

**UNIVERSIDADE REGIONAL DO NOROESTE DO ESTADO DO RIO
GRANDE DO SUL – UNIJUÍ**

CARLA SILVANE RITTER

**MODELAGEM MATEMÁTICA DAS CARACTERÍSTICAS NÃO
LINEARES DE ATUADORES PNEUMÁTICOS**

Ijuí, RS – BRASIL.

2010

Livros Grátis

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

Milhares de livros grátis para download.

CARLA SILVANE RITTER

**MODELAGEM MATEMÁTICA DAS CARACTERÍSTICAS NÃO LINEARES DE
ATUADORES PNEUMÁTICOS**

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.

Orientador: Doutor Antonio Carlos Valdiero

Ijuí, RS - BRASIL

2010

UNIVERSIDADE REGIONAL DO NOROESTE DO ESTADO DO RIO GRANDE DO SUL
DeFEM - DEPARTAMENTO DE FÍSICA, ESTATÍSTICA E MATEMÁTICA
DeTec - DEPARTAMENTO DE TECNOLOGIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM MATEMÁTICA

MODELAGEM MATEMÁTICA DAS CARACTERÍSTICAS NÃO LINEARES DE
ATUADORES PNEUMÁTICOS

Elaborada por

CARLA SILVANE RITTER

Como requisito para obtenção do grau de Mestre em Modelagem Matemática

Comissão Examinadora

Prof. Dr. Antonio Carlos Valdiero – DETEC/UNIJUÍ (Orientador)

Prof. Dr. Edson Roberto De Pieri – DAS/UFSC

Prof. Dr. Manuel Martín Pérez Reibold – DETEC/UNIJUÍ

Ijuí, RS, 20 de Agosto de 2010.

AGRADECIMENTOS

A Deus.

A minha família, em especial meus pais, Carlos e Marlene. Tudo o que sou devo a vocês.

Ao Abel, pelo incentivo, pela paciência e pelo amor a mim dedicados, e por nunca me deixar desistir.

Ao meu orientador Prof. Dr. Antonio Carlos Valdiero, pelos conhecimentos transmitidos com paciência e amizade.

Aos meus colegas do curso de Modelagem Matemática, em especial às colegas Andréia e Eliana, pela amizade.

Ao meu tio Ido Jost, e meus padrinhos Rosane e André, pelo apoio financeiro.

A todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

*Aos meus pais, Carlos e Marlene.
Aos meus Avós Kurt e Elga (in memoriam)*

*“O correr da vida embrulha tudo.
A vida é assim: esquenta e esfria, aperta e daí afrouxa,
sossega e depois desinquieta.
O que ela quer da gente é coragem!”*

Guimarães Rosa

RESUMO

Este trabalho apresenta a modelagem matemática das principais características não lineares de atuadores pneumáticos e sua aplicação na simulação do comportamento dinâmico, na escolha das características geométricas adequadas e na definição da estratégia de controle de um servoposicionador pneumático para dada aplicação de engenharia. A modelagem matemática de sistemas dinâmicos é importante no projeto de máquinas inteligentes, pois é utilizada para fins de simulação, de projeto de controladores e no estudo do comportamento das variáveis de estado do sistema. Os atuadores pneumáticos são utilizados na maioria das instalações industriais e possuem as seguintes vantagens: manutenção simples e fácil, baixo custo, boa relação força/tamanho e flexibilidade de instalação. Porém, algumas características de comportamento dinâmico dificultam seu controle: a compressibilidade do ar, a relação não linear da vazão nos orifícios da servoválvula de controle e o atrito nos atuadores. Para a descrição do comportamento dinâmico do atuador pneumático é utilizado um modelo matemático não linear de 5ª ordem, que apresenta a combinação do modelo da servoválvula com a do cilindro, e inclui a não linearidade da zona morta, da vazão nos orifícios da servoválvula, a dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e movimento do êmbolo do cilindro, que considera o atrito dinâmico. Com a finalidade de determinar quais características físicas dos atuadores pneumáticos contribuem para um melhor comportamento dinâmico do sistema, é feito um estudo comparativo da influência do tamanho do cilindro no comportamento dinâmico do modelo não linear. O modelo matemático adotado pode ser escrito na forma de cascata como dois subsistemas: um subsistema mecânico acionado por um subsistema pneumático. Com base nesta divisão, pode-se formular o projeto de controladores não lineares na estratégia em cascata, onde para o subsistema mecânico propõe-se a metodologia de controle por realimentação para sistemas não lineares. Os resultados obtidos nas simulações computacionais ilustram as características do modelo e do controle propostos.

ABSTRACT

The present work presents the mathematical modeling of the main nonlinear characteristics in pneumatic actuators and its application in the dynamic behavior simulation, in appropriate geometric characteristics choice and in the control strategy set of a pneumatic servosystem for such engineering application. The mathematical modeling of dynamics systems is important in the design of intelligent machines because it is used for simulation, design of controllers and in the study of the system state variables behavior. The pneumatic actuators are used in main industrial applications and have the following advantages: it maintenance is easy and simple, low cost, good power/dimension rate and installation flexibility. However, they present difficulties of control due to various nonlinear system characteristics: air compressibility, the mass flow behavior in the valve gaps and friction in actuators. For describe the dynamic behavior of pneumatic actuator is used a fifth order nonlinear mathematical model that presents a model servovalve combination with the cylinder, including the dead zone nonlinearity, the mass flow rate in valve gaps, the dynamics pressure in the chambers of the cylinder and the cylinder piston motion with considered dynamic friction. In order to find which features contribute to a better dynamic system behavior, is performed a study of cylinder size influence in the nonlinear model dynamic behavior. The mathematical model adopted can be written in cascade form as two subsystems: a mechanical subsystem activated by a pneumatic subsystem. Based on the design of cascade model, nonlinear controller is used, where for the mechanical subsystem is proposed the methodology of optimal control for feedback for nonlinear systems. The results obtained on the computer simulation illustrated characteristics of the model and of the used cascade control.

SUMÁRIO

RESUMO	7
ABSTRACT	8
LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE TABELAS	13
LISTA DE SÍMBOLOS	14
1 INTRODUÇÃO	19
1.1 Generalidades	19
1.2 Descrição do Atuador Pneumático	20
1.3 Antecedentes, Metodologia, Problema Proposto, Objetivos e Organização do Trabalho.....	21
2 FORMULAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR DO ATUADOR PNEUMÁTICO	23
2.1 Introdução.....	23
2.2 Caracterização da Não Linearidade de Zona Morta.....	25
2.3 Caracterização da Equação da Vazão Mássica.....	27
2.4 Caracterização da Dinâmica das Pressões.....	29
2.5 Caracterização da Equação do Movimento com Inclusão do Atrito Dinâmico	31
2.6 Composição do Modelo Matemático Não Linear de 5ª. Ordem	36
2.7 Discussões	36
3 CONTROLE DE SERVOPOSICIONADORES PNEUMÁTICOS	38
3.1 Introdução.....	38
3.2 Breve Revisão Bibliográfica dos Controladores de Servoposicionadores Pneumáticos	39
3.3 Descrição do Controle Clássico Linear	41
3.4 Controle ótimo linear por realimentação de estados	43

3.5	Projeto do controlador para o servoposicionador pneumático	45
3.6	Lei de controle do subsistema mecânico	46
3.7	Lei de controle do subsistema pneumático.....	50
3.8	Discussões	52
4	Resultados	53
4.1	Introdução.....	53
4.2	Simulações numéricas do modelo em Malha Aberta	58
4.3	Planejamento de trajetória	65
4.4	Estudo da influência do cilindro no comportamento dinâmico.....	67
4.5	Controle Proporcional e Compensação da Zona Morta	70
4.6	Controle Não Linear	73
4.7	Discussões	78
5	CONCLUSÕES e perspectivas futuras.....	80
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Desenho esquemático de um atuador pneumático.....	20
Figura 2– Esquema da modelagem matemática do atuador pneumático.....	24
Figura 3- Desenho esquemático do corte de uma servoválvula direcional com seus principais elementos mecânicos.	26
Figura 4 – Representação gráfica da não linearidade de zona morta	27
Figura 5 - Representação gráfica da equação da vazão mássica em função da diferença de pressão e da tensão de controle em um dos orifícios da válvula pneumática.....	29
Figura 6 – Desenho esquemático do cilindro sem haste.....	30
Figura 7- Sistema não linear massa-superfície envolvendo o atrito dinâmico.	31
Figura 8 - Desenho representativo da microdeformação. média das rugosidades entre duas superfícies de contato (MIOTTO, 2009).	32
Figura 9 – Gráfico da combinação das características do atrito em regime permanente.	34
Figura 10 - Força aplicada em um atuador pneumático e resposta do sistema em fase de regime de atrito estático.....	35
Figura 11- Interpretação do sistema pneumático como dois subsistemas.....	45
Figura 12 - Diagrama de blocos do modelo matemático do atuador pneumático.	54
Figura 13 – Diagrama de blocos da equação da vazão.....	54
Figura 14 – Diagrama de blocos da equação da continuidade	55
Figura 15 - Diagrama de blocos para a Equação do Movimento	56
Figura 16 – Diagrama de blocos da dinâmica do atrito.....	56
Figura 17 – Posição do êmbolo do cilindro para os casos: Atuador (1): $d=25\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$; Atuador (2): $d=25\text{mm}$ e $L=1\text{m}$ e Atuador (3): $d=60\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$	59
Figura 18 – Velocidade do atuador ao longo do tempo para em entrada em degrau nos casos: Atuador (1): $d=25\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$; Atuador (2): $d=25\text{mm}$ e $L=1\text{m}$ e Atuador (3): $d=60\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$	60
Figura 19 – Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (1) para entrada em degrau.....	60
Figura 20 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (2) para entrada em degrau.....	61
Figura 21 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (3) para entrada em degrau.....	61

Figura 22 - Posição do êmbolo do cilindro com entrada senoidal para os casos: Atuador (1), $d=25\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$; Atuador (2), $d=25\text{mm}$ e $L=1\text{m}$ e Atuador (3), $d=60\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$	62
Figura 24 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (1) para entrada senoidal.	63
Figura 25 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (2) para entrada senoidal.	64
Figura 26 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (3) para entrada senoidal.	64
Figura 27 – Trajetória desejada polinomial de sétima ordem	67
Figura 28 - Diagrama de blocos em malha fechada utilizado na simulação do modelo	68
Figura 29 - Posição desejada para o cilindro direcionado a um ponto fixo $y_d=0.045\text{ m}$	69
Figura 30 - Resultados de seguimento de trajetória para os casos: (a) trajetória desejada, (b) trajetória realizada sem compensação da zona morta, (c) trajetória realizada com compensação da zona morta.....	71
Figura 31 - Gráfico comparativo do erro de seguimento do controle proporcional: (a) sem compensação de zona morta e (b) com compensação da zona morta.	72
Figura 32 - Gráfico comparativo do sinal de controle aplicado à servoválvula nos casos: (a) sem compensação da zona morta e (b) com compensação da zona morta.....	73
Figura 33 – Esquema de controle em cascata proposto por Endler (2009).	74
Figura 34 – Posição e erro de posição do sistema para trajetória senoidal.	75
Figura 35 – Sinal de controle proporcional e em cascata para trajetória senoidal.	75
Figura 36 – Velocidade e erro de velocidade do sistema com trajetória senoidal.....	76
Figura 37 - Vazão e pressão do sistema para trajetória senoidal com controle cascata.	76
Figura 38 - Posição e erro de posição do sistema para trajetória polinomial.....	77
Figura 39 – Sinal de controle proporcional e em cascata para o sistema para trajetória polinomial.....	77
Figura 40 – Velocidade e erro de velocidade para trajetória polinomial.....	78
Figura 41 - Vazão e pressão do sistema para trajetória polinomial com controle cascata.	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Valores dos parâmetros dos modelos das não linearidades da servoválvula pneumática utilizada (fabricante Festo, código MPYE-5-1/8).....	57
Tabela 2. Especificações e valores dos parâmetros dos modelos das não linearidades dos cilindros pneumáticos utilizados.	57
Tabela 3. Valores dos parâmetros relacionados ao fluido ar.....	58
Tabela 4 – Parâmetros dos diferentes tamanhos de cilindros utilizados na simulação do comportamento do atuador pneumático.	68

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto Latino

a_0	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
a_1	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória polinomial dos testes experimentais	
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	
$A_1 \in R^{n \times n}$	Matriz constante formada pela parte linear do sistema	
A	Área do êmbolo do cilindro	$[m^2]$
B	Coeficiente de atrito viscoso	$[Ns / m]$
$B_1 \in R^{n \times n}$	Matriz constante	
C_p	Calor específico do ar a pressão constante	
C_v	Calor específicos do ar a volume constante	

$Desl$	Distância percorrida sobre a trajetória polinomial	[m]
F_{atr}	Força de atrito	
F_c	Força de atrito de Coulomb	[N]
F_s	Força de atrito estático	[N]
F_e	Força externa	
$f_1(y)$	Função não linear dependente da posição	
$f_2(y)$	Função não linear dependente da posição	
f_p	Força pneumática gerada no atuador	
f_{pd}	Força pneumática desejada	
$G(y, y_d)$	Matriz composta por funções de y e y_d	
$g_{ss}(\dot{y})$	Função que descreve parte das características do atrito em regime permanente	
$h(t)$	Função que caracteriza a soma dos desvios quadrados do sistema da trajetória desejada	
$h(y, \dot{y}, p_a, p_b)$	Função não dependente do sinal de controle	
M	Massa inercial do cilindro	[kg]
k_a	Ganho de aceleração	
k_d	Ganho derivativo	
k_i	Ganho integral	
k_p	Ganho do controlador cascata	
k_{prop}	Ganho do controlador proporcional	
k_v	Ganho de velocidade	
$P \in R^{n \times n}$	Matriz simétrica e satisfaz a equação de Riccati	

p_a, y_3	Pressão na câmara A do cilindro	[Pa]
p_{ai}	Pressão inicial na câmara A do cilindro	[Pa]
p_{atm}	Pressão atmosférica	[Pa]
p_b, y_4	Pressão na câmara B do cilindro	[Pa]
p_{bi}	Pressão inicial na câmara B do cilindro	[Pa]
p_{sup}	Pressão de suprimento	[Pa]
$P \in R^{n \times n}$	Matriz simétrica que satisfaz a equação de Riccati	
P_i	Posição inicial do atuador	[m]
q_{ma}	Vazão mássica na câmara A do cilindro	[kg / s]
q_{mb}	Vazão mássica na câmara B do cilindro	[kg / s]
$Q \in R^{n \times n}$	Matriz constante, simétrica, definida positiva que satisfaz a equação de Riccati	
R	Constante universal dos gases	[jkg / k]
$R \in R^{n \times n}$	Matriz constante, definidas positiva	
t	Variável tempo	[s]
t_e	Tempo de deslocamento da trajetória polinomial	[s]
t_s	Período da trajetória senoidal	[s]
T	Temperatura do ar de suprimento	[k]
V_1	Função de Lyapunov	
V_2	Função de Lyapunov	
V_A	Volume na câmara A do cilindro	
V_{A0}	Volume morto na câmara A do cilindro	[m ³]
V_{B0}	Volume morto na câmara B do cilindro	[m ³]
u	Sinal de controle do sistema	[V]

u_d	Parcela <i>feedforward</i> do controle	
u_i	Parcela <i>feedback</i> do controle	
U	Vetor controle	
$\hat{u}(p_a, p_b, y, u)$	Função dependente do sinal de controle	
y, y_1	Posição do atuador	[m]
y_2	Velocidade do atuador	[m / s]
y_d	Vetor função da trajetória do sistema	
$y \in R^n$	Vetor de estados do sistema	
\dot{y}_s	Velocidade de Stribeck	[m / s]
z	Deformação no movimento de pré deslizamento	[m]
z_{ba}	Deslocamento de força de quebra	
z_{\max}	Valor máximo das microdeformações	

Alfabeto Grego

γ	Relação entre os calores específicos do ar	
β^{ench}	Coefficiente constante do ajuste da função da tensão	
β^{esv}	Coefficiente constante do ajuste da função da tensão	
α	Coefficiente constante da função exponencial	
σ_0	Coefficiente de rigidez das deformações microscópicas	[N / m]
σ_1	Coefficiente de amortecimento	[Ns / m]
σ_2	Coefficiente de amortecimento viscoso	[Ns / m]
Ω	Sistema em malha fechada	

Símbolos

Δ	Variação
(\sim)	Erro ou diferença
$(.)$	Derivada primeira
$(..)$	Derivada segunda
$(...)$	Derivada terceira

1 INTRODUÇÃO

1.1 Generalidades

Este trabalho apresenta o estudo e a modelagem matemática das principais características não lineares presentes em atuadores pneumáticos. O uso de atuadores pneumáticos é muito comum em aplicações industriais (Rao e Bone, 2008), pois possui as seguintes vantagens: manutenção simples e fácil, baixo custo, boa relação força/tamanho e flexibilidade de instalação. Além disso, o ar comprimido está disponível na maioria das instalações industriais (Uzuka *et al.*, 2009).

Apesar das vantagens citadas anteriormente, os atuadores pneumáticos apresentam dificuldades de controle devido a diversas características não lineares do sistema. As não linearidades presentes nos atuadores pneumáticos são causadas pela compressibilidade do ar, pela relação não linear da vazão nos orifícios de controle e pelo atrito nos atuadores (Guenter *et al.*, 2006). As principais não linearidades presentes nos sistemas servo pneumáticos são a zona morta (Valdiero *et al.*, 2008), a vazão mássica na servoválvula (Rao e Bone, 2008; Endler, 2009), a compressibilidade do ar e os efeitos do atrito entre as superfícies de contato do atuador (Andriquetto *et al.*, 2006).

Atualmente diversos trabalhos apresentam o estudo das características não lineares de atuadores pneumáticos (Perondi, 2002; Andriquetto *et al.* 2006; Bavaresco, 2007; Rao e Bone, 2008; Endler, 2009). Valdiero *et al.* (2008) apresenta o estudo, o modelo matemático e uma proposta inovadora de identificação dos parâmetros para a zona morta em servoválvulas pneumáticas, onde o método utilizado para a compensação da zona morta é feito adicionando a inversa da função da zona morta no controle do sistema. Rao e Bone (2008) aproximam uma função bi polinomial para modelar a vazão mássica nas servoválvulas e utilizam um modelo clássico para o atrito. Na modelagem de Perondi (2002), o modelo matemático da válvula é dado pelo produto de uma função que depende das tensões aplicadas à servoválvula por uma função das pressões a montante e ajusante, além de incluir uma modelagem completa do atrito dinâmico.

Jouppila *et al.* (2010) afirma que um modelo preciso do atuador pneumático é uma condição importante para o projeto do controle para otimização da operação. Com este

propósito, a modelagem matemática desenvolvida no presente trabalho apresenta uma sistematização destas características não lineares, resultando em um modelo matemático não linear de 5ª ordem para o atuador pneumático.

1.2 Descrição do Atuador Pneumático

O servoposicionador pneumático utilizado neste trabalho é composto por uma servoválvula de controle direcional e um cilindro pneumático. Este atuador permite posicionar uma carga em um determinado ponto do curso do atuador ou seguir uma trajetória variável em função do tempo. A Figura 1 mostra o desenho esquemático de um servoposicionador pneumático.

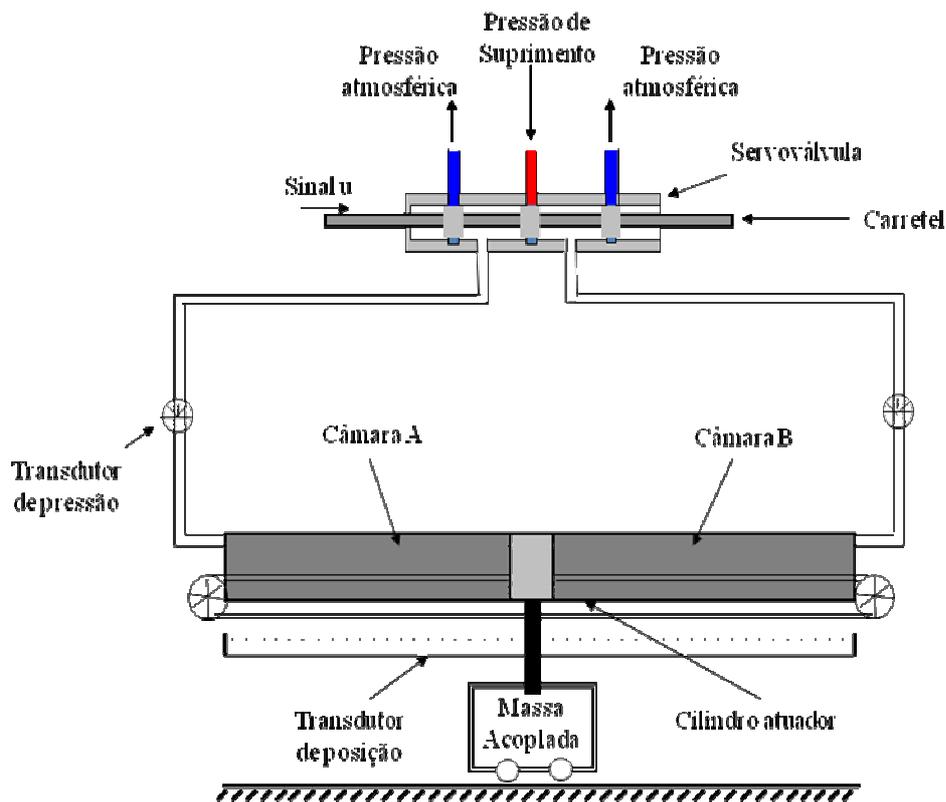


Figura 1 - Desenho esquemático de um atuador pneumático.

