

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

**ROZIMERLI RAQUEL MILBEIER RICHTER**

**MODELAGEM MATEMÁTICA E CONTROLE DE POSIÇÃO DE UM  
ATUADOR LINEAR ACIONADO PNEUMATICAMENTE**

**Ijuí, RS – BRASIL.**

**2013**

**ROZIMERLI RAQUEL MILBEIER RICHTER**

**MODELAGEM MATEMÁTICA E CONTROLE DE POSIÇÃO DE UM ATUADOR  
LINEAR ACIONADO PNEUMATICAMENTE**

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 a obtenção do título de Mestre em Modelagem Matemática.

Orientador: Doutor. Antonio Carlos Valdiero

Coorientador: Doutor. Luiz Antonio Rasia

Ijuí, RS – BRASIL

2013

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

**DCEEng – DEPARTAMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM MATEMÁTICA**

**MODELAGEM MATEMÁTICA E CONTROLE DE POSIÇÃO DE UM ATUADOR  
LINEAR ACIONADO PNEUMATICAMENTE**

Elaborada por

**ROZIMERLI RAQUEL MILBEIER RICHTER**

Como requisito para obtenção do grau de Mestre em Modelagem Matemática

Comissão Examinadora

---

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

---

Prof. Doutor Victor Juliano De Negri - POSMEC/UFSC

---

Prof. Doutor Sandro Sawicki- UNIJUÍ

---

Prof. Dr. Luiz Antonio Rasia – UNIJUÍ (Co-Orientador)

Ijuí/RS, 05 de julho de 2013

*A toda a minha amada família pelo apoio incondicional,  
em especial ao meu esposo Célio Sidnei Richter*

## AGRADECIMENTOS

A Deus pela saúde, sabedoria e fortalecimento nos momentos difíceis.

À minha amada família em especial aos meus pais, que não mediram esforços para educar no caminho certo para a vida, amando e honrando a Jesus em primeiro lugar e o incentivo aos estudos.

Ao meu esposo, pelo amor incondicional e paciência na minha ausência, ajudando a obter forças para batalhar pelos sonhos almejados, com muito amor, carinho, respeito, apoio, integridade e muita coragem para nunca desistir dos meus sonhos.

Ao meu orientador Prof. Doutor Antonio Carlos Valdiero pela preciosa orientação, paciência e por ter acreditado neste trabalho.

Ao meu co-orientador Prof. Doutor Luiz Antonio Rasia, que apostou neste trabalho, dispondo-se a ajudar em especial na construção de *microchips*.

Aos meus colegas do Mestrado da turma de 2011 pelo companheirismo e amizade nestes dois anos de convívio e trocas de experiências, em especial à Camila pela amizade e trocas de idéias durante os planejamentos, experimentos, simulações, escrita e o estágio de docência.

A CAPES pelo apoio financeiro, sem o qual não poderia ter desenvolvido este trabalho.

A UNIJUÍ pelos sábios professores e a infraestrutura disponível.

A todos que de alguma forma contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

*“Amém. O louvor, e a glória, e a sabedoria, e as ações de  
graça, e a honra, e o poder, e a força sejam ao nosso  
Deus pelos séculos dos séculos. Amém.” Ap. 7.12*

## RESUMO

Este trabalho apresenta a modelagem matemática e a estratégia de controle de posição de um atuador pneumático para uma dada aplicação em um equipamento florestal, através de tratamentos teóricos, simulações numéricas e testes experimentais. Tal mecanismo é utilizado para acionamento de uma ferramenta e está inserido em um projeto executado pela Unijuí Campus Panambi, oriundo de uma parceria entre a Associação IPD e a CELPE (Companhia Energética de Pernambuco), desenvolvido no âmbito do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico do Setor de Energia Elétrica regulado pela ANEEL (código ANEEL PD-0043-0311/2011). Atuadores pneumáticos são sistemas muito atrativos para diversas aplicações, em especial na robótica, porque eles têm a vantagem de baixo custo, leveza, durabilidade e são limpos quando comparados com os atuadores hidráulicos, também possuem facilidade de manutenção, têm boa relação força/tamanho e flexibilidade de instalação, e além disso o ar comprimido está disponível na maioria das instalações industriais. Em despeito dessas vantagens, sistemas de posicionamento pneumático possuem algumas características indesejáveis as quais limitam o uso destes em aplicações que requerem uma resposta precisa. Estas características indesejáveis derivam da alta compressibilidade do ar e das não-linearidades presentes em sistemas pneumáticos, tais como o comportamento não linear da vazão mássica nos orifícios da válvula e sua zona morta, além do atrito nas vedações do cilindro linear. A modelagem matemática como estratégia de pesquisa empregada nos mais variados campos do conhecimento tornou-se uma importante ferramenta para fins de simulações computacionais utilizadas em análises de comportamento das variáveis de estado do sistema. Devido à necessidade de um modelo matemático adequado contendo explicitamente o comportamento não linear da vazão mássica nos orifícios da servoválvula, a dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro, o movimento do êmbolo do cilindro e a dinâmica do atrito, obteve-se um modelo matemático não linear de 5ª ordem, derivado do estudo de modelos matemáticos utilizados anteriormente em acionamentos pneumáticos. Com base no modelo não linear adotado é implementada uma estratégia de controle clássico. Os parâmetros da zona morta e do atrito foram obtidos experimentalmente e encontram-se descritos detalhadamente no decorrer deste trabalho. O modelo adotado foi validado em testes experimentais em malha aberta e fechada com planejamento da trajetória polinomial sem e com a compensação da zona morta, estes resultados são apresentados por meio de gráficos que ilustram as características do modelo, comparando o comportamento

