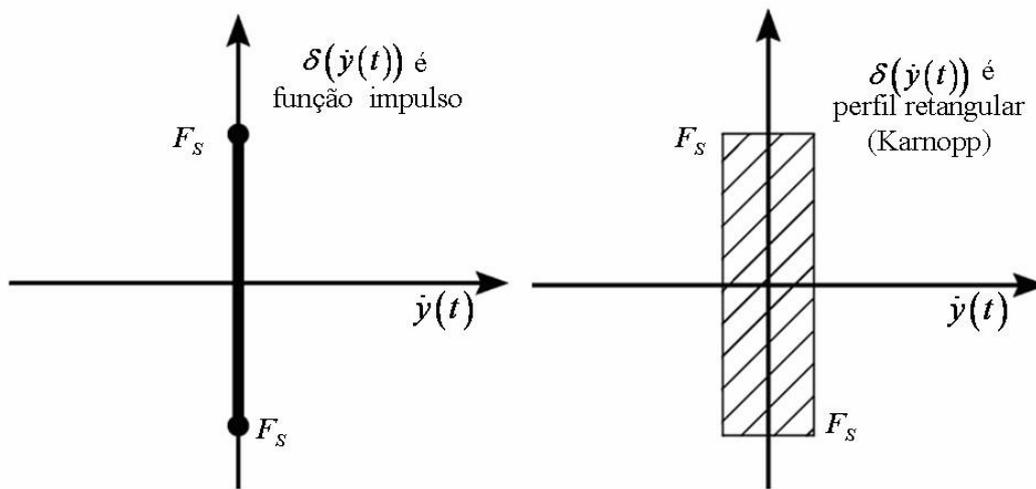


Figura 6 – Característica de atrito estático e sua aproximação prática por Karnopp
Fonte: (VALDIERO, 2005)

O atrito de Coulomb é independente da área de contato e constante em relação à variação da velocidade, mas seu sentido é sempre contrário ao da velocidade de deslizamento. Opõe-se ao movimento relativo e é proporcional à força normal de contato, podendo ser definido como:

$$F_{Coulomb}(t) = F_c \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \text{ quando } \dot{y}(t) \neq 0 \quad (2.3)$$

considerando que F_c é a magnitude do atrito de Coulomb, a qual não depende da magnitude da velocidade relativa $\dot{y}(t)$. Uma representação do atrito de Coulomb é dada na Figura 7.

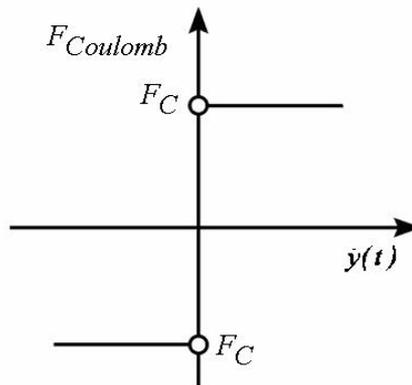


Figura 7 – Característica de atrito de Coulomb ou atrito seco
 Fonte: (VALDIERO, 2005)

Pelo modelo de Coulomb a força de atrito considerada no movimento de deslizamento entre superfícies parte de duas fontes:

- a) da força de adesão desenvolvida entre as áreas reais de contato, oriunda da rugosidade das superfícies;
- b) da força de deformação necessária para deslizamento entre os corpos sobre as rugosidades da superfície do material mais dúctil.

A intensidade do atrito de Coulomb, conforme Blackburn *et al* (1960), citado em Bravo (2002), dependerá, sobretudo, das propriedades da camada de moléculas presentes na superfície de contato (do lubrificante e do metal) conhecida como camada limite, do acabamento superficial do metal e da amplitude das forças laterais.

O atrito viscoso aparece nos estudos de Reynolds em meados do século XIX, corresponde a uma situação de boa lubrificação e é linearmente proporcional a velocidade. Para uma melhor compreensão do atrito viscoso consideremos duas placas paralelas e planas e entre elas um fluido, conforme ilustra a Figura 8. A placa superior é móvel, enquanto que a inferior é fixa. Ao imprimirmos uma força F à placa superior, ela acelera até atingir uma velocidade constante, modularmente proporcional à força aplicada. Em consequência da aceleração, o fluido é laminado e a lâmina adjacente à placa acelerada se move com ela. A próxima lâmina se move com uma velocidade de módulo inferior e assim sucessivamente, até que a lâmina adjacente à placa fixa, como esta, tende a ter velocidade nula. A viscosidade resulta da interação entre lâminas adjacentes. Cada lâmina é puxada para trás por uma força devida à lâmina inferior e para frente, por uma força devida à lâmina superior (UFSM – GEF, 2008), conforme apresentado no esquema da Figura 8.

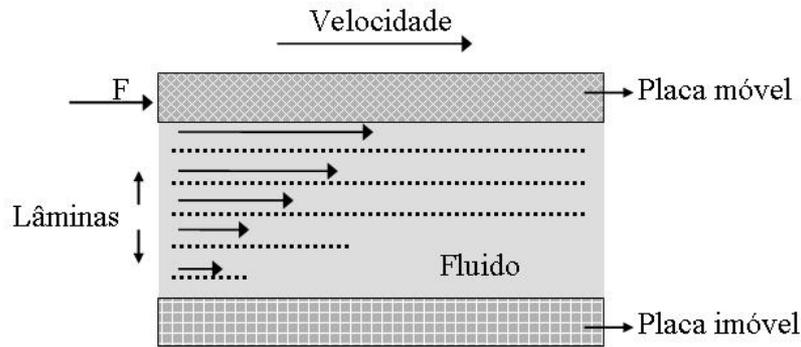


Figura 8 – Esquema de lâminas representando o atrito viscoso

A força de atrito gerada é proporcional à viscosidade do fluido e a velocidade de deslocamento. A espessura da lâmina de fluido, a qual determina tanto o atrito como a proteção ao desgaste do material, é função da dureza e da geometria da superfície, da viscosidade dinâmica do lubrificante e da velocidade de deslizamento (BRAVO, 2002).

O atrito viscoso pode ser descrito por:

$$F_{viscoso}(t) = \sigma_2 \dot{y}(t) \quad (2.4)$$

onde σ_2 é chamado coeficiente de amortecimento viscoso.

No gráfico a seguir observa-se que o atrito viscoso é linearmente proporcional à velocidade.

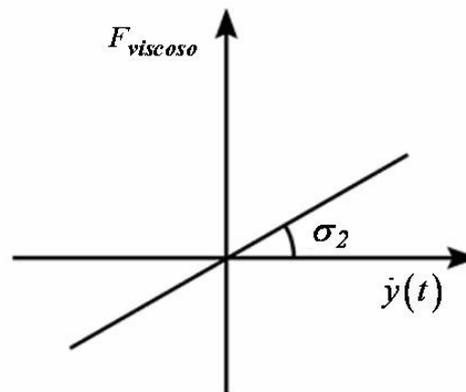


Figura 9 – Característica do atrito viscoso
Fonte: (VALDIERO, 2005)

O atrito de arraste refere-se ao atrito causado pela resistência ao movimento de um corpo através de um fluido, como por exemplo, a resistência do ar, comenta GE et al.

(2001). Ele é proporcional ao quadrado da velocidade e muitas vezes decorre de um escoamento turbulento, podendo ser definido como:

$$F_{arraste}(t) = F_D (\dot{y}(t))^2 \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \quad (2.5)$$

onde F_D é o coeficiente de arraste. Para baixas velocidades, o valor do atrito de arraste torna-se pequeno e pode ser desprezado, conforme pode ser observado na figura abaixo, onde também se constata a natureza não linear do atrito de arraste:

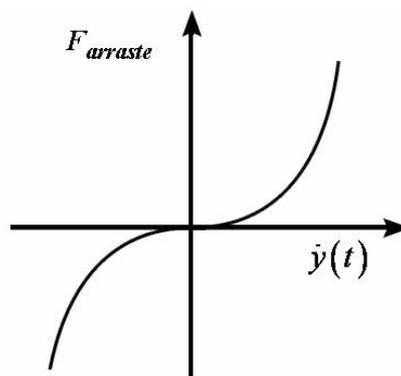


Figura 10 – Característica do atrito de arraste
Fonte: (VALDIERO, 2005)

Na presença de superfícies lubrificadas, no instante em que o corpo rompe o atrito estático até chegar ao atrito de Coulomb, acontece uma rápida redução da força de atrito que é conhecida como atrito de *Stribeck*. Este é um fenômeno não linear de atrito que ocorre nos trechos de baixa velocidade da curva atrito versus velocidade, onde a inclinação é negativa, conforme mostrado na Figura 11. Tem importante contribuição para o efeito de atrito conhecido com adere-desliza (*stick-slip*).

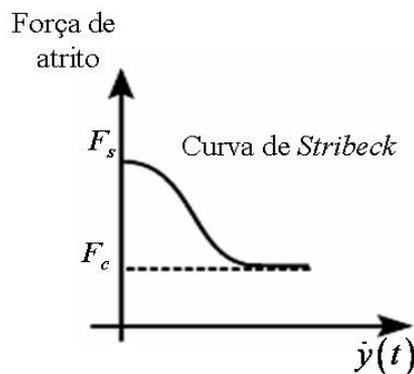


Figura 11 – Característica do atrito de *Stribeck*
Fonte: (VALDIERO, 2005)

Segundo descreve Valdiero (2005), a característica chamada de memória de atrito (*frictional memory*) tem sido observada experimentalmente em diversos trabalhos a partir de meados do século XX. Memória de atrito é um atraso de tempo que se percebe entre as mudanças na velocidade (ou carga normal) e a correspondente alteração na força de atrito, de acordo com o esquema apresentado na Figura 12. O atrito instantâneo é uma função da história das velocidades de deslizamento e cargas assim como da velocidade e carga instantânea. Durante a aceleração, observa-se que a força de atrito é maior do que durante a desaceleração, tal histerese indica a presença da característica de memória de atrito.

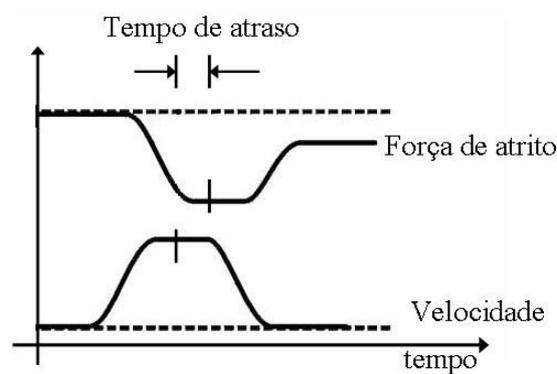


Figura 12 – Característica da memória de atrito
 Fonte: (VALDIERO, 2005)

O deslocamento de predeslizamento é uma característica do atrito onde ocorre um ínfimo deslocamento antes do deslizamento entre as superfícies em contato, sendo muitas vezes chamado de microdeformação. Esta característica surge devido à deformação elástica e/ou plástica das rugosidades das superfícies de contato e será abordada na seção 2.4, que trata da formulação do modelo dinâmico de atrito.

As principais características do atrito citadas anteriormente resultam numa função não linear e podem ser sintetizadas em um único gráfico, representando a força de atrito (F_{atr}) versus a velocidade em regime permanente, conforme a figura a seguir:

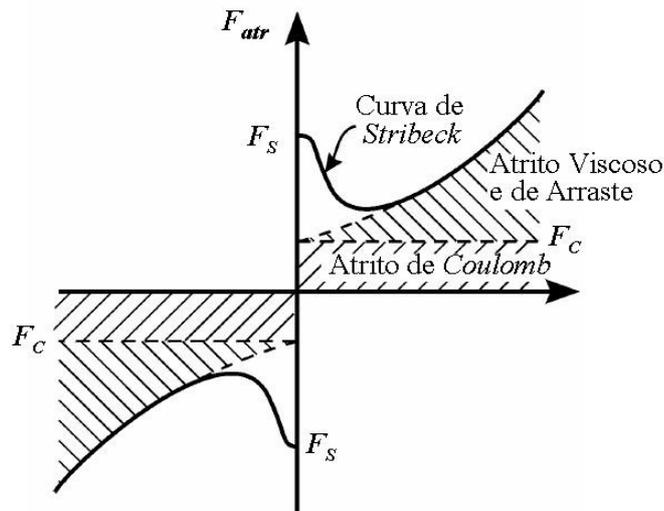


Figura 13 – Combinação das características de atrito
 Fonte: (VALDIERO, 2005)

2.3 Efeitos danosos provocados pelo atrito

Os efeitos do atrito dependem, entre outros, do estado de lubrificação, da temperatura, da direção do movimento, da velocidade do êmbolo, das pressões existentes nas câmaras do cilindro, e, geralmente alteram-se com o tempo. Miotto *et al.* (2008a) apontam que os efeitos do atrito são objeto de estudo de vários artigos científicos recentemente publicados.

Alguns destes efeitos são chamados de adere-desliza (*stick-slip*), *hunting*, perda de movimento (*standstill*) e *quadrature glitch*, os quais serão descritos a seguir.

O efeito conhecido como adere-desliza (*stick-slip*) refere-se a uma alternância entre o movimento de deslizamento e o repouso. O modo *stick* ocorre quando a força de atrito é superior à força aplicada, detendo o corpo em repouso, enquanto o modo *slip* ocorre quando a força de atrito se torna menor que a força aplicada, havendo um deslocamento. A presença de *stick-slip* é muito comum, sendo o principal responsável por desgaste e danos em partes móveis, tornando seu estudo da maior importância na área de tribologia. Este efeito pode ser definido como um ciclo limite estável surgido durante o movimento e que é mais comum quando é utilizado o controle integral.

Assim como o *stick-slip*, o fenômeno *hunting* também se refere a um ciclo limite associado ao controle integral, porém ocorre quando o movimento oscila em torno de certa

posição desejada, com valor constante. Este fenômeno acontece com controle de realimentação e não é possível em sistemas passivos.

A figura abaixo ilustra os efeitos *stick-slip* e *hunting*:

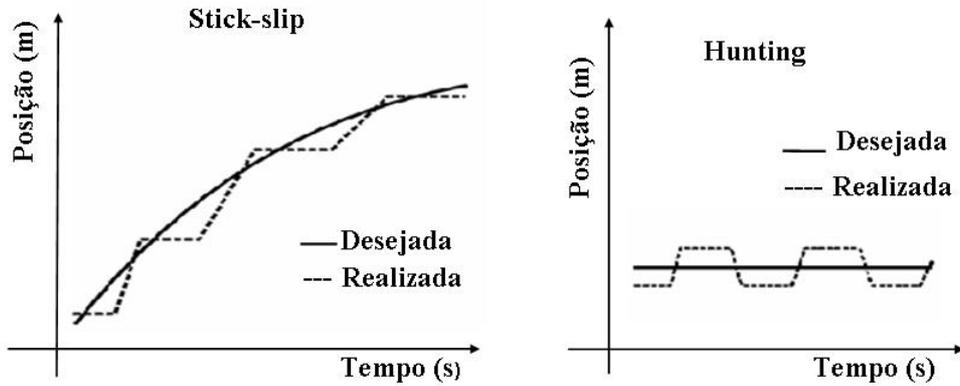


Figura 14 – Efeitos de atrito *stick-slip* e *hunting*

O efeito conhecido como *standstill* é resultado da perda de movimento e refere-se ao efeito de atrito que ocorre quando o sistema é detido no repouso por um intervalo de tempo ao passar pela velocidade nula para a inversão do sentido do movimento. O atraso na retomada do movimento devido à inversão da velocidade caracteriza esse efeito.

Um erro de seguimento num movimento de múltiplos eixos é o que se refere o efeito *quadrature glitch*.

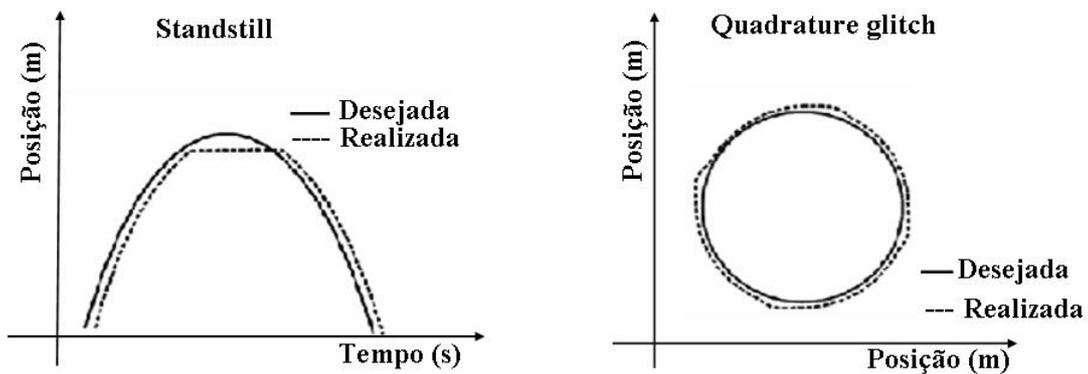


Figura 15 – Efeitos de atrito *standstill* e *quadrature glitch*

2.4 Modelagem Matemática da dinâmica do atrito

Devido ao fato do atrito ser uma não linearidade importante presente nos sistemas mecânicos onde há movimento relativo entre superfícies de contato e por causar dificuldades de controle e problemas de desgastes, muitas são as tentativas para minimizar ou compensar seus efeitos. Neste sentido, surgiram diversos modelos para atender esta demanda, cada um procurando descrever o atrito da maneira mais completa, procurando aproximar o modelo, com uma precisão cada vez maior, do atrito no sistema real.

Um trabalho de Olsson et al. (1998) traz a descrição detalhada de vários modelos de atrito, classificando-os em modelos estáticos e dinâmicos. São considerados estáticos os modelos clássicos como atrito de Coulomb e combinações deste com atrito estático e viscoso, atrito de *Stribeck*, o modelo de Karnopp e o modelo de Armstrong. Nos modelos dinâmicos são referenciados os modelos de Dahl, Haessig e Friedland, Bliman e Sorine, modelo para contatos lubrificados e por fim o modelo LuGre.

O modelo de Karnopp faz uma aproximação em torno da posição final, quando a velocidade é nula ou muito baixa considerando uma região em torno da velocidade nula, de modo que a queda da força de atrito no início do movimento seja modelada de forma suave e não de forma descontínua (efeito de *Stribeck*).

Em 1968, Dahl apresentou um dos primeiros modelos dinâmicos de atrito, modelando e simulando computacionalmente o comportamento do atrito de rolamento de esferas através de uma equação diferencial. O modelo dinâmico de Dahl utiliza o atrito de Coulomb e o comportamento dinâmico de predeslizamento, mas não inclui o efeito de *Stribeck*. Dahl apresentou a curva tensão-deformação (*Stress-Strain*), onde a força de atrito aumenta gradativamente até que ocorra ruptura.

Haessig e Friedland introduziram um modelo de atrito, baseado em cerdas que tentou capturar o comportamento dos pontos de contato microscópicos entre duas superfícies.

Olsson et al. (1998) afirmam que o modelo de Bliman e Sorine (1991) obtém o efeito *Stribeck* através de uma generalização do modelo de Dahl e faz uma comparação entre os modelos de Bliman e Sorine e LuGre.

Bo e Pavelescu (1982) apud Ge et al. (2001) apresentam um modelo exponencial que incorpora o atrito de Coulomb e o atrito viscoso.

Dupont (2000) agrega avanços ao modelo LuGre, interpretando-o como um modelo de Prandtl de material elasto-plástico.

Observando e comparando os diversos modelos apresentados acima, percebe-se sua evolução através da incorporação de efeitos cada vez mais complexos na modelagem do atrito. A escolha de um modelo deve ser feita levando em conta a relação entre uma boa reprodução das características da força de atrito e uma baixa complexidade do modelo.

Neste trabalho será adotado o modelo de atrito LuGre, por considerar-se que este modelo proporciona a captura da maior parte das características de atrito, ainda sendo um modelo de primeira ordem. Para a modelagem, será considerado o atrito viscoso em lugar do atrito de arraste.

Em um artigo escrito em conjunto por membros das universidades de Lund (Suécia) e Grenoble (França) surgiu o modelo denominado mais tarde LuGre. Neste artigo Canudas de Wit *et al.* (1995) propõem um modelo dinâmico que consegue capturar a maioria dos comportamentos de atrito observados experimentalmente. O modelo LuGre proposto por Canudas de Wit *et al.* (1995) é dado pelas equações (2.6) a (2.13) e, assim como o modelo de Haessig e Friedland, também está baseado no comportamento do desvio médio das cerdas. A próxima figura ilustra o desvio z :

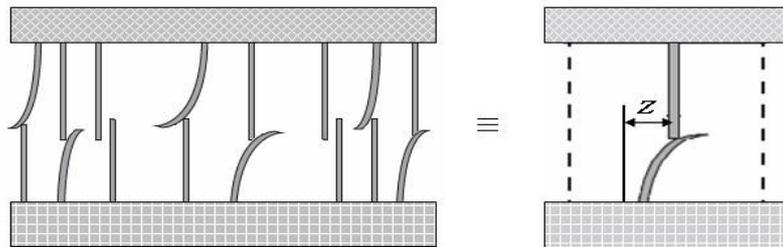


Figura 16 – Desenho representativo da microdeformação média das rugosidades (z) entre duas superfícies de contato.

Esta microdeformação z origina uma força de atrito descrita como

$$F_{atr} = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} \quad (2.6)$$

onde o parâmetro σ_0 representa o coeficiente de rigidez das deformações microscópicas entre as superfícies em contato e σ_1 é um coeficiente de amortecimento. Um termo

correspondente à característica de atrito viscoso, σ_2 , proporcional à velocidade relativa \dot{y} , pode ser acrescentado à força de atrito que assume a forma:

$$F_{atr} = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \dot{y} \quad (2.7)$$

A dinâmica da microdeformação denotada pela variável não mensurável z é modelada através de

$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \frac{\sigma_0}{g(\dot{y})} |\dot{y}| z \quad (2.8)$$

considerando \dot{y} a velocidade relativa entre as duas superfícies. O primeiro termo mostra que o desvio z é proporcional a integral da velocidade relativa. O segundo termo afirma que, em regime permanente⁴, o desvio z se aproxima do valor

$$z_{ss} = \frac{\dot{y} g(\dot{y})}{|\dot{y}| \sigma_0} = \text{sgn}(\dot{y}) \frac{g(\dot{y})}{\sigma_0} \quad (2.9)$$

A função g é positiva e depende de muitos fatores como propriedades materiais, lubrificação, temperatura. Ela não precisa ser simétrica e, por estar em regime permanente, passa a ser denotada por g_{ss} .

O modelo dado por (2.7) e (2.8) é caracterizado pela função g_{ss} e pelos parâmetros σ_0 , σ_1 e σ_2 . A função $g_{ss}(\dot{y}) + \sigma_2(\dot{y})$ pode ser determinada calculando a força de atrito em regime permanente quando a velocidade é mantida constante. A parametrização da equação de g_{ss} , proposta para descrever o efeito de *Stribeck*, é

$$g_{ss}(\dot{y}) = F_C + (F_S - F_C) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_S}\right)^2} \quad (2.10)$$

⁴ O sub-índice *ss* significa regime permanente (*steady state*), isto é, velocidade constante.

sendo que F_C é o atrito de Coulomb, F_S é o atrito estático e \dot{y}_S é a velocidade de *Stribeck*. Estes três parâmetros foram descritos anteriormente na seção 2.2.

Observe que aplicando a equação (2.10) em (2.9), obtém-se a equação (2.11) que descreve o estado interno de z em regime permanente de deslizamento, ou seja, $\dot{y} = \text{constante}$:

$$z_{ss} = \text{sgn}(\dot{y}) \frac{\left(F_C + (F_S - F_C) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_S}\right)^2} \right)}{\sigma_0} \quad (2.11)$$

Tendo em vista posteriormente escrever o sistema em variáveis de estado, a equação (2.8) pode ser convenientemente escrita como

$$\dot{z} = \dot{y} - \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} |\dot{y}| z \quad (2.12)$$

O modelo descrito pelas equações (2.7), (2.10) e (2.12) é caracterizado por seis parâmetros: σ_0 , σ_1 , σ_2 , F_C , F_S e \dot{y}_S . A identificação destes parâmetros será apresentada na seção 4.3.