O funcionamento do servoposicionador pneumático ocorre da seguinte maneira: o ar comprimido é fornecido à servoválvula a uma dada pressão de suprimento regulada. A partir dos sinais das malhas de realimentação, o controlador gera uma tensão de controle u , que energiza as bobinas dos solenóides da servoválvula e produz um deslocamento x_v do carretel

com o objetivo de seguir as referências. Quando o carretel é deslocado, gera orifícios de passagem e fornece o ar comprimido para uma das câmaras do cilindro, permitindo que o ar da outra câmara escoe para a atmosfera. Logo após ocorre a variação das pressões nas câmaras, o que resulta numa força que movimenta o êmbolo do cilindro e gera um deslocamento y , positivo ou negativo, dependendo do sentido do movimento.

O desenvolvimento da tecnologia de válvulas ON-OFF tem permitido uma resposta mais rápida para este tipo de válvula e a sua aplicação no servoposicionamento de atuadores pneumáticos, conforme observado nos trabalhos desenvolvidos por Nguyen *et al.* (2007), Situm *et al.* (2007) e Ahn e Yokota (2005).

1.3 Antecedentes, Metodologia, Problema Proposto, Objetivos e Organização do Trabalho

Este trabalho possui ligação com os trabalhos de Bavaresco (2007), Endler (2009) e Miotto (2009) desenvolvidos no curso de Mestrado em Modelagem Matemática da UNIJUÍ. Bavaresco (2007) utilizou um modelo não linear de 3ª ordem também usado por Vieira (1998) para descrever o sistema, elaborou uma estratégia de controle ótimo do sistema utilizando a metodologia proposta por Rafikov e Balthazar (2005), incluiu a compensação da não linearidade de zona morta (Valdiero *et al.*, 2008) e realizou testes experimentais no robô pneumático tipo Gantry construído por Schneider (2006). Os resultados obtidos em Bavaresco (2007) mostraram desempenho superior em relação ao clássico controle proporcional, mas apresentaram os maiores erros nas inversões de velocidade, mostrando a necessidade de formulação de um modelo mais elaborado que possibilitasse a caracterização mais precisa da vazão mássica de ar e da dinâmica do atrito. Dando seqüência aos trabalhos de Bavaresco (2007), Endler (2009) apresentou uma nova proposta para a equação da vazão mássica através dos orifícios da servoválvula a partir de ensaios experimentais. A nova equação da vazão mássica foi implementada em um modelo matemático de 4ª ordem, que inclui explicitamente a dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e a dinâmica do movimento do êmbolo do cilindro, onde o termo da característica de atrito viscoso foi considerado. Miotto (2009) estudou e identificou a dinâmica do atrito em um atuador hidráulico, dando seqüência ao trabalho de Dilda (2008) que apresentou a modelagem matemática e o 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.

O problema proposto neste trabalho é uma sistematização das principais não linearidades do atuador pneumático estudadas, mas ainda não implementadas num modelo não linear completo, com a inclusão da dinâmica do atrito de acordo com as modificações propostas por Dupont *et al.* (2000) e Valdiero (2005).

Dentro deste contexto, esta proposta de dissertação apresenta os seguintes objetivos:

- Realização de revisão bibliográfica em literatura recente das características não lineares de servosistemas de atuação pneumática para posicionamento;
- Formulação de um modelo não linear completo que englobe as principais características de um posicionador servopneumático;
- Simulação computacional do comportamento do atuador pneumático para diferentes cilindros pneumáticos visando a análise das características construtivas que contribuem para o melhor desempenho em dada aplicação de engenharia.

Este trabalho está organizado em 5 capítulos. O capítulo 2 apresenta a formulação de um modelo matemático completo de 5ª ordem com a sistematização das principais não linearidades. O capítulo 3 aborda o controle de servoposicionadores pneumáticos, com uma breve descrição sobre controle clássico linear e a apresentação de uma estratégia de controle em cascata com controle ótimo no subsistema mecânico. O capítulo 4 traz os resultados das simulações do modelo matemático em malha aberta e em malha fechada, apresentando também um estudo comparativo que permite observar quais características físicas do atuador pneumático contribuem para um melhor desempenho do controlador. No capítulo 5 apresentam-se as conclusões, discussões e perspectivas para trabalhos futuros.

2 FORMULAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO NÃO LINEAR DO ATUADOR PNEUMÁTICO

2.1 Introdução

Este capítulo irá apresentar a modelagem matemática que descreve o comportamento dinâmico do atuador pneumático e suas principais características não lineares. O modelo proposto é de 5ª ordem e apresenta a combinação da dinâmica da servoválvula com a do cilindro, descrevendo o funcionamento do servoposicionador adotado neste trabalho.

Atualmente existem diversos conceitos sobre modelagem matemática aceitos pela comunidade científica. Um desses conceitos é o de Bassanezi (2002) que define a modelagem matemática como um processo dinâmico utilizado para a obtenção e validação de modelos matemáticos. É uma forma de abstração e generalização com a finalidade de previsão de tendências. Como vantagens de sua aplicação em termos de pesquisa, pode-se citar os avanços obtidos em diversos campos, como a Física, a Química, a Biologia e a Astrofísica, entre outros. A modelagem pressupõe multidisciplinaridade, indo ao encontro das novas tendências que apontam para a renovação das fronteiras entre as diversas áreas de pesquisa.

A formulação do modelo matemático de um sistema não linear é importante no projeto dos algoritmos de controle, sendo também útil para fins de simulação e de análise do comportamento dinâmico. As simulações baseadas no modelo do sistema permitem testar estratégias de controle, prevendo problemas de projeto do controlador e/ou do sistema, sem o perigo de acidentes decorrentes de instabilidade ou de falhas no projeto. Da mesma forma, o modelo matemático auxilia no projeto e construção de sistemas mecânicos, pois as simulações e a análise do sistema fornecem informações e estimativas das variáveis de estado, permitindo a análise da estrutura mecânica e o projeto e especificações de seus componentes.

Porém, para que se torne possível a obtenção de um modelo teórico que seja implementável em um algoritmo de simulação ou no projeto de um controlador, alguns efeitos físicos devem ser desprezados ou parcialmente considerados. Os atuadores pneumáticos possuem uma natureza essencialmente não linear, o que torna sua modelagem matemática bastante complexa. Dessa forma, para viabilizar a modelagem matemática do atuador pneumático considerado neste trabalho, foram estabelecidas as seguintes premissas:

- A dinâmica da servoválvula é desprezada, esta hipótese é adequada quando a dinâmica elétrica da válvula é considerada muito rápida em relação à dinâmica do cilindro pneumático;
- O ar se comporta como um gás perfeito;
- A energia cinética do gás é desprezada;
- Os processos são reversíveis e adiabáticos (processo isentrópico);
- A temperatura do ar de suprimento é constante;
- Os vazamentos internos que ocorrem na válvula são desconsiderados;
- O atrito entre o pórtico da válvula e o carretel não é considerado.

Estas hipóteses são consideradas na modelagem matemática das características não lineares do atuador pneumático. A Figura 2 mostra o diagrama de blocos esquemático dos principais elementos incluídos na modelagem matemática utilizada para representar o comportamento dinâmico do atuador pneumático, considerando-se a não linearidade da zona morta, a equação da vazão mássica, a dinâmica das pressões e a equação do movimento, que inclui a dinâmica do atrito. As subseções irão descrever separadamente cada não linearidade incluída no modelo.

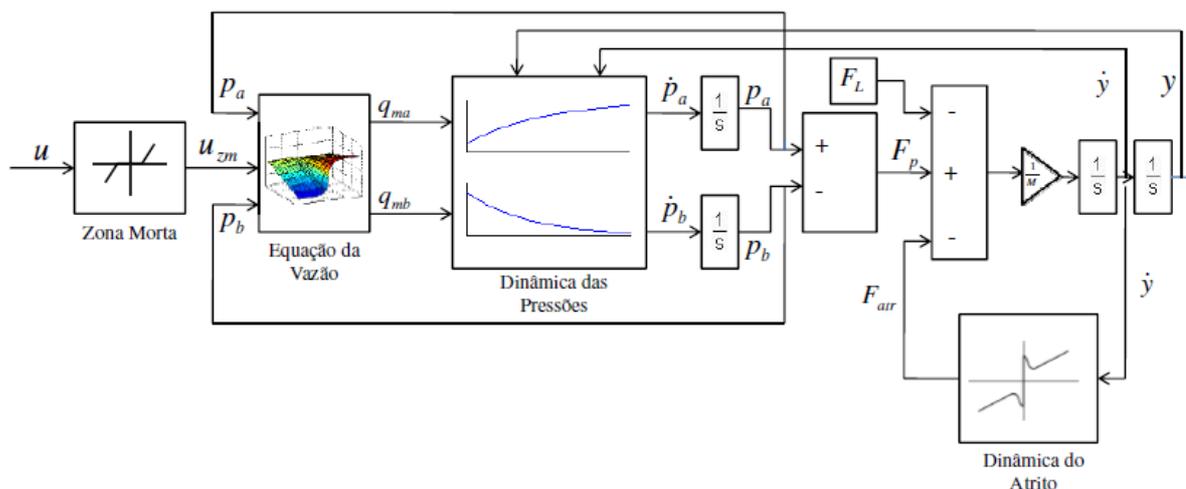


Figura 2– Esquema da modelagem matemática do atuador pneumático.

A zona morta é uma imperfeição comum em válvulas pneumáticas, pois a largura do ressalto do carretel é maior que a largura do orifício. Dessa forma em alguns trechos do carretel não há passagem de ar. Esta não linearidade está localizada no sistema dinâmico como um bloco de entrada do sinal de controle, conforme mostrado na Figura 2, e será caracterizada na seção 2.2.

A relação entre vazão-pressão nos orifícios da válvula é uma função não linear e depende da diferença de pressão no orifício da válvula e da abertura da válvula. Neste trabalho, será utilizado um equacionamento inovador da vazão mássica proposto na seção 2.3 e que facilitará a obtenção de sua inversa no projeto do controle.

O modelo para a dinâmica das pressões é obtido a partir da equação da continuidade e resulta em duas equações não lineares de primeira ordem. Este comportamento dinâmico também depende das características geométricas do cilindro pneumático, principalmente da área transversal. Cilindros com diâmetros pequenos tendem a resultar numa resposta rápida da variação da pressão, estando a pressão nas câmaras mais sensível a pequenas variações na vazão mássica que entra ou sai. Por isso, o controle de trajetórias é mais difícil com diâmetros menores. Os detalhes desta dinâmica não linear são apresentados na seção 2.4.

O atrito não linear é o fator que mais afeta a equação do movimento e é um fenômeno difícil de descrever analiticamente. O atrito muda com o tempo e muitas vezes pode depender de fatores ambientais, como temperatura e condições de lubrificação. Mesmo assim, é importante a modelagem de suas principais características. Neste trabalho a dinâmica do atrito em atuadores será descrita pelo modelo LuGre, proposto em Canudas *et al.* (1995) e aperfeiçoado por Dupont *et al.* (2000) para incluir os efeitos em regime de atrito estático. Esta formulação será apresentada na seção 2.5.

2.2 Caracterização da Não Linearidade de Zona Morta

Esta subseção irá apresentar a modelagem matemática da não linearidade da zona morta e sua representação gráfica. A zona morta é uma relação estática de entrada-saída na qual para uma faixa de valores de entrada a resposta de saída é nula. Sua inclusão na modelagem matemática do atuador pneumático é importante, pois possibilita minimizar os erros de seguimento de trajetória e também contribui para que não ocorra degradação no desempenho do controlador.

A Figura 3 mostra o desenho esquemático do corte de uma servoválvula direcional com seus principais elementos mecânicos.

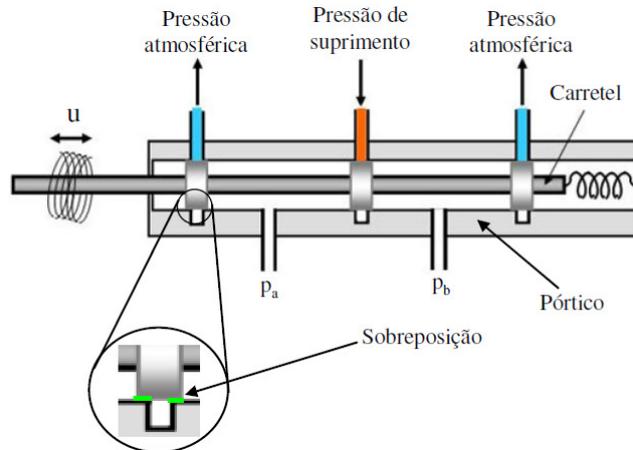


Figura 3- Desenho esquemático do corte de uma servoválvula direcional com seus principais elementos mecânicos.

O modelo matemático para a zona morta em servoválvulas pneumáticas utilizado neste trabalho está baseado em Tao e Kokotovic (1996) e é dado por:

$$u_{zm}(t) = \begin{cases} md(u(t) - zmd) & \text{se } u(t) \geq zmd \\ 0 & \text{se } zme < u(t) < zmd \\ me(u(t) - zme) & \text{se } u(t) \leq zme \end{cases} \quad (2.1)$$

onde u é o sinal de entrada, u_{zm} é o valor de saída, zmd é o limite direito da zona morta, zme o valor esquerdo da zona morta, md é a inclinação direita da zona morta e me é a inclinação esquerda da zona morta.

A Figura 4 mostra a representação gráfica da zona morta. De modo geral, os limites direito e esquerdo (zmd e zme) e as inclinações (md e me) não são iguais.

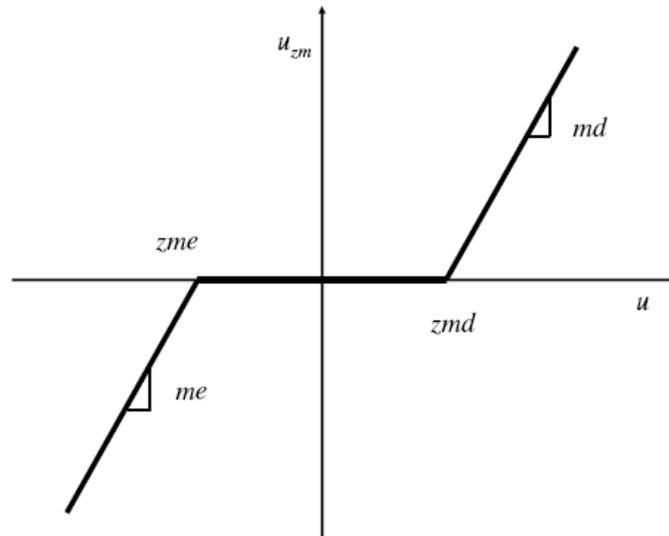


Figura 4 – Representação gráfica da não linearidade de zona morta

Em diversos trabalhos da literatura recente (KARPENKO, 2004; JOHNSON, 1995; FESTO, 1996) a zona morta em válvulas é expressa como um percentual de deslocamento do carretel. Este percentual têm correspondido em geral a 10% da abertura total em cada direção.

2.3 Caracterização da Equação da Vazão Mássica

O equacionamento da vazão mássica da servoválvula é uma das partes fundamentais da modelagem matemática do sistema pneumático. Rao e Bone (2008) ressaltam este fato. Na literatura encontram-se diversos trabalhos que tratam da modelagem matemática da vazão mássica nas servoválvulas. A seguir apresenta-se uma breve descrição de alguns destes trabalhos, que estão apresentados com maiores detalhes em Endler (2009).

Bobrow e McDonell (1998) apresentam um equacionamento para a vazão mássica através de orifícios que são funções não lineares das pressões nas câmaras do cilindro e da tensão u aplicada à servoválvula. Este equacionamento apresenta dois casos: quando a vazão é saturada ou sônica e quando a vazão é subsônica. Além disso, resulta em termos quadráticos e com relações entre as pressões a montante e a jusante, difíceis de ajustar em relação a resultados experimentais e complicados de obtenção da inversa em esquemas de controle.

Perondi (2002) apresenta um modelo matemático para a vazão da válvula composto de funções polinomiais de 3ª grau da pressão e da tensão, ajustadas a partir de dados levantados experimentalmente com a utilização do método dos mínimos quadrados.

A modelagem da vazão mássica em Rao e Bone (2008) é feita também através de dados experimentais, com procedimentos semelhantes aos utilizados por Perondi (2002), chegando a uma equação bi-polinomial para o ajuste da função.

Porém, um dos maiores problemas destas equações disponíveis na literatura, é a dificuldade encontrada em isolar o sinal u , o que é necessário quando se deseja aplicar um controle não linear que considere as características não lineares do sistema. Com o objetivo de facilitar a solução do problema da inversa, foi proposto um equacionamento inovador da vazão mássica na servoválvula, através de curvas de pressão em função do tempo levantadas experimentalmente e ajustadas em Endler (2009).

As novas equações para a vazão mássica são dadas por:

$$q_{ma}(u, p_a) = g_1(p_a, \text{sign}(u)) \arctg(2u) \quad (2.2)$$

$$q_{mb}(u, p_b) = g_2(p_b, \text{sign}(u)) \arctg(2u) \quad (2.3)$$

onde g_1 e g_2 são funções sinal dadas por:

$$g_1(p_a, \text{sign}(u)) = \beta \Delta p_a = \begin{cases} (p_{\text{sup}} - p_a) \beta^{\text{ench}} & \text{se } u \geq 0 \\ (p_a - p_{\text{atm}}) \beta^{\text{esv}} & \text{se } u < 0 \end{cases} \quad (2.4)$$

$$g_2(p_b, \text{sign}(u)) = \beta \Delta p_b = \begin{cases} (p_{\text{sup}} - p_b) \beta^{\text{ench}} & \text{se } u < 0 \\ (p_b - p_{\text{atm}}) \beta^{\text{esv}} & \text{se } u \geq 0 \end{cases} \quad (2.5)$$

onde p_{sup} é a pressão de suprimento, p_{atm} é a pressão atmosférica e β^{ench} e β^{esv} são coeficientes constantes característicos respectivamente do enchimento e do esvaziamento das câmaras do cilindro.

A Figura 5 mostra a representação gráfica da equação da vazão mássica em um dos orifícios da servoválvula pneumática, q_{ma} , versus o sinal de entrada u e a diferença de pressão Δp_a . Note que a utilização da função arcotangente facilita a diferenciação desta equação em possíveis esquemas de controle não linear ou em cascata.

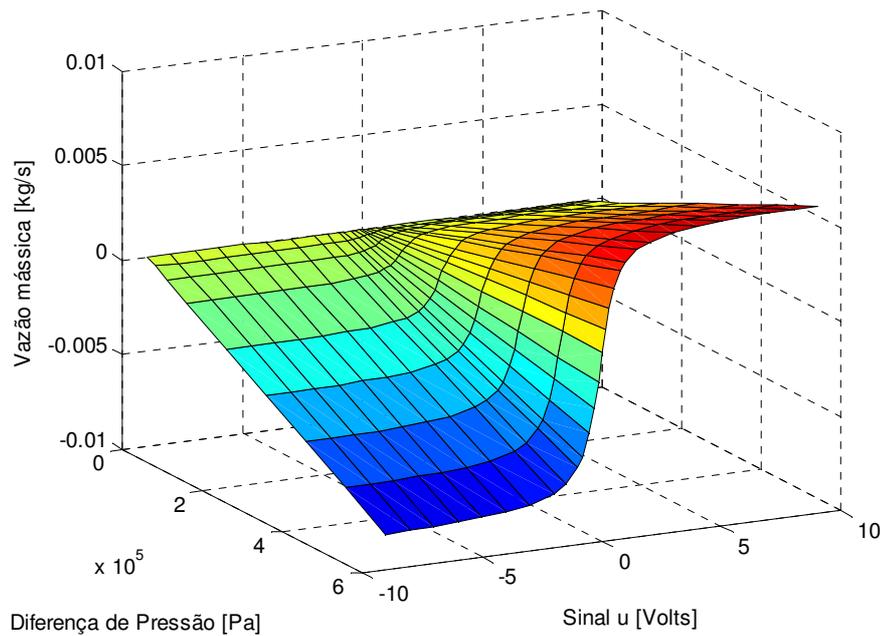


Figura 5 - Representação gráfica da equação da vazão mássica em função da diferença de pressão e da tensão de controle em um dos orifícios da válvula pneumática.

2.4 Caracterização da Dinâmica das Pressões

O cilindro considerado neste trabalho é simétrico e a formulação do modelo matemático da dinâmica das pressões é obtido usando as leis de conservação de energia. A conservação de energia é empregada para realizar o balanço energético entre a energia interna da massa que entra no volume de controle, a potência do movimento do pistão e a variação da energia interna no volume de controle.