experimental do atuador com os resultados da simulação computacional. Esta pesquisa contribui para o desenvolvimento e aperfeiçoamento de equipamentos pneumáticos.

**Palavras-chave:** Atuadores pneumáticos, Controle de posição, Validação experimental, Planejamento da trajetória.

## ABSTRACT

This paper presents the mathematical modeling and strategy of the classic proportional position control of a pneumatic actuator for a given application in one forest equipment, through of theoretical treatments, numeric simulations and experimental tests. Such mechanism is use for motion of a tool and is insert in the carry project for the Unijuí Campus Panambi, source of a partnership between the associations IPD with CELPE (Energy Company of Pernambuco), developed in Research of Program and Technological Development of the Energy Sector Regulate for the ANEEL (code ANEEL PD-0043-0311/2011). Pneumatics actuators are a lot attractive for the various applications, on special in robotic, because they have advantages of low cost, lightness, durability and is clean when compared with hydraulic actuators, have also maintenance ease, have good power/dimension rate and installation flexibility and besides the air it's available in main industrial facilities. In despite of these advantages, systems of pneumatic positioning have several undesirable characteristics which limited the use of these applications that required precise response. These undesirable characteristics derive of high air compressibility an nonlinearities presents in pneumatics systems, such as, the mass flow nonlinear behavior in the valve gaps and its dead zone, beyond the friction in the linear cylinder seals. Mathematical modeling as strategy of employee research us more vary fields of the knowledge became an important tool for the end of computer simulation use in analyses of behavior variables state of system. The mathematical model contain explicitly the mass flow nonlinear behavior in the valve gaps, the dynamic of pressures in chambers of the cylinder, the movement of cylinder piston and dynamic friction, obtained a nonlinear mathematical model of 5<sup>th</sup> order derived of the study mathematical models previously use in pneumatic motion. Based on nonlinear adopted model is implemented a strategy of classic control. The parameters of the dead zone and friction were obtained experimental and found described in detail of the pass these work. The adopted model was validated in experimental tests open loop and closed with trajectory planning without and the compensation dead zone, these results are presents by means of graphs what illustrate the mode characteristics, behavior compare experimental of the actuator with results computer simulation. This research contributes for development and improvement of pneumatic equipments.

**Key-words:** Pneumatic Actuators, Position Control, Experimental Validation, Nonlinear Dynamics of systems.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Desenho esquemático de um servoposicionador pneumático linear. ....	24
Figura 1.2 – Bancada de testes experimentais.....	28
Figura 2.1 – Esquema simplificado de Modelagem Matemática. ....	30
Figura 2.2 – Representação gráfica da equação da vazão mássica em função da diferença de pressão e da tensão de controle em um dos orifícios da servoválvula. ....	32
Figura 2.3 – Desenho esquemático em corte de um cilindro pneumático com haste.....	33
Figura 2.4 – Sistema não linear massa-superfície envolvendo o atrito dinâmico. ....	34
Figura 2.5 – Desenho representativo da microdeformação, média das rugosidades entre duas superfícies de contato. ....	35
Figura 2.6 – Características de atrito de arraste (a) e viscoso (b).....	36
Figura 2.7 – Gráfico da combinação das características do atrito em regime permanente. ....	37
Figura 2.8 – Desenho esquemático do corte de uma servoválvula direcional com seus principais elementos mecânicos. ....	39
Figura 2.9 – Representação gráfica da não linearidade de zona morta. ....	40
Figura 3.1 – Fotografia da bancada de aquisição de dados experimentais.....	43
Figura 3.2 – Tela de interface gráfica do software CotrolDesk.....	43
Figura 3.3 – Fonte HP para alimentação da servoválvula proporcional direcional com 24VDC. ....	44
Figura 3.4 – Unidade de Conservação.....	44
Figura 3.5 – Fotografia da servoválvula pneumática utilizada na bancada de testes. ....	45
Figura 3.6 – Fotografia dos sensores de pressão. ....	45
Figura 3.7 – Fotografia do cilindro pneumático linear especial.....	46
Figura 3.8 – Sensor de posição utilizado nos testes experimentais. ....	47
Figura 3.9 – Desenho da vista lateral do cilindro com o sensor acoplado internamente.....	47
Figura 3.10 – Trecho do sinal de controle da servoválvula utilizada para determinação do limite esquerdo zona morta.....	49
Figura 3.11 – Comportamento da pressão na câmara B do cilindro e indicação do limite esquerdo da zona morta. ....	50
Figura 3.12 – Trecho do sinal de controle da servoválvula utilizada para determinação do limite direito da zona morta.....	51