Aplicando a equação (2.9) na equação (2.7) e considerando que $dz/dt = 0$, tem-se a equação da força de atrito em regime permanente para movimentos com velocidades constantes. Assim as características do atrito em regime permanente são definidas por

$$F_{atr,ss} = \sigma_0 z_{ss} + \sigma_1 0 + \sigma_2 \dot{y} = \text{sgn}(\dot{y}) \left(F_C + (F_S - F_C) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_S}\right)^2} \right) + \sigma_2 \dot{y} \quad (2.13)$$

Esta equação será de fundamental importância para a identificação dos parâmetros de atrito estáticos que será detalhada na seção 4.3.

2.5 Modelo matemático do atuador hidráulico com a inclusão do modelo de atrito

Nesta seção será apresentada a modelagem matemática do atuador hidráulico e a inclusão do modelo de atrito, descrito na seção anterior, no modelo do atuador hidráulico. Em Dilda (2008) encontra-se a dedução das equações do modelo matemático para a válvula e o cilindro hidráulico.

Para a elaboração do modelo matemático apresentado a seguir, foram estabelecidas as seguintes premissas:

- Foram desprezadas a dinâmica elétrica dos solenóides proporcionais e do movimento da válvula por serem consideradas muito rápidas. Em consequência disto, dado um sinal elétrico de controle u , considera-se que o movimento do carretel da válvula seja instantâneo, representado por $x_v = u$.
- O atrito entre o pórtico da válvula e o carretel não foi considerado.
- Desconsideraram-se os vazamentos internos que ocorrem na válvula. Estes vazamentos têm um modelo descrito em Carmo (2003). Estes vazamentos não são prejudiciais, pois contribuem para um amortecimento do sistema.
- A zona morta da válvula não foi incluída nesta formulação matemática por ser uma não linearidade de entrada que pode ser facilmente compensada no sinal de controle dos testes experimentais de acordo com a metodologia proposta em Valdiero et al. (2006).
- Considera-se constante o coeficiente de vazão nos orifícios da válvula (k_s), o qual agrega propriedades consideradas constantes para o escoamento e para o fluido, como por exemplo, o peso específico do fluido e as características geométricas da válvula.
- O módulo de elasticidade do fluido (β) é considerado constante. Seu valor depende da pressão e da temperatura do fluido, portanto esses efeitos não foram considerados no modelo.
- O vazamento que ocorre no cilindro não é considerado na modelagem e tem o efeito de amortecimento do sistema.
- O atrito que ocorre entre o êmbolo e o cilindro e também entre a haste e as vedações do cilindro foi modelado através do Modelo LuGre, conforme descrito nas seções anteriores.

O modelo matemático não linear de 5ª ordem que descreve o comportamento dinâmico do atuador hidráulico, considerando as premissas anteriormente citadas, é dado pelas seguintes equações:

$$M \ddot{y} + F_{atr} = A(p_a - p_b) - F_L \quad (2.14)$$

$$\dot{p}_a = \beta f_1(y) (Q_a(u, p_a) - A\dot{y}) \quad (2.15)$$

$$\dot{p}_b = \beta f_2(y) (Q_b(u, p_b) + A\dot{y}) \quad (2.16)$$

$$F_{atr} = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 \dot{y} \quad (2.17)$$

$$\dot{z} = \dot{y} - \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} |\dot{y}| z \quad (2.18)$$

A equação (2.14) representa a equação do movimento aplicada à haste do cilindro. A aceleração é dada por \ddot{y} e M é a massa total em movimento, composta pela massa da haste do cilindro mais carga e pela massa do fluido deslocado. A seção transversal de área útil do cilindro (área total do cilindro menos área da haste) é representada por A e p_a e p_b são as pressões nas câmaras do cilindro. A força de atrito F_{atr} é dada pela equação (2.9) e a força de carga representada por F_L .

As equações (2.15) e (2.16) representam a variação das pressões nas câmaras do cilindro considerando as vazões Q_a e Q_b nos orifícios da válvula em função do sinal do deslocamento do carretel, que, conforme premissa anterior é representado por u , e das pressões p_a e p_b . A partir da equação do balanço de energia de Bernoulli, tem-se

$$Q_a(u, p_a) = k_s u g_1(p_a, \text{sgn}(u)) \quad (2.19)$$

$$Q_b(u, p_b) = -k_s u g_2(p_b, \text{sgn}(u)) \quad (2.20)$$

onde k_s é uma constante hidráulica que agrega propriedades consideradas constantes para o escoamento e para o fluido e também representa as características geométricas da válvula.

As funções g_1 e g_2 são definidas em Bu e Yao (2000), citado por Valdiero (2005), como:

$$g_1(p_a, \text{sgn}(u)) = \sqrt{\Delta p_a} = \begin{cases} \sqrt{p_s - p_a} & \text{para } u \geq 0 \\ \sqrt{p_a - p_r} & \text{para } u < 0 \end{cases} \quad (2.21)$$

$$g_2(p_b, \text{sgn}(u)) = \sqrt{\Delta p_b} = \begin{cases} \sqrt{p_b - p_r} & \text{para } u \geq 0 \\ \sqrt{p_s - p_b} & \text{para } u < 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

onde p_s é a pressão de suprimento, p_r é a pressão de retorno, p_a e p_b são as pressões nas câmaras a e b do cilindro, respectivamente.

As funções $g_1(p_a, \text{sgn}(u))$ e $g_2(p_b, \text{sgn}(u))$ constituem não linearidades das vazões $Q_a(u, p_a)$ e $Q_b(u, p_b)$ fornecidas pela válvula e dependem do sinal do deslocamento do carretel da válvula e da variação de pressão nos orifícios de controle, dadas pelas raízes da diferença dessas pressões. Observa-se que não havendo variação de pressão nos orifícios da válvula, $\Delta p = 0$, o que resulta em não ocorrer a vazão de fluido entre a válvula e as câmaras do cilindro.

Ainda em relação às equações (2.15) e (2.16), β é o módulo de elasticidade do fluido e as funções f_1 e f_2 representam os volumes das câmaras do cilindro, dadas por

$$f_1(y) = \frac{1}{(V_{10} + A y)} \quad (2.23)$$

$$f_2(y) = \frac{1}{(V_{20} - A y)} \quad (2.24)$$

onde V_{10} e V_{20} são os volumes iniciais das câmaras do cilindro, A é a área da seção transversal do cilindro e y é a posição do êmbolo do atuador.

A equação (2.17) representa a força de atrito dada pela equação (2.7) e a equação (2.18) da dinâmica do estado z , é dada pela equação (2.12).

2.6 Discussão

Este capítulo expôs primeiramente, as diversas características dinâmicas de atrito seguidas dos efeitos danosos que as mesmas provocam. Tendo por base o estudo destas

características, é adotado para a modelagem do atrito, no atuador hidráulico, um modelo descrito na seção 2.4. Este modelo é fundamentado na microdeformação média das rugosidades (z).

A seção 2.5 apresenta a inclusão do modelo de atrito no modelo matemático do atuador hidráulico. Esta inclusão resulta num modelo não linear de 5ª ordem que descreve o comportamento dinâmico do atuador hidráulico considerando a vazão nos orifícios da válvula, a dinâmica das pressões, o movimento da haste do cilindro e levando em conta o atrito presente entre o êmbolo e o cilindro e também entre as vedações do cilindro e a haste.

Os resultados deste capítulo foram publicados em Miotto *et al.* (2008a), sendo de grande importância no estudo e na aprendizagem da modelagem matemática de atuadores hidráulicos considerando o efeito do atrito dinâmico.

3 CONTROLE DO ATUADOR HIDRÁULICO COM COMPENSAÇÃO DO ATRITO

3.1 Introdução

Neste capítulo é exposto o desenvolvimento matemático da estratégia de controle em cascata do atuador hidráulico com a compensação do atrito dinâmico. O sistema dinâmico do atuador hidráulico é dividido em dois subsistemas: o hidráulico e o mecânico. Esta divisão possibilita aplicar a estratégia de controle em cascata, utilizando a metodologia de controle ótimo no subsistema mecânico, conforme proposto por Rafikov e Balthazar (2005), e a lei de controle com linearização por realimentação no subsistema hidráulico, da mesma forma que Valdiero (2005). Os resultados da implementação deste projeto serão exibidos no capítulo 4.

O uso de controladores torna-se cada vez mais imperativo com a crescente necessidade de se realizar tarefas cada vez mais complexas e precisas. Com o desenvolvimento da eletrônica, da informática e conseqüentemente, a maior facilidade na implementação de algoritmos de controle, observa-se o crescimento no estudo de técnicas de controle objetivando melhor desempenho da resposta dinâmica em malha fechada dos atuadores hidráulicos (DILDA, 2008).

Uma descrição detalhada do problema de controle de um sistema de posicionamento hidráulico encontra-se em Cunha (2001). As principais dificuldades no controle deste sistema são ocasionadas pela dinâmica pouco amortecida, pelas não linearidades presentes nas equações matemáticas que compõe o modelo, pelo atrito entre o êmbolo e o cilindro, pela zona morta na válvula, pelas incertezas no módulo de elasticidade do fluido, na massa deslocada e a existência de dinâmicas não modeladas, tais como a dinâmica do fluido nas tubulações que ligam a válvula ao cilindro.

A seguir apresenta-se uma revisão bibliográfica acerca dos projetos de controle aplicados em diferentes situações. Segue-se o projeto do controlador do atuador hidráulico e do observador de atrito e a prova de estabilidade.

3.2 Revisão Bibliográfica sobre Controle

Em Valdiero *et al.* (2007) foi demonstrado teórica e experimentalmente que o atrito causa erros de seguimento de trajetória em atuadores hidráulicos e que estes podem ser reduzidos através de sua compensação. Esta compensação é apresentada em manipuladores acionados hidráulicamente através da estratégia de controle em cascata, utilizando um projeto de controle baseado na proposta de Slotine e Li (1988), combinada com um observador de atrito baseado no modelo de atrito Lugre e incluindo efeitos de atrito estático. O mesmo projeto de observador de atrito é aplicado no trabalho de Ayalew (2007).

Guenther *et al.* (2006) mostra que a técnica controle cascata aplicada em um atuador pneumático possui vantagens na compensação do atrito e na convergência dos erros de seguimento de trajetória, demonstrando teórica e experimentalmente.

A implementação de um controle robusto adaptativo é proposta em Acho *et al.* (2007) para compensar os efeitos de atrito. O desempenho da lei de controle obtida é avaliada numericamente usando o modelo LuGre. Através da utilização de um observador de velocidade obtém-se uma melhora na performance do controlador, levando a obtenção de um posicionamento de alta-precisão em um simulador de planta industrial.

Uma proposta de controlador não linear adaptativo e controlador de *backstepping*⁵ adaptável para indução linear de motores visando alcançar a posição desejada são feitos em Huang *et al.* (2007). Uma transformação não linear é proposta para facilitar o projeto do controlador. Também é considerado o efeito do atrito dinâmico e aplicadas compensações baseadas na observação para contornar a força de atrito. A análise de estabilidade baseada na teoria de Lyapunov também é realizada para garantir que o projeto do controlador possa estabilizar o sistema.

Uma estratégia de controle baseado na metodologia de *backstepping* também é proposta por Kaddissi *et al.* (2007), visando a identificação e o controle em tempo real de um sistema eletro-hidráulico. No estudo de Kaddissi, *backstepping* é utilizado por ser uma estratégia não linear poderosa e robusta.

Chen *et al.* (2007) utilizam um projeto de controlador híbrido integrado, consistindo em dois jogos independentes de controladores de cilindro: controlador de

⁵ backstepping é um procedimento de projeto que interliga o projeto de controle por realimentação com a escolha de uma função de Lyapunov (CUNHA, 2001).

feedforward e um controlador de posição *fuzzy*. O sistema que é dirigido por uma provisão de óleo hidráulica é usado para alcançar um objetivo de posicionamento sincronizado com desequilíbrios, incertezas e perturbações.

Ahn *et al.* (2007) apresentam um tipo novo de simulador de carga hidráulico projetado para administrar o controle de força. Um controlador PID com auto ajuste *fuzzy* é projetado eliminar ou reduzir a perturbação e melhorar desempenho de controle de carga do sistema. Resultados experimentais mostram que o controlador proposto é possível para sistemas hidráulicos com perturbações externas variadas.

Ferreira *et al.* (2006) desenvolveram um projeto de controle para prensa hidráulica. A prensa possui dois servo-mecanismos hidráulicos: um cilindro hidráulico, dirigido por uma válvula servo-solenóide de controle de fluxo e um cilindro hidráulico onde a pressão de câmara é controlada por uma válvula servo-solenóide de controle de pressão, para apoiar as operações de carregar e descarregar da prensa. Assim como nesta dissertação, eles também utilizam a placa dSPACE, programada diretamente pelo ambiente do Matlab/Simulink sendo utilizada para implementar o controle, monitorando tarefas e executando a aquisição de dados.

Uma técnica simples de controle robusto de movimento é apresentada em Jin *et al.* (2008) para um manipulador de robô com atrito. A técnica de controle incorpora as técnicas de estimação de atraso de tempo e de avaliação de velocidade ideal: a primeira é usada para cancelar não linearidades suaves, e a segunda serve para reduzir o efeito das não linearidades mais pesadas, inclusive o atrito de Coulomb e atrito estático. O controlador proposto tem uma estrutura simples e ainda proporciona uma boa compensação de atrito. A robustez do método proposto foi confirmada através de comparações com outros controladores industriais.

Martom e Lantos (2007) compensam o efeito do atrito introduzindo um termo de *feedforward* na estrutura do controlador, cujo objetivo é o cancelamento do efeito da força de atrito.

Bavaresco (2007) apresenta a implementação da estratégia de controle ótimo proposta por Rafikov e Balthazar (2005), voltada a atuadores pneumáticos. É feita a comparação entre o desempenho do controle ótimo, até então utilizado somente em sistemas caóticos, com um controle proporcional clássico e a aplicação do controle em um robô cartesiano.

Cunha (2001) apresenta o projeto e a implementação experimental de diversos modelos de controladores em atuadores hidráulicos. Dentre eles um controlador de espaço de estados via alocação de pólos, a linearização por realimentação aplicada ao atuador hidráulico, controladores adaptativos, controladores utilizando a metodologia de *backstepping* e controladores em cascata.

Em Casanova (2007), utiliza-se a metodologia de controle em cascata e de *backstepping* para o controle de posição com compensação de atrito em robôs manipuladores com flexibilidade nas juntas.

3.3 Estratégia de controle em cascata com compensação de atrito

O princípio da estratégia de controle em cascata é interpretar o modelo do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados, o hidráulico e o mecânico. A idéia básica é projetar uma lei de controle (força desejada) para o subsistema mecânico de modo que a saída 'y' siga uma trajetória desejada ' y_d ' tão perto quanto possível e então projetar uma lei de controle para o subsistema hidráulico de modo que o sistema hidráulico gere esta força desejada (CUNHA, 2001).

Nesta dissertação será adotada esta estratégia de controle em cascata, o que permite que se aplique diferentes técnicas de controle em cada um dos subsistemas. Desta forma, no subsistema hidráulico será utilizado o controle por realimentação linearizante, conforme a teoria de Slotine e Li (1991), já utilizada por Valdiero (2005). No subsistema mecânico será aplicada a metodologia de controle ótimo linear por realimentação para sistemas não lineares, proposta por Rafikov e Baltazar (2005), descrita na próxima seção.

A Figura 17 apresenta um esquema elucidando o projeto do controle em cascata desenvolvido nesta dissertação. Os modelos matemáticos do subsistema mecânico e do subsistema hidráulico são descritos nas seções 2.4 e 2.5. O projeto do observador de atrito é descrito na seção 3.5, enquanto que na seção 3.6 é apresentada a Lei de controle do subsistema mecânico e na seção 3.7 a Lei de controle do subsistema hidráulico. O planejamento de trajetórias será discutido na seção 4.5.

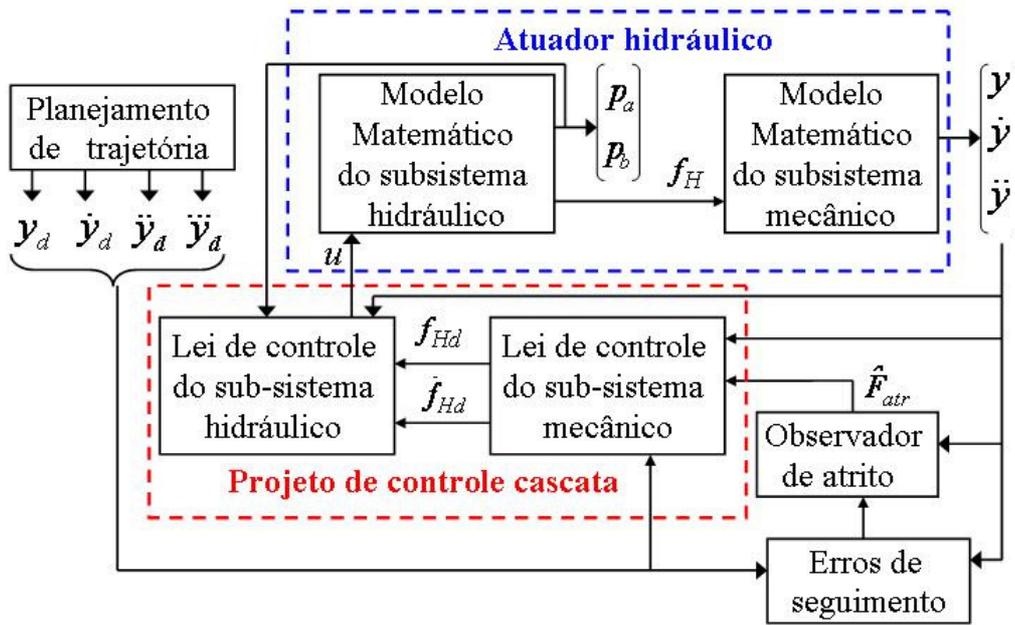


Figura 17 – Esquema do controle em cascata aplicado ao atuador hidráulico

3.4 Metodologia do Controle Ótimo proposto por Rafikov e Baltazar

Neste trabalho será utilizada, no subsistema mecânico, uma metodologia de controle ótimo linear por realimentação para sistemas não lineares proposta por Rafikov e Baltazar (2005). De acordo com esta metodologia, o sistema controlado tem a forma:

$$\dot{x} = Ax + g(x) + U \quad (3.1)$$

onde $x \in R^n$ é o vetor das variáveis de estado, $A \in R^{n \times n}$ é a matriz dos termos lineares do sistema, $g(x)$ é um vetor de funções não lineares e contínuas e U é o vetor de controle dado por:

$$U = u_d + Bu_t \quad (3.2)$$

onde u_d é a parcela *feedforward* que mantém o sistema controlado na trajetória desejada x_d , dada por:

$$u_d = \dot{x}_d - Ax_d - g(x_d) \quad (3.3)$$

A parcela Bu_t estabiliza o sistema em torno da trajetória desejada, sendo denominada parcela *feedback*, onde $B \in R^{n \times m}$ é uma matriz constante e u_t é o vetor de controle dado por:

$$u_t = -R^{-1}B^T P\tilde{x} \quad (3.4)$$

onde $R \in R^{n \times n}$ é uma matriz constante definida positiva, \tilde{x} é o desvio de trajetória do sistema (3.1) em relação à trajetória desejada, dado por

$$\tilde{x} = x - x_d \quad (3.5)$$

e $P \in R^{n \times n}$ é uma matriz simétrica que satisfaz a equação de Riccati

$$PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (3.6)$$

sendo $Q \in R^{n \times n}$ uma matriz constante definida positiva e simétrica, de forma que

$$\tilde{Q} = Q - G^T(x, x_d)P - PG(x, x_d) \quad (3.7)$$

seja definida positiva para a matriz G limitada, apresentada na equação.

Considerando (3.2), (3.3), (3.4) e (3.5) encontra-se a equação da dinâmica do sistema em desvios:

$$\begin{aligned} \dot{x} - Ax - g(x) &= \dot{x}_d - Ax_d - g(x_d) + Bu_t \\ \dot{x} - \dot{x}_d &= A(x - x_d) + g(x) - g(x_d) + Bu_t \\ \dot{\tilde{x}} &= A\tilde{x} + g(x) - g(x_d) + Bu_t \end{aligned} \quad (3.8)$$

A parte não linear do sistema (3.8) é definida como:

$$g(x) - g(x_d) = G(x, x_d)\tilde{x} \quad (3.9)$$

considerando que $G(x, x_d)$ é uma matriz limitada com seus elementos dependentes de x e x_d . Admitindo (3.9), o sistema (3.8) tem a forma:

$$\dot{\tilde{x}} = A\tilde{x} + G(x, x_d)\tilde{x} + Bu_t \quad (3.10)$$

A prova de estabilidade global a partir da análise de uma função de Lyapunov, utilizando-se a dinâmica do sistema escrita em desvios (3.8) é apresentada em Rafikov e Balthazar (2005). A prova de estabilidade do modelo controlado é apresentada, nesta dissertação, na seção 3.8.

3.5 Projeto do observador de atrito

Conforme citado no capítulo anterior, o estado z é não mensurável e, em consequência disto, é necessário estimá-lo para prover os sinais necessários ao cálculo da força de atrito. Para tal, no projeto de controle do subsistema mecânico, é introduzido um observador de atrito, cuja função é avaliar o atrito existente no sistema, para posterior compensação. A estratégia do observador de atrito foi utilizada com sucesso em Valdiero (2005), em Valdiero *et al.* (2007), em Dumitriu (2007) e em Xie (2007).

O valor do vetor de forças de atrito estimadas pelo observador, $\hat{F}_{atr}(y, \dot{y}, \hat{z}, \dot{\hat{z}})$ é calculado através da equação

$$\hat{F}_{atr} = \sigma_0 \hat{z} + \sigma_1 \dot{\hat{z}} + \sigma_2 \dot{y} \quad (3.11)$$

onde o vetor do estado interno do atrito \hat{z} , é não mensurável e estimado através do seguinte observador

$$\dot{\hat{z}} = \dot{y} - \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} m(\dot{y}) \dot{y} \hat{z} - k_{obs} s_0 \quad (3.12)$$

considerando que k_{obs} é um ganho a ser regulado e s_0 é uma medida do erro de seguimento, dado pela equação

$$s_0 = \ddot{\tilde{y}} + \lambda \dot{\tilde{y}} \quad (3.13)$$

em que os vetores de erro de posição e de velocidade são dados por \tilde{y} e $\dot{\tilde{y}}$ e λ é uma constante positiva.

Uma função sinal da velocidade é definida através da função $m(\dot{y})$ que consta na equação (3.12) e cuja aproximação pode ser dada por

$$m(\dot{y}) = \frac{2}{\pi} \arctan(k_v \dot{y}) \quad (3.14)$$

sendo k_v uma constante utilizada para ajustar o grau de linearização aplicado à estimação da força de atrito. Valdiero (2005) aponta que a suavização da função sinal, tem a propriedade de $m(\dot{y}) \dot{y} = \text{sgn}(\dot{y}) \dot{y}$ na origem e quando $k_v \dot{y} \rightarrow \infty$. Por isso, utilizando grandes valores para k_v obtém-se uma boa aproximação. Logo, o produto $m(\dot{y}) \dot{y} \leq |\dot{y}| \geq 0$. A seção 4.7 traz um gráfico com a regulação do ajuste k_v .