Algumas hipóteses já mencionadas são ressaltadas na modelagem da dinâmica das pressões:

- O sistema pode ser considerado com comportamento adiabático;
- Os processos são reversíveis (comportamento isentrópico do sistema);
- O ar funciona como um gás perfeito.

A Figura 6 mostra um desenho esquemático do cilindro considerado nesta modelagem.



Figura 6 – Desenho esquemático do cilindro sem haste

Assim, realizando o balanço energético para a câmara A do cilindro, obtém-se:

$$q_{ma} T - \frac{p_a}{C_p} \frac{dV_a}{dt} = \frac{1}{\gamma R} \frac{d}{dt} (p_a V_a) \quad (2.6)$$

onde T é a temperatura do ar de suprimento, R é a constante universal dos gases, $q_{ma} = dm_a/dt$ é a vazão mássica na câmara A do cilindro, p_a é a pressão na câmara A do cilindro, C_p é o calor específico do ar à pressão constante, C_v é o calor específico do ar a volume constante, $\gamma = C_p/C_v$ é uma relação entre os calores específicos do ar, $\dot{V}_a = (dV_a/dt)$ é a taxa de variação do volume na câmara A. Assume-se que as vazões mássicas são funções não lineares das pressões nas câmaras dos cilindros e da tensão u aplicadas a servoválvula, ou seja, $q_{ma} = q_{ma}(p_a, u)$ e $q_{mb} = q_{mb}(p_b, u)$.

O volume total da câmara A é dado por:

$$V_a = A y + V_{a0} \quad (2.7)$$

onde A é a área do êmbolo, y é o deslocamento do êmbolo e V_{a0} é o volume da câmara A na posição inicial $y = 0$, incluindo o volume da tubulação. Ou seja, o volume total na câmara é dado pela soma dos volumes variáveis da câmara com o seu volume morto. A taxa de variação deste volume é $\dot{V}_a = A\dot{y}$, onde $\dot{y} = dy/dt$ é a velocidade do êmbolo.

Agora, considerando $C_p = (\gamma R)/(\gamma - 1)$, e derivando a equação (2.6) em relação à p_a , tem-se:

$$\dot{p}_a = -\frac{A \gamma \dot{y}}{A y + V_{a0}} p_a + \frac{R \gamma T}{A y + V_{a0}} q_{ma}(p_a, u) \quad (2.8)$$

De maneira análoga para a câmara B:

$$\dot{p}_b = \frac{A \gamma \dot{y}}{V_{b0} - A y} p_b - \frac{R \gamma T}{V_{b0} - A y} q_{mb}(p_b, u) \quad (2.9)$$

2.5 Caracterização da Equação do Movimento com Inclusão do Atrito Dinâmico

De uma maneira geral, quando se trabalha com sistemas que envolvam movimento é preciso tratar com muita atenção os efeitos oriundos do atrito, pois este causa dificuldades de controle e degradação do desempenho do sistema, podendo até ocasionar a instabilidade. Por este motivo, a modelagem da característica dinâmica do atrito e sua inclusão na equação do movimento será o enfoque desta subseção.

A Figura 7 representa o contato entre as superfícies com rugosidades e descreve o sistema não linear envolvendo atrito. O sistema consiste em uma massa, representada por M , deslizando sobre uma superfície plana, sob influência de uma força de entrada F_p , tendo a ação contrária de uma força de atrito F_{atr} e apresentando um deslocamento de corpo rígido (y), que pode ser decomposto em uma componente elástica (z) e em outra plástica (inelástica) (w)

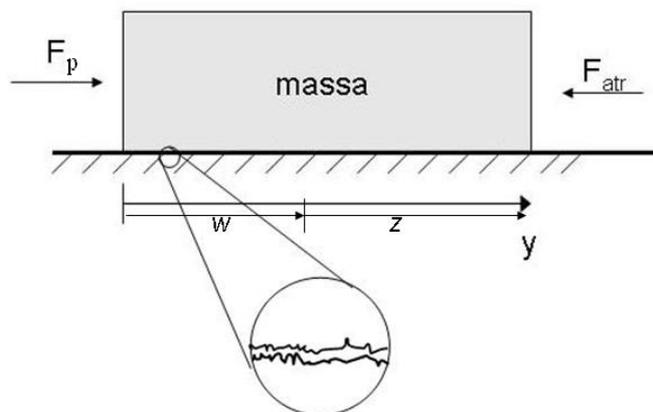


Figura 7- Sistema não linear massa-superfície envolvendo o atrito dinâmico.

A aplicação da 2ª Lei de Newton para o equilíbrio das forças no êmbolo resulta em:

$$M \ddot{y} + F_{atr} = F_p \quad (2.10)$$

onde M é a massa deslocada, \ddot{y} é a aceleração do cilindro, F_p é a força pneumática, dada pela diferença de pressão nas câmaras do cilindro, ou seja, $A(p_a - p_b)$ e F_{atr} é a força de atrito, que será discutida e modelada a seguir.

Uma das maiores dificuldades ao se modelar o atrito é que ele possui diversas características dinâmicas, como o atrito estático, o atrito de Coulomb, o atrito viscoso ou o

atrito de arraste, o atrito de Stribeck, a memória de atrito e o deslocamento de predeslizamento. Estas características muitas vezes resultam em efeitos danosos ao controle, como os efeitos conhecidos por adere-desliza (*stick-slip*), oscilações em torno da posição desejada (*hunting*), perda de movimento (*standstill*) e erros nas inversões de movimento em dois eixos ortogonais (*quadrature glitch*). Um estudo destas características e dos efeitos danosos provocados por elas pode ser encontrado em Valdiero (2005).

A escolha de um modelo que inclua todas essas características é uma tarefa complicada. O atrito é um fenômeno que tem sido bastante estudado por pesquisadores nos últimos anos, sendo que alguns trabalhos vêm contribuindo para minimizar e compensar os efeitos danosos das perturbações causadas pelo atrito. Armstrong-Hélouvry *et al.* (1994) é uma referência básica para o estudo de atrito em diversas publicações recentes (BORSOTTO *et al.*, 2007; DUMITRIU, 2007; KERMANI *et al.*, 2007; MAKKAR *et al.*, 2007, XIE e ZHAO, 2007), pois fornece uma visão interdisciplinar a partir da investigação de diversos artigos científicos que tratam do assunto.

Ainda não se dispõe de um modelo dinâmico de atrito aceito universalmente. Um modelo bastante utilizado no meio científico para modelar o atrito é o conhecido como modelo LuGre, proposto por Canudas de Wit *et al.* (1995). Este modelo se baseia no entendimento do mecanismo microscópico do fenômeno de atrito. Nessa escala, as superfícies possuem irregularidades chamadas de rugosidades, e a complexa relação de contato entre estas irregularidades das superfícies dificulta o deslizamento entre elas. A Figura 8 mostra o desenho representativo da microdeformação média das rugosidades entre duas superfícies de contato.

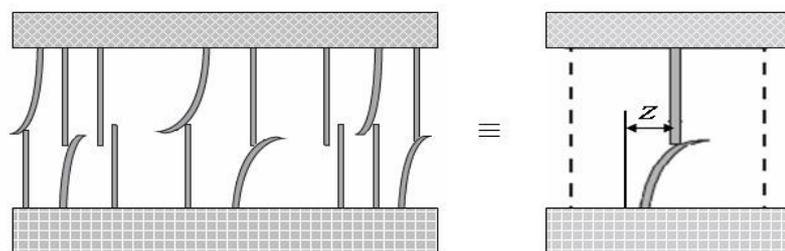


Figura 8 - Desenho representativo da microdeformação. média das rugosidades entre duas superfícies de contato (MIOTTO, 2009).

Assim, a equação da força de atrito entre as superfícies, conforme proposta por Canudas de Wit *et al.* (1995), é dada por:

$$F_{atr} = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{y} \quad (2.11)$$

onde σ_0 representa o coeficiente de rigidez das deformações microscópicas, z é um estado interno não mensurável que representa a deformação média que ocorre entre as superfícies, σ_1 é um coeficiente de amortecimento associado a taxa de variação de z , σ_2 é o coeficiente de amortecimento viscoso e \dot{y} é a velocidade relativa entre as superfícies.

A dinâmica da microdeformação z é dada por:

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

onde $g_{ss}(\dot{y})$ é uma função positiva que descreve parte das características do atrito em regime permanente, e é descrita por:

$$g_{ss}(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2} \quad (2.13)$$

onde F_c é o atrito de Coulomb, F_s é o atrito estático e \dot{y}_s é a velocidade de *Stribeck*.

A função $\alpha(z, \dot{y})$ foi incorporada ao modelo LuGre, conforme propõem Dupont *et al.* (2000) e é usada para representar o regime de atrito estático em velocidades baixíssimas. A função é definida pelas equações:

$$\alpha(z, \dot{y}) = \left\{ \begin{array}{ll} 0, & \text{se } |z| \leq z_{ba} \\ 0 < \frac{1}{2} \operatorname{sen} \left(\pi \frac{z - \left(\frac{z_{\max}(\dot{y}) + z_{ba}}{2} \right)}{z_{\max}(\dot{y}) - z_{ba}} \right) < 1, & \text{se } z_{ba} < |z| < z_{\max}(\dot{y}) \\ 1, & \text{se } |z| \geq z_{\max}(\dot{y}) \\ 0, & \text{se } \operatorname{sgn}(\dot{y}) \neq \operatorname{sgn}(z) \end{array} \right\} \begin{array}{l} \operatorname{sgn}(\dot{y}) \\ = \\ \operatorname{sgn}(z) \end{array} \quad (2.14)$$

$$0 < z_{ba} < z_{\max}(\dot{y}) = \frac{g_{ss}(\dot{y})}{\sigma_0} \quad \text{para } \forall \dot{y} \in \Re \quad (2.15)$$

onde z_{ba} é o deslocamento de força de quebra, de modo que para $z \leq z_{ba}$ todo movimento na interface de atrito é composto apenas de comportamentos elásticos, e z_{\max} é o valor máximo das microdeformações e depende da velocidade.

Considerando a dinâmica das microdeformações como a expressão modelada na equação (2.12), pode-se observar que, em regime permanente, a velocidade \dot{y} é constante, $\alpha(z, \dot{y}) = 1$ e tem-se $\dot{z} = 0$. Ou seja, pode-se aproximar o desvio z por meio da equação (2.16):

$$z_{ss} = \frac{\dot{y}}{\dot{y}_s} \frac{g_{ss}(\dot{y})}{\sigma_0} = \text{sgn}(\dot{y}) \frac{(F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2})}{\sigma_0} \quad (2.16)$$

Assim, substituindo-se a equação (2.16) na equação (2.12), obtém-se a equação (2.17), que representa a força de atrito em regime permanente para movimentos com velocidades constantes:

$$F_{atr,ss} = \sigma_0 z_{ss} + \sigma_1 \dot{y} + \sigma_2 \dot{y} = \text{sgn}(\dot{y}) (F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2}) + \sigma_2 \dot{y} \quad (2.17)$$

Esta equação é utilizada na identificação dos parâmetros estáticos do atrito (σ_2 , \dot{y}_s , F_c e F_s). A Figura 9 representa a equação (2.17), onde tem-se o gráfico da combinação das características do atrito em regime permanente.

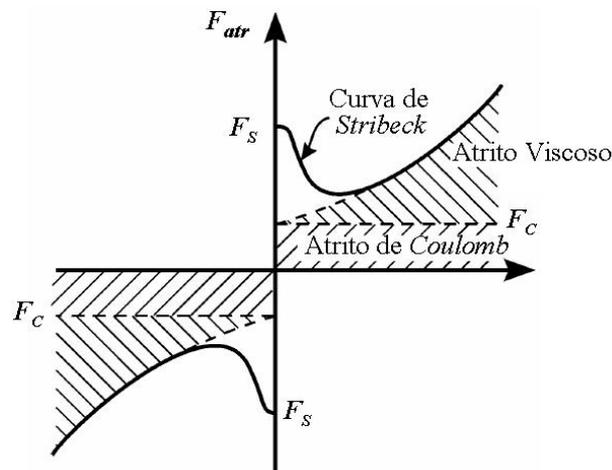


Figura 9 – Gráfico da combinação das características do atrito em regime permanente.

As propriedades do modelo dinâmico do atrito apresentado nas equações (2.11) e (2.12) são demonstradas por *Dupont et al.* (2000) e seguem a mesma análise pelo método de Lyapunov, como apresentado em Canudas de Wit *et al.* (1995) e Canudas de Wit (1998). Como propriedades principais pode-se citar que a variável de estado z é limitada, o modelo é dissipativo, satisfaz as condições de aderência e deslizamento e representa adequadamente a fase de predeslizamento.

Com o propósito de analisar as propriedades citadas anteriormente, foram realizadas simulações computacionais com o modelo dinâmico LuGre do atrito, presente na dinâmica do movimento de um corpo rígido em contato com uma superfície plana e com rugosidades microscópicas. A força aplicada nas simulações (Figura 10a), que é a entrada do sistema dinâmico, foi escolhida como uma função crescente até ultrapassar a força de atrito estático e ocasionar um pequeno movimento do corpo. Após isto, o valor da força aplicada decresce até um valor abaixo da força de atrito de Coulomb e se mantém oscilando com pequenas amplitudes sem a ocorrência de deslizamento do corpo. Os resultados das simulações ilustram a resposta do sistema com atrito (Figura 10b) e permitem a verificação destas propriedades, e conseqüentemente a validação na representação matemática do sistema físico real.

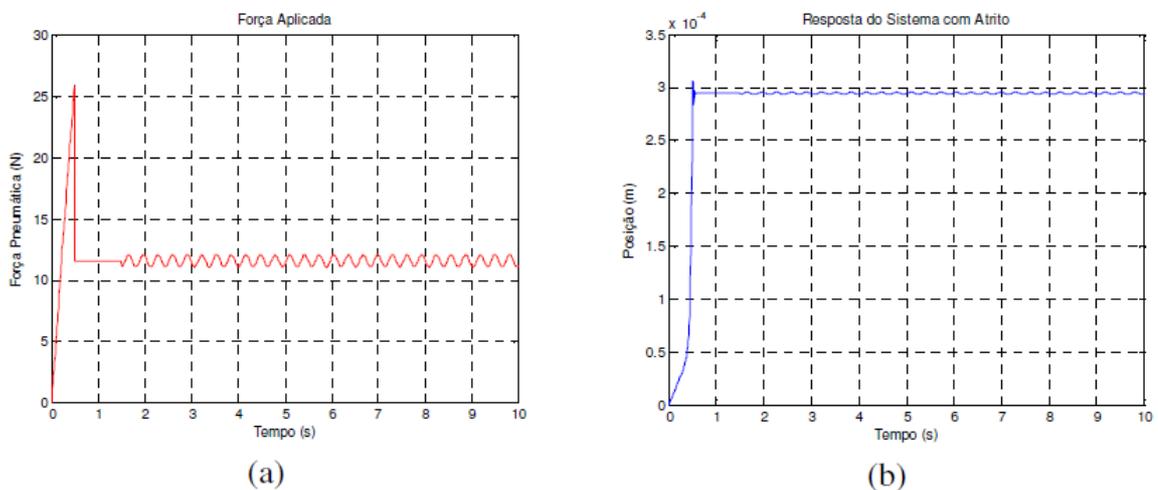


Figura 10 - Força aplicada em um atuador pneumático e resposta do sistema em fase de regime de atrito estático.

Cabe destacar a dificuldade de simulação numérica dos modelos dinâmicos de atrito devido à sua natureza não linear que facilmente discorre em instabilidade numérica.

2.6 Composição do Modelo Matemático Não Linear de 5ª. Ordem

O modelo não linear de 5ª ordem descrito pelas equações (2.8), (2.9), (2.10), (2.11) e (2.12), reescrito em forma de variáveis de estado, considerando $y_1 = y$, $y_2 = \dot{y}$, $y_3 = p_a$, $y_4 = p_b$ e $y_5 = z$, fica:

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (2.18)$$

$$\dot{y}_2 = -\frac{F_{atr}(y_5, y_2)}{M} + \frac{A}{M} y_3 - \frac{A}{M} y_4 \quad (2.19)$$

$$\dot{y}_3 = -\frac{\gamma A}{V_{a0} + Ay_1} y_2 y_3 + \frac{\gamma RT}{V_{a0} + Ay_1} q_{ma}(y_3, u) \quad (2.20)$$

$$\dot{y}_4 = -\frac{\gamma A}{V_{b0} - Ay_1} y_2 y_4 + \frac{\gamma RT}{V_{b0} - Ay_1} q_{mb}(y_4, u) \quad (2.21)$$

$$\dot{y}_5 = y_2 - \alpha(y_5, y_2) \frac{\sigma_0}{g_{ss}(y_2)} \text{sign}(y_2) y_5 \quad (2.22)$$

onde y_1 é a posição do êmbolo, y_2 é a velocidade, y_3 e y_4 as pressões na câmaras A e B do cilindro, e y_5 é a dinâmica das microdeformações, F_{atr} é dado pela Eq. (2.11), q_{ma} e q_{mb} são as vazões mássicas nas câmaras A e B do cilindro, dadas pelas Eq. (2.2) e (2.3) respectivamente, A é a área do cilindro, V_{a0} e V_{b0} os volumes das câmaras A e B, respectivamente, T é a temperatura do ar de suprimento, R é a constante universal dos gases, e γ é a relação entre os calores específicos do ar.

2.7 Discussões

Este capítulo apresentou a sistematização e a modelagem matemática das principais características não lineares de um atuador pneumático. A combinação das diversas características não lineares resulta em um modelo não linear de 5ª ordem que representa o comportamento dinâmico do atuador pneumático utilizado neste trabalho. O modelo adotado considera a não linearidade da zona morta, a vazão mássica nas servoválvulas, a dinâmica das pressões e o movimento do êmbolo, que inclui a dinâmica do atrito.

A modelagem matemática apresentada neste capítulo será importante na implementação de algoritmos de simulação computacional, sendo útil para fins de simulação e análise do comportamento dinâmico de atuadores pneumáticos. Também mostra-se adequado na elaboração do projeto de controles não lineares baseados em modelo. Os resultados deste capítulo foram publicados em Ritter *et al.* (2009).

3 CONTROLE DE SERVOPOSICIONADORES PNEUMÁTICOS

3.1 Introdução

O presente capítulo apresenta uma breve revisão sobre controladores de atuadores pneumáticos disponíveis na literatura recente e a descrição de uma estratégia de controle ótimo em cascata para o servoposicionador pneumático estudada no grupo de pesquisa.

O estudo de sistemas de automação e controle tornou-se essencial em vários campos da engenharia e da ciência, devido à necessidade de realizar tarefas cada vez mais precisas. Exemplos de aplicação destes sistemas apresentam-se em praticamente todas as atividades humanas e um grande número de trabalhos nessa área têm sido desenvolvido nos últimos anos.

As não linearidades caracterizadas na modelagem matemática do atuador pneumático descrita no capítulo 2, principalmente as relacionadas à zona morta, ao escoamento de ar e à força de atrito, são os fatores que mais dificultam a obtenção de um bom desempenho do controlador aplicado a um servoposicionador pneumático.

Entretanto, como será mostrado nos resultados apresentados no capítulo seguinte, a especificação adequada de características geométricas do atuador pneumático pode contribuir para o sucesso de dada aplicação de engenharia.

Este capítulo está organizado da seguinte forma: a seção 3.2 apresenta uma breve revisão bibliográfica sobre o uso de controladores de servoposicionadores pneumáticos. Na seção 3.3 são apresentados e descritos os controladores clássicos lineares, seguido da apresentação da estratégia de controle ótimo linear na seção 3.4, conforme teoria proposta por Rafikov e Balthazar (2005). O projeto do controlador para o servoposicionador pneumático descrito neste trabalho é apresentado na seção 3.5. A seção 3.6 apresenta as discussões referentes aos resultados obtidos no capítulo.

3.2 Breve Revisão Bibliográfica dos Controladores de Servoposicionadores Pneumáticos

Em Sobczyk (2009) tem-se uma descrição detalhada das estratégias de controle de controle de servoposicionadores pneumáticos, onde encontram-se o controle proporcional e suas variações comuns (P, PI, PD e PID), os controladores por realimentação de estados, a linearização por realimentação, as metodologias baseadas na interpretação por subsistemas (o controle em cascata), o controle a estrutura variável, o controle adaptativo, os controladores com compensação explícita do atrito e o controle por redes neurais. Ele desenvolve um algoritmo de controle em cascata, onde propõe para o subsistema mecânico a utilização de uma lei clássica de controle acrescida de uma parcela destinada à compensação de forma adaptativa dos efeitos do atrito e das forças externas aplicadas ao sistema, e para o subsistema pneumático utiliza uma lei baseada na técnica de controle à estrutura variável.

Perondi (2002) mostrou as deficiências dos controladores lineares tradicionais aplicados a servoposicionadores pneumáticos, e propôs uma estratégia de controle em cascata com compensação do atrito em um atuador pneumático. As propriedades de estabilidade decorrentes dessa estratégia foram comprovadas através de simulações e de resultados experimentais.