Figura 3.13 - Comportamento da pressão na câmara A do cilindro e indicação do limite esquerdo da zona morta. ....	52
Figura 3.14 – Gráfico da dinâmica das pressões, centro da servoválvula e identificação dos limites da zona morta.....	53
Figura 3.15 – Determinação do mapa estático do atrito em um cilindro especial de dupla ação e haste simples. ....	54
Figura 3.16 – Diagrama de blocos do modelo matemático de 5ª ordem do atuador pneumático. ....	58
Figura 3.17 – Diagrama de blocos da equação da vazão mássica. ....	59
Figura 3.18 – Diagrama de blocos da dinâmica das pressões. ....	60
Figura 3.19 – Diagrama de blocos da equação do movimento do cilindro. ....	61
Figura 3.20 – Diagrama de blocos do subsistema da dinâmica do atrito. ....	61
Figura 3.21 – Diagrama do subsistema da dinâmica das microdeformações.....	62
Figura 3.22 – Diagrama de blocos do subsistema do atrito em regime permanente. ....	62
Figura 3.23 – Diagrama de blocos do subsistema da dinâmica da função alfa do modelo Luge desenvolvida por Dupont (2000). ....	62
Figura 3.24 - Gráfico comparativo do teste experimental com o da simulação para o movimento de avanço da haste do cilindro (+3V).....	64
Figura 3.25 – Sinal de controle em malha de 3V. ....	64
Figura 3.26 – Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro para 3V.....	65
Figura 3.27 – Força pneumática gerada através da simulação comparada à experimental com sinal de 3V.....	66
Figura 3.28 - Gráfico comparativo do teste experimental com o da simulação para o movimento de recuo da haste do cilindro (-3V).....	67
Figura 3.29 - Sinal de controle em malha de -3V.....	67
Figura 3.30 – Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro para -3V. ....	68
Figura 3.31 - Força pneumática gerada através da simulação comparada à experimental com sinal de 3V.....	68
Figura 3.32 – Gráfico comparativo do teste experimental com o da simulação para o movimento de avanço da haste do cilindro (7V).....	69
Figura 3.33 - Sinal de controle em malha de 7V. ....	70
Figura 3.34 - Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro para 7V. ....	70
Figura 3.35 - Força pneumática gerada através da simulação comparada à experimental com sinal de 7V.....	71

Figura 3.36 – Gráfico comparativo do teste experimental com o da simulação para o movimento de recuo da haste do cilindro (-7V).....	72
Figura 3.37 - Sinal de controle em malha de -7V.....	72
Figura 3.38 - Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro para -7V.....	73
Figura 3.39 - Força pneumática gerada através da simulação comparada à experimental com sinal de -7V.....	73
Figura 4.1 – Esquema de um sistema de controle em malha aberta.....	75
Figura 4.2 – Esquema de um sistema de controle em malha fechada. ....	75
Figura 4.3 – Resultado experimental do deslocamento do sistema direcionado a um ponto fixo desejado, (a) deslocamento desejado, (b) sem compensar a zona morta e (c) com compensação da zona morta.....	79
Figura 4.4 – Dinâmica das pressões com controle proporcional, com e sem compensação da zona morta. ....	79
Figura 5.1 – Diagrama de blocos do planejamento da trajetória. ....	83
Figura 5.2 – Diagrama de blocos do polinômio de 7ª ordem. ....	84
Figura 5.3 – Gráfico do seguimento de trajetória desejada polinomial de 7ª ordem.....	85
Figura 5.4 – Representação gráfica da inversa da não linearidade de zona morta com trechos de suavização próximos a origem.....	86
Figura 5.5 – Diagrama de blocos da programação para compensação da zona morta. ....	87
Figura 5.6 – Resultado experimental da trajetória polinomial instável com controle proporcional e compensação da zona morta.....	88
Figura 5.7 – Dinâmica das pressões instáveis devido o ganho e a largura de suavização com valores altos. ....	89
Figura 5.8 – Posição do sistema para trajetória polinomial com controlador proporcional sem compensar a zona morta. ....	90
Figura 5.9 – Zoom do comportamento dinâmico da Figura 5.8.....	90
Figura 5.10 – Erro de posição do sistema sem compensação da zona morta.....	91
Figura 5.11 – Sinal de controle do sistema sem compensação da zona morta.....	91
Figura 5.12 – Dinâmica das vazões e das pressões para a trajetória polinomial sem compensação da zona morta. ....	92
Figura 5.13 – Posição do sistema para trajetória polinomial com controlador proporcional com compensação da zona morta. ....	93
Figura 5.14 - Erro de posição do sistema com compensação da zona morta. ....	93
Figura 5.15 - Sinal de controle do sistema com compensação da zona morta. ....	94