3.6 Lei de controle do subsistema mecânico

Para a aplicação da metodologia de controle ótimo, descrita na seção 3.4, no subsistema mecânico, é necessária a escrita das equações do sistema em variáveis de estado, sendo assim, a partir da combinação das equações (2.14) e (2.17) e considerando a posição $y = x_1$, a velocidade $\dot{y} = x_2$, a pressão na câmara a , $p_a = x_3$, a pressão na câmara b e $p_b = x_4$, obtém-se

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{M} (A(x_3 - x_4) - \hat{F}_{atr} - F_L) \end{cases} \quad (3.15)$$

Considerando que

$$A(x_3 - x_4) = A(p_a - p_b) = f_H \quad (3.16)$$

o erro de f_H é dado por

$$\tilde{f}_H = f_H - f_{Hd} \quad (3.17)$$

onde f_{Hd} é a força hidráulica desejada. Pode-se reescrever a equação (3.17) definindo força hidráulica como

$$f_H = \tilde{f}_H + f_{Hd} \quad (3.18)$$

e o sistema (3.15) fica equivalente a

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{M} (-\hat{F}_{atr} - F_L + \tilde{f}_H + f_{Hd}) \end{cases} \quad (3.19)$$

Reescrevendo a segunda equação do sistema (3.19), obtém-se

$$M \dot{x}_2 = -\hat{F}_{atr} - F_L + \tilde{f}_H + f_{Hd} \quad (3.20)$$

Admitindo-se o sistema (3.19) e a equação (3.1), a matriz A é constituída por

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (3.21)$$

O vetor das funções não lineares $g(x)$ é composto por

$$g(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ -\hat{F}_{atr} - \frac{F_L}{M} + \frac{\tilde{f}_H}{M} \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

sendo que o termo \hat{F}_{atr} é o observador da força de atrito definido pela equação (3.11).

Neste projeto de controle, a matriz constante B é dada por

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Considerando o vetor de controle dado pela equação (3.2), a parcela *feedforward* deste projeto de controle é definida como

$$u_d = \begin{bmatrix} \dot{x}_{1d} - x_{2d} + 0 \\ \dot{x}_{2d} + \frac{1}{M}x_{2d} + \frac{\hat{F}_{atr}}{M} + \frac{F_L}{M} \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Admitindo o sistema (3.19), fica claro que na parcela u_d , $\dot{x}_{1d} - x_{2d} = 0$, então esta parcela pode ser definida como

$$u_d = \begin{bmatrix} \dot{x}_{2d} + \frac{1}{M}x_{2d} + \frac{\hat{F}_{atr}}{M} + \frac{F_L}{M} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

A estabilidade deste projeto de controle sofre influência direta da escolha das matrizes Q e R . Uma regulagem adequada destas matrizes determina uma maior eficiência do controle. Para a matriz Q , geralmente adota-se uma matriz diagonal, uma vez que a escolha da matriz ideal se dá por tentativa e erro. A resposta do controle depende do elemento q_{11} , quanto maior este elemento em relação aos demais elementos da diagonal e aos elementos de R , mais rápida será a resposta, afirma Ogata (1998).

$$Q = \begin{bmatrix} q_{11} & 0 \\ 0 & q_{22} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

$$R = [1] \quad (3.27)$$

Após a definição das matrizes Q e R , obtém-se a matriz P , (3.28), resolvendo a equação algébrica de Riccati (3.6) através da função LQR do software MatLab. No MatLab, o comando LQR resolve o problema do regulador quadrático contínuo no tempo e a equação de Riccati associada.

$$P = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} \\ p_{21} & p_{22} \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

Desta forma, o cálculo da parcela *feedback*, Bu_t é estabelecido por

$$Bu_t = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} [-p_{21}\tilde{x}_1 - p_{22}\tilde{x}_2] \quad (3.29)$$

onde o desvio de trajetória do sistema em relação à trajetória desejada, dado pela equação (3.5) é definido como

$$\tilde{x} = \begin{bmatrix} \tilde{x}_1 \\ \tilde{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 - x_{1d} \\ x_2 - x_{2d} \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

Aplicando as equações (3.25) e (3.29) em (3.2), temos então que a lei de controle do subsistema mecânico é dada por

$$U = \dot{x}_{2d} + \frac{1}{M}x_{2d} + \frac{\hat{F}_{atr}}{M} + \frac{F_L}{M} - p_{21}\tilde{x}_1 - p_{22}\tilde{x}_2 \quad (3.31)$$

A lei de controle U do sistema hidráulico tem a dimensão de aceleração e, para o modelo adotado, é expressa por

$$U = \frac{f_{Hd}}{M} \quad (3.32)$$

Portanto a força hidráulica desejada para controlar o sistema é:

$$f_{Hd} = M \dot{x}_{2d} + x_{2d} + \hat{F}_{atr} + F_L - M p_{21}(x_1 - x_{1d}) - M p_{22}(x_2 - x_{2d}) \quad (3.33)$$

Reescrevendo a equação (3.33) em y , temos:

$$f_{Hd} = M \ddot{y}_d + \dot{y}_d + \hat{F}_{atr} + F_L - M p_{21}(y - y_d) - M p_{22}(\dot{y} - \dot{y}_d) \quad (3.34)$$

Escolhendo como função candidata de Lyapunov

$$V_1 = \tilde{y}^T P \tilde{y} \quad (3.35)$$

e considerando que a equação (3.34) seja positiva definida, sua derivada temporal é dada por

$$\dot{V}_1 = -\tilde{y}^T \tilde{Q} \tilde{y} - u^T R u \quad (3.36)$$

onde as matrizes \tilde{Q} e R são definidas positivas.

Devido à dificuldade de calcular \tilde{Q} analiticamente, utiliza-se a formulação de uma função $h(t)$

$$h(t) = \tilde{y}^T \tilde{Q} \tilde{y} \quad (3.37)$$

a qual representa a soma dos desvios quadrados do sistema da trajetória desejada. Assumindo que $h(t)$ seja definida positiva, garante-se que \tilde{Q} também seja definida positiva e desta forma o controle é ótimo. A positividade da função $h(t)$ para cada trajetória considerada, é demonstrada através de simulação numérica na seção 4.11.

A equação (3.37) será usada na análise de estabilidade apresentada na seção 3.8. Em Rafikov e Balthazar (2005) são apresentadas as condições que garantem a estabilidade do subsistema mecânico controlado através do controle ótimo linear por realimentação.

3.7 Lei de controle do subsistema hidráulico

O projeto de controle do subsistema hidráulico é estabelecido a partir da técnica de linearização por realimentação proposta por SLOTINE e LI (1991). O principal conceito desta técnica é transformar algebricamente um sistema não linear em um sistema linear a fim de que possam ser aplicadas técnicas de controle linear. Esta linearização pode ser total ou parcial.

Considerando a equação (3.16), e, a partir do subsistema hidráulico dado pelas equações (2.15) e (2.16), temos a equação (3.38), que modela o subsistema hidráulico

$$\dot{f}_H = f_y(y, \dot{y}) + g_u(y, p_a, p_b, u) \quad (3.38)$$

onde $f_y(y, \dot{y})$ pode ser definida pela equação

$$f_y(y, \dot{y}) = -A^2 \cdot \beta \cdot \dot{y} (f_1(y) + f_2(y)) \quad (3.39)$$

e a função $g_u(y, p_a, p_b, u)$ é determinada por

$$g_u(y, p_a, p_b, u) = \beta \cdot A \cdot k_s \cdot u (f_1(y) \cdot g_1(p_a, \text{sgn}(u)) + f_2(y) \cdot g_2(p_b, \text{sgn}(u))) \quad (3.40)$$

Através do subsistema hidráulico dado pela equação (3.38), propõe-se a lei de controle do atuador representada por u e dada pela solução da equação (3.41)

$$g_u(y, p_a, p_b, u) = -f_y(y, \dot{y}) + \dot{f}_{Hd} - k_p \tilde{f}_H \quad (3.41)$$

O vetor de controle representado por u é dado pela solução da equação (3.33), já considerando a equação (3.40)

$$u = \frac{-f_y(y, \dot{y}) + \dot{f}_{Hd} - k_p \tilde{f}_H}{k_s \cdot A \cdot \beta (f_1(y) \cdot g_1(p_a, \text{sgn}(u)) + f_2(y) \cdot g_2(p_b, \text{sgn}(u)))} \quad (3.42)$$

sendo \dot{f}_{Hd} é a derivada da equação (3.34), k_p é o ganho de pressão na válvula e \tilde{f}_H é dado pela equação (3.13). As funções g_1 , g_2 , f_1 e f_2 , são dadas, respectivamente pelas equações (2.21), (2.22), (2.23) e (2.24) e β é o módulo de elasticidade do fluido.

Pelas equações (3.17), (3.37) e (3.34) obtém-se a expressão que representa a dinâmica dos erros de seguimento de trajetória da força hidráulica em malha fechada, dada por

$$\dot{\tilde{f}}_H = -k_p \tilde{f}_H \quad (3.43)$$

Considerando a função não negativa

$$V_2 = \frac{1}{2} \tilde{f}_H^2 \quad (3.44)$$

e aplicando a equação (3.43) obtém-se a derivada temporal da equação (3.44)

$$\dot{V}_2 = -k_p \tilde{f}_H^2 \quad (3.45)$$

Esta expressão é utilizada na análise de estabilidade apresentada a seguir.

3.8 Análise de Estabilidade

A principal característica de um sistema de controle é a estabilidade global deste sistema a partir do conhecimento de seus componentes. Considerando o sistema hidráulico em malha fechada decorrente da aplicação do controle cascata: $\Omega = \{(3.20)(3.37)(3.34)(3.41)\}$, o vetor de erros de seguimento de Ω é dado por:

$$\rho^T = \left[\tilde{y} \quad \tilde{y} \quad \tilde{f}_H \right] \quad (3.46)$$

Para demonstrar a estabilidade exponencial é utilizado o seguinte lema de convergência a seguir:

Lema (SLOTINE e LI, 1991) – Se uma função real $V(t) \geq 0$ satisfaz a desigualdade

$$\dot{V}(t) + \alpha V(t) \leq 0 \quad (3.47)$$

onde α é um número real, então,

$$V(t) \leq V(0)e^{-\alpha t} \quad (3.48)$$

Prova: Considere a função candidata a Lyapunov dada por:

$$V = V_1 + V_2 \quad (3.49)$$

Esta expressão pode ser escrita como:

$$V = \rho^T N \rho \quad (3.50)$$

sendo que ρ é dado por (3.46).

A matriz N resultante de (3.50) é definida positiva, e os elementos p_{11} , p_{12} , p_{21} e p_{22} são os elementos da matriz P :

$$N = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} & 0 \\ p_{21} & p_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0,5 \end{bmatrix} \quad (3.51)$$

A derivada temporal de (3.49) é obtida a partir da adição de (3.36) e (3.45).

$$\dot{V} = -\tilde{y}^T \tilde{Q} \tilde{y} - u^T R u - k_p \tilde{f}_H^2 \quad (3.52)$$

Conforme o método direto de Lyapunov, se V for definida positiva e \dot{V} for definida negativa, o sistema Ω será assintoticamente estável com relação ao vetor de estados ρ .

A prova de que \dot{V} é definida negativa é apresentada na seção 4.11 através de simulação numérica do controle para a trajetória desejada senoidal e para uma trajetória polinomial, visto que há dificuldade em encontrar a matriz \tilde{Q} algebricamente.

3.9 Discussão

Este capítulo apresentou primeiramente uma revisão bibliográfica acerca dos projetos de controle aplicados em diferentes situações. Segue-se a estratégia de controle em cascata que interpreta o modelo do atuador hidráulico como dois subsistemas interconectados, o hidráulico e o mecânico, sendo que em cada um deles é utilizada uma lei de controle diferente.

No subsistema mecânico é utilizada uma metodologia de controle ótimo linear por realimentação para sistemas não lineares proposta por Rafikov e Baltazar (2005). O projeto de controle do subsistema hidráulico é estabelecido a partir da técnica de linearização por realimentação proposta por Slotine e Li (1991), que transforma algebricamente um sistema não linear em um sistema linear a fim de que possam ser aplicadas técnicas de controle linear. Esta linearização pode ser total ou parcial. A análise de estabilidade é utilizada para provar a estabilidade global do sistema controlado a partir do conhecimento de seus componentes.

Um observador de atrito é proposto para avaliar o atrito presente no sistema, provendo os sinais necessários ao cálculo da força de atrito.

4 RESULTADOS

4.1 Introdução

Este capítulo traz os resultados de simulação computacional em malha aberta (validação experimental do modelo) e em malha fechada do modelo matemático não linear de 5ª ordem, proposto no capítulo 2 e que descreve o comportamento do atuador hidráulico. As simulações foram implementadas com o auxílio da ferramenta computacional MatLab/Simulink (versão 2007).

A seção 4.2 traz a metodologia utilizada na implementação da simulação computacional do modelo e os parâmetros e a descrição da bancada experimental utilizada na identificação dos parâmetros de atrito apresentada na seção 4.3. Tais parâmetros foram empregados na simulação computacional e também na validação experimental do modelo, apresentada na seção 4.4. A seção 4.5 descreve as trajetórias desejadas utilizadas na simulação computacional do modelo matemático em malha fechada. Na seção 4.6 é implementado computacionalmente o sistema controlado. Os ajustes de ganhos dos controladores são descritos na seção 4.7. Nas seções 4.8 e 4.9 são mostrados os resultados das simulações do modelo controlado para as trajetórias polinomial e senoidal e os resultados da análise de estabilidade são dados na seção 4.10.

4.2 Descrição da bancada de testes e metodologia dos testes experimentais

Tendo em vista validar experimentalmente o modelo matemático do atuador hidráulico com atrito dinâmico e também implementar o algoritmo de controle em cascata proposto no capítulo anterior, foram realizados experimentos em uma bancada construída por Heck, (2008), instalada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da Unijui Campus Panambi, conforme ilustração seguinte.

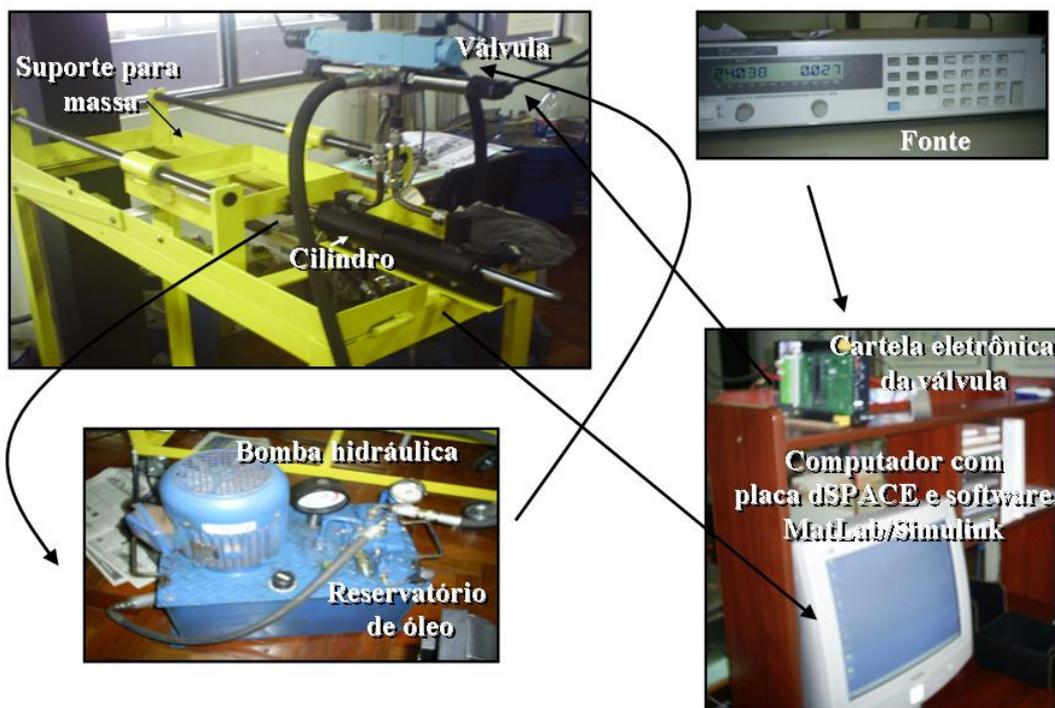


Figura 18 – Esquema fotográfico da bancada de testes

Os parâmetros da bancada apresentada na Figura 18 são dados na tabela abaixo:

Tabela 1 – Parâmetros e especificações da bancada hidráulica

Componente	Fabricante	Código catálogo	Especificações
Cilindro hidráulico	Saur Equipamentos S/A	C0900258	Curso= 0,2 m Diâmetro= 0,05m
Válvula	Bosch	NG6	Vazão nominal 35 L.min ⁻¹
Cartela da válvula	Bosch	WV45-RGC 2	-
Transdutor de pressão	Zürich	PSI-420	0 a 100 bar
Transdutor de posição	Festo	MLO-POT-500-TLF	Curso de 0,5 m
Bomba hidráulica	Eberle	-	Vazão 6 L.min ⁻¹
Reservatório da bomba	-	-	Capacidade 40 L

Os parâmetros utilizados na simulação computacional são os mesmos aferidos na bancada experimental, conforme descrito abaixo:

Tabela 2 – Parâmetros da bancada experimental utilizados nas simulações computacionais

Parâmetros	Valores	Obtenção
Área útil do cilindro	$A = 1.6493 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	Medido
Massa	$m = 5,761 \text{ kg}$	Medido
Pressão de suprimento	$p_s = 25 \times 10^5 \text{ Pa}$	Medido
Pressão de retorno	$p_r = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$	Medido
Volume inicial na câmara <i>a</i>	$V_{10} = 1.82549 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	Medido
Volume inicial na câmara <i>b</i>	$V_{20} = 1.84211 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	Medido
Comprimento do curso do cilindro	$l = 0,2 \text{ m}$	Medido
Tensão máxima de entrada	$U_{Tmax} = 10 \text{ v}$	Catálogo

O sistema hidráulico entra em funcionamento quando é dado o sinal elétrico, controlado através da fonte. A aquisição dos dados é feita através do computador com sistema de controle composto por *hardware* e *software*, elementos necessários para implementação dos algoritmos da lei de controle proposta e também pelos transdutores de pressão e posição para auxílio na medição dos estados do sistema. Os transdutores lêem os sinais analógicos e os enviam à placa de aquisição, onde estão ligados, para serem processados pelo *software* MatLab com a biblioteca SIMULINK, que são produtos da empresa The MathWorks, utilizando-se também a placa de aquisição dSPACE – DS1102 em integração com o MatLab. Na Figura 19 são apresentados os transdutores de pressão e de posição e na Tabela 3 os dados referentes à sensibilidade e precisão dos transdutores.



Figura 19 – Esquema fotográfico dos transdutores de pressão e posição

Tabela 3 – Sensibilidade e precisão dos transdutores

Transdutor de pressão	Precisão do sinal	< 0,1%
	Precisão, Histerese, Repetibilidade, Linearidade	0,5% F. E. (Fundo de Escala)
Transdutor de posição	Resolução do Trajeto	0,01 mm
	Linearidade independente	0,05%

Conforme Bavaresco (2007), a placa dSPACE foi especialmente projetada para facilitar o desenvolvimento e a implementação de controladores. Ela possui quatro conversores analógico-digital (entradas ADC) e quatro conversores digital-analógico (saídas DAC). Nas conversões ADC e DAC, a placa utilizada apresenta um software para gerenciamento e aquisição de dados e também, módulos de acoplamento para o MatLab/Simulink. Esse acoplamento permite a programação do sistema de controle diretamente no Simulink e ainda a captura dos dados das medições em tempo real como banco de dados do MatLab. Esses bancos de dados ao serem manipulados no MatLab, permitem a análise detalhada dos resultados obtidos.

4.3 Identificação dos parâmetros de atrito

Com o objetivo de se obter resultados fidedignos tanto nos experimentos de validação do modelo descrito no capítulo 2, quanto nas simulações computacionais apresentadas no capítulo 4, foi realizada a identificação dos parâmetros de atrito.

Tal identificação é feita através da elaboração de um mapa estático. Para isto, são realizados diversos experimentos em malha aberta, com velocidades variando de bem baixas até a máxima velocidade de trabalho do sistema, capturando os dados da bancada experimental, conforme descrito nas seções 1.3 e 4.2. Cada um dos experimentos feitos é representado através de um círculo no gráfico apresentado na Figura 20.

Aplicando a equação (2.13), da força de atrito em regime permanente, obtém-se uma curva experimental onde os quatro parâmetros estáticos de atrito, F_c , F_s , \dot{y}_s e σ_2 podem ser facilmente identificados. Neste procedimento é utilizado o algoritmo *nlinfit* do MatLab. Os ajustes resultantes do mapa estático são apresentados na Figura 20.

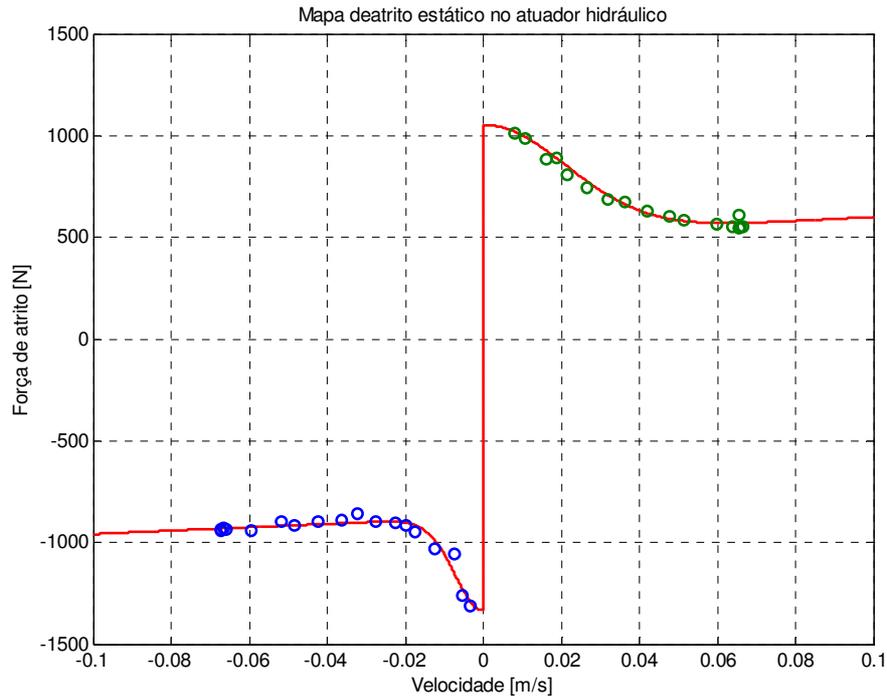


Figura 20 – Determinação do mapa de atrito estático em um cilindro simétrico

Com a aquisição dos parâmetros estáticos são estimados os parâmetros dinâmicos de atrito, σ_0 e σ_1 . Porém, a obtenção destes parâmetros é de difícil realização para atuadores hidráulicos.

Perondi (2002) realizou a estimativa dos parâmetros dinâmicos de atrito de um cilindro pneumático através de medições dos micro-deslocamentos em regime de pré-deslizamento utilizando um equipamento óptico de precisão (roseta ótica), porém teve os resultados prejudicados devido à ocorrência de vibrações mecânicas no ambiente de trabalho que foram transmitidas para a bancada de trabalho. Em consequência disto, os parâmetros foram ajustados através de simulações e utilizando valores menores que os obtidos nas medições. No presente trabalho o parâmetro σ_0 também tem seu valor ajustado através de simulações, conforme a metodologia proposta por Valdiero (2005), seguindo essencialmente duas premissas: a ordem de grandeza das microdeformações obtidas dentro de um valor aceitável e a viabilidade de implementação em tempo real de um observador de atrito sem a perda da estabilidade numérica por limitações do tempo de amostragem. Conforme Armstrong e Canudas (1996) apud Valdiero (2005), as

deformações na região de pré-deslizamento estão na faixa de 1 a 50 μm . Desta forma, o parâmetro σ_0 corresponde a

$$\sigma_0 = \frac{F_c}{|1 \text{ a } 50| \cdot 10^{-6}} \quad (4.1)$$

Valdiero (2005) afirma que o parâmetro dinâmico σ_1 proporciona o amortecimento adequado ao modelo de atrito na região de pré-deslizamento e seu valor é ajustado de forma a assegurar a propriedade de passividade de acordo com a condição deduzida por Barahanov e Ortega (2000), citado por Valdiero (2005) dada através da aplicação da equação

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_2}{\left(\frac{F_s}{F_c} - 1\right)} \quad (4.2)$$

Na Tabela 3 apresentam-se os valores obtidos para os parâmetros estáticos e dinâmicos do atrito e que foram utilizados na validação experimental do modelo apresentada na próxima seção.