O algoritmo de controle em cascata também é utilizado por Endler (2009) para atuadores pneumáticos. Para o subsistema mecânico, é aplicada a lei de controle ótimo proposta por Rafikov e Baltazar (2005), já utilizada com sucesso em Bavaresco (2007), e para o subsistema pneumático propõe uma lei de controle por realimentação, conforme a teoria de Slotine e Li (1991).

Jin et al. (2008) apresenta uma técnica simples de controle robusto de movimento para um manipulador robótico com atrito. Esta 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 menos suavez, inclusive o atrito de Coulomb e atrito estático. O controlador proposto tem uma estrutura simples e proporciona a compensação de atrito. A robustez do método proposto foi confirmada através de comparações com outros controladores industriais.

Em Rao e Bone (2008) uma lei de controle de posição não linear MIMO (*Multiple Input Multiple Output*) é desenvolvida para um servoposicionador pneumático utilizando a metodologia *backstepping* e a análise de estabilidade é realizada.

O trabalho de Chin *et al.* (2007) apresenta dois tipos de controle adaptativo de seguimento de posição: o controle adaptativo não linear e o controle adaptativo *backstepping*. Para facilitar o desenvolvimento do controle é proposta uma transformação não linear. O efeito do atrito dinâmico é considerado empregando-se compensações baseadas na observação da força de atrito. Uma análise da estabilidade baseada na teoria de Lyapunov é realizada para garantir a estabilidade do sistema controlado. Simulações e resultados experimentais ilustram o desempenho do controlador proposto.

Visando compensar os efeitos danosos do atrito, Aho *et al.* (2007) propõe um controle robusto adaptativo, onde 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 melhoria no desempenho do controlador em um simulador de planta industrial.

Devido a influência da não linearidade do atrito em um servo sistema eletro-hidráulico, Zhang *et al.* (2007) desenvolvem um controlador não linear que é aplicado no controle de força do sistema. Este controlador, que é baseado no teorema de Lyapunov, não necessita de um modelo de atrito preciso, sendo necessário apenas o conhecimento dos limites superiores de seus parâmetros. Os resultados das simulações mostram que comparados com o controlador PID, o controle proposto é mais eficiente e reduz a influência do atrito.

Girin *et al.* (2009) apresenta o controle de um sistema eletropneumático usado para seguimento de trajetória. Dois tipos de controladores foram projetados: um linear baseado no ganho programado *feedback* e um controlador por modos deslizantes de alta ordem para assegurar a convergência em tempo finito, precisão e robustez. O controlador de modos deslizantes de alta ordem foi utilizado no contexto SISO (*Single Input Single Output*), visando apenas controle de posição, e MIMO (*Multiple Input Multiple Output*), visando controlar posição e pressão. Resultados experimentais mostraram a viabilidade da implantação e o desempenho do controle.

Gulatti *et al.* (2009) desenvolve um observador de pressão baseado no método de Lyapunov para sistemas de acionamento pneumático. Este observador é baseado na energia e tem como vantagens não exigir um modelo para a carga do sistema, ou seja, é independente da carga e é globalmente estável. Com base neste observador, é desenvolvido um controlador robusto, a fim de obter uma melhor precisão com baixo custo para o sistema servopneumático.

Como foi descrito nesta seção, existe uma variedade de estratégias de controle não linear aplicáveis ao problema de servoposicionamento pneumático. Entretanto, a aplicação de

alguns destes controladores não lineares disponíveis na literatura muitas vezes exige a utilização de técnicas complexas e de difícil implementação computacional.

3.3 Descrição do Controle Clássico Linear

Esta seção tem por objetivo fazer uma descrição dos controladores clássicos lineares. Serão apresentados o controlador proporcional (P) e suas variações: proporcional-derivativo (PD), proporcional-integral (PI) e proporcional-integral-derivativo (PID), e também o controle por realimentação de estados.

Soboczyk (2009) cita que para um grande número de processos industriais em geral, o emprego das técnicas anteriormente mencionadas, principalmente o controle PID, apresenta resultados satisfatórios. Por essa razão, o emprego deste controlador como primeira abordagem de controle para um processo qualquer é muito comum. Porém, dependendo da natureza da planta a ser controlada, a eficiência destas técnicas pode ficar comprometida. Para o caso de atuadores pneumáticos, a eficácia do controle PID é limitada pela localização dos pólos de malha aberta do modelo linear do atuador, incertezas nos parâmetros e não linearidades presentes no sistema, conforme cita Perondi (2002).

Na estratégia de controle proporcional (P), a saída (u) do controlador é um sinal diretamente proporcional ao erro de posição ($y - y_d$), que é considerado a diferença algébrica entre a posição medida e a posição desejada, ou seja

$$u = k_{prop} (y - y_d) \quad (3.1)$$

onde k_{prop} é o ganho proporcional.

No controle proporcional-derivativo (PD), adiciona-se à parcela proporcional uma parcela derivativa e a saída do controlador é um sinal diretamente proporcional ao erro de posição somado com uma parcela diretamente proporcional ao erro de velocidade. Assim

$$u = k_{prop} (y - y_d) + k_d (\dot{y} - \dot{y}_d) \quad (3.2)$$

onde k_d é o ganho derivativo, proporcional à velocidade e $(\dot{y} - \dot{y}_d)$ é a derivada do erro em relação ao tempo.

Outra variação do controle proporcional (P) é o controle proporcional-integral (PI), onde a saída é a soma de um sinal diretamente proporcional ao erro de posição com um sinal proporcional a integral do erro. Dessa forma:

$$u = k_{prop} (y - y_d) + k_i \int_0^t (y - y_d) dt \quad (3.3)$$

onde k_i é o ganho integral.

Unindo-se as parcelas proporcional, integral e derivativa, obtém-se o controle proporcional-integral-derivativo (PID), dado por:

$$u = k_{prop} (y - y_d) + k_d (\dot{y} - \dot{y}_d) + k_i \int_0^t (y - y_d) dt \quad (3.4)$$

Embora o uso somente dos controladores (P), (PD), (PI) e (PID) no controle de servoposicionadores pneumáticos não produza resultados satisfatórios em diversas situações nas quais se requer o desempenho preciso, eles podem ser combinados com outras estratégias de compensação de não linearidades características, tal como em Bavaresco (2007) que obteve uma considerável melhoria do desempenho do controle proporcional quando combinado com a compensação fixa da zona morta em testes experimentais de seguimento de trajetória em um robô pneumático tipo Gantry utilizado no polimento de placas de aço inoxidável, construído por Schneider (2006).

Outra abordagem linear de controle é o controle por realimentação de estados, que leva em conta a realimentação das variáveis de estados do sistema. No caso de servoposicionadores pneumáticos, pode-se realimentar a posição, a velocidade e a aceleração. Dessa forma, a saída de um controlador de estados com realimentação da posição, velocidade e aceleração fica:

$$u = k_{prop} (y - y_d) + k_v \dot{y} - k_a \ddot{y} \quad (3.5)$$

onde k_v e k_a são os ganhos de velocidade e aceleração, respectivamente.

As limitações no desempenho dos controladores descritos anteriormente em servoposicionadores pneumáticos dependem da escolha adequada do atuador pneumático e das condições de sua aplicação como será demonstrado no Capítulo 4 para o controle proporcional.

3.4 Controle ótimo linear por realimentação de estados

Esta seção apresenta o projeto da lei de controle ótimo linear por realimentação de estados, proposta inicialmente por Rafikov e Balthazar (2005) para o controle de sistemas caóticos, sendo posteriormente aplicada com sucesso em sistemas pneumáticos (BAVARESCO, 2007 e ENDLER, 2009) e hidráulicos (DILDA, 2008 e MIOTTO, 2009).

Nesta metodologia, o sistema não linear deve ser escrito na forma de variáveis de estado, assim:

$$\dot{x} = A_1 x + g(x) \quad (3.6)$$

onde $x \in R^n$ é o vetor de estados, $A_1 \in R^{n \times n}$ é a matriz dos coeficientes da parte linear do sistema, $g(x)$ é um vetor formado de funções não lineares e contínuas do sistema.

O sistema controlado tem a seguinte forma:

$$\dot{x} = A_1 x + g(x) + U \quad (3.7)$$

onde U é o vetor de controle, formado por duas parcelas:

$$U = u_d + B_1 u_t \quad (3.8)$$

A parcela u_d é a parcela *feedforward* que mantém o sistema na trajetória desejada x_d e é dada por:

$$u_d = \dot{x}_d - A x_d - g(x_d) \quad (3.9)$$

A parcela $B_1 u_t$ (*feedback*) estabiliza o sistema em torno da trajetória desejada, sendo $B_1 \in \mathfrak{R}^{m \times n}$ uma matriz constante e u_t o vetor de controle dado por

$$u_t = -R^{-1} B_1^T P \tilde{x} \quad (3.10)$$

onde $R \in \mathfrak{R}^{m \times m}$ é uma matriz constante definida positiva, \tilde{x} é o desvio (erro) de trajetória do sistema (4.7) em relação à trajetória desejada e é dado por

$$\tilde{x} = x - x_d \quad (3.11)$$

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

$$P A_1 + A_1^T P - P B_1 R^{-1} B_1^T P + Q = 0 \quad (3.12)$$

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

$$\tilde{Q} = Q - G^T(x, x_d) P - P G(x, x_d) \quad (3.13)$$

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

Substituindo as equações (3.9) e (3.10) em (3.8), tem-se

$$U = \dot{x}_d - A_1 x_d - g(x_d) + B_1 u_t \quad (3.14)$$

Usando (3.14) em (3.7) chega-se à seguinte equação escrita na forma de desvios:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_1 x + g(x) + \dot{x}_d - A_1 x_d - g(x_d) + B_1 u_t \\ \dot{x} - \dot{x}_d &= A_1 (x - x_d) + g(x) - g(x_d) + B_1 u_t \\ \dot{\tilde{x}} &= A_1 \tilde{x} + g(x) - g(x_d) + B_1 u_t \end{aligned} \quad (3.15)$$

A parte não linear do sistema (3.15) pode ser definida como

$$g(x) - g(x_d) = G(x, x_d) \tilde{x} \quad (3.16)$$

considerando que $G(x, x_d) \tilde{x}$ é uma matriz limitada com seus elementos dependentes de x e x_d . Assim, o sistema (3.15) assume a forma

$$\dot{\tilde{x}} = A_1 \tilde{x} + G(x, x_d) \tilde{x} + B_1 u_t \quad (3.17)$$

3.5 Projeto do controlador para o servoposicionador pneumático

A idéia básica do controle em cascata consiste em interpretar o sistema como dois subsistemas interconectados: um subsistema mecânico acionado por um subsistema pneumático. O subsistema mecânico é dado pela equação do movimento do êmbolo do cilindro, incluindo a dinâmica do atrito. O subsistema pneumático consiste na equação dada pela dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e a equação da vazão mássica nos orifícios da servoválvula. A Figura 11 apresenta a divisão do sistema pneumático em dois subsistemas interconectados.

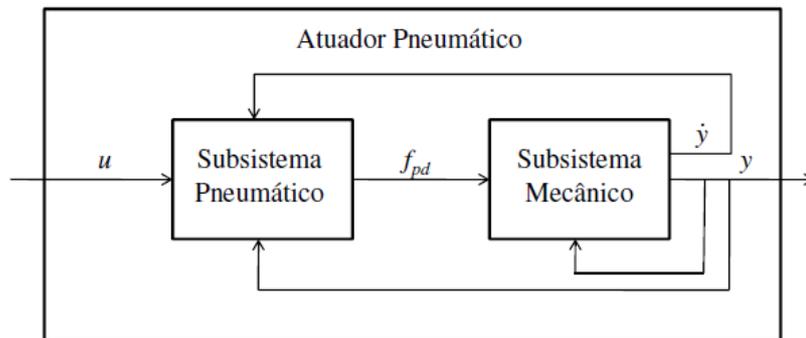


Figura 11- Interpretação do sistema pneumático como dois subsistemas

O objetivo é projetar uma lei de controle para f_{pd} (força pneumática desejada), para o subsistema mecânico, de maneira que a saída y siga a trajetória desejada y_d o mais próximo

possível e então projetar uma lei de controle para o subsistema pneumático de modo que este gere uma força pneumática necessária f_p .

3.6 Lei de controle do subsistema mecânico

Para o subsistema mecânico utiliza-se a lei de controle ótimo proposto por Rafikov e Balthazar (2005), descrita na seção 3.4. Para a aplicação desta lei de controle as equações que descrevem o subsistema mecânico devem ser reescritas na forma de variáveis de estado. Considerando a posição $y = x_1$, a velocidade $\dot{y} = x_2$, a pressão na câmara A $p_a = x_3$ e a pressão na câmara B $p_b = x_4$, obtém-se

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m}(A(x_3 - x_4) - \hat{F}_{atr})\end{aligned}\quad (3.18)$$

Define-se a força pneumática:

$$f_p = A(x_3 - x_4) = A(p_a - p_b) \quad (3.19)$$

O erro de f_p é dado por

$$\tilde{f}_p = f_p - f_{pd} \quad (3.20)$$

onde f_{pd} é a força pneumática desejada.

Assim, reescrevendo o sistema (3.18), obtém-se

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m}(-\hat{F}_{atr} + \tilde{f}_p + f_{pd})\end{aligned}\quad (3.21)$$

De acordo com a metodologia de controle ótimo, o sistema controlado tem a forma descrita na equação (3.7). Assim, admitindo-se o sistema (3.21) e a equação (3.7), temos que a matriz dos coeficientes da parte linear do sistema é dada por

$$A_1 = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (3.22)$$

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

$$g(x) = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{\hat{F}_{atr}}{m} + \frac{\tilde{f}_p}{m} \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

onde \hat{F}_{atr} é o observador da força de atrito definido pela equação (3.18).

A matriz constante B_1 será dada por

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Para o vetor de controle U , dado pela equação (3.8), a parcela *feedforward* será definida neste projeto de controle como

$$u_d = \begin{bmatrix} \dot{x}_{1d} - x_{2d} + 0 \\ \dot{x}_{2d} + \frac{1}{m}x_{2d} + \frac{\hat{F}_{atr}}{m} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Observando o sistema (3.21) pode-se perceber que $\dot{x}_{1d} - x_{2d} = 0$. Assim, a parcela *feedforward* u_d pode ser redefinida como:

$$u_d = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{x}_{2d} + \frac{1}{m}x_{2d} + \frac{\hat{F}_{atr}}{m} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

Para o cálculo da parcela *feedback*, será necessária uma escolha adequada das matrizes Q e R , pois esta escolha é fundamental para garantir a estabilidade e uma boa eficiência do controle. Geralmente adota-se uma matriz diagonal, uma vez que a escolha da matriz ideal se dá por tentativa e erro. De acordo com Ogata (1998) a resposta do sistema se dá pela escolha do elemento q_{11} , e quanto maior for este elemento em relação aos outros elementos da diagonal e aos elementos de R , mais rápida será a resposta.

$$Q = \begin{bmatrix} q_{11} & 0 \\ 0 & q_{22} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

$$R = [1] \quad (3.28)$$

Com a definição das matrizes Q e R , é possível obter a matriz P , resolvendo a equação de Riccati definida em (3.12), através da função LQR do software Matlab.

$$P = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} \\ p_{21} & p_{22} \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

Dessa forma, o cálculo da parcela *feedback* é estabelecido por:

$$B_1 u_t = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} [-p_{21} \tilde{x}_1 - p_{22} \tilde{x}_2] \quad (3.30)$$

onde o desvio de trajetória do sistema em relação à trajetória desejada é definido como

$$\tilde{x} = \begin{bmatrix} \tilde{x}_1 \\ \tilde{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 - x_{1d} \\ x_2 - x_{2d} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

A soma das parcelas *feedforward* (Equação 4.30) e *feedback* (Equação 3.30) nos dá a seguinte lei de controle do sistema mecânico, de acordo com a equação (3.8):

$$U = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{x}_{2d} + \frac{1}{m}x_{2d} + \frac{\hat{F}_{atr}}{m} - p_{21}\tilde{x}_1 - p_{22}\tilde{x}_2 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

Para o modelo adotado a lei de controle é

$$U = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{f_{pd}}{m} \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

Assim, a força pneumática desejada para controlar o sistema é

$$f_{pd} = m \dot{x}_{2d} + x_{2d} + \hat{F}_{atr} - m p_{21}\tilde{x}_1 - m p_{22}\tilde{x}_2 \quad (3.34)$$

Reescrevendo em termos de y , tem-se

$$f_{pd} = m \ddot{y}_d + y_d + \hat{F}_{atr} - m p_{21}(y - y_d) - m p_{22}(\dot{y} - \dot{y}_d) \quad (3.35)$$

A equação (3.35) nos dá a força pneumática necessária para controlar o sistema.

A função candidata de Lyapunov será dada por

$$V_1 = \frac{1}{2} \tilde{x}^T P \tilde{x} \quad (3.36)$$

definida positiva, cuja derivada temporal será dada por

$$\dot{V}_1 = -\tilde{x}^T \tilde{Q} \tilde{x} - u^T R u \quad (3.37)$$

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

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

$$h(t) = \tilde{x}^T \tilde{Q} \tilde{x} \quad (3.38)$$

a qual caracteriza a soma dos desvios quadrados do sistema da trajetória desejada. Com $h(t)$ definida positiva, então \tilde{Q} também é definida positiva e desta forma o controle é estável.

Rafikov e Balthazar (2005) apresentam as condições que garantem a estabilidade do subsistema mecânico controlado através do controle ótimo linear por realimentação.

3.7 Lei de controle do subsistema pneumático

O projeto de controle do subsistema pneumático é baseado na técnica de linearização por realimentação proposta por Slotine e Li (1991).

Derivando a equação (3.19), obtém-se:

$$\dot{f}_p = A(\dot{p}_a - \dot{p}_b) \quad (3.39)$$

Aplicando na equação (3.39) as equações (2.8) e (2.9), que representam o subsistema pneumático, chega-se à seguinte equação:

$$\begin{aligned} \dot{f}_p = & -A^2 f_1 \dot{y} p_a - A^2 f_2 \dot{y} p_b + \\ & A R T f_1 \arctg(2u) g_1(\text{sig}(u), p_a) + A R T f_2 \arctg(2u) g_2(\text{sig}(u), p_b) \end{aligned} \quad (3.40)$$

onde

$$f_1(y) = \frac{\gamma}{V_{a0} + Ay} \quad (3.41)$$

$$f_2(y) = \frac{\gamma}{V_{b0} - Ay} \quad (3.42)$$

Definindo:

$$h(y, \dot{y}, p_a, p_b) = -(A^2 f_1 \dot{y} p_a + A^2 f_2 \dot{y} p_b) \quad (3.43)$$

e

$$\hat{u}(p_a, p_b, y, u) = A R T f_1 \arctg(2u) g_1(\text{sign}(u), p_a) + A R T f_2 \arctg(2u) g_2(\text{sign}(u), p_b) \quad (3.44)$$

pode-se reescrever a equação (3.40), que fica:

$$\dot{f}_p = h(y, \dot{y}, p_a, p_b) + \hat{u}(p_a, p_b, y, u) \quad (3.45)$$

Dessa forma, propõe-se a lei de controle por realimentação, proposta pela seguinte equação:

$$\hat{u}(p_a, p_b, y, u) = -h(y, \dot{y}, p_a, p_b) + \dot{f}_{pd} - k_p \tilde{f}_p \quad (3.46)$$

onde $-h(y, \dot{y}, p_a, p_b)$ é definido pela equação (3.43), \dot{f}_{pd} é a derivada da equação (3.35), k_p é o ganho de pressão na válvula e \tilde{f}_p é dado pela equação (3.20)

Utilizando a equação (3.48) que define $\hat{u}(p_a, p_b, y, u)$, pode-se encontrar o sinal de controle u , ou seja, a lei de controle do subsistema pneumático:

$$u = 0,5 \operatorname{tg} \left(\frac{f_1 A^2 \dot{y} p_a + f_2 A^2 \dot{y} p_b + \dot{f}_{pd} - k_p \tilde{f}_p}{f_1 A R T g_1(p_a, \text{sig}(u)) + f_2 A R T g_2(p_b, \text{sig}(u))} \right) \quad (3.47)$$

A combinação das equações (3.20), (3.35) e (3.46) resulta na expressão que representa a dinâmica dos erros de seguimento de trajetória da força pneumática em malha fechada, dada por:

$$\ddot{\tilde{f}}_p = -k_p \tilde{f}_p \quad (3.48)$$

Escolhendo a função positiva

$$V_2 = \frac{1}{2} \tilde{f}_p^2 \quad (3.49)$$

Ao se utilizar a função (3.48) pode-se obter a derivada de (3.49) em relação ao tempo, que posteriormente será utilizada na análise de estabilidade:

$$\dot{V}_2 = -k_p \tilde{f}_p^2 \quad (3.50)$$

3.8 Discussões

Este capítulo tratou da apresentação do projeto de controladores disponíveis para servoposicionadores pneumáticos, mesmo não sendo o objetivo desta dissertação, mas servirá de base para as próximas dissertações e trabalhos do grupo de pesquisa. No capítulo seguinte apresenta-se alguns resultados de simulação computacional utilizando-se o controle proporcional e o controle ótimo projetado por Endler (2009).