Figura 5.16 – Dinâmica das vazões e das pressões para a trajetória polinomial com compensação da zona morta.....	94
Figura 5.17 – Resultado da trajetória polinomial com controle proporcional experimental (a) desejada, (b) sem compensar a zona morta e (c) com zona morta compensada.....	95
Figura 5.18 – Gráfico do erro de posição da trajetória experimental (a) sem compensar a zona morta e (b) com zona morta compensada.....	95
Figura 5.19 - Resultado da trajetória polinomial com controle proporcional simulação (a) desejada, (b) sem compensar a zona morta e (c) com zona morta compensada.....	96
Figura 5.20 - Gráfico do erro de posição da trajetória da simulação (a) sem compensar a zona morta e (b) com zona morta compensada.....	97

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Principais componentes da bancada experimental. ....	47
Tabela 3.2 – Valores dos parâmetros das não linearidades da servoválvula pneumática utilizada (fabricante Festo, código MPYE-5-1/8). ....	56
Tabela 3.3 – Valores dos parâmetros relacionados ao fluido ar. ....	56
Tabela 3.4 – Valores dos parâmetros das não linearidades do cilindro pneumático utilizado. ....	57

## 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 desejada polinomial	
$a_2$	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
$a_3$	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
$a_4$	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
$a_5$	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
$a_6$	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
$a_7$	Coeficiente do polinômio de 7ª ordem da trajetória desejada polinomial	
$A_1$	Área da Câmara A do cilindro	$[m^2]$
$A_2$	Área da Câmara B do cilindro descontada a haste	$[m^2]$
$A$	Câmara A do cilindro	
$B$	Câmara B do cilindro	
$B$	Coeficiente de amortecimento viscoso	$[Ns/m]$
$C_d$	Coeficiente de arraste	$[Ns^2/m^2]$
$C_p$	Calor específico do ar a pressão constante	$[cal/g. ^\circ C]$
$C_v$	Calor específico do ar a volume constante	$[cal/g. ^\circ C]$
$D$	Diâmetro do êmbolo do cilindro	$[m]$
$D_h$	Diâmetro da haste do cilindro	$[m]$
$D_s$	Diâmetro do sensor embutido dentro do cilindro	$[m]$
$e(t)$	Erro de seguimento	$[m]$
$F_{atr}$	Força de atrito	$[N]$
$F_{atr,ss}$	Força de atrito em regime permanente	$[N]$
$F_c$	Força de atrito Coulomb	$[N]$

$F_s$	Força de atrito estático	[N]
$f_1(y)$	Função não linear dependente da posição	
$f_2(y)$	Função não linear dependente da posição	
$F_p$	Força pneumática gerada no atuador	[N]
$g_{ss}(\dot{y})$	Função que descreve parte das características do atrito em regime permanente	
$g_1(p_a, \text{sgn}(U_T))$	Função não linear dos componentes dependentes do sinal de controle	
$g_2(p_a, \text{sgn}(U_T))$	Função não linear dos componentes dependentes do sinal de controle	
$I$	Intervalo de tempo em cada trecho do planejamento da trajetória polinomial	s
$k_a$	Ganho de aceleração	
$k_d$	Ganho derivativo	
$k_i$	Ganho integral	
$k_p$	Ganho do controlador proporcional	
$k_v$	Ganho de velocidade	
$L$	Comprimento do curso total do cilindro	[m]
$lc$	Largura de suavização utilizada na compensação	[V]
$M$	Massa total acoplada ao êmbolo do atuador	[kg]
$md$	Inclinação direita da zona morta	
$me$	Inclinação esquerda da zona morta	
$p_{atm}$	Pressão atmosférica	[Pa]
$p_a, y_3$	Pressão na câmara A do cilindro	[Pa]
$p_b, y_4$	Pressão na câmara B do cilindro	[Pa]
$p_s$	Pressão de suprimento	[Pa]
$q_{ma}$	Vazão mássica na câmara A do cilindro	[kg/s]
$q_{mb}$	Vazão mássica na câmara B do cilindro	[kg/s]
$R$	Constante universal dos gases	[Jkg/K]
$T$	Temperatura do ar	[K]
$U_T$	Sinal de controle (volts)	[V]
$U_{zm}$	Sinal de controle com a zona morta	[V]
$U_{czm}$	Sinal de controle da zona morta compensada	[V]
$V_{a0}$	Volume na câmara A do cilindro quando o êmbolo está na posição inicial ( $y = 0$ )	[m <sup>3</sup> ]
$V_{b0}$	Volume na câmara B do cilindro quando o êmbolo está na	[m <sup>3</sup> ]