Tabela 4 – Parâmetros estáticos e dinâmicos do atrito em um cilindro hidráulico

Parâmetros	$\dot{y} > 0$	$\dot{y} < 0$
Força de Atrito de Coulomb	$F_c = 500 \text{ N}$	$F_c = 875 \text{ N}$
Força de Atrito Estático	$F_s = 1050 \text{ N}$	$F_s = 1334 \text{ N}$
Coefficiente de rigidez das deformações microscópicas	$\sigma_0 = 2 \times 10^7 \text{ N/m}$	$\sigma_0 = 2 \times 10^7 \text{ N/m}$
Coefficiente de amortecimento	$\sigma_1 = 750 \text{ Ns/m}$	$\sigma_1 = 750 \text{ Ns/m}$
Coefficiente de atrito viscoso	$\sigma_2 = 1000 \text{ Ns/m}$	$\sigma_2 = 838 \text{ Ns/m}$
Velocidade de Stribeck	$\dot{y}_s = 0,03 \text{ m/s}$	$\dot{y}_s = 0,0102 \text{ m/s}$

4.4 Validação do Modelo Matemático

Os resultados experimentais ilustram a validade do modelo computacional proposto, permitindo a avaliação e a orientação das pesquisas futuras. A seguir é apresentada a validação experimental do modelo matemático de um atuador hidráulico com atrito dinâmico, descrito no capítulo 2.

Os resultados da simulação computacional do modelo em malha aberta foram obtidos para o sinal de entrada em degrau e comparados com os resultados obtidos de uma bancada experimental descrita na seção 4.2.

A validação experimental do modelo é um passo importante e antecede a implementação do controle ótimo baseado no modelo e aplicado em tarefas de seguimento de trajetórias, desejáveis no funcionamento de diversos equipamentos industriais e máquinas agrícolas.

A metodologia dos testes experimentais consistiu em ajustar o êmbolo do cilindro nas posições iniciais (0,1 metro e -0,1 metro, de acordo com o curso do cilindro que é 0,2 metro) e aplicar sinais de controle em degrau, em malha aberta, de várias voltagens diferentes, tanto positivas quanto negativas, realizando a aquisição dos vetores tempo e posição. Para sinais de entrada de maior voltagem, a validação experimental não foi possível, devido à baixa vazão da bomba utilizada.

O modelo de blocos utilizado para a simulação da validação experimental é exposto abaixo, trazendo as equações que originam cada subsistema do modelo:

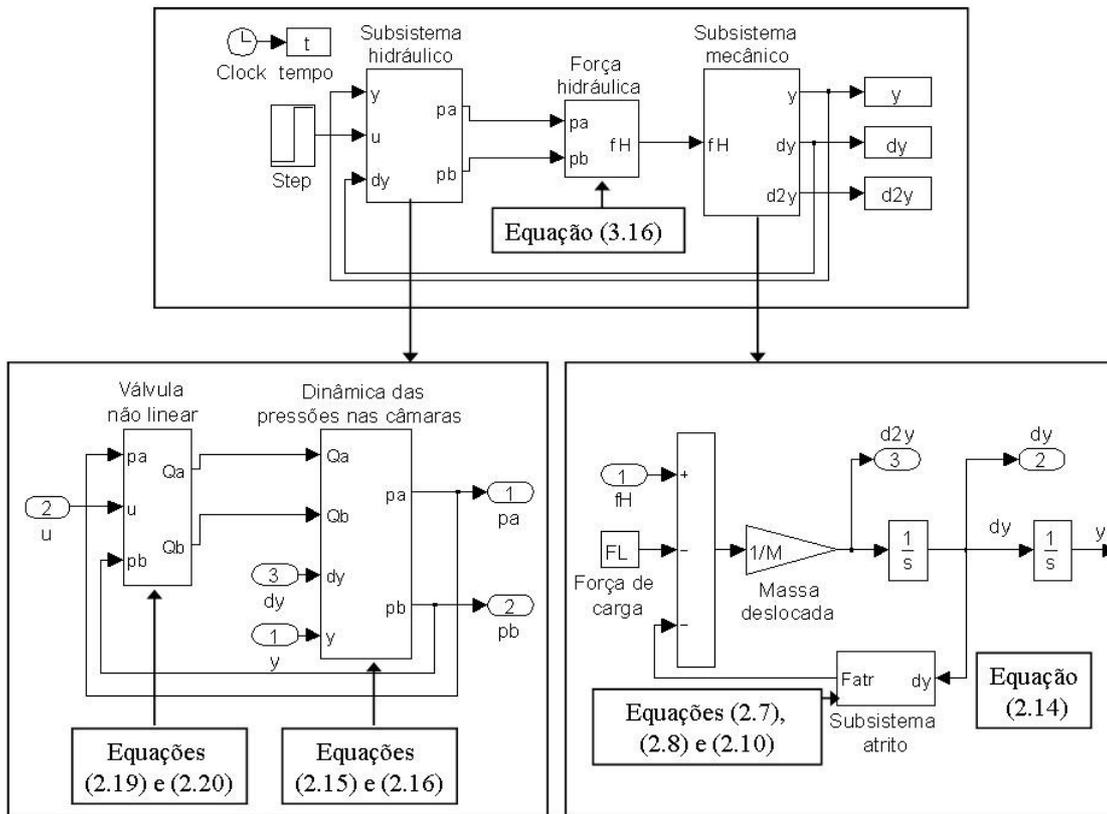


Figura 21 – Modelo de blocos do MatLab/Simulink utilizado nas simulações em malha aberta para validação experimental

As comparações entre os resultados experimentais e computacionais são ilustradas a seguir. A Figura 22 apresenta os gráficos de retorno e avanço para um sinal de degrau de ± 4 Volts (40% de abertura da válvula), mostrando a curva resultante da simulação do modelo teórico plotada junto com a curva experimental obtida da aquisição do teste prático na bancada. A Figura 23 e a Figura 24 mostram os resultados para um sinal de degrau de ± 3 e $\pm 2,4$ Volts (30% e 24% de abertura da válvula), respectivamente. Em todos os testes experimentais foi compensada a não linearidade de zona morta conforme a metodologia proposta em Valdiero (2005).

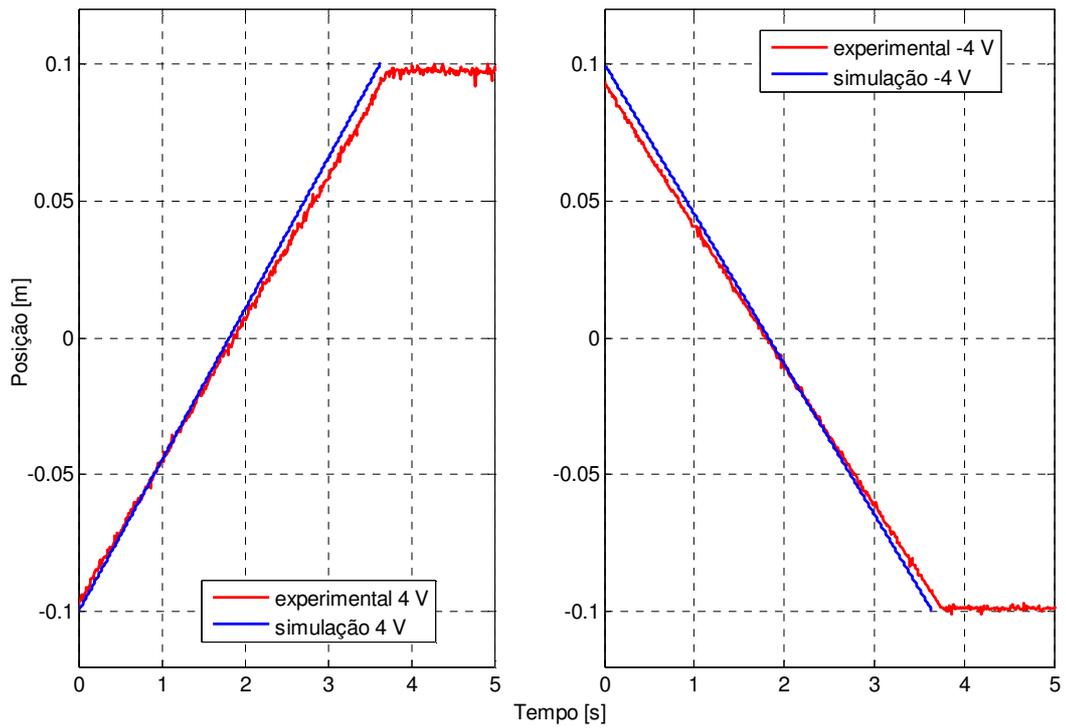


Figura 22 – Comparação entre a posição (y) da bancada experimental e da simulação computacional para sinal de entrada de 4 Volts positivo e negativo

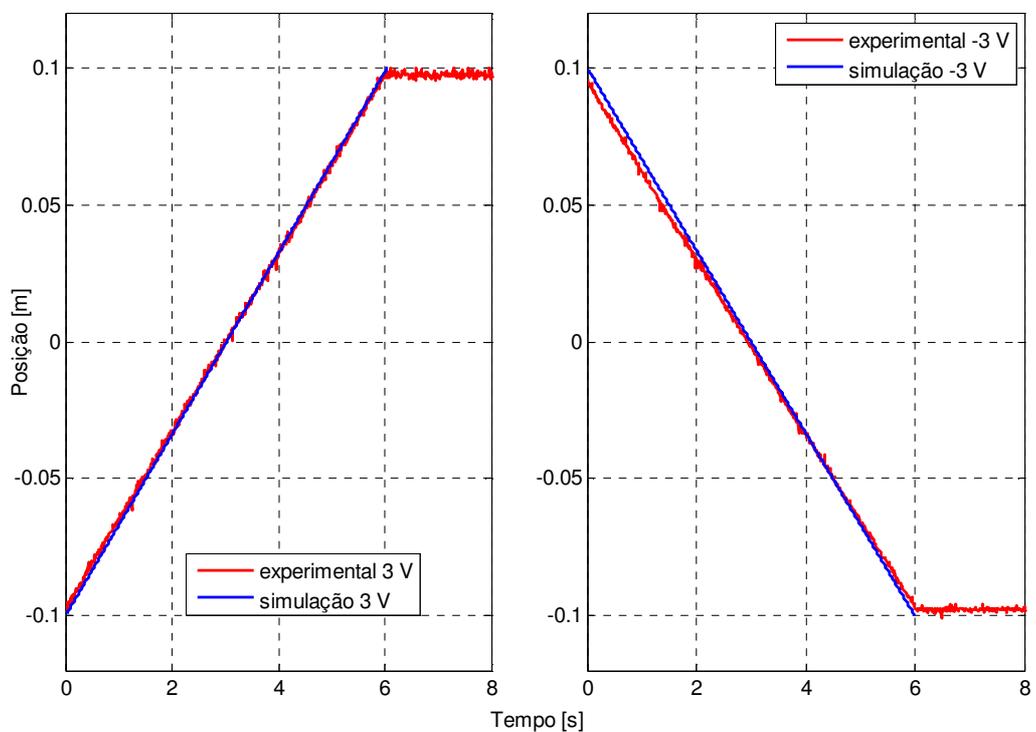


Figura 23 – Comparação entre a posição (y) da bancada experimental e da simulação computacional para sinal de entrada de 3 Volts positivo e negativo

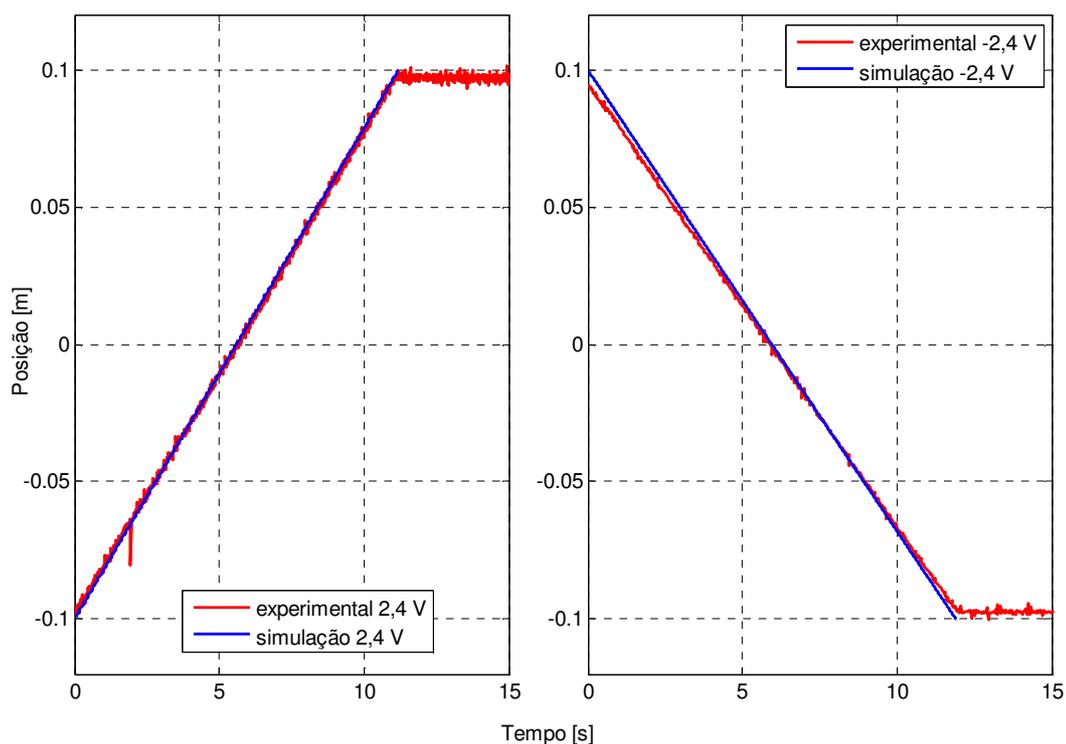


Figura 24 – Comparação entre a posição (y) da bancada experimental e da simulação computacional para sinal de entrada de 2,4 Volts positivo e negativo

4.5 Trajetórias planejadas para simulação em malha fechada

As simulações computacionais do modelo matemático controlado foram realizadas para as trajetórias desejadas senoidal e polinomial de 7ª ordem. Ao se escolher as trajetórias desejadas, é fundamental observar a existência da primeira, segunda e terceira derivadas, que correspondem respectivamente à velocidade, aceleração e à derivada da aceleração, pois todas são necessárias na implementação do algoritmo de controle em cascata.

A trajetória desejada polinomial de 7ª ordem tem por objetivo avaliar o posicionamento do sistema nos trechos de parada. Para que a trajetória escolhida apresente suavidade é necessário regular as condições iniciais e finais compatíveis para a trajetória e suas derivadas até a terceira ordem.

Para a equação polinomial de 7ª ordem dada pela equação (4.3),

$$y(t) = a_0 t^7 + a_1 t^6 + a_2 t^5 + a_3 t^4 + a_4 t^3 + a_5 t^2 + a_6 t + a_7 \quad (4.3)$$

tem-se as condições iniciais dadas por:

$$y(0) = P_{in} \quad \dot{y}(0) = \ddot{y}(0) = \dddot{y}(0) = 0 \quad (4.4)$$

e

$$y(t_p) = D_p \quad \dot{y}(t_p) = \ddot{y}(t_p) = \dddot{y}(t_p) = 0 \quad (4.5)$$

considerando que P_{in} é a posição inicial do atuador, t_p é o tempo de deslocamento da trajetória polinomial e D_p é o deslocamento percorrido pelo atuador seguindo a trajetória polinomial.

A trajetória desejada y_d (4.6) considera inicialmente uma parada em $P_{in} = -0,07$ m, seguido de um trecho de deslocamento até a posição 0 m onde é feita uma nova parada, e posteriormente um novo deslocamento até a posição 0,07 m, fazendo ali uma outra parada e retornando através da função $-y_d$. Os trechos de parada e deslocamento, têm duração de t_p segundos, sendo utilizado o valor de $t_p = 5$ segundos. Os trechos de subida ou descida são caracterizados pelo polinômio de 7ª ordem, $y_{dp}(t)$ representado pela equação (4.6) e (4.7), para os respectivos valores de t_p .

$$y_d = \begin{cases} -0,07 & t \leq t_p \\ y_{dp}(t-t_p) - 0,07 & t_p < t < 2t_p \\ 0 & 2t_p \leq t \leq 3t_p \\ y_{dp}(t-3t_p) & 3t_p < t < 4t_p \\ 0,07 & 4t_p \leq t \leq 5t_p \\ -y_{dp}(t-5t_p) + 0,07 & 5t_p < t < 6t_p \\ 0 & 6t_p \leq t \leq 7t_p \\ -y_{dp}(t-7t_p) & 7t_p < t < 8t_p \end{cases} \quad (4.6)$$

$$y_{dp}(t) = \begin{cases} -1,79 \times 10^{-5} t^7 + 3,13 \times 10^{-4} t^6 - 1,88 \times 10^{-3} t^5 + 3,92 \times 10^{-3} t^4 \\ \text{para } t_p = 5s \end{cases} \quad (4.7)$$

Na Figura 26 observa-se o gráfico da trajetória desejada polinomial de 7ª ordem com tempo de parada e deslocamento de 5 segundos.

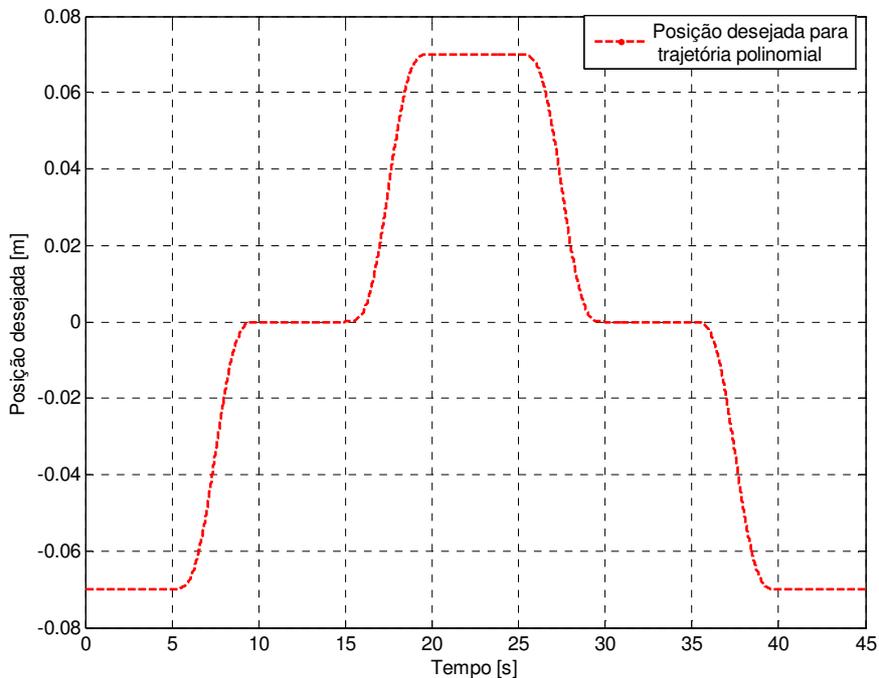


Figura 25 – Trajetória desejada polinomial

A segunda trajetória escolhida é a senoidal, descrita pela equação (4.8), em que a amplitude é de 0,07 m e o período é de 14 segundos. O principal objetivo da utilização da trajetória senoidal é avaliar o desempenho do controlador nos trechos de inversão de movimento.

$$y_{ds} = -0,07 \cos\left(\frac{\pi}{t_s} t\right) \quad (4.8)$$

Na Figura 27 observa-se o gráfico da trajetória desejada senoidal com período de 14 segundos.

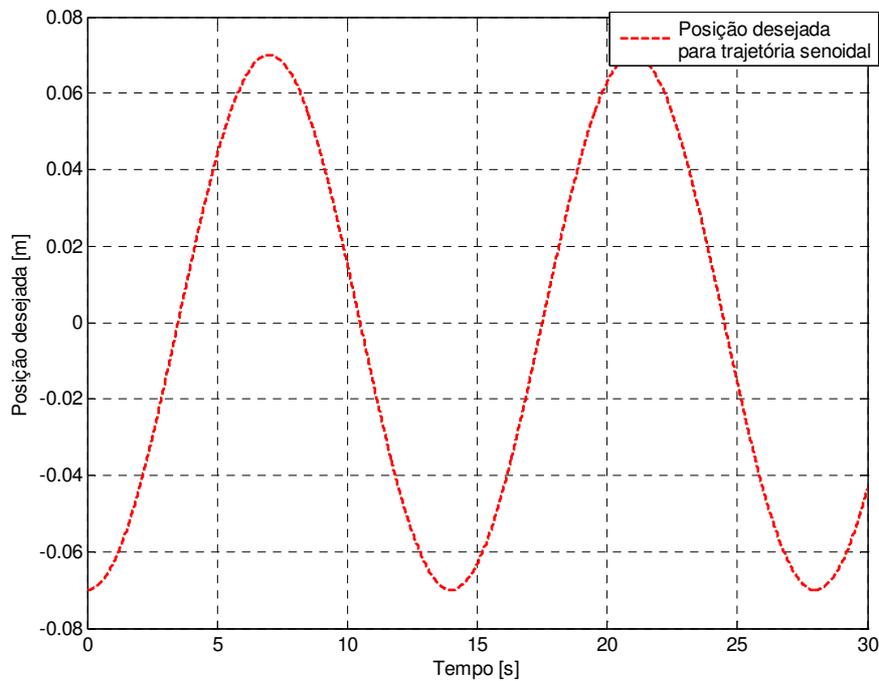


Figura 26 – Trajetória desejada senoidal, com período de 14 segundos

A simulação computacional do modelo descrito no capítulo 2, com o controle em cascata descrito no capítulo 3 é apresentada a seguir.

4.6 Implementação computacional do sistema controlado

As simulações computacionais descritas nas seções a seguir trazem uma comparação entre o modelo controlado com o controle cascata descrito na seção 3.3 e o controle clássico proporcional.

No controle proporcional, o sinal de controle u é diretamente proporcional ao erro de posição \tilde{y} . Este erro é considerado a diferença algébrica entre a posição medida e a posição desejada. Desta forma a saída do controlador depende apenas da amplitude do erro no instante de tempo, isto é,

$$u = k_{prop} \cdot \tilde{y} \quad (4.9)$$

onde k_{prop} é o ganho proporcional. Este ganho tem seu valor apresentado na Tabela 6.

O diagrama de blocos utilizado na implementação computacional do controle proporcional é mostrado na Figura 27. Os blocos referentes ao modelo matemático do atuador hidráulico são os mesmos descritos na seção 4.4.

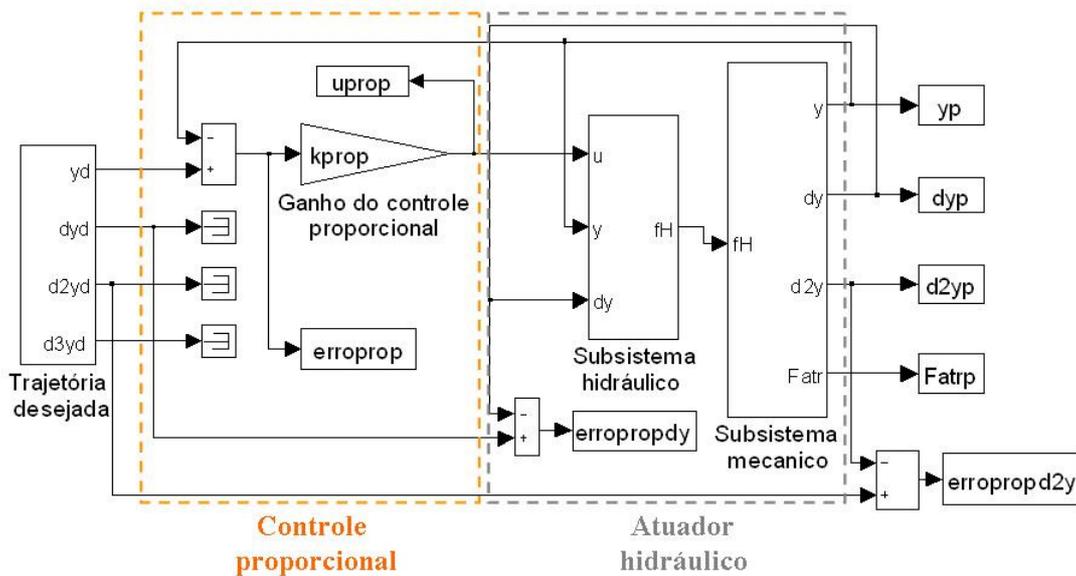


Figura 27 – Diagrama de blocos utilizado na implementação do controle proporcional

Para a implementação do controle em cascata proposto na seção 3.3 foi utilizado o diagrama de blocos da Figura 28, sendo que os blocos referentes ao modelo matemático do atuador hidráulico são os mesmos descritos na seção 4.4.