4 RESULTADOS

4.1 Introdução

Este capítulo apresenta a implementação computacional e os resultados das simulações numéricas em malha aberta e malha fechada do modelo matemático não linear de 5ª ordem proposto no Capítulo 2. Um resultado inédito desta dissertação de mestrado é o estudo da influência de parâmetros construtivos do atuador pneumático, tais como a área e o volume das câmaras do cilindro, no comportamento dinâmico do servoposicionamento pneumático em dada aplicação de engenharia. Este estudo tem a finalidade de determinar quais características físicas dos atuadores pneumáticos contribuem para um melhor comportamento dinâmico do sistema.

As simulações computacionais são feitas com o auxílio do software MatLab/Simulink, e o método numérico utilizado na solução das equações é o Runge Kutta, com passo de integração 0.0001 segundos.

O modelo de 5ª ordem do atuador pneumático, representado pelas equações (2.1), (2.2), (2.3), (2.8), (2.9) e (2.10) é implementado através de um diagrama de blocos, conforme a Figura 12, onde o primeiro bloco representa o sinal de entrada do sistema dinâmico, caracterizando um sinal de controle em malha aberta u , que permite o estudo do comportamento das variáveis de estado do sistema.

A não linearidade da zona morta é uma imperfeição causada pela sobreposição do ressalto do carretel da servoválvula em relação ao orifício de passagem do ar sob pressão, uma vez que a largura do ressalto do carretel é maior que a largura do orifício e está representada no segundo diagrama de blocos, conforme descrita na Eq. (2.1).

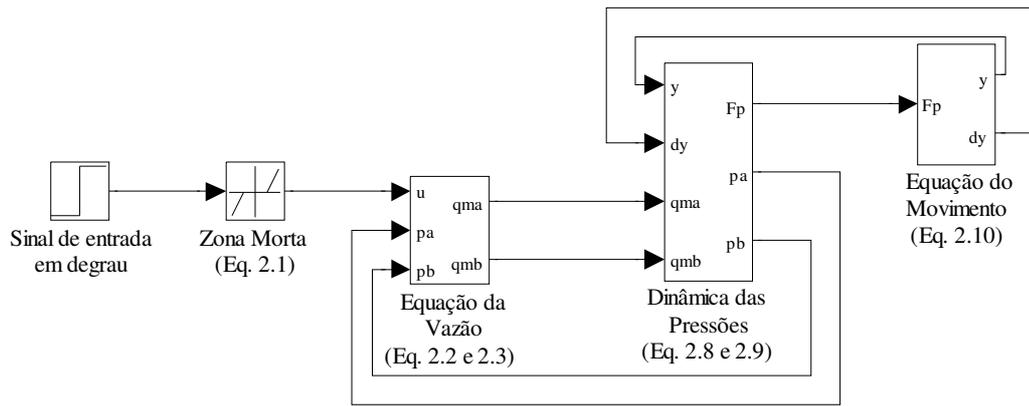


Figura 12 - Diagrama de blocos do modelo matemático do atuador pneumático.

A Figura 12 apresenta mais três blocos: o da equação das vazões, o da equação da continuidade e o da equação do movimento, que inclui ainda o bloco do atrito. Cada um destes blocos será explicado detalhadamente a seguir.

A equação das vazões, q_{ma} e q_{mb} , é representada através de diagramas de blocos conforme a Fig. 13. Este possui como entrada o sinal de saída da não linearidade de zona morta, u_{zm} , e possui a realimentação das pressões nas câmaras A e B do cilindro, o que resulta em um acoplamento dinâmico da válvula com a equação da continuidade nas câmaras do cilindro. As variáveis de saída são as vazões q_{ma} e q_{mb} . A Figura 13 representa a equação da vazão para a câmara A.

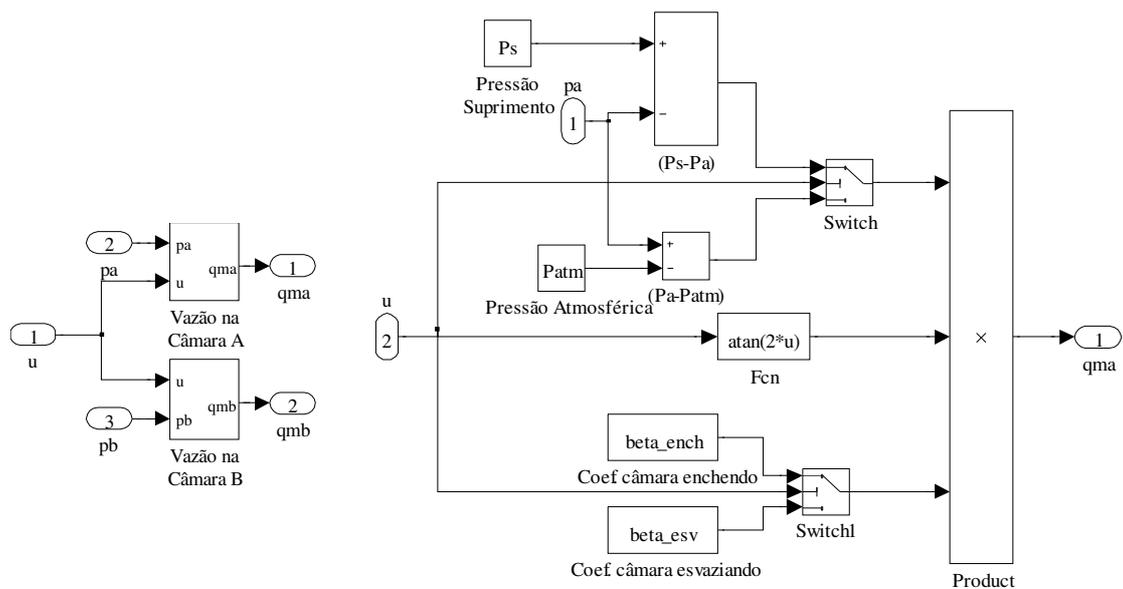


Figura 13 – Diagrama de blocos da equação da vazão

O diagrama de blocos da equação da continuidade está representado na Fig. 14. Possui como variáveis de entrada as vazões q_{ma} e q_{mb} nas câmaras A e B do cilindro, respectivamente, e também a realimentação da posição do cilindro em função do tempo proveniente da saída da equação do movimento, resultando em um acoplamento dinâmico. As pressões nas câmaras do cilindro (p_a e p_b) são as variáveis de saída.

É importante observar que, como as pressões internas nas câmaras (p_{ai} e p_{bi}) não são nulas, é preciso determiná-las para que a simulação numérica apresente resultados adequados de previsão do comportamento dinâmico do sistema. A Figura 14 mostra o diagrama de blocos da equação da continuidade no cilindro na câmara A.

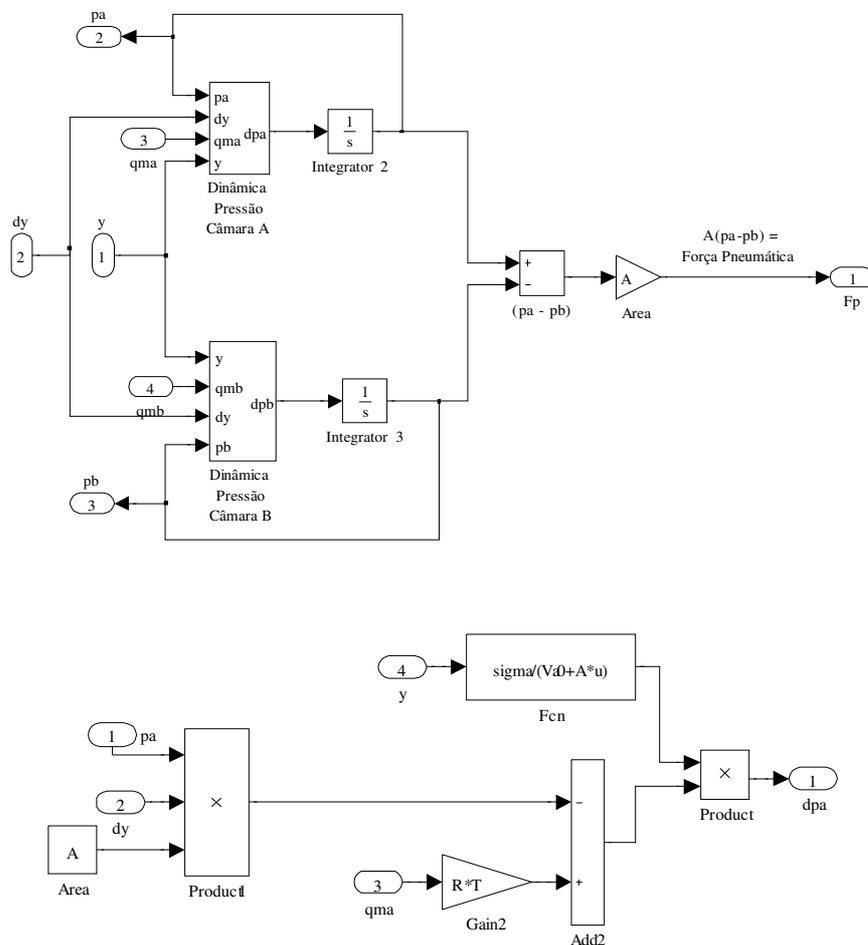


Figura 14 – Diagrama de blocos da equação da continuidade

A Figura 15 representa o diagrama de blocos da equação do movimento no êmbolo do cilindro, incluindo o atrito dinâmico, conforme descrito na Eq. (2.10) e representado na Fig 16.

No subsistema da equação do movimento, a entrada é a força pneumática e a saída é a velocidade, \dot{y} , e a posição, y , do êmbolo do cilindro pneumático. A fim de facilitar a determinação das condições iniciais para as pressões, as condições iniciais da posição e velocidade foram consideradas para a situação do êmbolo parado (nulas).

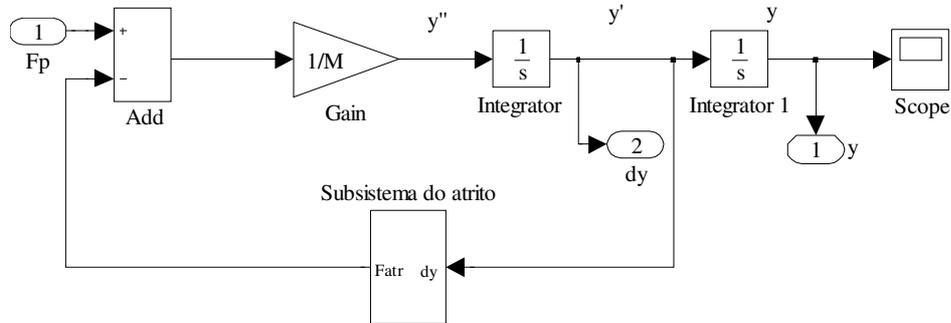


Figura 15 - Diagrama de blocos para a Equação do Movimento

Ainda no diagrama de blocos da equação do movimento do êmbolo no cilindro, tem-se a dinâmica do atrito no atuador pneumático. Este diagrama possui como variável de entrada a velocidade \dot{y} (representada no diagrama de blocos por dy) e como variável de saída a força de atrito F_{atr} .

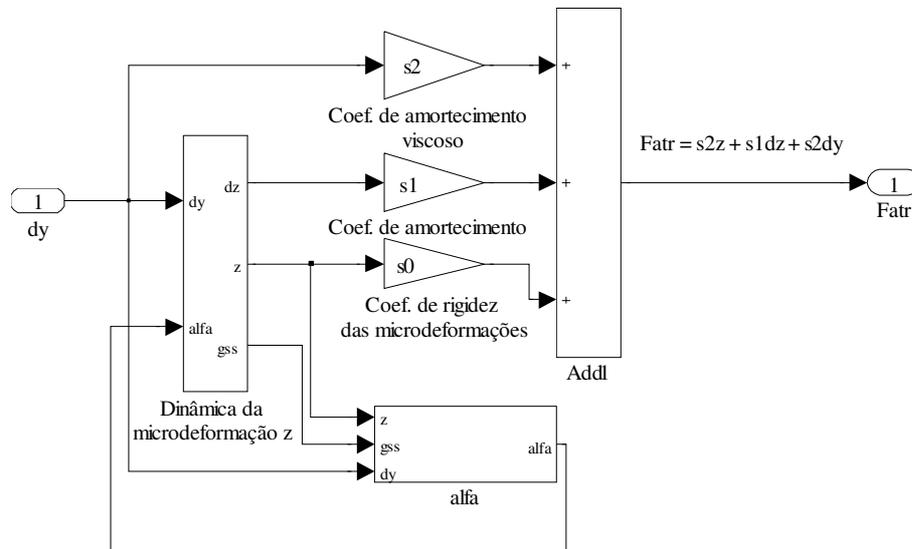


Figura 16 – Diagrama de blocos da dinâmica do atrito

Os parâmetros do modelo de atrito utilizados nas simulações numéricas do modelo foram obtidos através de experimentos na bancada de testes do Laboratório de Automação do

Campus Panambi da UNIJUÍ e publicados em Valdiero *et al.* (2005) e Andrighetto *et al.* (2006). Os parâmetros utilizados na equação da vazão foram obtidos na mesma bancada e publicados em Ritter *et al.* (2009). As Tabelas seguintes apresentam os valores dos parâmetros utilizados nas simulações numéricas.

Tabela 1. Valores dos parâmetros dos modelos das não linearidades da servoválvula pneumática utilizada (fabricante Festo, código MPYE-5-1/8).

Descrição do Parâmetro	Simbologia	Valor	Observação
Limite direito da zona morta	zmd	1 Volt	Obtido experimentalmente conforme Valdiero et al. (2008)
limite esquerdo da zona morta	zme	1 Volt	
Inclinação direita da zona morta	md	1	
inclinação esquerda da zona morta	me	1	
Coefficiente de vazão para a câmara enchendo	β^{ench}	0.69501×10^{-8}	Obtido experimentalmente conforme Endler (2009)
Coefficiente de vazão para a câmara esvaziando	β^{esv}	0.898105×10^{-8}	

Tabela 2. Especificações e valores dos parâmetros dos modelos das não linearidades dos cilindros pneumáticos utilizados.

Descrição	Simbologia	Atuador	Atuador	Atuador	Observação
		1	2	3	
Fabricante	----	Rexroth	Rexroth		
Código do catálogo	----	502 602 020 0	502 602 020 0		
Diâmetro do êmbolo (m)	D	0.025	0.025	0.060	
Curso total (m)	L	0.5	1	0.5	
Área do êmbolo (m ²)	A	4.91×10^{-4}	4.91×10^{-4}	2.8×10^{-3}	
Volume da câmara A (m ³) para posição $y = 0$	V_{a0}	1.25×10^{-4}	2.5×10^{-4}	7.0886×10^{-4}	
Volume da câmara B (m ³) para posição $y = 0$	V_{b0}	1.25×10^{-4}	2.5×10^{-4}	7.0886×10^{-4}	
Atrito estático (N)	F_s	24	24	6	Parâmetros obtidos experimentalmente conforme Valdiero et al. (2005) e Andrighetto et
Atrito Coulomb (N)	F_c	23.40	23.40	1.59	
Atrito Viscoso (Ns/m)	σ_2	46.53	46.53	200	
Velocidade Stribek (m/s)	\dot{y}_s	0.010	0.010	0.085	

Coefficiente de rigidez das microdeformações (N/m)	σ_0	0.5×10^6	0.5×10^6	0.5×10^6	al. (2006)
Coefficiente de amortecimento das microdeformações (Ns/m)	σ_1	400	400	72.2	
Deslocamento de força de quebra	z_{ba}	23×10^{-6}	23×10^{-6}	23×10^{-6}	
Massa inercial (incluindo a carga) (kg)	M	10.125	10.125	10.125	

Tabela 3. Valores dos parâmetros relacionados ao fluido ar.

Parâmetro e valor	Descrição
$p_{sup} = 6 \times 10^5 Pa$	Pressão de suprimento
$p_{atm} = 1 \times 10^5 Pa$	Pressão atmosférica
$R = 287 Jkg / K$	Constante universal dos gases
$T = 293 K$	Temperatura do ar de suprimento
$\gamma = 1.4 Adimensional$	Relação entre os calores específicos do ar

4.2 Simulações numéricas do modelo em Malha Aberta

Esta seção apresenta os resultados das simulações em malha aberta do modelo matemático não linear de 5ª de atuador pneumático. O diagrama de blocos utilizados para realizar estas simulações foi apresentado na seção 4.1 e os parâmetros utilizados estão descritos nas Tabelas 1, 2 e 3.

Foram realizadas simulações com entrada senoidal e com entrada em degrau, e seus resultados permitem observar diferentes efeitos nas variáveis de estado do sistema. O sinal de controle senoidal permite observar os efeitos causados por uma variação contínua na entrada, e permite a análise do comportamento do sistema nas inversões de movimento do atuador pneumático. Já o sinal de controle em degrau permite a análise do comportamento das variáveis de estado do atuador pneumático em partidas rápidas, que são muito comuns em diversas de suas aplicações.

Para realizar as simulações com sinal de entrada em degrau, é necessário que para cada valor seja regulado um tempo de simulação que respeite os limites de curso do atuador, pois o diagrama de blocos utilizado na simulação não considera tais limites. Para o sinal de entrada

em degrau com uma entrada de 3 Volts, foi regulado um tempo de simulação de 0.3 s. A Figura 17 apresenta o deslocamento do êmbolo para cada um dos cilindros da Tabela 2.

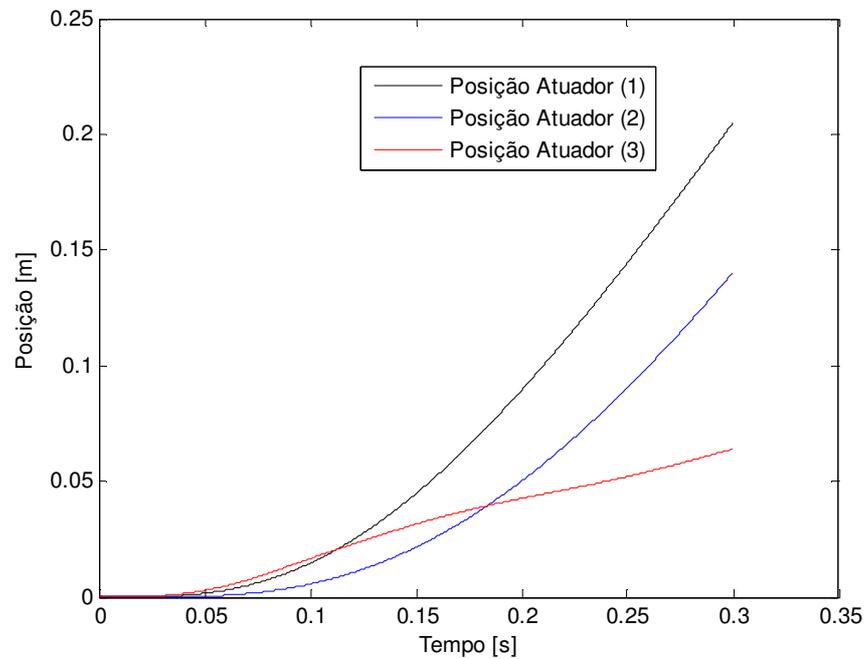


Figura 17 – Posição do êmbolo do cilindro para os casos: Atuador (1): $d=25\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$; Atuador (2): $d=25\text{mm}$ e $L=1\text{m}$ e Atuador (3): $d=60\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$.

A Figura 18 representa a velocidade do êmbolo do cilindro do atuador pneumático ao longo do tempo de simulação para os 3 tipos de cilindro apresentados na Tabela 2.

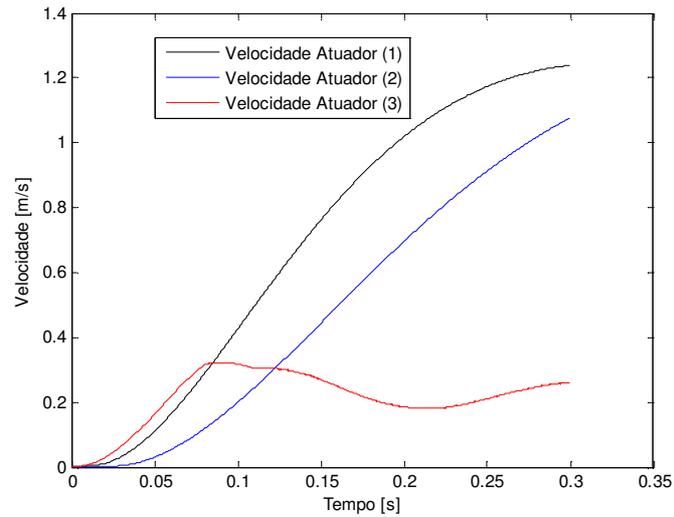


Figura 18 – Velocidade do atuador ao longo do tempo para em entrada em degrau nos casos: Atuador (1): $d=25\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$; Atuador (2): $d=25\text{mm}$ e $L=1\text{m}$ e Atuador (3): $d=60\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$.