	posição inicial ( $y = 0$ )	
$w$	Componente plástica do deslocamento	$[m]$
$x_v$	Posição do carretel da servoválvula	$[m]$
$y_d$	Posição desejada do êmbolo do atuador	$[m]$
$y_{dp}$	Posição desejada polinomial	$[m]$
$\dot{y}_{dp}$	Velocidade desejada polinomial	$[m/s]$
$\ddot{y}_{dp}$	Aceleração desejada polinomial	$[m/s^2]$
$\dddot{y}_{dp}$	Derivada da aceleração ( <i> jerk </i> ) desejada polinomial	$[m/s^3]$
$y, y_1$	Posição do êmbolo do atuador	$[m]$
$\dot{y}, y_2$	Velocidade do atuador	$[m/s]$
$\dot{y}_s$	Velocidade de <i>Stribeck</i>	$[m/s]$
$\ddot{y}$	Aceleração do atuador	$[m/s^2]$
$y_{5,z}$	Microdeformações médias das rugosidades entre as superfícies elásticas de contato (pré-deslizamento)	$[m]$
$y_{min}$	Posição mínima do atuador	$[m]$
$y_{max}$	Posição máxima do atuador	$[m]$
$y_f$	Posição final do atuador	$[m]$
$z_{ba}$	Deslocamento de força de quebra	$[m]$
<i>zero</i>	Posição central da servoválvula	$[V]$
$z_{max}$	Valor máximo das microdeformações	$[m]$
$z_{md}$	Limite direito da zona morta	$[V]$
$z_{me}$	Limite esquerdo da zona morta	$[V]$
$z_{ss}$	Microdeformações em regime permanente	$[m]$

### Alfabeto Grego

$\alpha$	Coefficiente constante da função exponencial	
$\beta^{ench}$	Coefficiente de vazão para a câmara enchendo	
$\beta^{esv}$	Coefficiente de vazão para câmara esvaziando	
$\gamma$	Relação entre os calores específicos do ar	
$\sigma_0$	Coefficiente de rigidez das microdeformações	$[N/m]$
$\sigma_1$	Coefficiente de amortecimento das microdeformações	$[Ns/m]$
$\sigma_2$	Coefficiente de amortecimento viscoso	$[Ns/m]$

## Símbolos

$\Delta$	Varição
$(.)$	Derivada primeira
$(..)$	Derivada segunda
$(...)$	Derivada segunda

## SUMÁRIO

<b>RESUMO.....</b>	<b>7</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>9</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>10</b>
<b>LISTA DE TABELAS .....</b>	<b>14</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>15</b>
<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>21</b>
1.1 Generalidades .....	21
1.2 Descrição do atuador pneumático linear .....	23
1.3 Antecedentes .....	24
1.4 Problema de controle da posição de atuadores pneumáticos lineares .....	26
1.5 Metodologia.....	27
1.6 Objetivos e organização do trabalho .....	28
<b>2 MODELAGEM MATEMÁTICA DO ATUADOR PNEUMÁTICO LINEAR .....</b>	<b>30</b>
2.1 Introdução.....	30
2.2 Modelo matemático da servoválvula.....	31
2.3 Modelo matemático do cilindro .....	32
2.4 Não linearidade da zona morta na válvula .....	38
2.5 Composição do Modelo Matemático Não Linear de 5ª ordem .....	40
2.6 Discussões .....	41
<b>3 IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO ADOTADO.....</b>	<b>42</b>
3.1 Introdução.....	42
3.2 Descrição da bancada de testes.....	42
3.3 Identificação da não linearidade de zona morta da servoválvula.....	48
3.4 Identificação dos parâmetros do atrito .....	53
3.5 Determinação dos valores dos parâmetros do atuador pneumático linear .....	55
3.6 Implementação computacional do modelo adotado em malha aberta.....	57
3.7 Validação experimental do modelo em malha aberta.....	63
3.8 Discussões .....	74
<b>4 CONTROLE DE POSIÇÃO DO ATUADOR PNEUMÁTICO LINEAR.....</b>	<b>75</b>
4.1 Introdução.....	75

4.2	Breve descrição dos Controladores Clássicos de Servoposicionadores Pneumáticos .....	76
4.3	Projeto do Controlador Proposto e resultados experimentais .....	78
4.4	Discussões .....	80
<b>5</b>	<b>RESULTADOS DO CONTROLE EM MALHA FECHADA .....</b>	<b>81</b>
5.1	Introdução.....	81
5.2	Planejamento da Trajetória Polinomial de 7ª ordem.....	81
5.3	Compensação da não linearidade de zona morta.....	85
5.4	Resultados do Planejamento da Trajetória com Controle Proporcional com e sem compensação da Zona Morta.....	87
5.5	Discussões .....	97
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS .....</b>	<b>98</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>100</b>
	<b>APÊNDICE A – CÁLCULO DAS ÁREAS E VOLUMES DAS CÂMARAS DO CILINDRO.....</b>	<b>105</b>
	<b>APÊNDICE B – PROGRAMA DA TRAJETÓRIA POLINOMIAL DE 7ª ORDEM....</b>	<b>107</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Generalidades