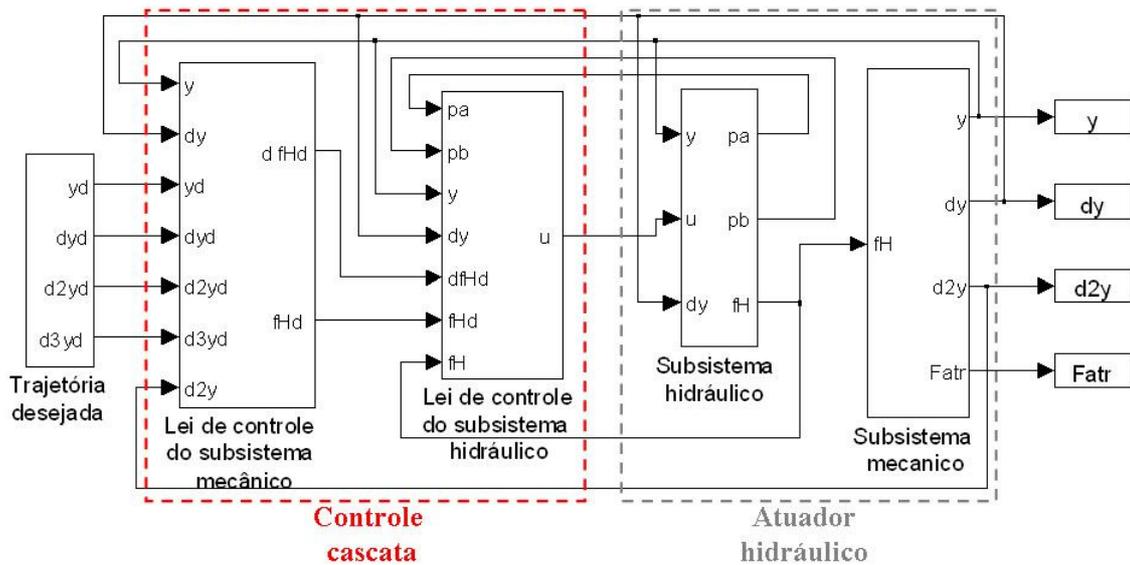


Figura 28 – Diagrama de blocos utilizado na implementação do controle cascata

4.7 Ajuste dos ganhos do controlador

A Tabela 5 traz os valores da matriz Q e da matriz P , descrita genericamente pela equação (3.28) e obtida resolvendo a equação algébrica de Riccati (3.6) através da função LQR do software MatLab e considerando as matrizes A (3.21), B (3.23) e R (3.27).

Tabela 5 – Valores das matrizes Q e P

Trajatórias	Matriz Q	Matriz P obtida
Polinomial e Senoidal	$\begin{bmatrix} 1 \times 10^{12} & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 1.414213 \times 10^9 & 0.001000 \times 10^9 \\ 0.001000 \times 10^9 & 0.000001 \times 10^9 \end{bmatrix}$

Os ganhos utilizados nos controladores foram escolhidos por tentativas, a partir de diversas simulações. O ganho k_p utilizado no controle do subsistema hidráulico, bem como os ganhos λ e k_{obs} utilizados no observador de atrito, descrito pela seção 3.5, têm seus valores apontados na Tabela 6, assim como o ganho k_{prop} .

Tabela 6 – Ganhos dos controladores Proporcional e Cascata

Controle proporcional	Controle cascata sem compensação de atrito e com compensação de atrito		
k_{prop}	k_p	λ	k_{obs}
30	70	30	20

No projeto do observador de atrito, aplica-se uma função sinal, cuja suavização é dada pela Equação (3.12). O ajuste desta suavização – k_v , é feito através da simulação computacional apresentada na Figura 30, confirmando que quanto maior o valor de k_v , melhor é sua aproximação da função sinal.

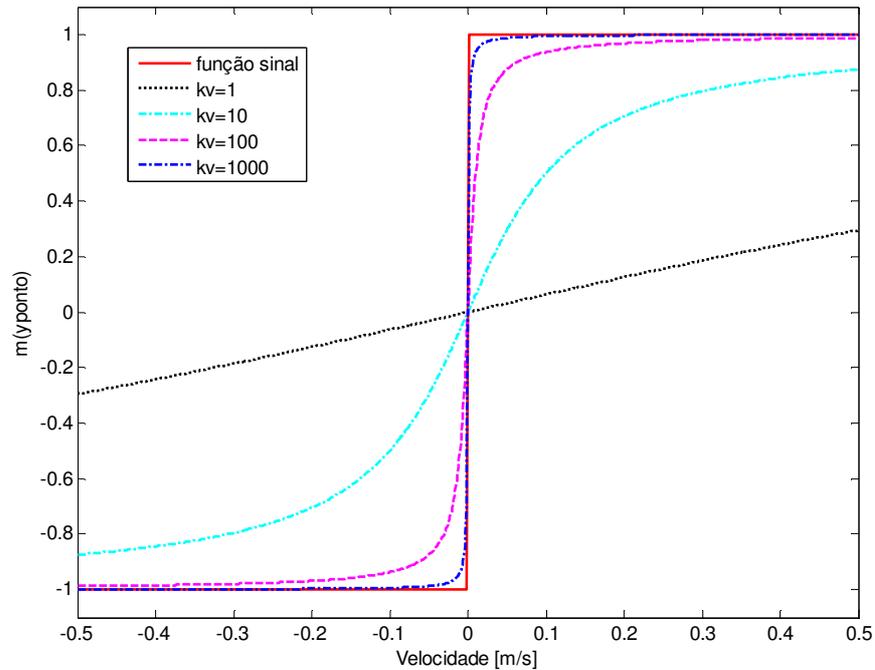


Figura 29 – Gráfico de ajuste do k_v , para suavização da função sinal

Utilizando os ganhos apresentados na Tabela 5 e o ajuste $k_v = 1000$, foram ‘rodados’ os diagramas de blocos produzindo os gráficos apresentados nas seções a seguir. Nas seções 4.8 e 4.9 estão apresentados os resultados obtidos com a aplicação do controlador em cascata desenvolvido no capítulo 3, com compensação de atrito e sem compensação de atrito, trazendo também uma comparação com o controle proporcional e os resultados da implementação do observador de atrito proposto na seção 3.5. Os gráficos

relativos à análise de estabilidade também são apresentados. Os resultados correspondem ao modelo matemático descrito no capítulo 2.

4.8 Resultados de simulação computacional com trajetória polinomial

A simulação do controle em malha fechada foi realizada com a aplicação de dois diagramas de blocos distintos: o controle proporcional (clássico), dado pela equação (4.9) e cujo diagrama de blocos foi apresentado na Figura 27 e o controle em cascata, descrito na seção 3.3, utilizado na simulação de duas condições: sem a compensação do atrito e com a compensação do atrito, cujo diagrama de blocos está exposto na Figura 28.

A seguir são apresentados os gráficos de seguimento de trajetória polinomial obtidos através da aplicação do controle proporcional e do controle cascata sem a compensação do atrito e com a compensação do atrito. A escolha desta trajetória deu-se tendo em vista analisar o comportamento do posicionamento do sistema nos trechos de parada. A trajetória desejada polinomial de 7ª ordem obedece às equações (4.7) e (4.8), tendo, os trechos de parada e deslocamento, duração de 5 segundos. O tempo de simulação foi regulado para 45 segundos.

A Figura 30 apresenta o gráfico do seguimento de trajetória do controle proporcional. Observa-se que há uma defasagem considerável entre a posição desejada e a realizada com o controle proporcional, mas o ganho proporcional, k_{prop} , não pode ser aumentado pelo fato de que quando utilizada a trajetória senoidal, se usado um ganho maior, ocorre instabilidade.

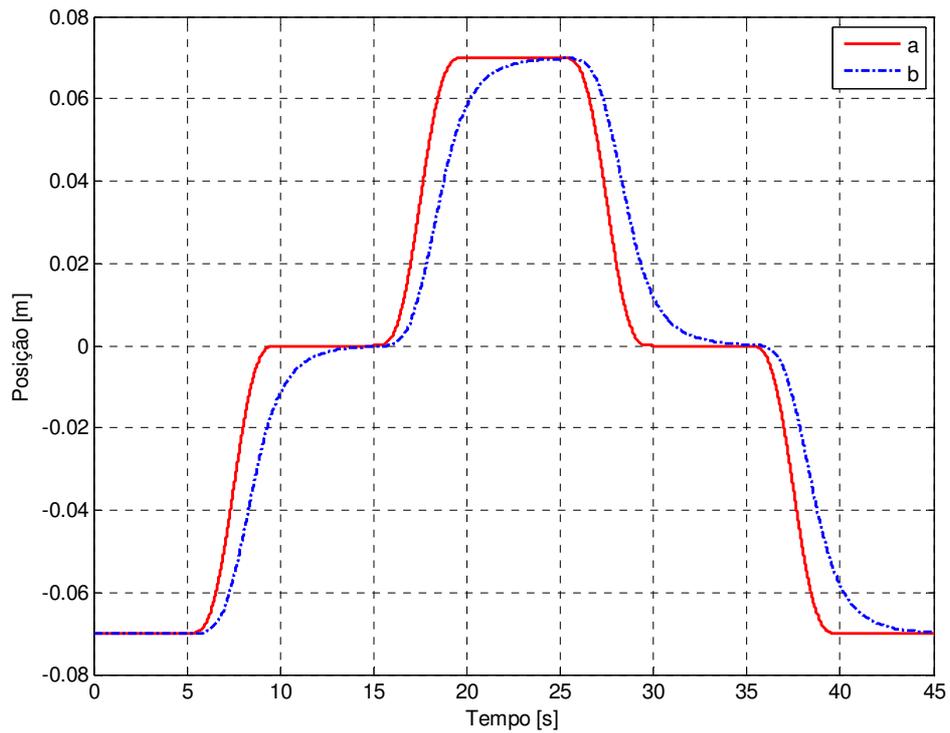


Figura 30 – Gráfico comparativo de seguimento de trajetória polinomial: (a) trajetória desejada e (b) trajetória realizada com controle proporcional

O gráfico apresentado na Figura 31 traz uma comparação do seguimento de trajetória polinomial com o uso do controle proporcional, do controle cascata sem compensação de atrito e do controle cascata com compensação de atrito.

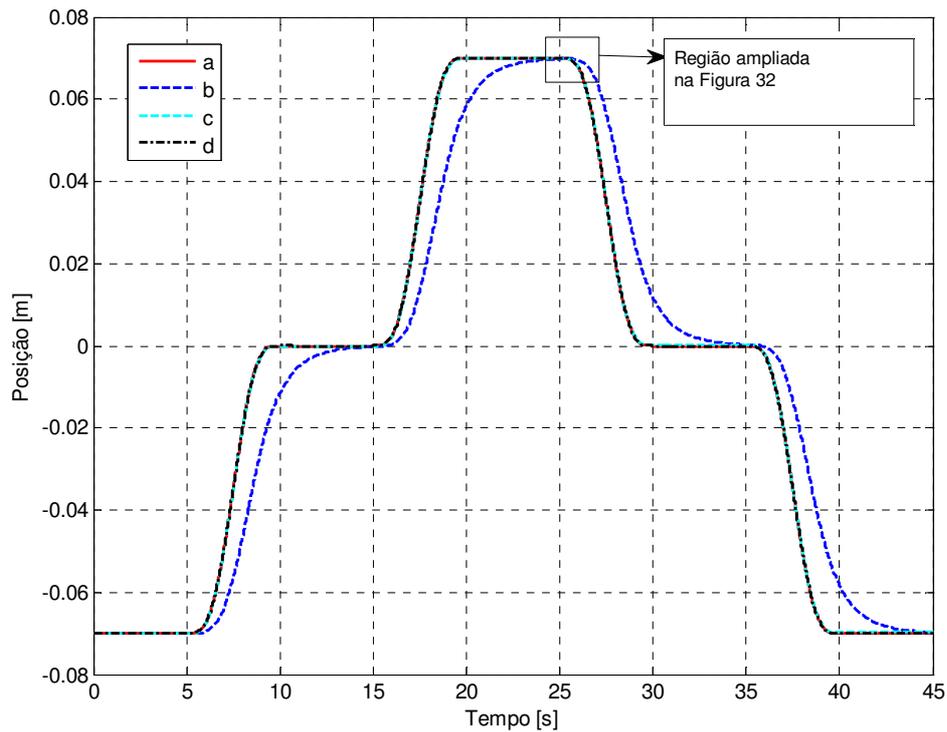


Figura 31 – Gráfico comparativo de seguimento de trajetória polinomial: (a) trajetória desejada, (b) trajetória realizada com controle proporcional, (c) trajetória realizada com controle cascata sem compensação de atrito e (d) trajetória realizada com controle cascata com compensação de atrito

Embora os resultados das posições com controle cascata sem a compensação do atrito e compensando o atrito pareçam muito próximos, na Figura 32 observa-se a diferença entre estes seguimentos de trajetória.

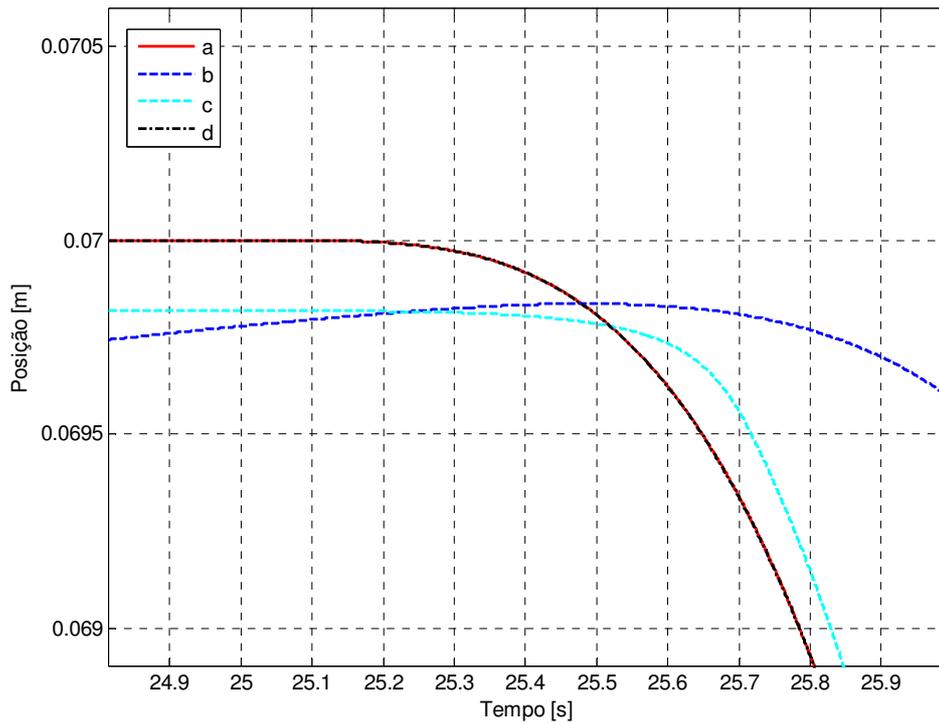


Figura 32 – Gráfico ampliado de seguimento de trajetória polinomial: (a) trajetória desejada, (b) trajetória realizada com controle proporcional, (c) trajetória realizada com controle cascata sem compensação de atrito e (d) trajetória realizada com controle cascata com compensação de atrito

Na Figura 33 e na Figura 34 são apresentados gráficos comparando o erro de posição do controle proporcional com o erro de posição do controle cascata sem a compensação de atrito (pior situação de controle cascata) e do erro de posição do controle cascata sem a compensação de atrito com o erro de posição do controle cascata com a compensação de atrito.

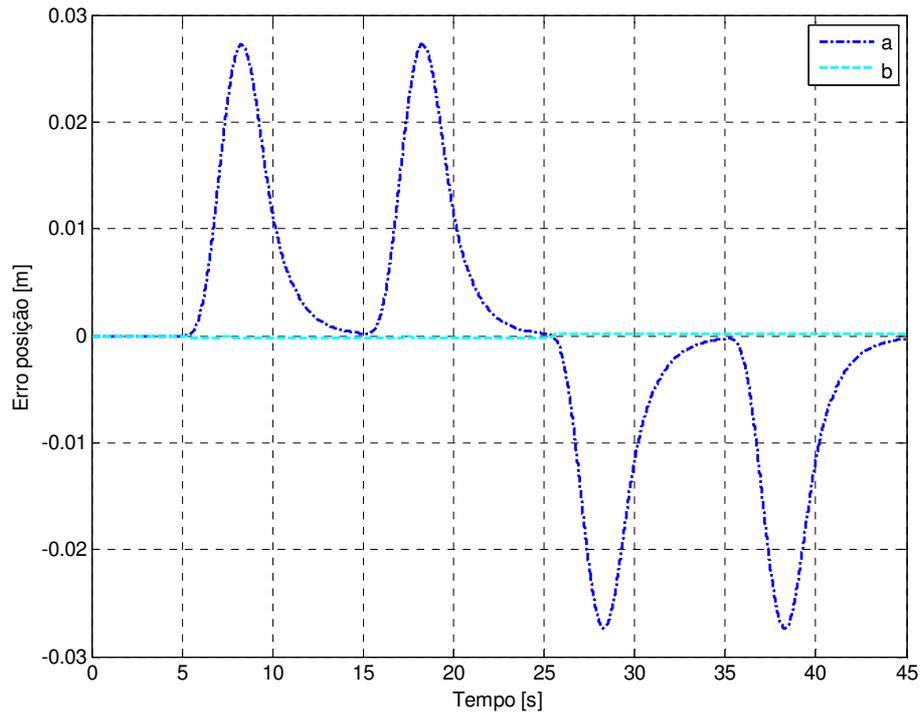


Figura 33 – Gráfico comparativo do erro de posição de trajetória polinomial: (a) com controle proporcional e (b) com controle cascata sem compensação de atrito

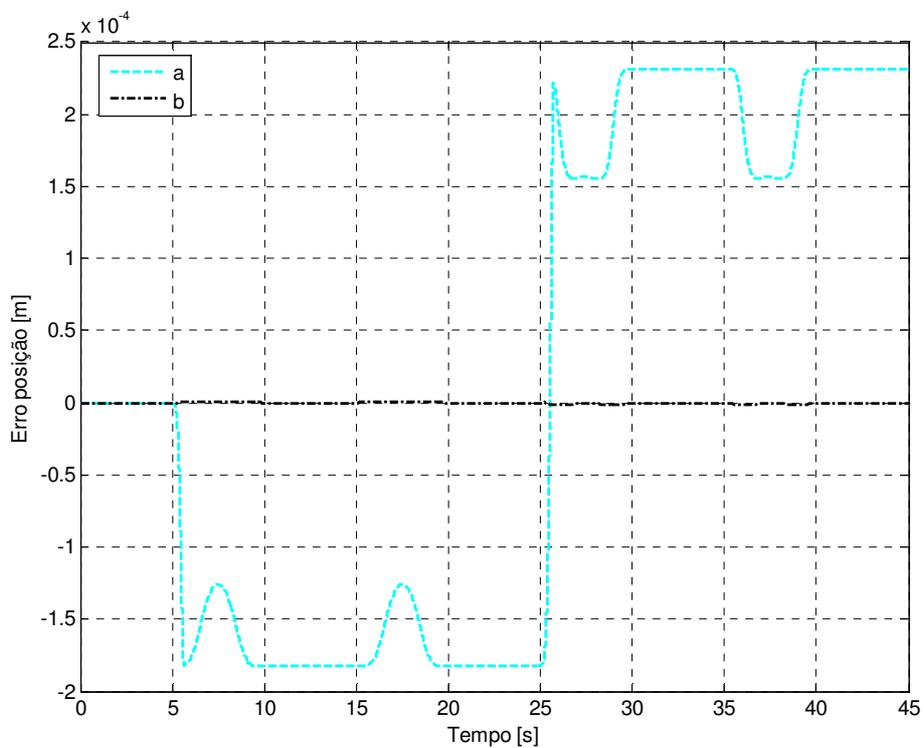


Figura 34 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória polinomial: (a) controle cascata sem a compensação de atrito e (b) controle cascata com compensação de atrito

O comportamento dos sinais de controle proporcional e cascata com e sem a compensação de atrito é apresentado na Figura 35. O sinal de controle proporcional não alcança 1,0 V, enquanto que o do controle cascata com e sem a compensação de atrito ultrapassa 1,3 Volts.

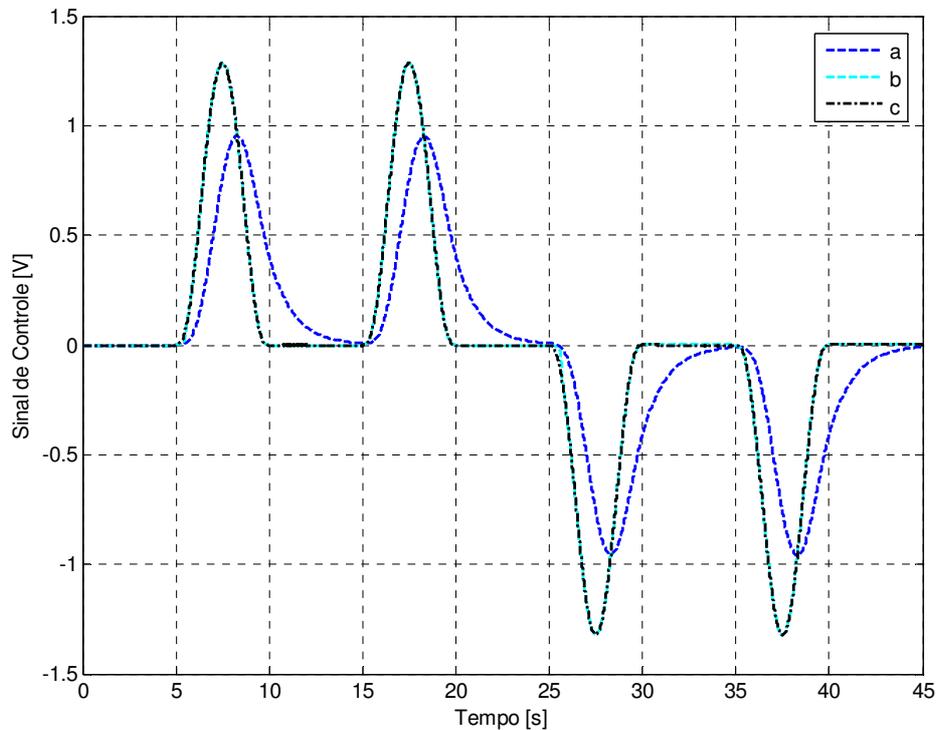


Figura 35 – Gráfico comparativo entre do sinal de controle para trajetória polinomial: (a) controle proporcional, (b) controle cascata sem compensação de atrito e (c) controle cascata com compensação de atrito

Através da análise dos gráficos de erros apresentados anteriormente, fica claro que, para a trajetória polinomial, o controle proporcional apresenta os maiores erros. Estes tendem a diminuir quando a simulação é feita com o controle cascata sem a compensação de atrito, mas ficam realmente menores quando da utilização do controle cascata com compensação de atrito. Isto ocorre porque o conjunto residual dos erros pode ser reduzido com a implementação do controle em cascata com compensação de atrito. A força de atrito estimada nesta situação é apresentada na Figura 36 e seu erro na Figura 37.