A Figura 19 mostra a dinâmica das pressões e das vazões pelos orifícios de passagem do ar da servoválvula para o caso do cilindro do Atuador (1).

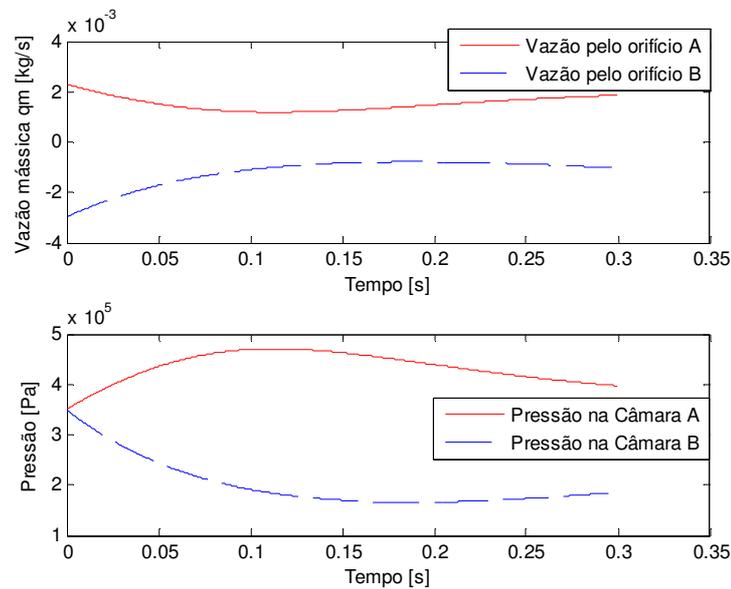


Figura 19 – Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (1) para entrada em degrau

A Figura 20 mostra a dinâmica das pressões e das vazões pelos orifícios de passagem do ar da servoválvula para o caso do cilindro do Atuador (2).

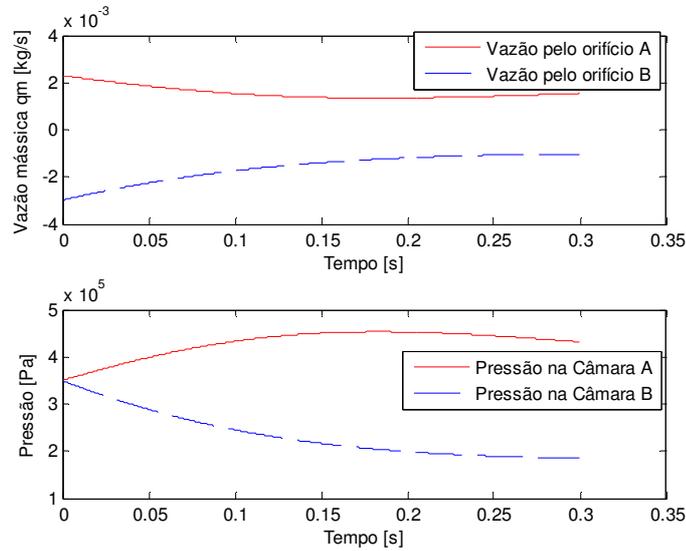


Figura 20 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (2) para entrada em degrau.

A Figura 21 mostra a dinâmica das pressões e das vazões pelos orifícios de passagem do ar da servoválvula para o caso do cilindro do Atuador (3).

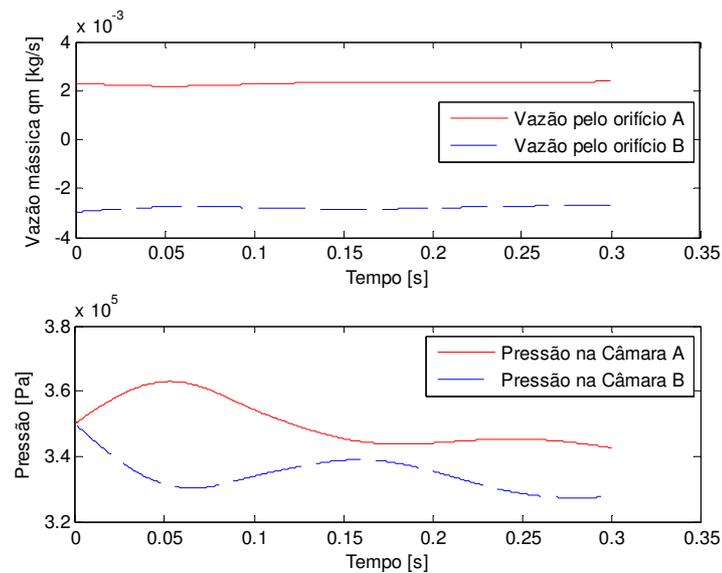


Figura 21 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (3) para entrada em degrau.

Para as simulações com o sinal de entrada senoidal, recomenda-se a escolha de uma amplitude e uma frequência tal que a variável de estado não ultrapasse os limites físicos de fim de curso. Neste trabalho utilizou-se uma senóide de amplitude 2 V e frequência de 2π rad/s, regulada de modo que durante a simulação o deslocamento do êmbolo do cilindro não ultrapassasse o fim do curso definido. O tempo de simulação foi regulado em 2 s.

A figura 22 mostra o comportamento da posição do êmbolo do cilindro atuador ao longo do tempo para os 3 tipos de cilindro apontados na Tabela (2) .

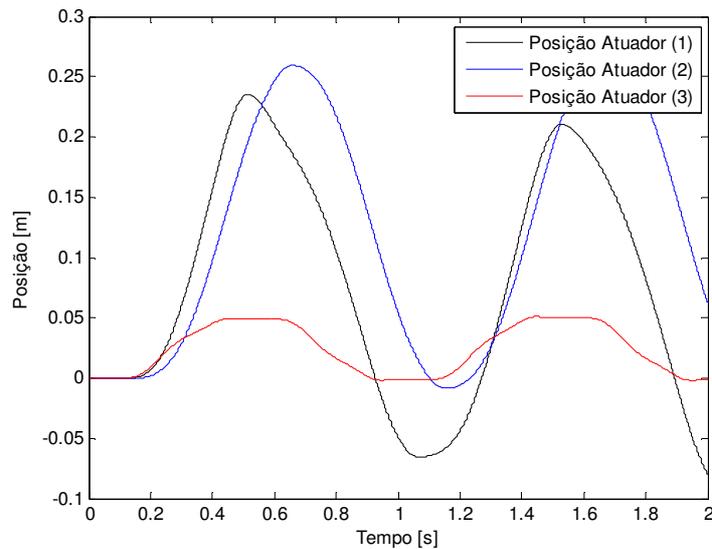


Figura 22 - Posição do êmbolo do cilindro com entrada senoidal para os casos: Atuador (1), $d=25\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$; Atuador (2), $d=25\text{mm}$ e $L=1\text{m}$ e Atuador (3), $d=60\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$.

A velocidade para o sinal de entrada senoidal ao longo do tempo para os 3 tipos de cilindros está representada na Figura 23 .

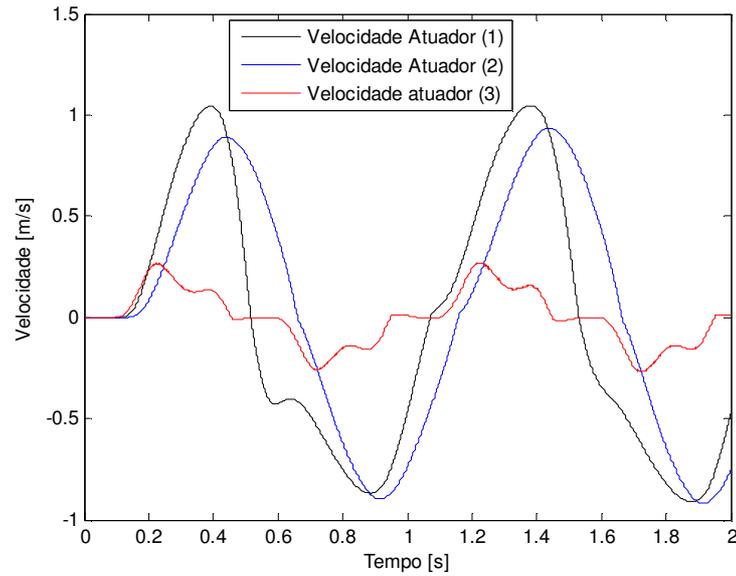


Figura 23 - Velocidade do atuador ao longo do tempo para em entrada senoidal nos casos: Atuador (1), $d=25\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$; Atuador (2), $d=25\text{mm}$ e $L=1\text{m}$ e Atuador (3), $d=60\text{mm}$ e $L=500\text{mm}$.

A Figura 24 mostra a dinâmica das pressões e das vazões pelos orifícios de passagem do ar da servoválvula para o caso do cilindro do Atuador (1).

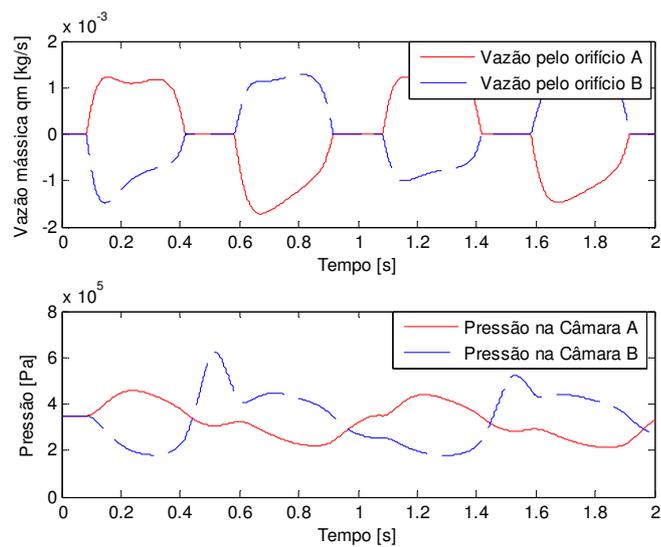


Figura 24 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (1) para entrada senoidal.

A Figura 25 mostra a dinâmica das pressões e das vazões pelos orifícios de passagem do ar da servoválvula para o caso do cilindro do Atuador (2).

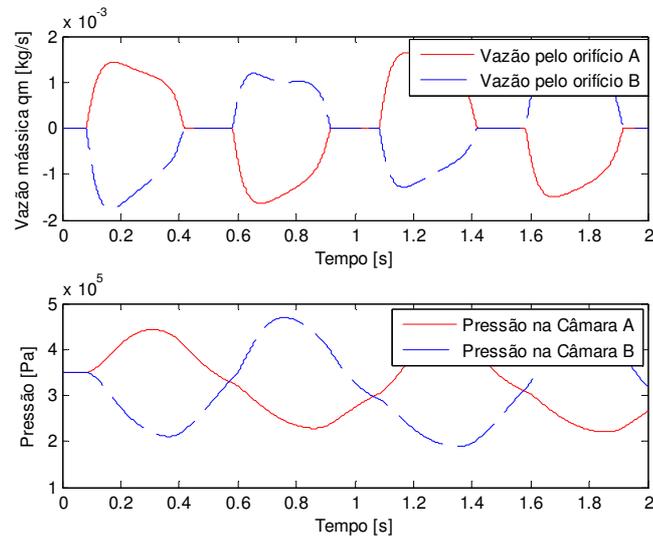


Figura 25 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (2) para entrada senoidal.

A Figura 26 mostra a dinâmica das pressões e das vazões pelos orifícios de passagem do ar da servoválvula para o caso do cilindro do Atuador (3).

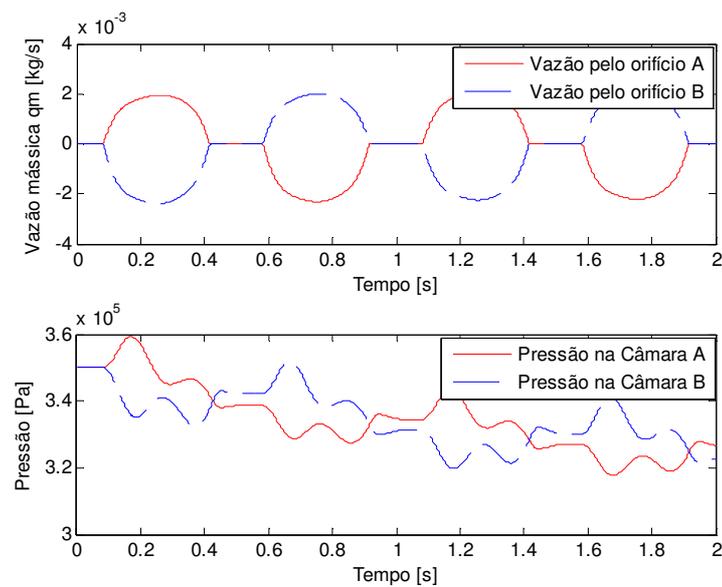


Figura 26 - Dinâmica das pressões e das vazões nas câmaras do cilindro do Atuador (3) para entrada senoidal.

Os resultados de simulação em malha aberta apresentados ilustram a eficiência da metodologia proposta para a implementação dos diagramas de blocos e permitem observar o comportamento dinâmico do atuador pneumático. Estes resultados foram publicados em Ritter *et.al* (2009a).

4.3 Planejamento de trajetória

As simulações do modelo matemático do atuador pneumático controlado foram realizadas direcionando o sistema para três casos: ponto fixo, trajetória desejada senoidal e trajetória desejada polinomial. Na escolha da trajetória desejada deve-se atentar para a existência da primeira, segunda e terceira derivadas, que correspondem à velocidade, aceleração e derivada da aceleração, pois estas serão necessárias na aplicação do controle não linear proposto no capítulo 3.

O ponto fixo escolhido para direcionar o sistema nas simulações foi

$$y = \begin{bmatrix} 0.045 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

com condições iniciais $y = 0$, $\dot{y} = 0$ e $\ddot{y} = 0$.

A trajetória senoidal é descrita na Equação (4.2) e permite observar o desempenho dos controladores na reversão da velocidade. A amplitude escolhida é 0.2 m e o período é $t_s = 10$ s.

$$y_d = -0.2 \cos\left(\frac{2\pi}{t_s} t\right) \quad (4.2)$$

Outra trajetória é representada pelo polinômio da Equação (4.3):

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

com as condições iniciais

$$y(0) = Pi, \quad \dot{y}(0) = \ddot{y}(0) = \ddot{\ddot{y}}(0) = 0 \quad (4.4)$$

e

$$y(t_e) = desl, \quad \dot{y}(t_e) = \ddot{y}(t_e) = \ddot{\ddot{y}}(t_e) = 0 \quad (4.5)$$

onde t_e é o tempo de deslocamento da trajetória polinomial, $desl$ é a distância percorrida sobre a trajetória polinomial e Pi a posição inicial do atuador.

Para os testes realizados foram escolhidos trechos de parada y_p de 5 s e trechos de deslocamento através da trajetória y_d também de 5 s. O início da trajetória se dá com um trecho de parada na posição -0.125 m do cilindro, seguido de um trecho de deslocamento até a posição 0.125 m. Após o período de parada retorna a posição inicial através da função $-y_d$. A trajetória desejada com duas repetições pode ser descrita pela Equação (4.6), os trechos de subida e descida são caracterizados pelo polinômio de sétima ordem y_{dp} dado pela Equação (4.7).

$$y_d(t) = \begin{cases} -0.125, & t \leq 5; \\ y_{dp}(t-5) - 0.125, & 5 < t < 10 \\ 0.125, & 10 \leq t \leq 15 \\ -y_{dp}(t-15) - 0.125, & 15 < t < 20 \\ -0.125, & 20 \leq t \leq 25 \\ y_{dp}(t-20) - 0.125, & 25 < t < 30 \\ 0.125, & 30 \leq t \leq 35 \\ -y_{dp}(t-35) - 0.125, & 35 < t < 40 \\ -0.125, & t \geq 40; \end{cases} \quad (4.6)$$

$$y_{dp} = -6.4 \times 10^{-5} t^7 - 4.48 \times 10^{-4} t^6 - 2.7 \times 10^{-3} t^5 - 1.34 \times 10^{-2} t^4 \quad (4.7)$$

Na Figura 27 observa-se o gráfico da trajetória desejada polinomial com tempo de parada e deslocamento de 5 s.

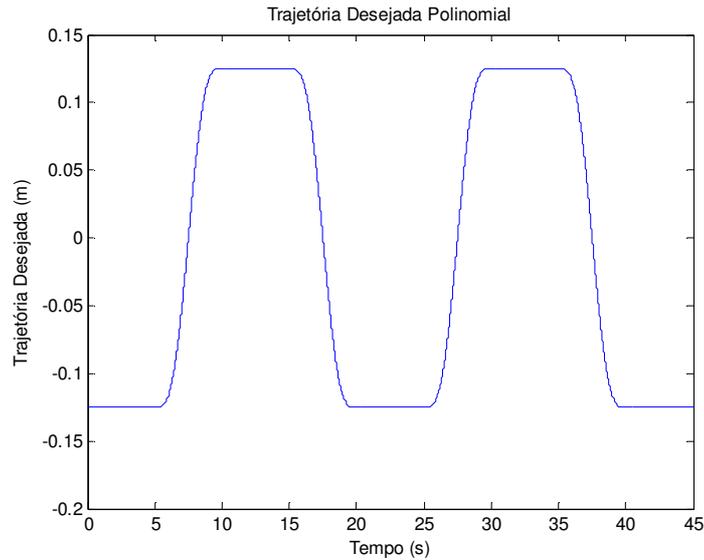


Figura 27 – Trajetória desejada polinomial de sétima ordem

4.4 Estudo da influência do cilindro no comportamento dinâmico

Esta seção tem por objetivo estudar quais características físicas dos atuadores pneumáticos contribuem para um melhor comportamento dinâmico do sistema, permitindo que se faça a especificação adequada de seus componentes. Dentro deste contexto, o estudo se concentrou na análise do comportamento dinâmico variando-se o diâmetro e o comprimento do cilindro do atuador para uma mesma servoválvula.

Neste estudo são comparados três tipos de cilindros: (a) cilindro de pequena área com diâmetro $d = 0.25$ m e grande curso $L = 0.5$ m, (b) cilindro de grande área com diâmetro $d = 0.60$ m e grande curso $L = 0.5$ m e (c) cilindro de grande área com diâmetro $d = 0.60$ m e pequeno curso $L = 0.1746$ m. O cilindro do caso (c) é definido de tal forma que o volume de suas câmaras seja igual ao caso (a). Esta comparação tem por objetivo observar qual destes cilindros apresenta características que facilitam o controle clássico do sistema.

Tabela 4 – Parâmetros dos diferentes tamanhos de cilindros utilizados na simulação do comportamento do atuador pneumático.

Caso (a) d=0.025 m L=0.5 m	Caso (b) d=0.060 m, L= 1 m	Caso (c) d= 0.060m L=0.1746m	Descrição do Parâmetro
$A = 4.91 \times 10^{-4} m^2$	$A = 2.8 \times 10^{-3} m^2$	$A = 2.8 \times 10^{-3} m^2$	Área do êmbolo
$V_{a0} = 2.5 \times 10^{-4} m^3$	$V_{a0} = 1.4 \times 10^{-3} m^3$	$V_{a0} = 2.5 \times 10^{-4} m^3$	Volume inicial da câmara A
$V_{b0} = 2.5 \times 10^{-4} m^3$	$V_{a0} = 1.4 \times 10^{-3} m^3$	$V_{b0} = 2.5 \times 10^{-4} m^3$	Volume inicial da câmara B

A Figura 28 apresenta o diagrama de blocos em malha fechada do modelo matemático não linear de 5ª ordem estudado no Capítulo 2 deste trabalho. Como lei de controle, foi utilizada a estratégia de controle clássico proporcional, direcionando o cilindro a um ponto fixo 0.0045m, com ganho proporcional 5 (escolhido por tentativa e erro).