Este trabalho apresenta a modelagem matemática e o controle de posição de um atuador pneumático para uma dada aplicação em um equipamento florestal. Propõe-se um controle da posição de um cilindro especial de haste simples e dupla ação. Esta pesquisa científica é um dos resultados do projeto de P&D de título “DESENVOLVIMENTO DE SOLUÇÃO MECANIZADA PARA A PODA DE ÁRVORES COM INCIDÊNCIA SOBRE COMPONENTES ENERGIZADOS DE LINHAS E REDES AÉREAS DE DISTRIBUIÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA” desenvolvido no âmbito do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico do Setor Energético regulado pela ANEEL (código ANEEL PD-0043-0311/2011), executado pelo Núcleo de Inovação e Mecanização da Poda (NIMeP) do Departamento de Ciências Exatas e Engenharias (DCEEng) no Campus Panambi da Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul (UNIJUÍ) por meio de um convênio entre a Associação Instituto de Políticas e Desenvolvimento (Associação IPD) e a Companhia Energética de Pernambuco (CELPE), a qual deu suporte financeiro ao projeto.

A palavra pneumática deriva do termo grego *pneumatikos*, que significa “fôlego”, “Alma”. A pneumática é o uso do gás pressurizado na ciência e tecnologia. Nos últimos anos a pneumática vem ganhando espaço e se tornou uma das principais tecnologias de automação da indústria e sua aplicação se encontra em diversos setores (BAVARESCO, 2008). Atualmente, tanto os sistemas elétricos e eletromecânicos quanto os sistemas hidráulicos e pneumáticos são os mais utilizados nos equipamentos de automação. Qualquer seja a utilização, todos esses sistemas de acionamento têm suas próprias deficiências, limitando suas características de desempenho (HENÉ, 2010).

Atuadores pneumáticos são sistemas muito atrativos para diversas aplicações, em especial na robótica, porque eles têm a vantagem de baixo custo, leveza, durabilidade e são limpos quando comparados com os atuadores hidráulicos, também possuem facilidade de manutenção, têm boa relação força/tamanho e flexibilidade de instalação, e, além disso, o ar comprimido está disponível na maioria das instalações industriais (GUENTHER et al., 2006; BOBROW et al., 1998; WEICKGENANT et al., 2010; QIONG et al., 2011; WANG et al., 2011). Os servoposicionadores pneumáticos também apresentam menor risco de

contaminação ambiental e de operação em relação aos sistemas hidráulicos, visto que, se ocorrer no sistema hidráulico um vazamento de óleo, isso poderá gerar sérios danos ambientais, ainda maiores se este óleo for inflamável, destaca Suzuki (2010).

Em despeito dessas vantagens, sistemas de posicionamento pneumático possuem algumas características indesejáveis as quais limitam o uso destes em aplicações que requerem uma resposta precisa (GUENTHER et al., 2006; ALLGAYER, 2011). Estas características indesejáveis derivam da alta compressibilidade do ar (WEICKGENANT et al., 2010) e das não-linearidades presentes em sistemas pneumáticos, tais como o comportamento não linear da vazão mássica nos orifícios da válvula e sua zona morta (VALDIERO et al., 2011), além do atrito nas vedações do cilindro linear (ANDRIGHETTO et al., 2006).

Afirma-se que o atrito não linear é outro fator importante que afeta a precisão da resposta do sistema de posição. Em sistemas de posicionamento pneumático as forças de atrito na superfície de deslizamento do pistão são bastante dependentes das características físicas das superfícies em contato, tal como das propriedades e da geometria dos materiais, e das condições de lubrificação (GUENTHER et al., 2006), sendo a controlabilidade da posição do sistema pneumático inferior ao sistema elétrico (LI et al., 2011).

Na última década estão sendo estudadas com grande ênfase as características não lineares de atuadores pneumáticos por vários pesquisadores (PERONDI, 2002; ANDRIGHETTO et al., 2006; ENDLER, 2009; RITTER, 2010, VALDIERO et al., 2011; PÖRSCH, 2012).

Uma contribuição apresentada por Perondi (2002) em sua tese de doutorado tratou das deficiências dos controladores tradicionais, verificadas e superadas através do projeto adequado de algoritmos não lineares de controle. Também equacionou o atrito baseando-se no modelo *Lugre*, com o qual se pode observar e trabalhar com as principais características não lineares do atrito para fins de compensação em tempo real.

Andrighetto et al. (2006) enfatiza que um sistema servo pneumático tem muitas desvantagens que podem ser superadas pelo sistema de controle. As principais não linearidades em sistemas servo pneumático são a equação da vazão de ar através do orifício da válvula, a compressibilidade do ar e os efeitos do atrito entre as superfícies em contato nas vedações do atuador.