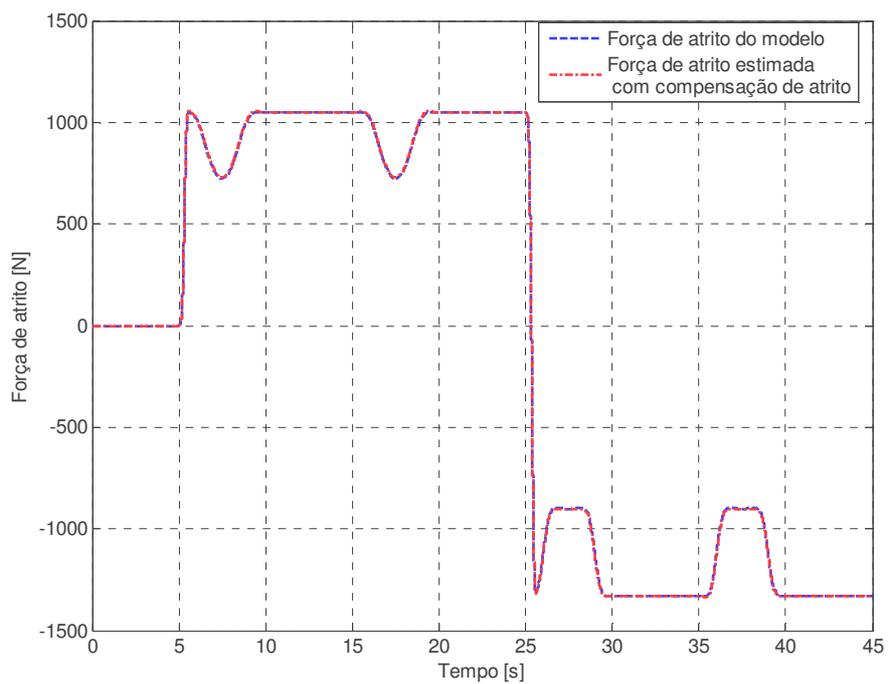


Figura 36 – Gráfico comparativo entre a força de atrito do modelo e a força de atrito estimada com compensação de atrito em trajetória polinomial

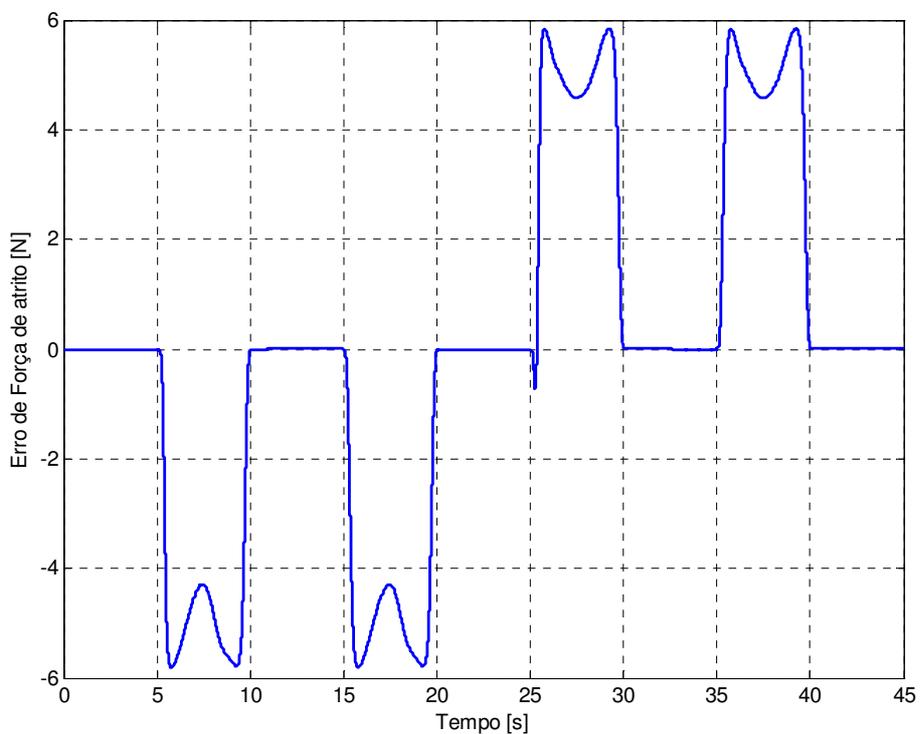


Figura 37 – Gráfico do erro de força de atrito com compensação de atrito em trajetória polinomial

A Figura 38 apresenta o seguimento de força hidráulica para a trajetória polinomial e as Figuras 39 e 40 o comportamento das vazões e das pressões nas câmaras do cilindro.

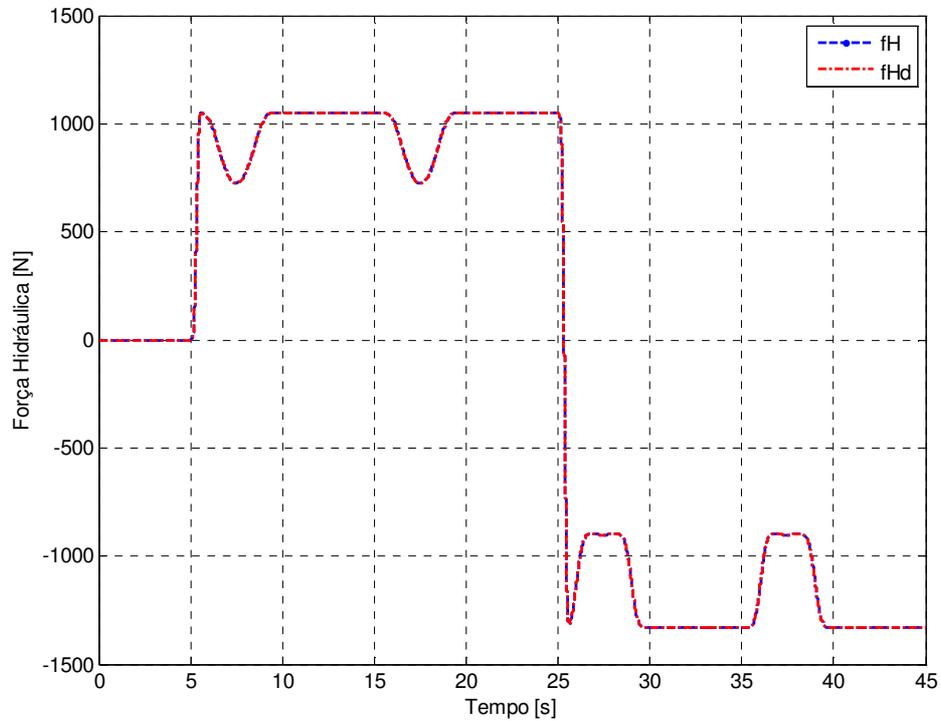


Figura 38 – Gráfico de seguimento de força hidráulica em trajetória polinomial

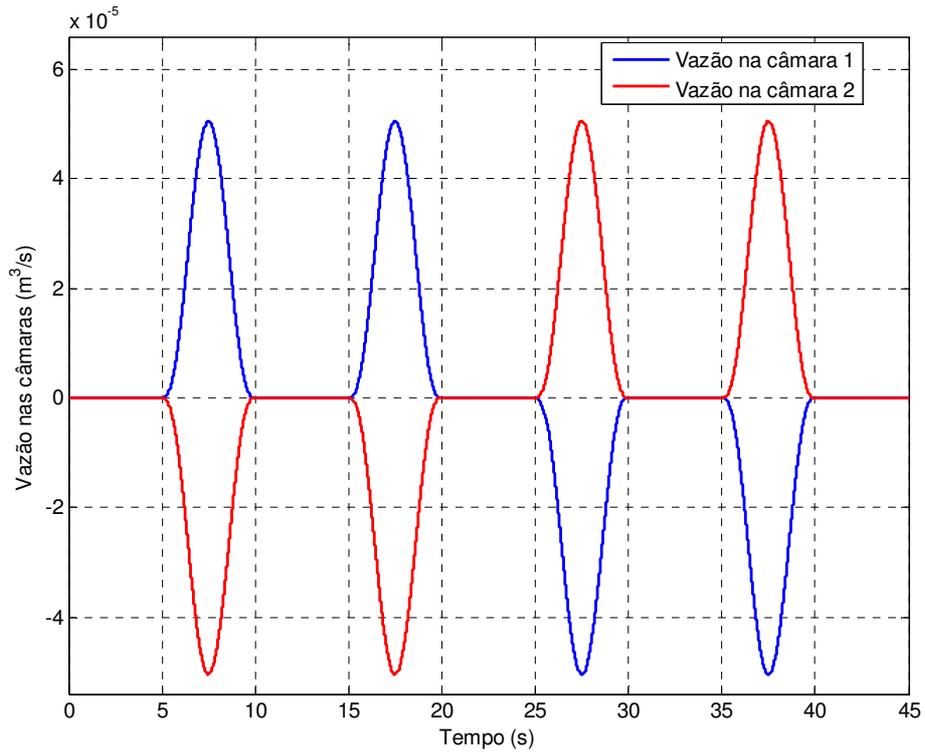


Figura 39 – Dinâmica da vazão nas câmaras do cilindro com trajetória polinomial

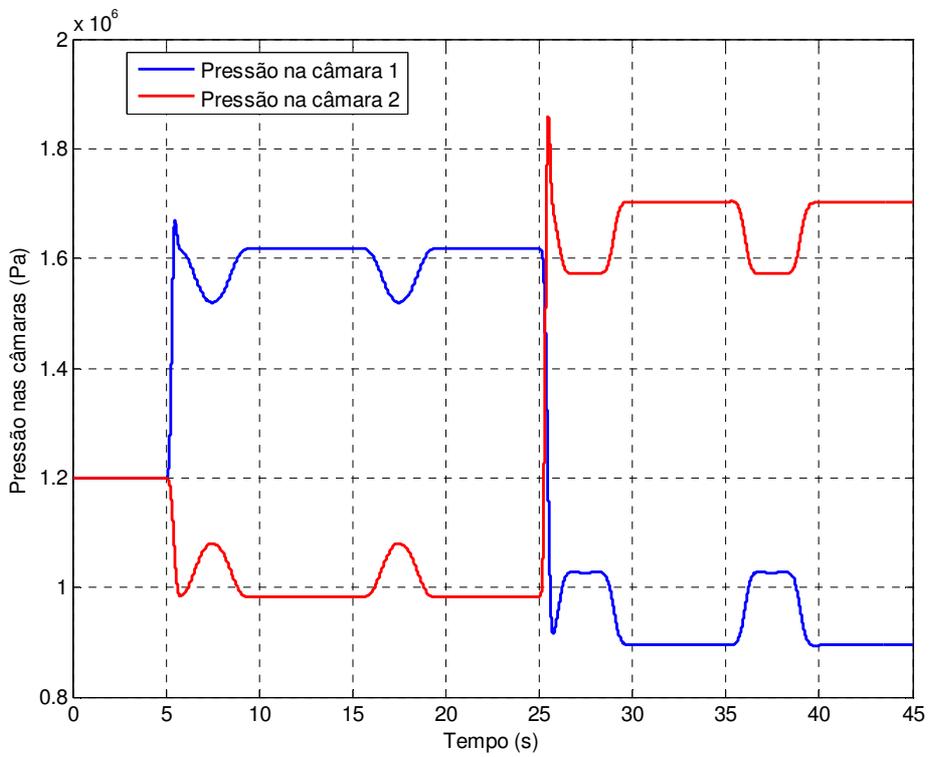


Figura 40 – Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro com trajetória polinomial

4.9 Resultados de simulação computacional com trajetória senoidal

As simulações direcionando o sistema a uma trajetória desejada senoidal, descrita pela equação (4.8) foram feitas com o objetivo de avaliar o desempenho do controlador cascata proposto neste trabalho, em comparação com o controlador proporcional, nos trechos de inversão de movimento.

A Figura 41 apresenta o gráfico de seguimento de trajetória senoidal do controle proporcional. Conforme informado anteriormente, apesar de haver uma considerável perda de posicionamento o aumento do ganho k_{prop} não pode ser realizado, pois causa instabilidade no sistema.

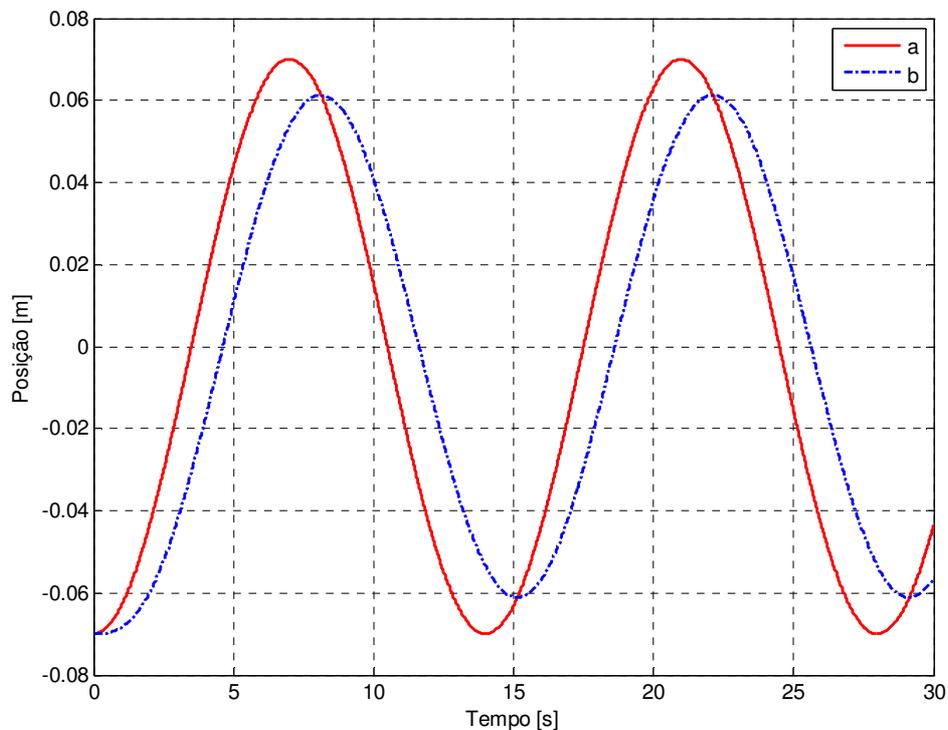


Figura 41 – Gráfico comparativo de seguimento de trajetória senoidal: (a) trajetória desejada e (b) trajetória realizada com controle proporcional

Na Figura 42 são apresentados os resultados para seguimento de trajetória senoidal do sistema ao longo do tempo de simulação com utilização dos controles proporcional, cascata sem compensação de atrito e cascata com compensação de atrito, onde se pode observar que a implementação do controle cascata faz com que o sistema se aproxime mais da trajetória desejada, se comparada ao controle proporcional. Isto se torna

ainda mais evidente quando realizada a compensação de atrito, o que a Figura 43 ilustra com clareza, apontando a perda de posicionamento quando não é realizada a compensação do atrito.

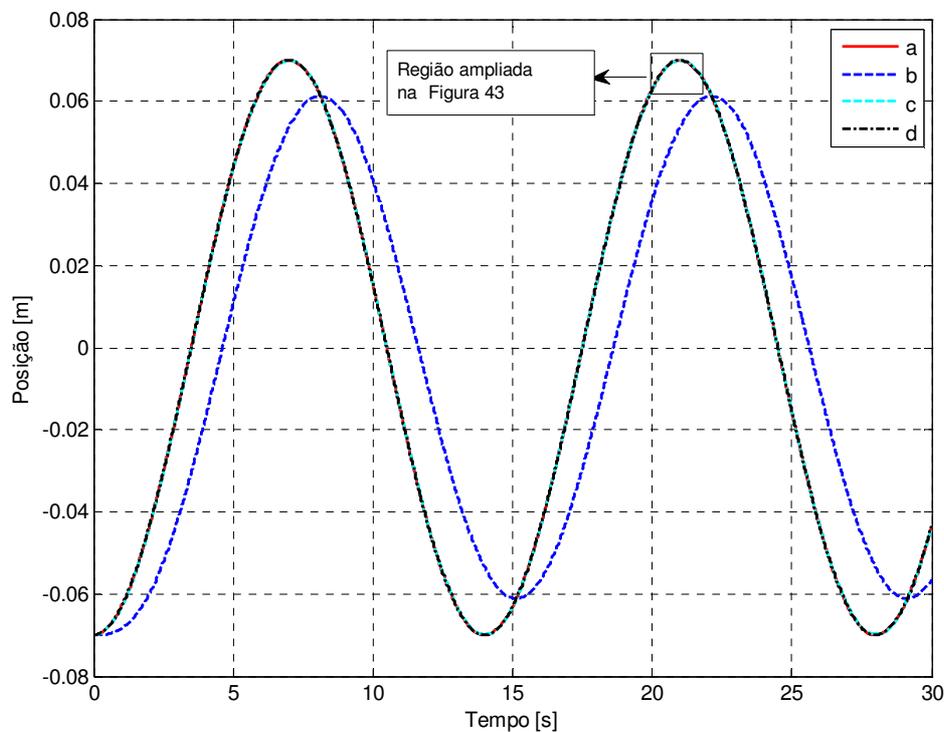


Figura 42 – Gráfico comparativo de seguimento de trajetória senoidal: (a) trajetória desejada, (b) trajetória realizada com controle proporcional, (c) trajetória realizada com controle cascata sem compensação de atrito e (d) trajetória realizada com controle cascata com compensação de atrito

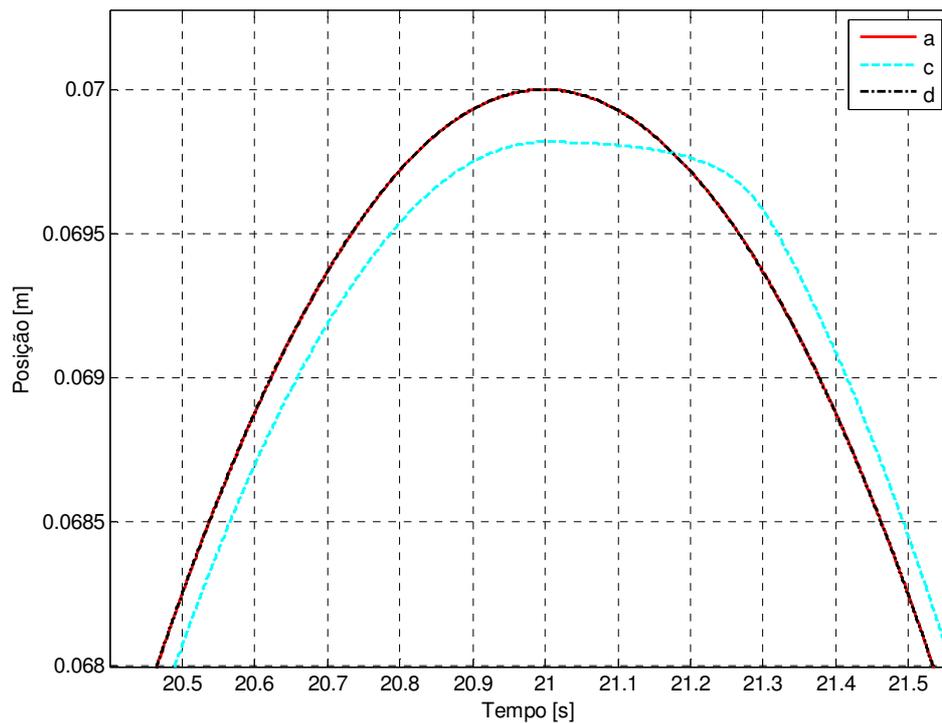


Figura 43 – Gráfico ampliado de seguimento de trajetória senoidal: (a) trajetória desejada, (c) trajetória realizada com controle cascata sem compensação de atrito e (d) trajetória realizada com controle cascata com compensação de atrito

A Figura 44 traz o gráfico comparando os erros de posição quando utilizados o controle proporcional e o controle cascata sem a compensação de atrito. Pode-se observar que com a utilização do controle cascata, mesmo sem compensar o atrito, o erro é bem menor. Na Figura 45 é apresentada a comparação entre os erros de posição com o uso do controle cascata sem a compensação de atrito e com a compensação de atrito.

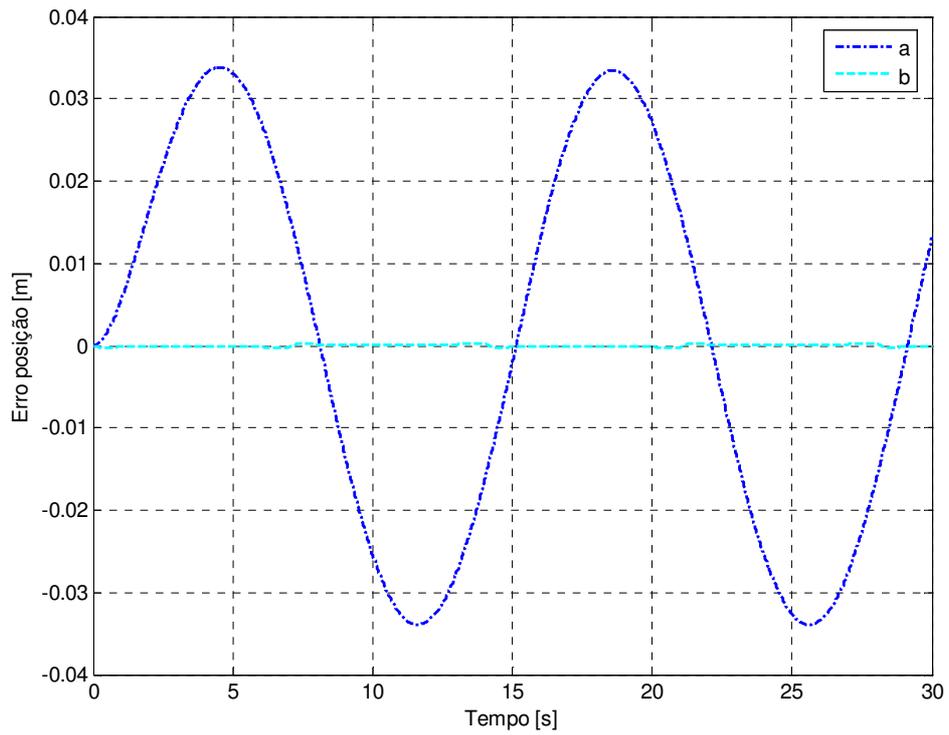


Figura 44 – Gráfico comparativo do erro de posição de trajetória senoidal: (a) com controle proporcional e (b) com controle cascata sem compensação de atrito

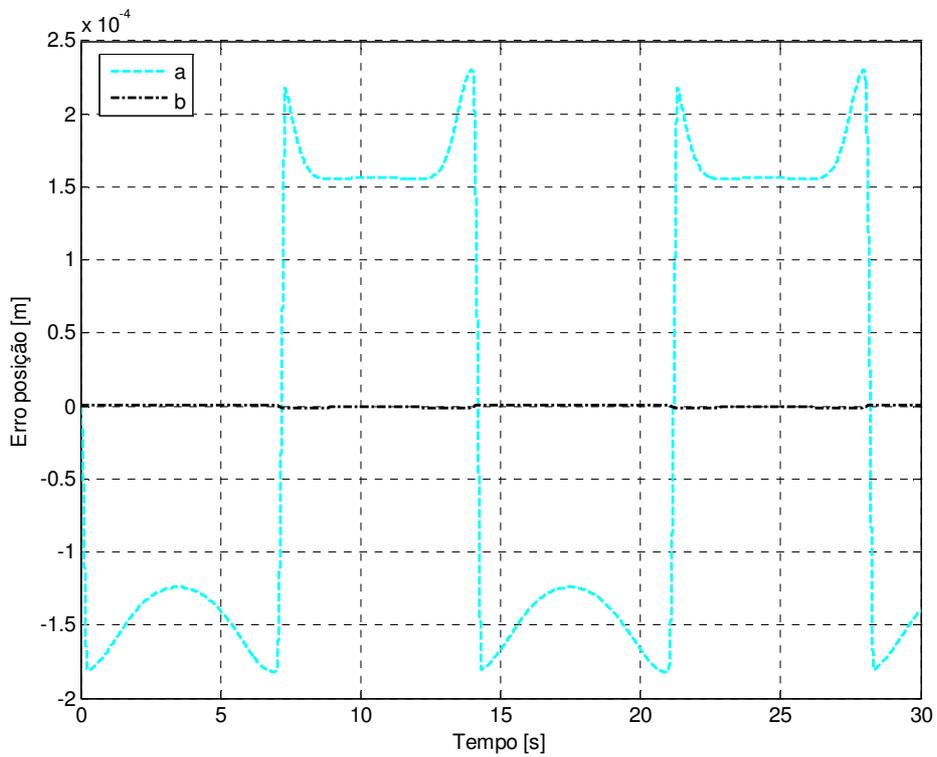


Figura 45 – Gráfico comparativo do erro de posição para trajetória senoidal: (a) controle cascata sem a compensação de atrito e (b) controle cascata com compensação de atrito

Na Figura 46 apresenta-se o gráfico com os comportamentos dos sinais de controle proporcional e cascata sem a compensação de atrito e com a compensação de atrito.