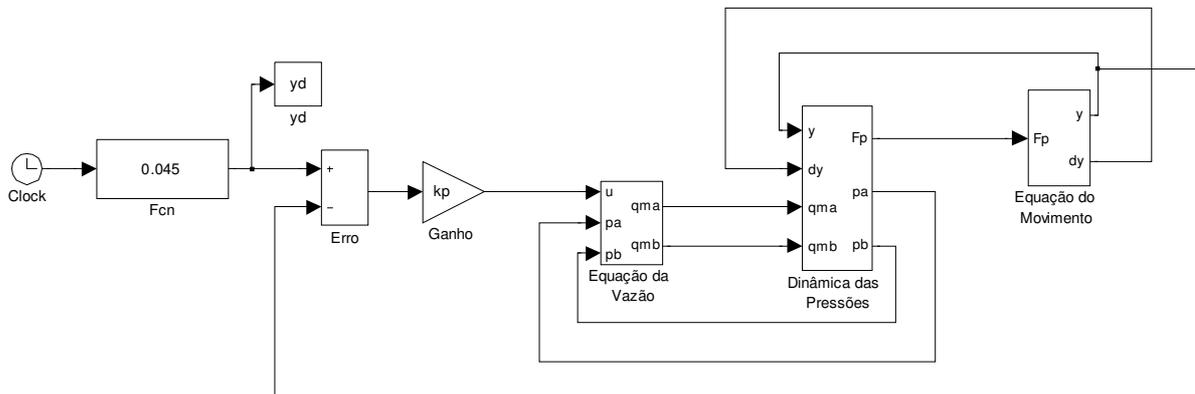


Figura 28 - Diagrama de blocos em malha fechada utilizado na simulação do modelo

A grande contribuição deste estudo comparativo é mostrar que a adequada escolha do cilindro pode facilitar o controle, pois existem várias opções para uma mesma aplicação. Por exemplo, dada uma certa necessidade de força no atuador pneumático para realizar uma tarefa

específica, tal força depende diretamente da pressão de carga e da área (veja a Eq. 2.10), e o projetista tem à disposição uma faixa de pressão de suprimento que pode ser regulada e uma faixa de diâmetros disponíveis no comércio. O que ocorre frequentemente é que o projetista escolhe um cilindro só analisando a força requerida e sem ter a previsão do comportamento dinâmico da resposta, cabendo um maior esforço para a estratégia de controle que muitas vezes não consegue levar a dinâmica para o comportamento desejado. Por outro lado, o diagrama de blocos da Fig. 28 permite que sejam simuladas diferentes opções e a escolha mais adequada.

Na Figura 29 apresenta-se uma comparação dos resultados destes três casos, com controle proporcional direcionado ao ponto fixo 0.045m e na seqüência é feita uma análise mais detalhada do comportamento do sistema nestes casos.

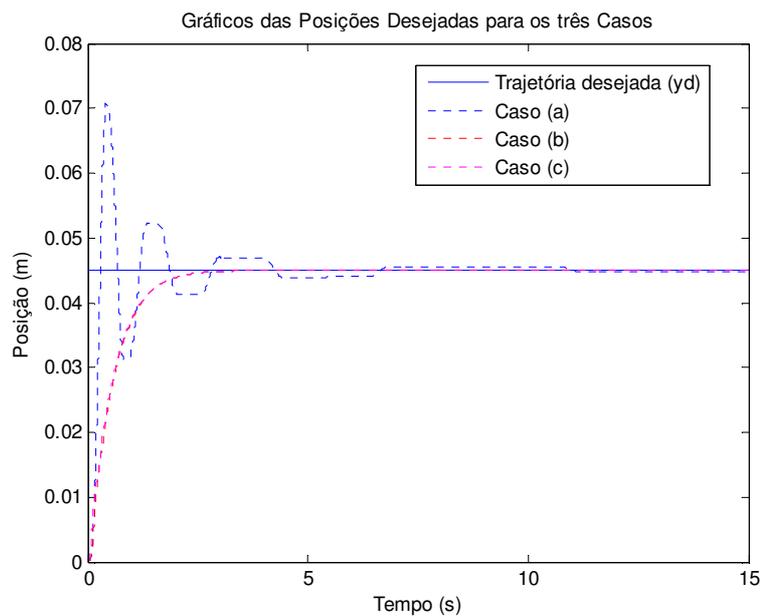


Figura 29 - Posição desejada para o cilindro direcionado a um ponto fixo $y_d=0.045$ m

Os resultados de simulações computacionais do modelo dinâmico para os diferentes tamanhos de cilindros pneumáticos do atuador mostram que para o caso (a) o sistema possui um comportamento oscilatório pouco amortecido e um tempo de estabilização maior, apesar do menor tempo de subida. Os resultados para os casos (b) e (c) mostram um comportamento dinâmico similar, podendo-se observar pouca influência neste caso dos volumes das câmaras.

O efeito prejudicial da dinâmica do atrito no desempenho do sistema mostrou-se mais significativa no caso (a), com oscilações (*hunting*) em torno da posição desejada.

Os únicos parâmetros que foram variados nos três casos foram o diâmetro e o comprimento, sendo todos os outros dados mantidos constantes conforme a Tab. 4 e, além disso, foi utilizado o controle mais simples possível que é o clássico linear proporcional. Como consequência, o comportamento oscilatório, mas rápido, do caso (a) é causado por uma variação maior das pressões nas câmaras do cilindro, que por sua vez é causada pela pequena área no denominador das Eqs. (2.8) e (2.9), resultado de um cilindro de diâmetro pequeno. Este efeito também ocorre se a posição desejada estiver muito próxima dos extremos do cilindro, resultando num volume muito reduzido no denominador destas equações. O caso (a) pode ser importante em aplicações aeronáuticas ou de robótica móvel, onde se dispõe de um espaço reduzido e são aceitáveis oscilações que também podem ser reduzidas utilizando-se estratégias de controle não linear mais elaboradas e com compensação de não linearidades do sistema, tais como a compensação do atrito dinâmico.

Já no caso (b), sem muito esforço de controle, obtém-se uma resposta amortecida sem sobrepassado apesar de lenta, o que seria adequado para algumas aplicações na agricultura de precisão e em aplicações onde não se permite um sobrepassado tais como operações de usinagem. A causa deste comportamento é que as pressões têm uma variação menos brusca, resultado de valores de área da câmara maiores no denominador das Eq. (2.8) e (2.9).

Esta análise detalhada mostra que antes de investir em estratégias de controle é muito importante especificar o diâmetro do cilindro que mais combine com a natureza do comportamento desejado ou requerido na aplicação do servoposicionador pneumático. Para o estudo considerado neste trabalho, a escolha do cilindro com as características do caso (b) mostra-se mais adequado, sendo considerado como o parâmetro para diâmetro e área nas simulações daqui em diante.

Os resultados apresentados nesta seção foram publicados em Ritter *et. al* (2010).

4.5 Controle Proporcional e Compensação da Zona Morta

Nesta seção serão mostrados resultados da simulação do controle clássico linear do modelo proposto sem e com a compensação da zona morta, para as trajetórias desejadas

senoidal e polinomial, conforme descritas na seção 4.3. Para ambas as trajetórias testadas foi ajustado um ganho do controlador $k_{prop} = 20$, para que se obtenham os menores erros de posicionamento sem que haja oscilações no deslocamento do êmbolo do atuador e conseqüentemente no sinal de controle gerado. O cilindro pneumático utilizado nas simulações é o (3), cujos parâmetros estão dados na Tabela 2.

Estas simulações têm por objetivo servir de base comparativa para a análise da importância da compensação da não linearidade da zona morta e como testemunha frente à estratégia de controle proposta para sistemas não lineares.

A figura 30 mostra o seguimento de trajetória com controle proporcional com e sem compensação da zona morta.

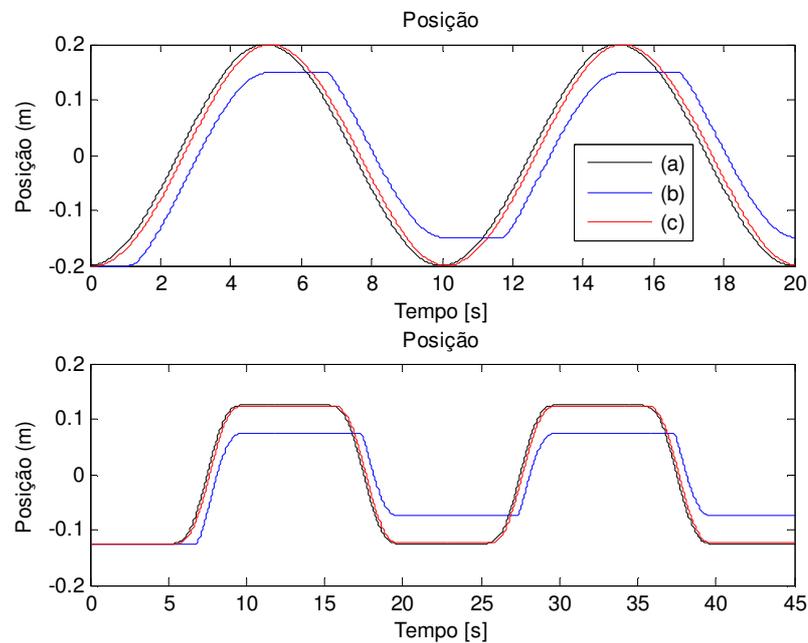


Figura 30 - Resultados de seguimento de trajetória para os casos: (a) trajetória desejada, (b) trajetória realizada sem compensação da zona morta, (c) trajetória realizada com compensação da zona morta

A Figura 31 mostra a comparação do erro de seguimento para as duas trajetórias testadas, senoidal e polinomial respectivamente. Em ambas, obteve-se um erro máximo em torno de 7 mm para o controle sem compensação da zona morta, e 2 mm para o controle com compensação da zona morta da servoválvula.

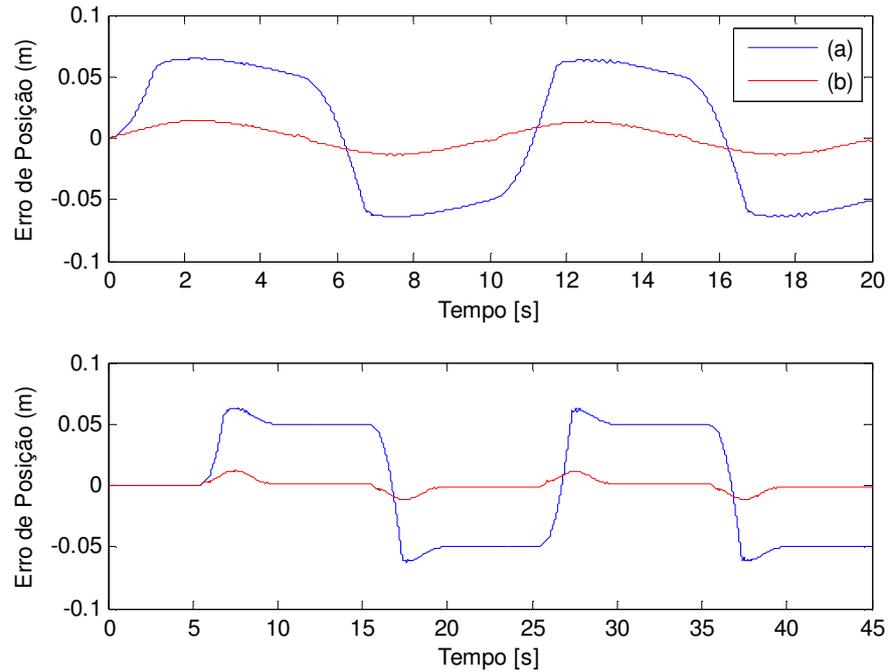


Figura 31 - Gráfico comparativo do erro de seguimento do controle proporcional: (a) sem compensação de zona morta e (b) com compensação da zona morta.

A implementação da compensação da zona morta da servoválvula permite diminuir consideravelmente os erros de seguimento de trajetória e de posicionamento preciso sem gerar oscilações no deslocamento do êmbolo do atuador e no sinal de controle gerado. A Figura 32 mostra o sinal de controle gerado com e sem a compensação da zona morta para as duas trajetórias testadas, senoidal e polinomial respectivamente.

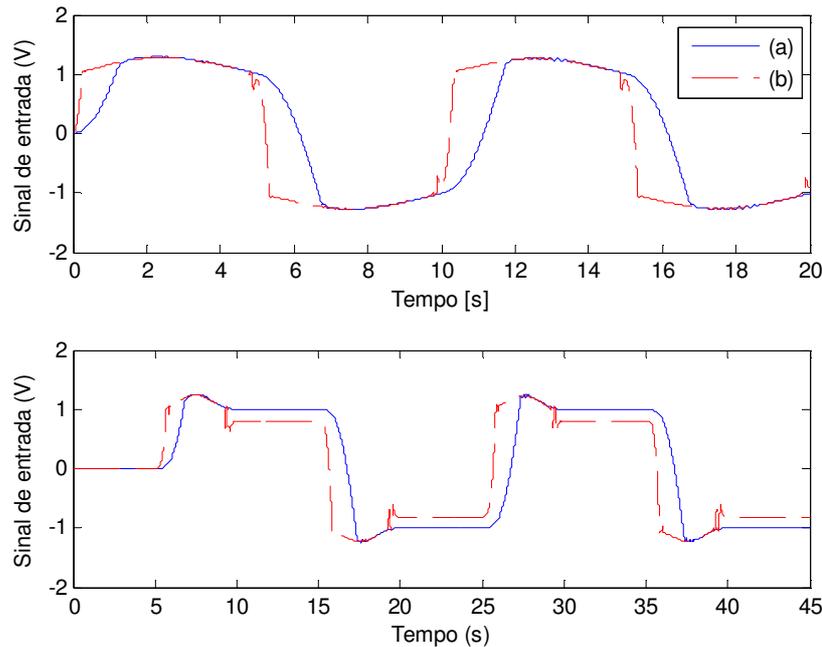


Figura 32 - Gráfico comparativo do sinal de controle aplicado à servoválvula nos casos: (a) sem compensação da zona morta e (b) com compensação da zona morta.

Através da análise destes sinais de controle, pode-se concluir que o maior diferencial da compensação da zona morta é o fato de que mesmo com erros baixos, o controlador gera sinais com amplitudes capazes de manter o deslocamento do cilindro sem aumento significativo do erro. Sem essa compensação o controlador gera um sinal de controle com amplitudes semelhantes devido ao erro relativamente grande, ou seja, é necessário um erro maior para que o sinal de controle seja grande suficiente para superar a zona morta da válvula.

Os resultados também apontam as limitações do controle clássico de servoposicionadores pneumáticos e a necessidade da aplicação de uma estratégia de controle mais elaborada.

4.6 Controle Não Linear

Nesta seção serão apresentados os resultados do controle não linear proposto no capítulo 3. Será aplicada a estratégia de controle ótimo em cascata para o servoposicionador pneumático projetada por Endler (2009), cujo esquema está representado na 33, a lei de controle do sub-sistema mecânico é dada pela equação (4.7) e a lei de controle do sub-sistema

pneumático é dada pela equação (4.8). As simulações são realizadas utilizando o atuador (3) descrito na Tabela 2.

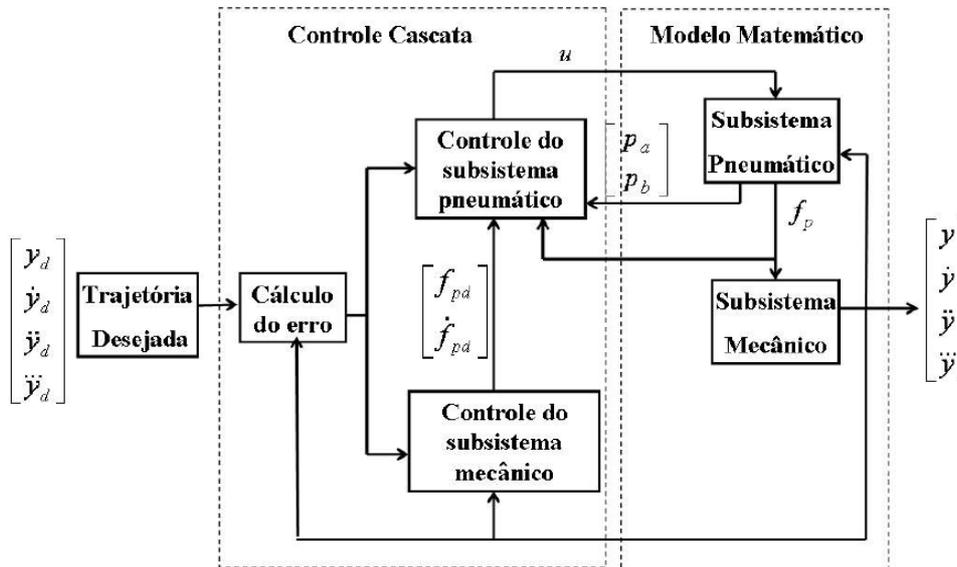


Figura 33 – Esquema de controle em cascata proposto por Endler (2009).

$$f_{pd} = M \dot{y}_{2d} + \sigma_2 y_{2d} - \tilde{f}_p - M p_{21} (y_1 - y_{1d}) - M p_{22} (y_2 - y_{2d}) \quad (4.7)$$

$$u = 0,5 \operatorname{tg} \left(\frac{f_1 A^2 \dot{y} p_a + f_2 A^2 \dot{y} p_b + \dot{f}_{pd} - k_p \tilde{f}_p}{f_1 A R T g_1(p_a, \operatorname{sig}(u)) + f_2 A R T g_2(p_b, \operatorname{sig}(u))} \right) \quad (4.8)$$

Os ganhos do controle em cascata calculados foram $p_{21} = 7.95 \times 10^3$, $p_{22} = 2.52$ e $k_p = 20$. Neste controlador foi considerada apenas a característica de atrito viscoso e a análise da estabilidade foi realizada em Endler (2009) de forma numérica a partir dos resultados da simulação com base na função de Lyapunov definida pela soma das equações análogas às equações (3.41) e (3.54). O motivo é a dificuldade da análise de estabilidade de forma analítica.

Para fins de comparação será utilizado nas simulações também o controle proporcional com ganho $k_{prop} = 20$, conforme a seção 4.5. A Figura 344 mostra a posição e o erro de posição para o caso da trajetória desejada senoidal utilizando o controle ótimo e controle proporcional. Pode-se perceber que o erro de posição com o controle em cascata é menor do que o erro de posição com o controle proporcional. A Figura 35 mostra o sinal de controle

para ambos os controles, que fica em torno de -1.5 V a 1.5 V . Em ambas as simulações foi realizada a compensação da não linearidade de zona morta.

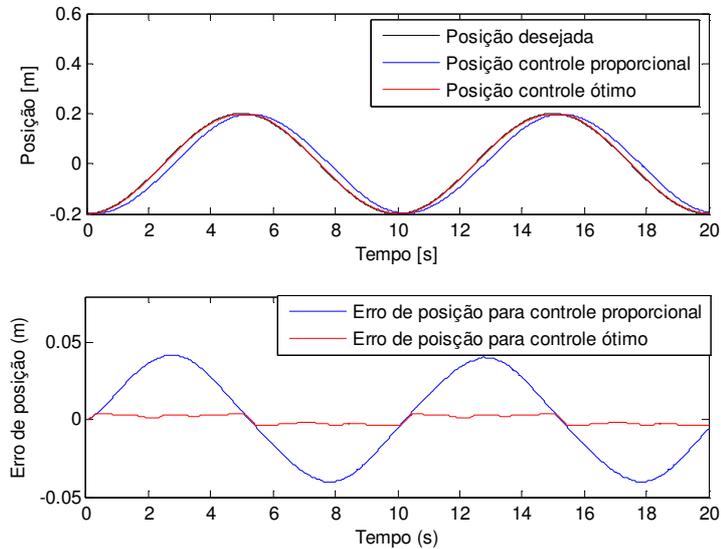


Figura 34 – Posição e erro de posição do sistema para trajetória senoidal.

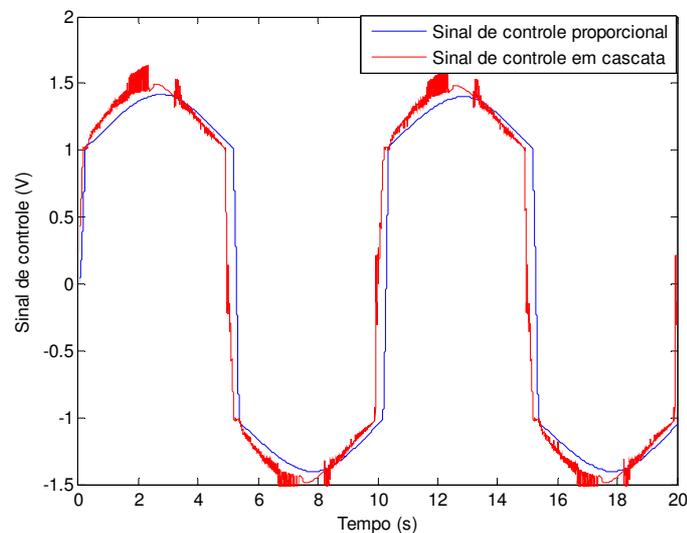


Figura 35 – Sinal de controle proporcional e em cascata para trajetória senoidal.

Na Figura 366 apresentam-se os resultados referentes à velocidade e o erro de velocidade. No controle proporcional o erro de velocidade é maior que no controle em cascata. As dinâmicas das pressões e das vazões são apresentadas na Figura 37.

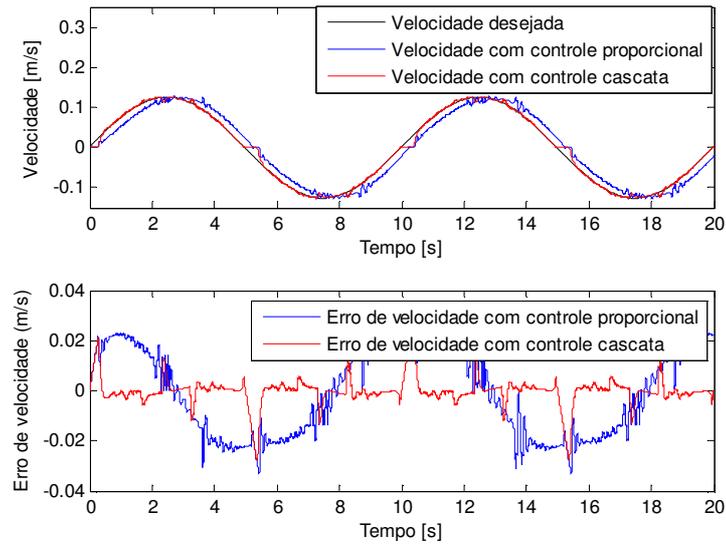


Figura 36 – Velocidade e erro de velocidade do sistema com trajetória senoidal.