Valdiero (2011) expressa o quão importante é o estudo das não linearidades presentes nos sistemas mecânicos, as quais causam limitações no desempenho do controle preciso, portanto destacando-se uma das necessidades é de identificação e compensação da zona morta

a partir da observação da dinâmica do comportamento das pressões nos orifícios das válvulas. Pörsch (2012) ressalta a importância do estudo das características não lineares presentes nos atuadores pneumáticos devido a dificuldade de controle dos mesmos.

Este trabalho abrange conceitos e estudos no contexto da mecatrônica, relacionados com a modelagem matemática, *software*, sistemas de controle, sistemas mecânicos e elétricos.

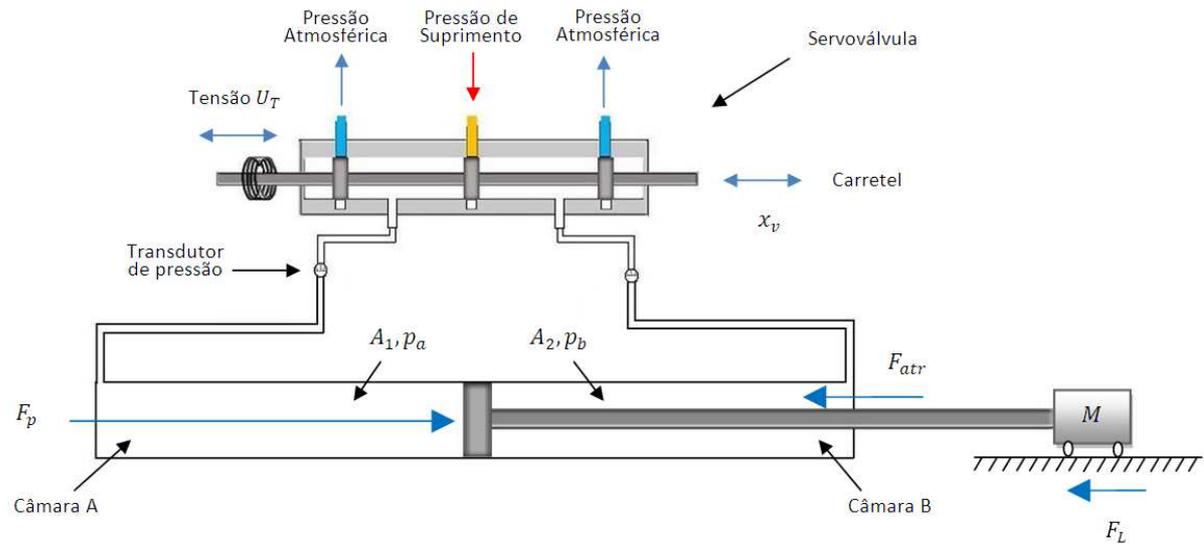
A modelagem matemática desenvolvida no presente trabalho fundamenta-se no modelo matemático não linear de 5ª ordem para o atuador pneumático apresentado por Ritter (2010). A seção seguinte descreve o atuador pneumático, o qual é o principal objeto da pesquisa.

## 1.2 Descrição do atuador pneumático linear

Atuadores pneumáticos são dispositivos que convertem a energia de ar comprimido em energia mecânica (MEHMOOD et al., 2010; BOLLMANN, 1997; ANDRIGHETTO, 1999). O servoposicionador pneumático linear tratado neste trabalho é um sistema dinâmico composto por uma servoválvula de controle direcional, um cilindro pneumático linear especial de dupla ação e haste simples, e o sistema de controle. Este servo sistema permite posicionar uma carga em um determinado ponto do curso do atuador ou seguir uma trajetória variável em função do tempo. Na Figura 1.1 está ilustrado o desenho esquemático de um servoposicionador pneumático linear.

O servoposicionador pneumático funciona com o ar comprimido que é fornecido à servoválvula a uma dada pressão de suprimento ( $p_s$ ) previamente regulada. Durante a operação, o sinal de controle  $U_T$  energiza o solenóide da válvula de modo que uma força magnética resultante é aplicada no carretel da válvula, produzindo o deslocamento do carretel. O deslocamento do mesmo abre os orifícios de controle para que uma câmara do cilindro linear seja ligada a linha de pressão de suprimento e a outra seja ligada à pressão atmosférica ( $p_{atm}$ ). Desta forma, produzindo uma diferença de pressão nas câmaras do cilindro linear, dando origem a uma força resultante movendo a massa  $M$  acoplada a haste deste cilindro, em um deslocamento no sentido positivo ou negativo  $y$ , dependendo do sinal de entrada. Esta força gerada pelo atuador pneumático é dada pelo produto da área do êmbolo do cilindro pela diferença de pressão nas câmaras e é chamada de força pneumática.

Figura 1.1 - Desenho esquemático de um servoposicionador pneumático linear.



Fonte: Própria autora.