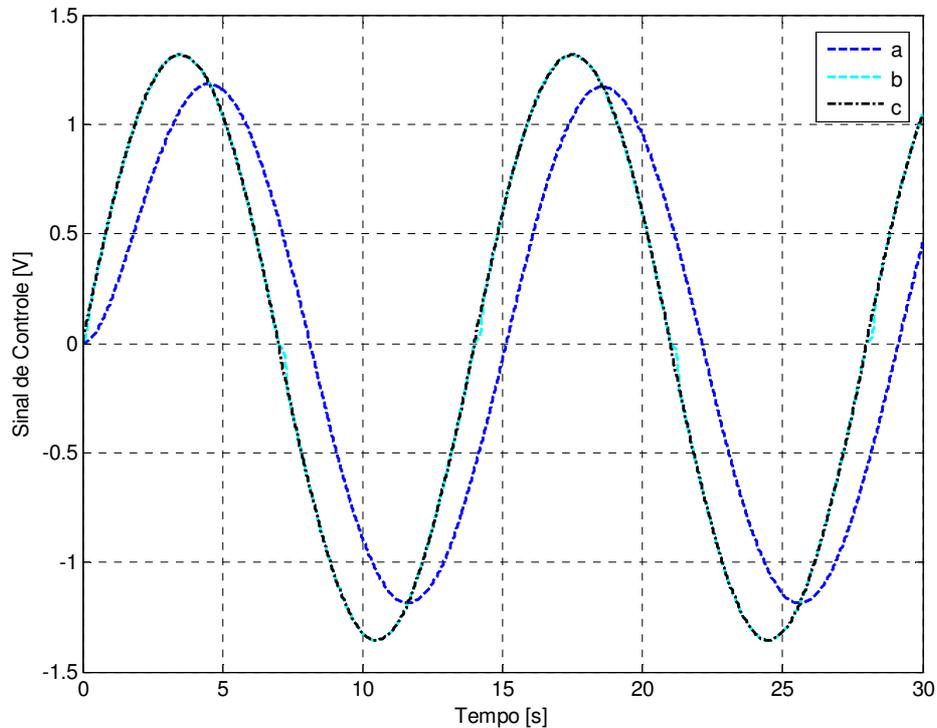


Figura 46 – Gráfico comparativo entre do sinal de controle para trajetória senoidal: (a) controle proporcional, (b) controle cascata sem compensação de atrito e (c) controle cascata com compensação de atrito

Assim como na trajetória polinomial, para a trajetória senoidal os erros também se intensificam quando utilizado o controle clássico proporcional, tendem a diminuir quando utilizado o controle cascata sem a compensação de atrito e ficam bem mais próximos de zero quando implementado o controle cascata com a compensação de atrito. Percebe-se novamente a influência da implementação do controle em cascata com compensação de atrito na redução do conjunto residual dos erros.

A Figura 47 traz a força de atrito estimada para a trajetória senoidal com a compensação de atrito e a força de atrito no modelo, enquanto que o erro de força de atrito é dado no gráfico da Figura 48. Através destes dois gráficos comprova-se a eficácia da compensação do atrito no modelo.

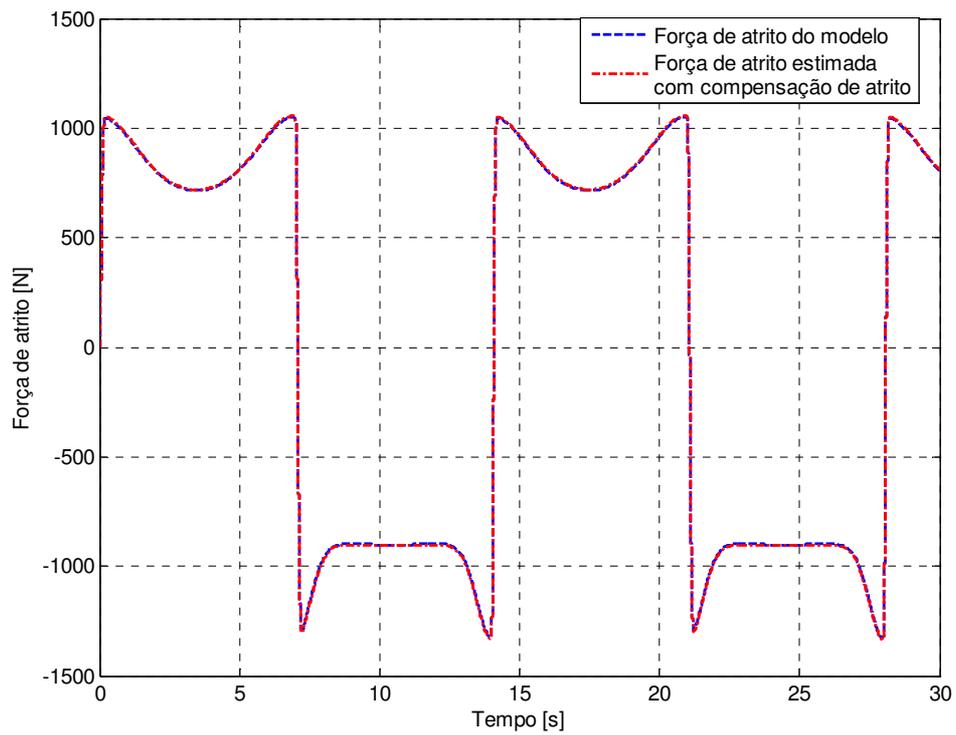


Figura 47 – Gráfico comparativo entre a força de atrito do modelo e a força de atrito estimada com compensação de atrito em trajetória senoidal

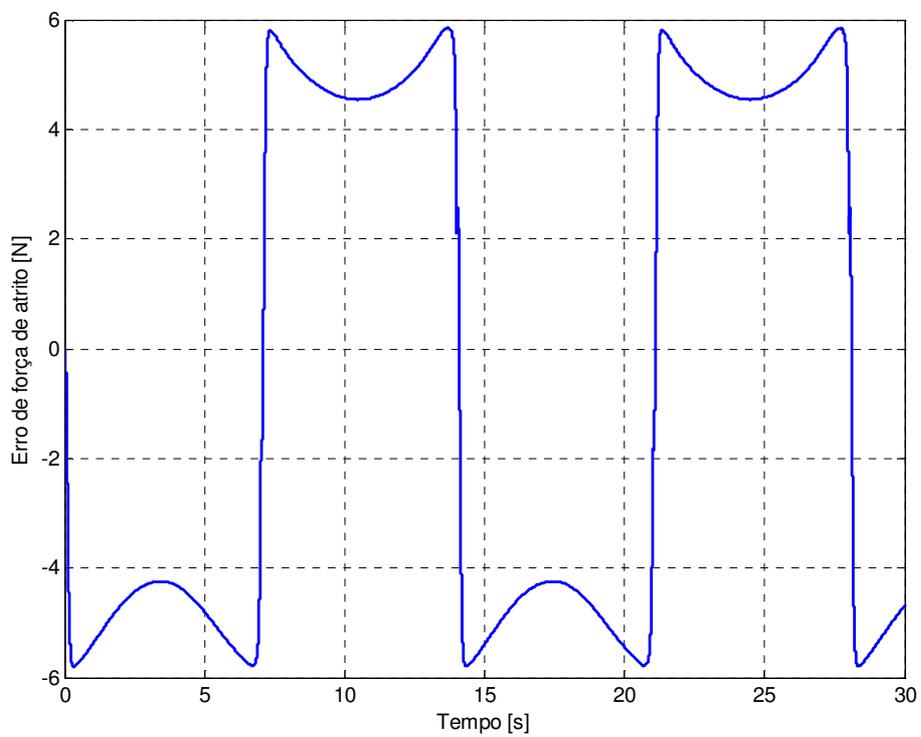


Figura 48 – Gráfico do erro de força de atrito com compensação de atrito em trajetória senoidal

As Figuras 49, 50 e 51 apresentam os gráficos de seguimento de força hidráulica, das vazões e das pressões, respectivamente, obtidos para a trajetória senoidal.

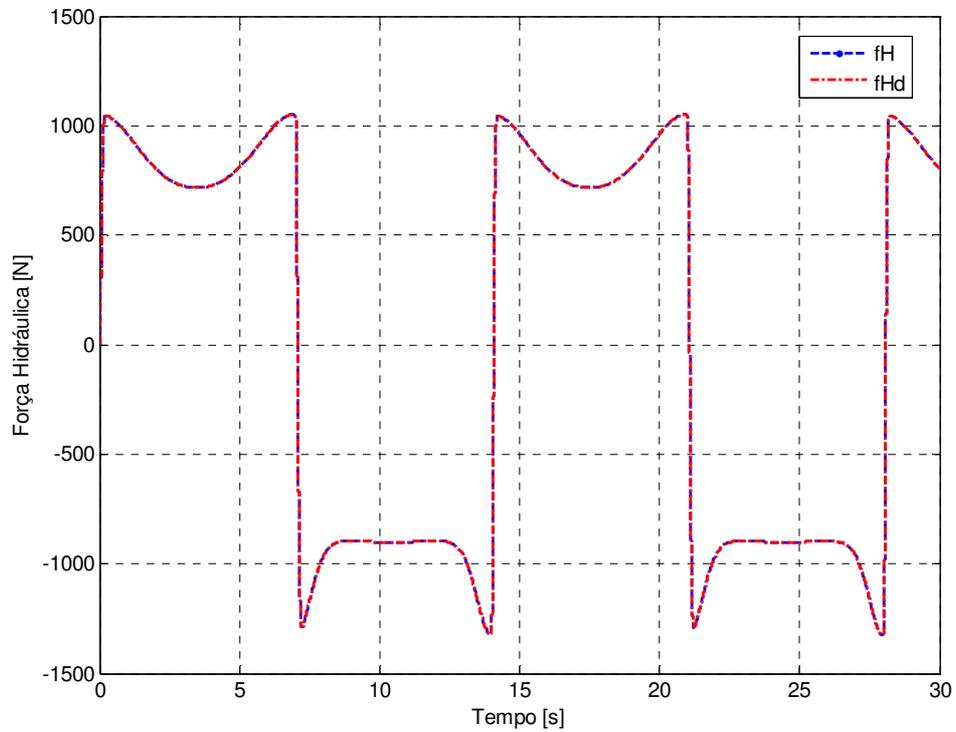


Figura 49 – Gráfico de seguimento de força hidráulica em trajetória senoidal

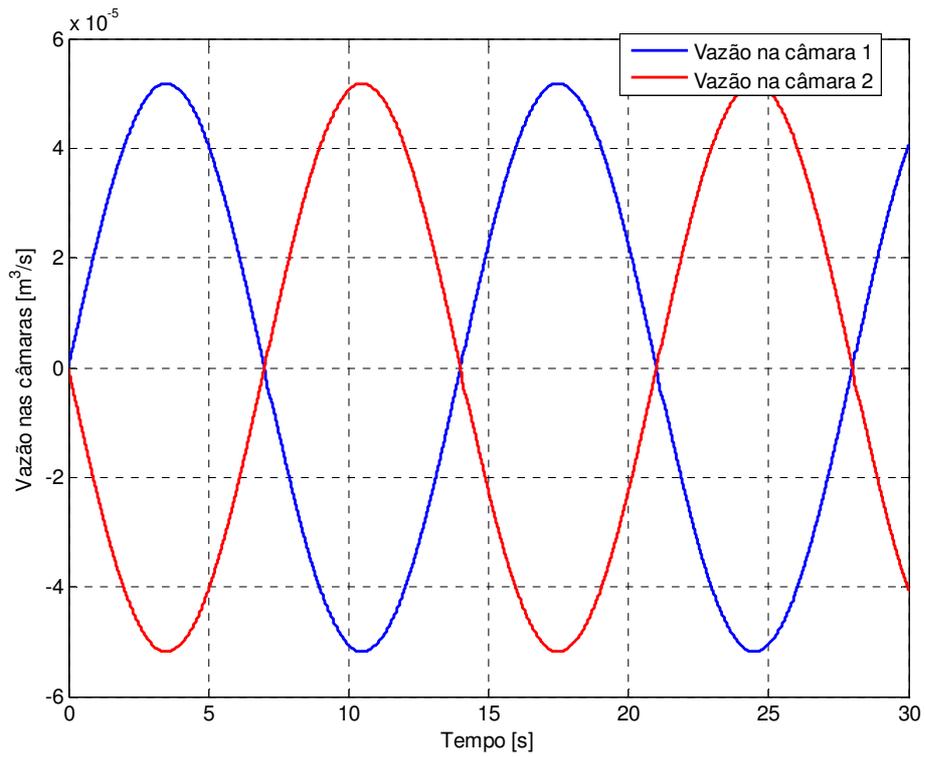


Figura 50 – Dinâmica da vazão nas câmaras do cilindro com trajetória senoidal

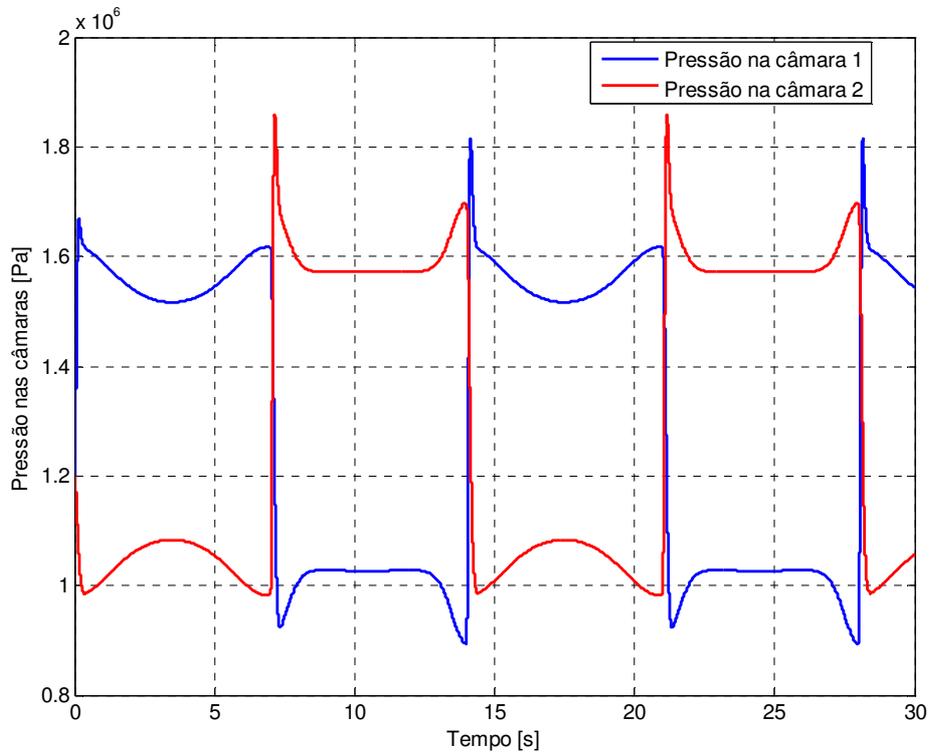


Figura 51 – Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro com trajetória senoidal

4.10 Resultados da análise de estabilidade

Conforme mencionado na seção 3.6, de acordo com o método direto de Lyapunov, se $h(t)$ for definida positiva e da seção 3.8, se \dot{V} for definida negativa, garante-se que o controle seja ótimo e o sistema Ω será assintoticamente estável com relação ao vetor de estados ρ .

Os gráficos que ilustram o comportamento de $h(t)$ mostram que esta é definida positiva, já os gráficos referentes à função \dot{V} ilustram a sua negatividade e tendência a estabilizar no ponto zero, satisfazendo a condição de estabilidade do controle.

A seguir apresentam-se os gráficos com os resultados da análise de estabilidade referentes à trajetória polinomial, sem e com a compensação de atrito.

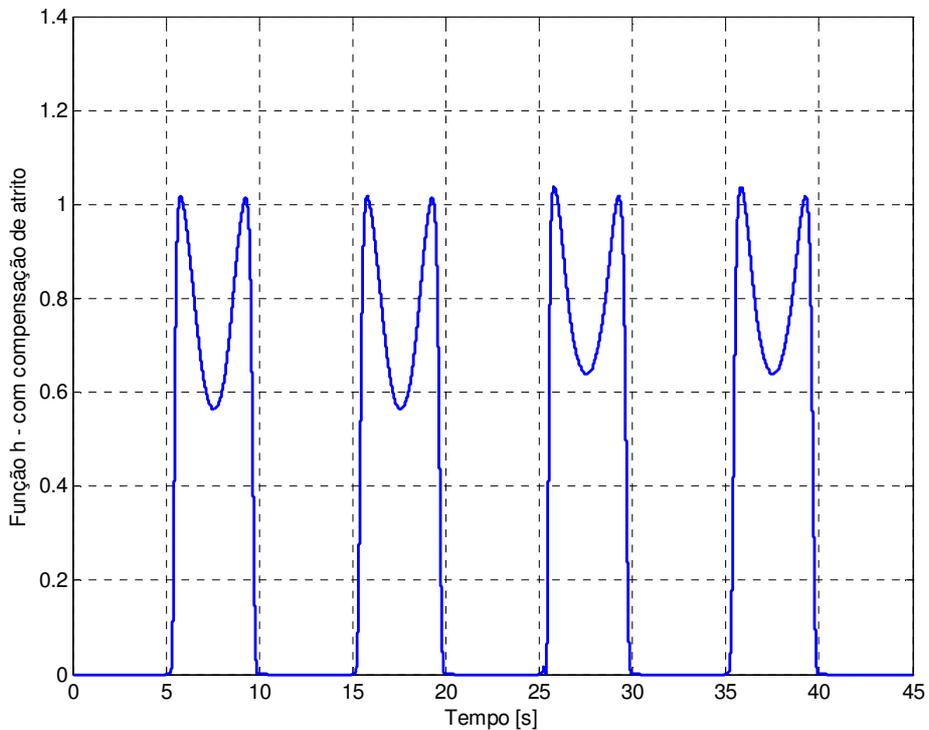


Figura 52 – Gráfico da função $h(t)$ com compensação de atrito para trajetória polinomial

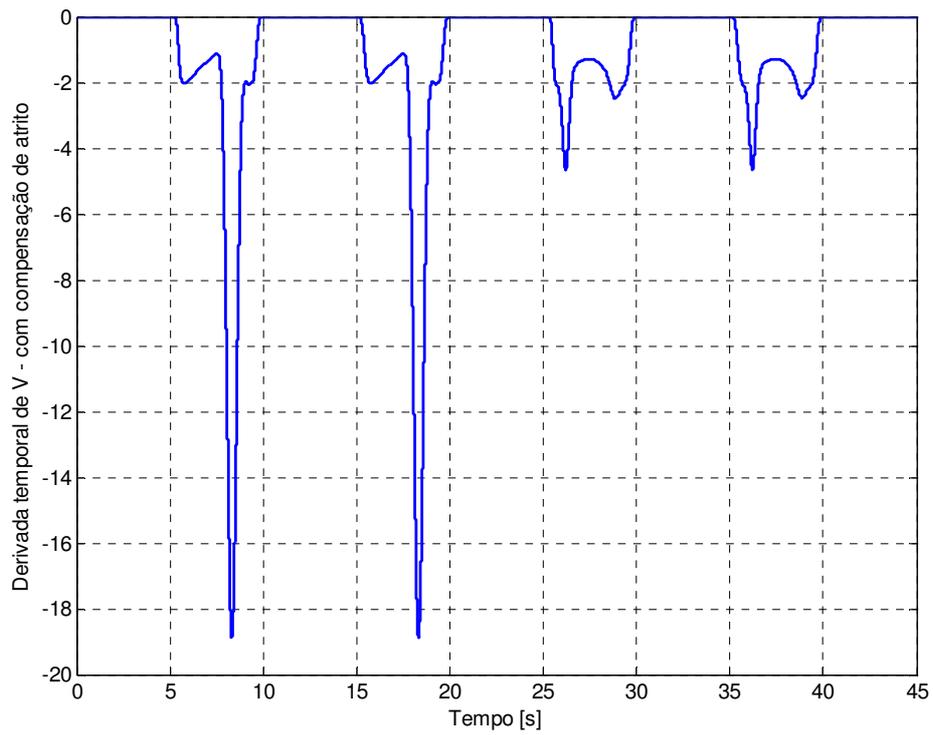


Figura 53 – Gráfico da derivada temporal de V , com compensação de atrito para trajetória polinomial

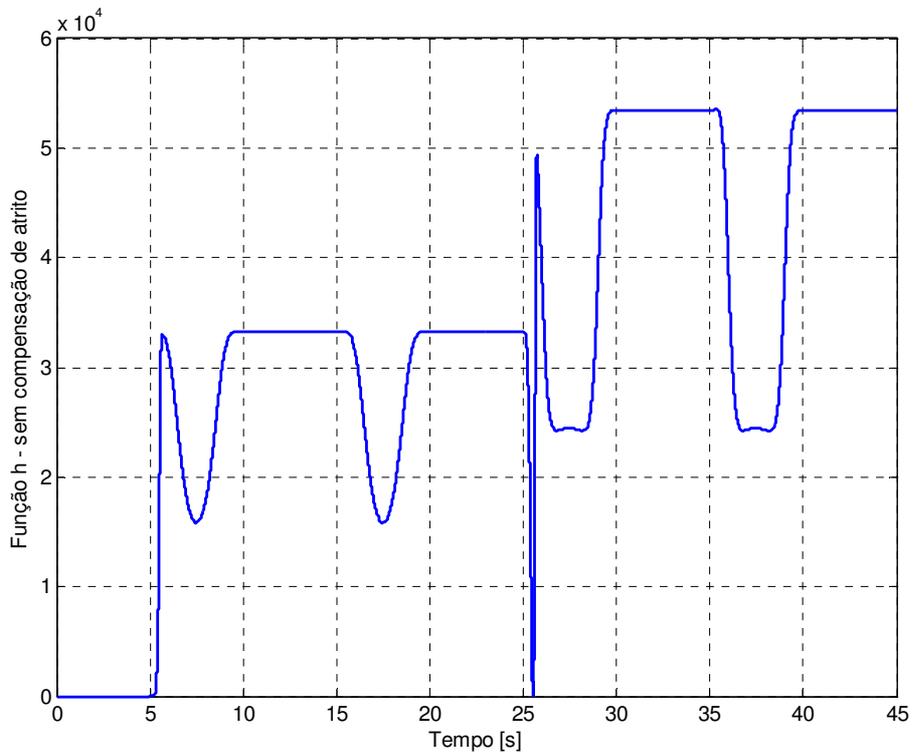


Figura 54 – Gráfico da função $h(t)$ sem compensação de atrito para trajetória polinomial

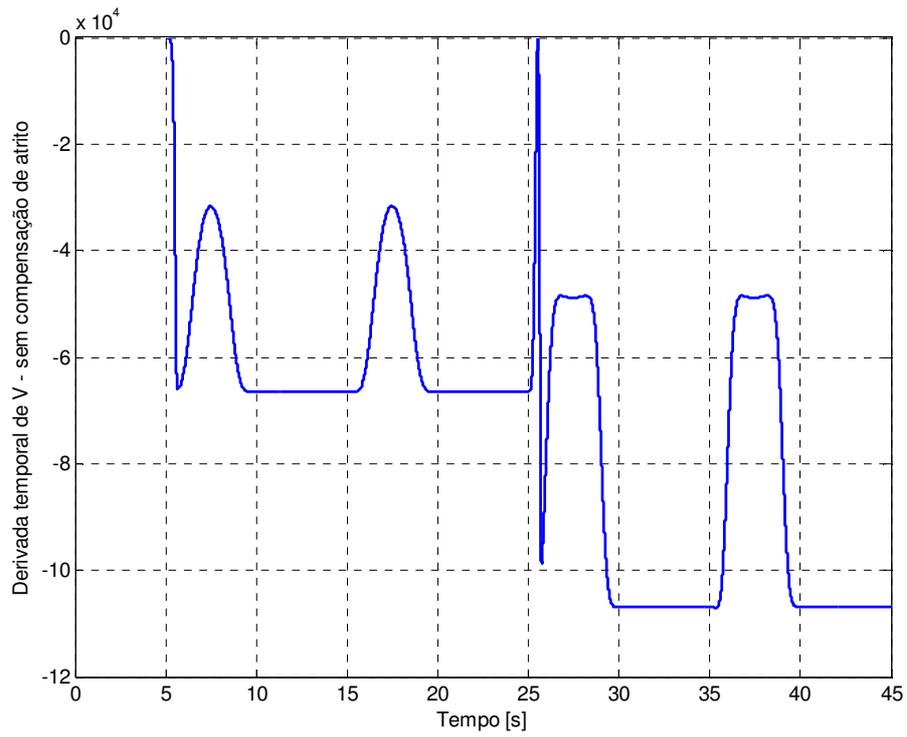


Figura 55 – Gráfico da derivada temporal de V sem compensação de atrito para trajetória polinomial

A seguir são apresentados os resultados da análise de estabilidade com a utilização de trajetória senoidal.