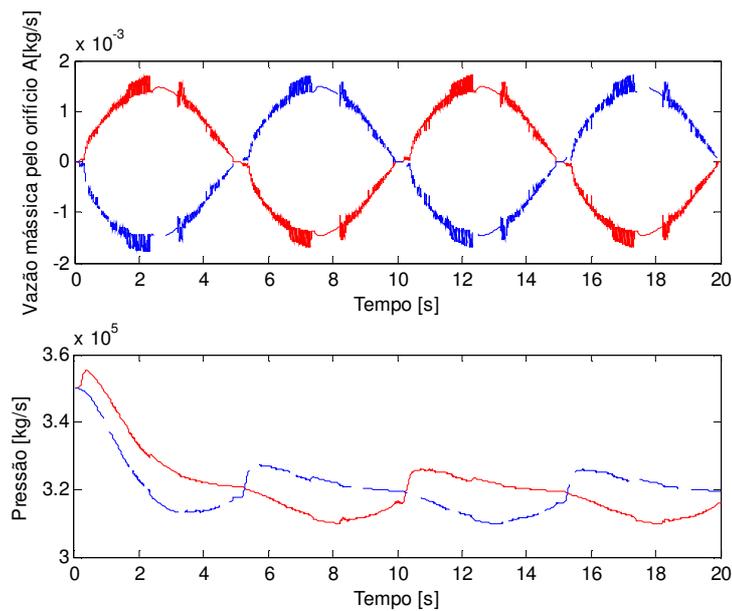


Figura 37 - Vazão e pressão do sistema para trajetória senoidal com controle cascata.

Com objetivo de analisar o comportamento do sistema nos trechos de parada, realizou-se simulação com trajetória polinomial de 7ª ordem com trecho de parada de 5 s e tempo de simulação de 45 s. Em ambas as simulações foi realizada a compensação da não linearidade de zona morta.

A Figura 38 mostra a posição e o erro de posição para a trajetória proposta, comparando o controle em cascata com o controle proporcional. Como pode-se observar, o erro de

seguimento de posição com o controle em cascata é menor que o com controle proporcional. A Figura 39 mostra o sinal de controle proporcional e em cascata do sistema.

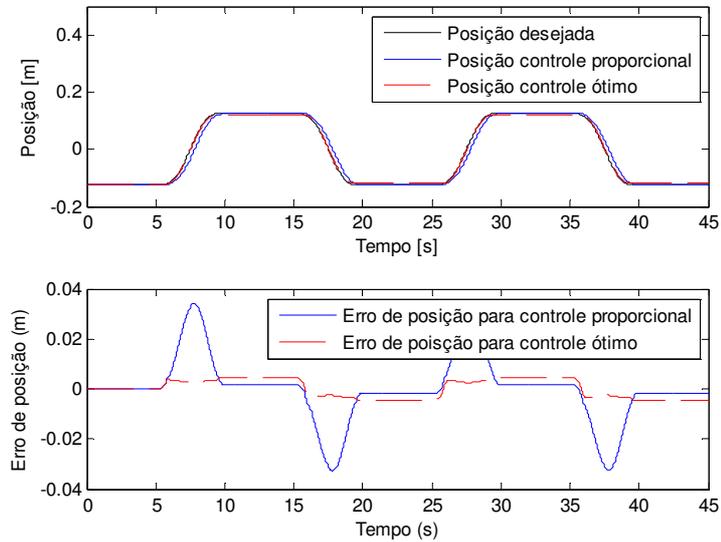


Figura 38 - Posição e erro de posição do sistema para trajetória polinomial.

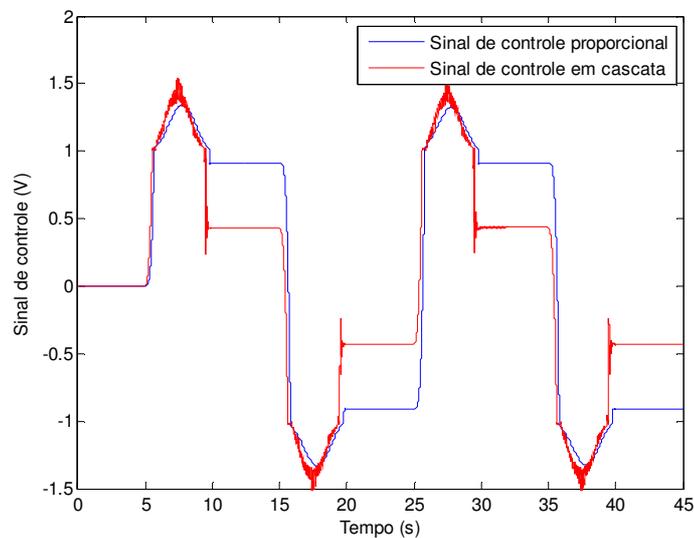


Figura 39 – Sinal de controle proporcional e em cascata para o sistema para trajetória polinomial.

A Figura 40 apresenta a velocidade e erro de velocidade, e pode-se observar que o erro de velocidade com controle em cascata é menor que com o controle proporcional. A Figura 41 mostra a dinâmica das pressões e das vazões.

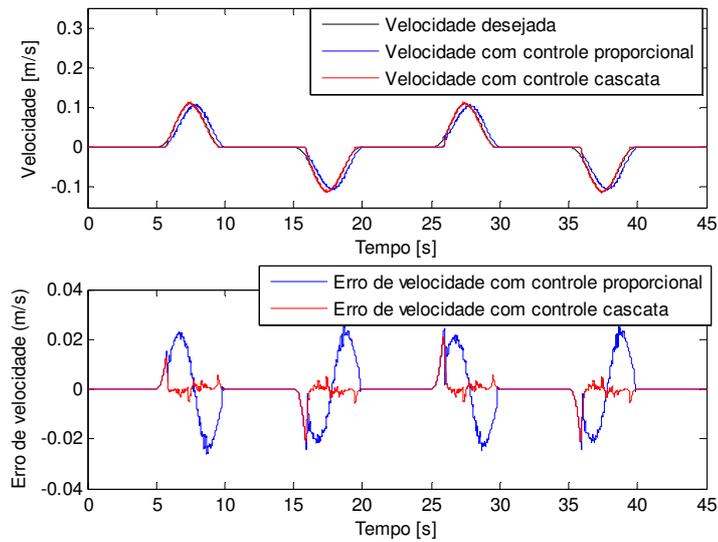


Figura 40 – Velocidade e erro de velocidade para trajetória polinomial.

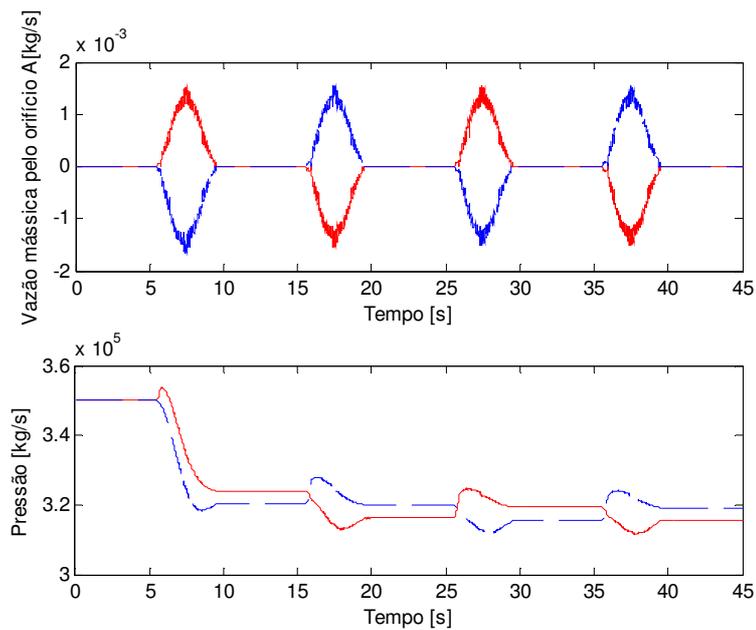


Figura 41 - Vazão e pressão do sistema para trajetória polinomial com controle cascata.

4.7 Discussões

Este capítulo apresentou inicialmente a implementação computacional na forma de diagramas de blocos do modelo não linear de 5ª ordem proposto no capítulo 2 e a descrição dos parâmetros utilizados nos três tipos de cilindros pneumáticos analisados. Em seguida foi realizada a simulação do modelo em malha aberta para os três tipos de cilindros propostos.

Esta validação do modelo é importante, pois reproduz o processo físico que está acontecendo num devido instante de tempo e permite a implementação de um controle preciso. Os resultados apresentados na validação do modelo garantem a eficiência da metodologia proposta para a simulação numérica através da implementação dos diagramas de blocos.

O planejamento de trajetórias foi feito com o objetivo de analisar o desempenho do controlador no seguimento de uma trajetória e também de um posicionamento preciso.

Foi apresentado o resultado das simulações numéricas do controle proporcional para uma tarefa de posicionamento com três casos de diferentes tamanhos de cilindros, onde pode-se observar que o diâmetro possui uma influência significativa no comportamento do sistema.

Os resultados das simulações computacionais do controle em cascata comparado com o controle proporcional ilustram as características de seu desempenho.

5 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Desenvolveu-se um modelo matemático não linear de 5ª ordem de um atuador pneumático. Este modelo apresenta a combinação do modelo da servoválvula com a do cilindro, incluindo-se a não linearidade da zona morta, da vazão nos orifícios da servoválvula, da dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e do movimento do êmbolo do cilindro, que considera o atrito dinâmico.

Os resultados em malha aberta mostram a validade da implementação computacional do modelo proposto para o atuador pneumático. Com a finalidade de descobrir quais características físicas dos atuadores pneumáticos contribuem para um melhor comportamento dinâmico do sistema, foi feito um estudo comparativo da influência do tamanho do cilindro no comportamento dinâmico do modelo não linear, onde observou-se que o diâmetro possui uma influência significativa no comportamento do sistema.

Foi utilizado um controlador em cascata para o servoposicionador pneumático, onde para o subsistema mecânico utilizou-se a metodologia de controle ótimo por realimentação para sistemas não lineares, que é de fácil implementação e apresenta bons resultados. Os resultados das simulações do controle em cascata em comparação com o controle proporcional mostram as limitações do controle proporcional e a eficiência do controle em cascata proposto. Este controlador não linear considerou apenas a característica do atrito viscoso.

Podem-se citar como principais contribuições deste trabalho:

- O desenvolvimento de um modelo matemático mais completo para o atuador pneumático, pois inclui as principais características não lineares do mesmo;
- O estudo comparativo da influência do tamanho do cilindro no comportamento dinâmico do modelo não linear, que permite observar quais características físicas do mesmo contribuem para um melhor comportamento dinâmico do sistema;
- A implementação computacional do modelo em malha aberta de forma sistematizada e a simulação computacional de uma estratégia de controle não linear e sua comparação com o controle clássico proporcional.

Para o prosseguimento futuro deste trabalho, sugere-se:

- A inclusão de um observador de atrito dinâmico no controlador não linear;

- A validação experimental do modelo proposto em bancada de testes com servoposicionador pneumático.
- A utilização do modelo proposto na simulação de uma aplicação de controle automático de nivelamento de sistema de separação de grãos e palha em uma colheitadeira autopropelida;
- Associar diferentes cargas com diferentes cilindros para analisar a adequação cilindro/carga;
- A utilização de técnicas do tipo Fuzzy para identificar as características de Zona Morta;
- Utilizar estratégias de controle do tipo *backstepping* ou estrutura variável para aproveitar o melhor modelo obtido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACHO, L.; IURIAN, C.; IKHOUANE, F.; RODELLAR, J.. Robust-Adaptive Control of Mechanical Systems with Friction: Application to an Industrial Emulator. **In ACC: American Control Conference**. New York, 2007, pp. 5970 – 5974.

AHN, K.; YOHOTA, S.; Intelligent control of pneumatic actuator using ON/OFF solenoid valves. **Mechatronics 15**, pp 683-702, 2005.

ANDRIGHETTO, P. L.; VALDIERO, A. C.; CARLOTTO, L. Study of the friction behavior in industrial pneumatic actuators. In: ABCM Symposium Series in Mechatronics ed. Rio de Janeiro : **ABCM Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas**, 2006, v. 2, pp. 369-376.

ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B., DUPONT, P., CANUDAS-DE-WIT, C., A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction, **Automatica**, Vol. 30, No 7, pp. 1083 – 1138 1994.

BASSANEZI, R. C. **Ensino aprendizagem com modelagem matemática: uma nova estratégia**. São Paulo: Contexto, 2002.

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

BOBROW, J. E.; MCDONELL, B. W. Modeling, Identification, and Control of a Pneumatically Actuated, Force Controllable Robot, **in IEEE Trans. on Robotics and Automation**, Vol. 14, No. 5, October 1998, pp. 732-742.

BORSOTTO, B.; GODOY, E.; BEAUVOIS, D.; DEVAUD, E.; An identification method for static and dynamic friction coefficients. **ICCAS '07. International Conference on Control, Automation and Systems**, 2007 pp. 933-938.

CANUDAS-DE-WIT, C.; LISCHINSKY, P.. Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model. **International Journal of Adaptive Control and Signal Processing**. Vol.11, Grenoble, 1997, pp. 65 – 80.

CANUDAS-DE-WIT, C.; OLSSON, H.; ÅSTRÖM, K. J.; LISCHINSKY, P.. A new model for the control of systems with friction. **In: IEEE Transactions on Automatic Control**, Vol.. 40, nº 3, [S.l.], 1995, pp. 419 - 425.

CHIN H.; LI-CHEN Fu; Adaptive Approach to Motion Controller of Linear Induction Motor with Friction Compensation, **In: IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, Vol. 12, No 4, 2007 pp. 480 – 490.

DILDA, V. **Modelagem Matemática e controle ótimo de um Atuador Hidráulico**. 2008. 110f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2008

DUMITRIU, T.; A Non-Linear Control Algorithm for a DC Servo Tracking System with Friction. **EUROCON, 2007. The International Conference on "Computer as a Tool"**, 2007, pp. 1718 – 1724.

DUPONT, P.; ARMSTRONG, B.; HAYWARD, V.; Elasto-plastic friction model: contact compliance and stiction. **In: ACC, American Control Conference**, Illinois, mar. 2000, pp. 1072-1077.

ENDLER, L. **Modelagem da vazão mássica de uma servoválvula e sua aplicação no controle ótimo de um atuador pneumático**. 2009. 119f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2009.

FESTO, **Atuação Pneumática – Catálogo Geral**, Festo, Brasil, 2006.

GIRIN, A.; PLESTAN, F.; BRUN, X.; GLUMINEAU, A., 2009, High-Order Sliding-Mode Controllers of an Electropneumatic Actuator: Application to an Aeronautic Benchmark, **In: IEEE Transactions on Control Systems Technology**. Vol. 17, No. 3, pp. 633 – 645.

GUENTHER, R.; PERONDI, E. A.; DePIERI, E. R.; VALDIERO, A. C. Cascade Controlled Pneumatic Positioning System with LuGre Model Based Friction Compensation. **Jornal of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.**, Vol. 28, No. 1, January-March 2006, pp. 48-57.

GULATI, N.; BARTH, E. J.; A globally stable, load-independent pressure for the servo control of pneumatic actuators, **IEEE Transactions on Mechatronics**, Vol. 14, No 3, pp. 295-306.

JIN, M.; KANG, S. H.; CHANG, P. H.. Robust Compliant Motion Control of Robot With Nonlinear Friction Using Time-Delay Estimation, **In: IEEE Transactions on Industrial Electronics**. Vol. 55, No1, [S.l.], jan. 2008, p. 258 – 269.

JOHNSON, J.L., 1995, “**Design of electrohydraulic systems for industrial motion control**”, Parker, Estados Unidos, 369 p.

JOUPILLA, V.; GADSDEN, A.; ELLMAN, A.; Modeling and identification of a pneumatic muscle actuator system controlled by an ON/OFF solenoid valve. **In: 7th International Fluid Power Conference**, 2010, pp. 1-34.

KARPENKO, M.; SEPEHRI, N. Design and experimental evaluation of a nonlinear position controller for a pneumatic actuator with friction. **in Proceedings of the American Control Conference**, Vol. 6, July 2004, pp. 5078-5083.

KERMANI, M. R.; PATEL, R. V.; MOALLEM, M.; Friction Identification and Compensation in Robotic Manipulators, **In: IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement**, Vol. 56, No 6, 2007, pp. 2346 – 2353.

MAKKAR, C.; HU, G.; SAWYER, W.G.; DIXON, W.E.; Lyapunov-Based Tracking Control in the Presence of Uncertain Nonlinear Parameterizable Friction, **In: IEEE Transactions on Automatic Control**, Vol. 52, No 10, 2007, pp. 1988 – 1994.

MIOTTO, F. E. M.. **Modelagem matemática da dinâmica do atrito e sua aplicação no controle ótimo de um atuador hidráulico**. 2009. 110f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2009.

NGUYEN, T.; LEAVITT, J.; JABBARI, F.; BOBROW, J. E.; Accurate sliding-mode control of pneumatic systems using low-cost solenoid valves, **In: IEEE Transactions on Mechatronics**, Vol. 12, No 2, 2007.

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

PERONDI, Eduardo André, **Controle Não-Linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação de Atrito**. 2002, 182f Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil.

RAFIKOV, M.; BALTHAZAR, J. M. Optimal Linear and Nonlinear Control Design for Chaotic Systems. **Proceedings of International Design Engineering Technical Conferences IDETC'05 2005 and Computers and Information in Engineering Conference**, Long Beach, California, USA, September 24–28, 2005

RAO, Z. and BONE, G. M. Nonlinear Modeling and Control of Servo Pneumatic Actuators. **IEEE Transactions on Control Systems Technology**, Vol. 16, No. 3, May 2008.

RITTER, C. S.; VALDIERO, A. C.; ANDRIGHETTO, P. L.; ZAGO, F.; Nonlinear characteristics systematic study in pneumatic actuators. 20th International Congress of Mechanical Engineering **Proceedings of COBEM 2009 November 15-20, (2009a)**

RITTER, C. S.; VALDIERO, A. C.; ENDLER, L.; RAFIKOV, M.; Simulação Computacional de um atuador pneumático com suas principais não linearidades. 8th Brazilian Conference on Dynamics Control and Applications. **Proceedings DINCON 2009, May 18-22, (2009b)**.

RITTER, C. S.; VALDIERO, A. C.; RIOS, C.; RASIA, L. A.; Estudo do comportamento dinâmico de diferentes atuadores pneumáticos. VI Congresso nacional de Engenharia Mecânica, (2010).

SCHNEIDER, C. **Desenvolvimento e Construção do Protótipo de um Manipulador Robótico para Acabamento de Painéis**. Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Mecânica, Departamento de Tecnologia, UNIJUI Brazil, 2006.

SITUM, Z.; ZILIÉ, T.; ESSERT, M.; High speed solenoid valves in pneumatic servo applications, **In: Mediterranean Conference on Control and Automation**, pp. 1-6, 2007.

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

SOBCZYK, Mário Roland. **Controle em Cascata e a Estrutura Variável com Adaptação de Parâmetros e Compensação de Atrito de um Servoposicionador Pneumático**. 2009, 222f Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

TAO, G., KOKOTOVIC. **Adaptive Control of Systems with Actuators and Sensors Nonlinearities**. New York: John Wiley & Sons, 1996.

UZUKA, K., ENOMOTO, I., SUZUMORI, K., 2009, Comparative Assessment of Several Nutation Motor Types Mechatronics, **In: IEEE/ASME Transactions on Mechatronics**, Vol. 14, No. 1, pp. 82-92.

VALDIERO, A. C.; BAVARESCO D.; ANDRIGHETTO, P. L.; Experimental identification of the dead zone in proportional directional pneumatic valves. **International Journal of Fluid Power**, v.9, p.27 - 34, 2008.

VALDIERO, A. C. **Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito**. 2005, 171f Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

VALDIERO, A. C.; GUENTHER, R.; DE PIERI, E. R.; DE NEGRI, V. J. 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, Vol.2, p. 377-384, 2006.

VIEIRA, A. D. **Análise Teórico Experimental de um Servoposicionador Pneumático**, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Brazil, 1998.

XIE, W.; ZHAO, Z.; 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, pp. 1196- 1201.

ZHANG, B.; DONG, Yan-liang; ZHAO, K.; LI, G.; Study on the Friction Nonlinear Control of Force Control System, **In: ICMA International Conference on Mechatronics and Automation**, 2007 pp. 3695 – 3699.

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](#)