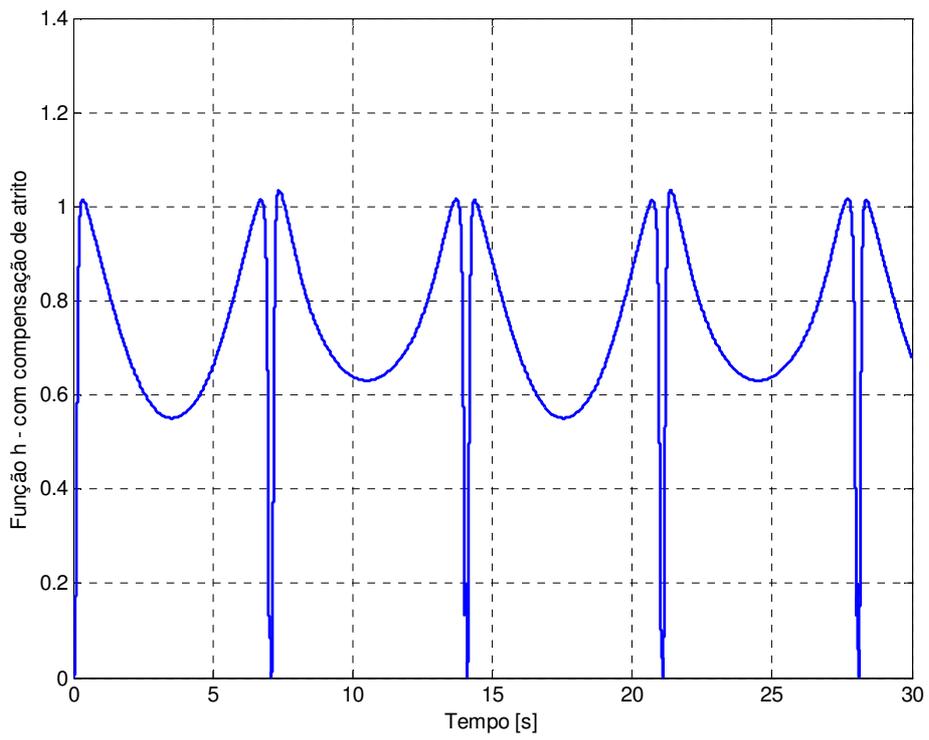


Figura 56 – Gráfico da função $h(t)$ com compensação de atrito para trajetória senoidal

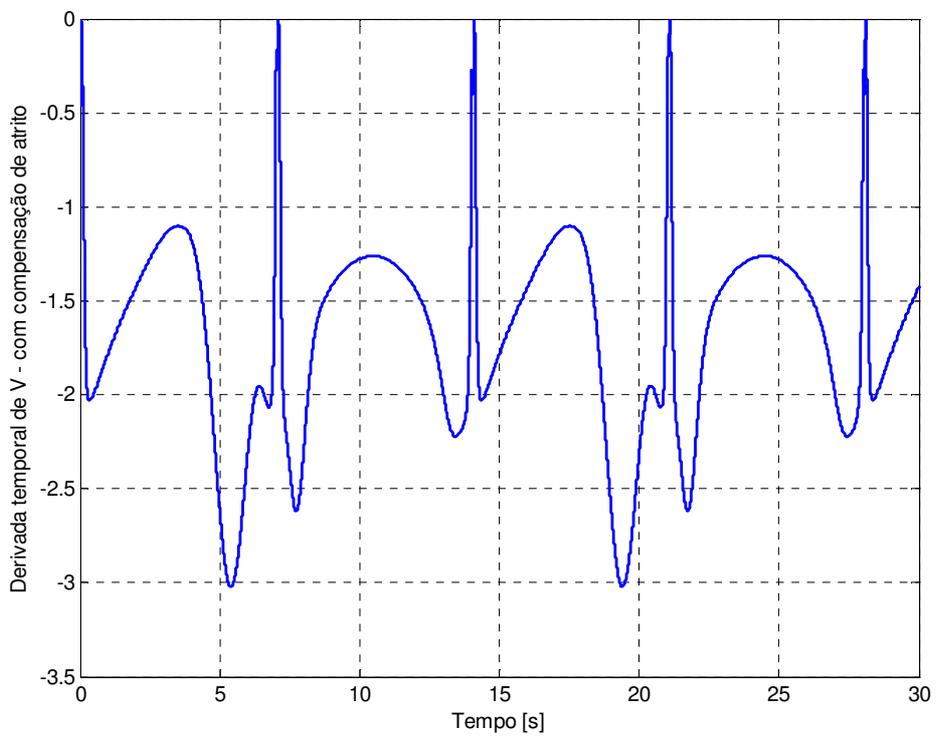


Figura 57 – Gráfico da derivada temporal de V com compensação de atrito para trajetória senoidal

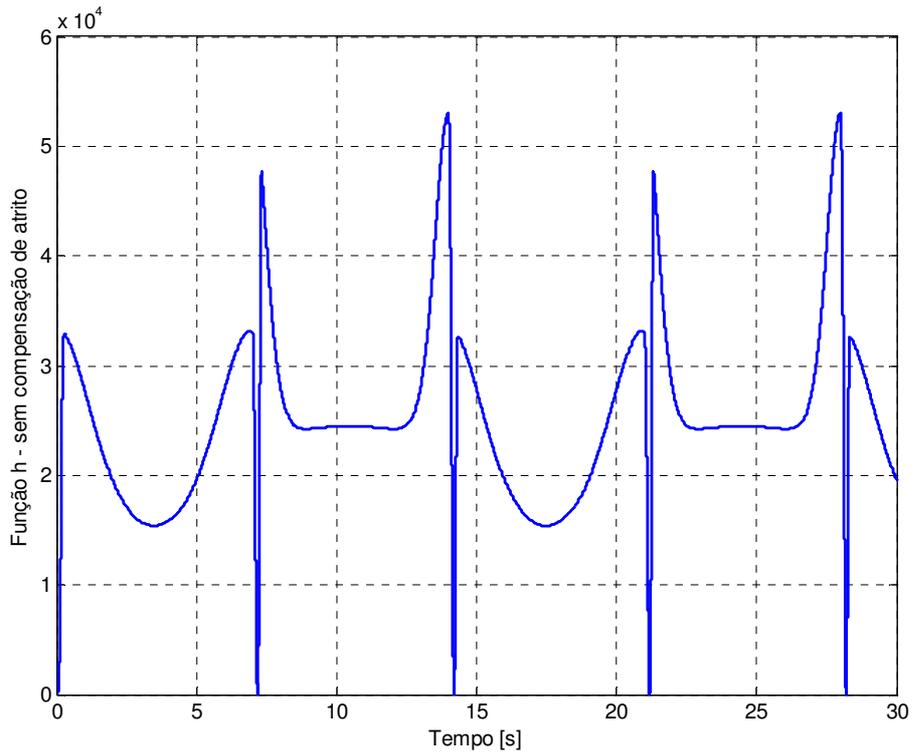


Figura 58 – Gráfico da função $h(t)$ sem compensação de atrito para trajetória senoidal

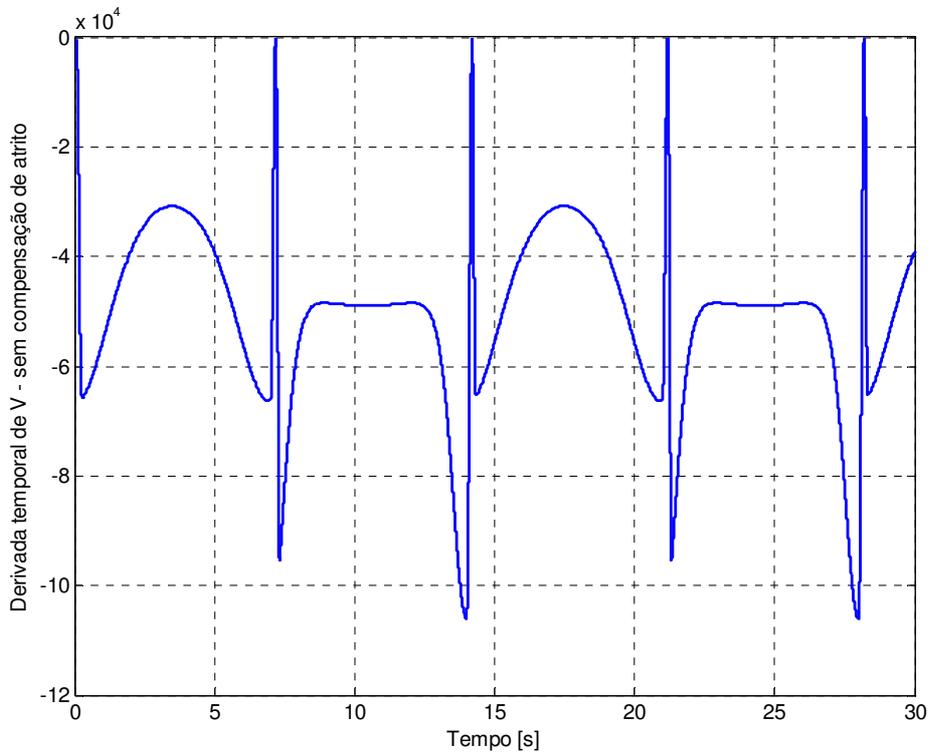


Figura 59 – Gráfico da derivada temporal de V sem compensação de atrito para trajetória senoidal

4.11 Discussão

Neste capítulo apresentou-se inicialmente uma descrição da bancada hidráulica e de seus parâmetros utilizados para a realização da identificação dos parâmetros de atrito, empregados na simulação computacional do modelo e também na validação experimental do mesmo. Os resultados da validação experimental ilustram a eficiência do modelo adotado e da metodologia proposta para a implementação dos diagramas de blocos e permitem observar o comportamento dinâmico do atuador hidráulico, validando o modelo matemático considerado.

A seguir foi apresentado o planejamento das trajetórias desejadas para a simulação em malha fechada, escolhidas a fim de que fosse possível analisar o desempenho do controle cascata proposto no seguimento de trajetórias e testes de posicionamento, do posicionamento do sistema nos trechos de parada e nos trechos de inversão de movimento.

Os resultados de simulação em malha fechada apresentados foram obtidos com a utilização do controlador clássico proporcional e do controlador cascata. A utilização do controle clássico proporcional serviu como base comparativa para a estratégia de controle cascata proposta.

Os resultados das simulações computacionais demonstram a eficiência do controlador cascata proposto, devido ao fato deste apresentar erros muito pequenos e também muito pouca instabilidade durante as simulações. Os resultados obtidos para a análise de estabilidade comprovam que o sistema em malha fechada é assintoticamente estável, o que garante a utilização do controle cascata proposto na seção 3.3.

Os resultados obtidos na validação experimental do atuador hidráulico em malha aberta foram publicados em Miotto et al. (2008b).

5 CONCLUSÕES

Esta dissertação apresenta a modelagem matemática e o estudo do comportamento dinâmico do atrito em um atuador hidráulico com uma nova proposta de estratégia de controle em cascata incluindo a utilização de um observador de atrito. O atuador hidráulico considerado é composto por uma válvula proporcional de controle direcional com quatro ressaltos e de centro supercrítico e um cilindro hidráulico simétrico, resultando num modelo não linear de 5ª ordem que descreve o comportamento do atuador hidráulico incluindo a dinâmica do atrito, descrito pelo modelo LuGre, conforme Canudas *et al.* (1995).

Foi apresentado um controlador em cascata que combina leis de controle para cada subsistema do atuador: o mecânico e o hidráulico. No subsistema mecânico utilizou-se a metodologia de controle ótimo linear por realimentação para sistemas não lineares, proposta por Rafikov e Baltazar (2005). O projeto de controle do subsistema hidráulico é estabelecido a partir da técnica de linearização por realimentação proposta por Slotine e Li (1991).

Um observador de atrito foi implementado no subsistema mecânico tendo em vista compensar o atrito e conseqüentemente reduzir os erros de seguimento de trajetória.

A validação experimental do modelo foi um passo importante e os resultados obtidos ilustram a eficiência do modelo proposto no capítulo 2.

A estabilidade global do sistema em malha fechada foi analisada e constatou-se que o sistema é estável.

Os resultados de simulação computacional foram obtidos utilizando-se o *software* MatLab/Simulink. Foram comparados os resultados de dois modelos de controladores: o controlador proporcional e o controlador em cascata proposto no capítulo 3. O controlador em cascata foi testado em duas situações distintas: sem compensação do atrito e com a compensação do atrito. Verificaram-se as limitações do controlador proporcional, bem como os bons resultados obtidos na implementação do controlador em cascata. Estes bons resultados aparecem principalmente e de forma mais intensa quando é realizada a

compensação do atrito, mas também estão presentes quando não é realizada a compensação do atrito.

Podem-se ressaltar as seguintes contribuições dadas nesta dissertação:

- proposta do observador de atrito, visando a compensação dos efeitos do atrito;
- validação experimental do modelo considerado;
- validação do controlador em cascata proposto, através de simulação computacional.

Para prosseguimento deste trabalho sugere-se:

- validação experimental do controle em cascata proposto em uma bancada de testes;
- aplicação do controlador proposto para um atuador com cilindro assimétrico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACHO, Leonardo; IURIAN, Claudiu; IKHOUANE, Faycal; RODELLAR, José. **Robust-Adaptive Control of Mechanical Systems with Friction: Application to an Industrial Emulator**. In ACC: American Control Conference. New York, 2007, p. 5970 – 5974.

AHN, Kyoung Kwan; TRUON, Dinh Quang; SOO, Yoon Hong. **Self Tuning Fuzzy PID Control for Hydraulic Load Simulator**. In: International Conference on Control, Automation and Systems 2007. Seoul, Korea, 2007, p. 345 – 349.

AYALEW, Beshahwired. **Robustness to Friction Estimation for nonlinear position control of an electrohydraulic actuator**. In: ACC: American Control Conference. New York, 2007, p. 100-105.

BASSANEZZI, Rodney Carlos. **Ensino aprendizagem com modelagem matemática: uma nova estratégia**. São Paulo: Contexto, 2002. 389 p.

BAVARESCO, Delair. **Modelagem matemática e controle de um atuador pneumático**. 2007. 107 p. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, mar. 2007.

BRAVO, Rafael Rivelino da Silva. **Modelagem e análise de válvulas-cartucho**. 2002. 172 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, ago. 2002.

CANUDAS-DE-WIT, Carlos; OLSSON, Henrik; ÅSTRÖM, Karl Johan; LISCHINSKY, Pablo. **A new model for the control of systems with friction**. In: IEEE Transactions on automatic control, v. 40, nº 3, [S.l.], 1995, p. 419 - 425.

CANUDAS DE WIT, Carlos; LISCHINSKY, Pablo. Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model. **International Journal of Adaptive Control and Signal Processing**. v.11, Grenoble, 1997, p. 65 – 80.

CARMO, Paulo Francisco do. **Proposta de modelo para descrição da vazão em válvulas direcionais proporcionais, com efeito de vazamento**. 2003. 134 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, mai. 2003.

CASANOVA, Christiano Corrêa. **Modelagem e compensação de atrito em robôs manipuladores com flexibilidades nas juntas: identificação, análise e resultados experimentais**. 2007. 129 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, ago. 2007.

CHEN, C. Y.; Liao, P. S. **Fuzzy Controller Design for Positioning and Synchronization of Electrohydraulic System**. In: IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, Statesboro, Geórgia, 2007, p. 971 – 976.

CORNEJO, Cecilia; ALVAREZ-ICAZA, Luis. **A nonlinear friction model for the passivity-based control of underactuated mechanical systems**. In: 46th IEEE Conference on Decision and Control, New Orleans, 2007, p. 3859 – 3864.

CUNHA, Mauro André Barbosa. **Controle em cascata de um atuador hidráulico: contribuições teóricas e experimentais**. 2001. 199 p. Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, abr. 2001.

CUNHA, Mauro André Barbosa; GUENTHER, Raul; DE PIERI, Edson Roberto; DE NEGRI, Victor Juliano. Design of cascade controllers for a hydraulic actuator. In: **International Journal of Fluid Power**, v. 3 n°2. 2002, p. 35-46.

DAHL, P. R. **A Solid Friction Model**. The Aerospace Corporation, El Segundo, Los Angeles, may 1968.

DE NEGRI, Victor Juliano. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle.** *Parte III – Sistemas hidráulicos para controle.* Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. (Apostila).

DILDA, Vanessa. **Modelagem matemática e controle ótimo de um atuador hidráulico.** 2008. 110 p. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, jun. 2008.

DILDA, Vanessa; MIOTTO, Fabiane Eloisa Morandini; VALDIERO, Antonio Carlos; ANDRIGHETTO, Pedro Luis; RAFIKOV, Marat. **Estudo do Comportamento Dinâmico de um Atuador Hidráulico e suas Características Não Lineares.** Congresso Nacional de Matemática Aplicada e Computacional. Anais do XXX CNMAC. Florianópolis: SBMAC, 2007, p. 31.

DILDA, Vanessa; VALDIERO, Antonio Carlos; ANDRIGHETTO, Pedro Luis; RAFIKOV, Marat; MIOTTO, Fabiane Eloisa Morandini; **Controle ótimo em cascata de um atuador hidráulico,** DINCON 2008, 7th Brazilian Conference on Dynamics, Control and Applications, Presidente Prudente, Maio 2008.

DUMITRIU, Teodor. **A Non-Linear Control Algorithm for a DC Servo Tracking System with Friction.** In: EUROCON 2007, The International Conference on "Computer as a Tool", Warsaw, 2007, p. 1718 – 1724.

DURIGON, Josiane Costa. **Estudo da viabilidade econômica da implantação de sistemas eólicos em propriedades rurais.** 2008. 146 p. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2008.

DUPONT, Pierre; ARMSTRONG, Brian; HAYWARD, Vincent. **Elasto-plastic friction model: contact compliance and stiction.** In: ACC, American Control Conference, Illinois, mar. 2000, p. 1072-1077.

FERREIRA, J. A.; SUN, P.; GRACIO, J. J. **Design and control of a hydraulic press**. In: IEEE Conference on Computer Aided Control Systems Design. Munich, 2006, p. 814 – 819.

GE, S. S.; LEE, T. H., REN; S. X. Adaptive friction compensation of servo mechanisms. **International Journal of Systems Science**, v. 32, nº 4, 2001, p. 523- 532.

GUENTHER, Raul; PERONDI, Eduardo André; De PIERI, Edson Roberto; VALDIERO, Antonio Carlos. **Cascade controlled pneumatic positioning system with Lugre model based friction compensation**. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering,, Vol. 28, No. 1, pp. 48–57.

HECK, Vinicius de Vargas. **Desenvolvimento e construção de uma bancada de testes de acionamentos hidráulicos proporcionais**. 2008. 49p. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, 2008.

HUANG, Chin-I; FU, Li-Chen. **Adaptive Approach to Motion Controller of Linear Induction Motor with Friction Compensation**. In: IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, v. 12, nº 4, [S.l.], ago. 2007, p. 480-490.

JIN, Maolin; KANG, Sang Hoon; CHANG, Pyung Hun. **Robust Compliant Motion Control of Robot With Nonlinear Friction Using Time-Delay Estimation**, In: IEEE Transactions on industrial electronics. V. 55, nº1, [S.l.], jan. 2008, p. 258 – 269.

MÁRTON, Lőrinc; LANTOS, Béla. **Modeling, Identification, and Compensation of Stick-Slip Friction**. In: IEEE Transactions on Industrial Electronics, v. 54, nº 1, [S.l.], feb. 2007, p. 511 – 521.

MERRITT, Herbert E. **Hydraulic control system**, New York: John Wiley & Sons, 1967.

MIOTTO, Fabiane Eloisa Morandini; VALDIERO, Antonio Carlos; DILDA, Vanessa; ANDRIGHETTO, Pedro Luis. **Modelagem e simulação computacional de um atuador**

hidráulico considerando o efeito do atrito dinâmico. In: XII ERMAC – Encontro Regional de Matemática Aplicada e Computacional, UNIOESTE, Foz do Iguaçu, ago.2008.

MIOTTO, Fabiane Eloisa Morandini; VALDIERO, Antonio Carlos; ANDRIGHETTO, Pedro Luis; ZAGO, Fernando. **Validação experimental do modelo computacional de um atuador hidráulico com atrito dinâmico.** XI Encontro de Modelagem Computacional (EMC 2008), Escola de Engenharia Industrial Metalúrgica de Volta Redonda, Universidade Federal Fluminense, Volta Redonda, nov. 2008.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno.** Prentice Hall do Brasil LTDA, Rio de Janeiro, RJ, 1998.

OLSSON, H.; ASTRÖM, K.; CANUDAS DE WIT, C., M., G., e P., L. (1998). **Friction models and friction compensation.** European Journal Control, Vol. 4, No. 3, pp. 176–195.

PERONDI, Eduardo André. **Controle Não-Linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação de Atrito.** 2002. 196p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

RAFIKOV, Marat; BALTHAZAR, José. Manoel. **Optimal Linear and Nonlinear Control Design for Chaotic Systems.** Proceedings of International Design Engineering Technical Conferences, California, USA, September, 2005, p. 24-28.

SLOTINE, Jean-Jacques E.; LI, Weiping. **Applied nonlinear control.** Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1991.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA - Grupo de Ensino de Física, **Atrito Viscoso.** Disponível em: <http://www.ufsm.br/gef/Atrito.htm>. Acesso em 24 set. 2008.

VALDIERO, Antonio Carlos. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito.** (Tese) Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

VALDIERO, Antonio Carlos; GUENTHER, Raul; DE PIERI, Edson Roberto; DE NEGRI, Victor Juliano. **New methodology for identification of the dead zone in proportional directional hydraulic valves.** In: ABCM SYMPOSIUM SERIES IN MECHATRONICS. *Anais.* ed. Rio de Janeiro: ABCM Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, v.2, p. 377-384, 2006.

VALDIERO, Antonio Carlos; GUENTHER, Raul; DE PIERI, Edson Roberto; DE NEGRI, Victor Juliano; **Cascade control of hydraulically driven manipulators with friction compensation.** International Journal of Fluid Power, V.8, nº 1, pp 7-16, 2007.

VALDIERO, Antonio Carlos; ANDRIGHETTO, Pedro Luis; MIOTTO, Fabiane Eloisa Morandini; ENDLER, Luciano. **Simulação Computacional de um Modelo Dinâmico de Atrito,** V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM, Salvador, 2008.

VON LINSINGEN, Irlan. **Fundamentos de sistemas hidráulicos,** 2. ed. rev. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2003.

XIE, Wen-Fan; ZHAO, Zhong-Yu. **Sliding-Mode Observer Based Adaptive Control for Servo Actuator with Friction,** In: Proceedings of the 2007 IEEE - International Conference on Mechatronics and Automation. Harbin, China, ago. 2007, p. 1196- 1201.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)