### 1.3 Antecedentes

A modelagem matemática é uma estratégia de pesquisa utilizada nos mais variados campos do conhecimento, sendo que o uso desta poderosa ferramenta nas situações da realidade é baseada no intercâmbio de linguagens usuais de cada área específica com a ‘linguagem matemática’. O propósito de transformar problemas da realidade em problemas matemáticos exige que seja dada uma interpretação e/ ou solução, porém se faz necessário a clareza para formular esses modelos.

Com o intuito de realizar a fundamentação do trabalho de modelagem matemática da aplicação proposta, buscou-se realizar uma revisão bibliográfica, a qual é de grande importância para o bom andamento do trabalho, assim como para analisar o que já foi e está sendo estudado sobre o tema afim, na busca de embasamento quantitativo e essencialmente qualitativo.

O grupo de pesquisa “Projeto em Sistemas Mecânicos, Mecatrônica e Robótica” da UNIJUÍ está cadastrado no CNPq e conta com a participação de diversos docentes, alunos de mestrado, acadêmicos e bolsistas de iniciação científica, inseridos na linha de pesquisa Modelagem Matemática de Sistemas Não lineares e Controle de Sistemas Dinâmicos. As pesquisas antecedentes utilizaram-se da infraestrutura do Núcleo de Inovação em Máquinas Automáticas e Servo Sistemas (NIMASS), implantado com recursos do

FINEP/SEBRAE/MCT, e então a presente dissertação foi desenvolvida no âmbito do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico do Setor de Energia Elétrica regulado pela ANEEL (código ANEEL PD-0043-0311/2011) com apoio financeiro da Companhia Energética de Pernambuco (CELPE) e na infraestrutura implantada no Núcleo de Inovação e Mecanização da Poda (NIMeP).

Diversos trabalhos anteriores de acadêmicos do mestrado de modelagem matemática trataram de não linearidades presentes em sistemas mecânicos. O primeiro aluno de mestrado com trabalho de dissertação concluído foi Bavaresco (2007). Em seu trabalho, ele apresentou a modelagem matemática de um atuador pneumático, resultante da adaptação de um modelo não linear de 3ª ordem proposto por Vieira (1998) com o objetivo de facilitar a síntese e a implementação de uma estratégia de controle de sistemas não lineares.

Através do modelo adotado Bavaresco (2007) formulou o projeto do controlador em que a metodologia foi testada com sucesso para sistemas caóticos, a qual ainda não havia sido utilizada para atuadores pneumáticos. Contudo a não linearidade de zona morta mostrou-se prejudicial ao sistema, ou seja, desempenho do controlador, sendo desta forma compensada pela inversa de seu modelo parametrizado.

Do mesmo modo o atrito é uma das principais não linearidades que afeta no desempenho de sistemas mecânicos. Com o objetivo de melhorar a qualidade dos sistemas Miotto (2009) desenvolveu seu trabalho de dissertação sobre a dinâmica do atrito através do modelo LuGre, no qual tratou das diversas características que influenciam o bom funcionamento do sistema.

O atrito foi compensado e no subsistema mecânico implementado um observador do atrito, com isto confirmou-se que o modelo adotado de 5ª ordem e os resultados obtidos com o bom desempenho.

Em virtude da pesquisa avançar, Endler (2009) trouxe novidades em seu trabalho de dissertação, na qual propôs uma nova equação da vazão mássica através dos orifícios da servoválvula, que se deu a partir do levantamento de dados experimentais para as pressões em função do tempo. Os resultados obtidos foram satisfatórios e a nova equação facilitou a implementação do projeto de controle de servoposicionadores pneumáticos que Endler (2009) descreveu em um modelo matemático de 4ª ordem.

Em seguida Ritter (2010) tratou das principais características não lineares de atuadores pneumáticos, ou seja, a combinação destas não linearidades e sua aplicação na simulação do comportamento dinâmico, a fim de que as características sejam escolhidas adequadamente,

assim como a definição da estratégia de controle de um servoposicionador pneumático para aplicações da engenharia.

Dando sequência aos trabalhos do grupo de pesquisa, Pörsch (2012) realizou a aplicação da modelagem matemática em uma bancada para simulação de terrenos inclinados acionada por atuadores pneumáticos. Com esta bancada de simulação dinâmica da declividade de terrenos, a qual foi muito útil para testes de laboratório, pode-se prever as mesmas condições de oscilações encontradas em campo simulando as variações de inclinação lateral de uma colheitadeira de grãos autopropelida.

Salienta-se que os trabalhos mencionados foram desenvolvidos com a perspectiva de aplicações em mecanização agrícola e robótica.

#### **1.4 Problema de controle da posição de atuadores pneumáticos lineares**

A necessidade de equipamentos robustos e potentes movimentam fortemente o setor fabril, a fim de criar e melhorar estratégias em ferramentas muito eficientes para a poda. A poda adequada é especialmente interessante para a fruticultura (para maior produtividade) e áreas de fiação elétrica (limpeza e redução de perigos), entre outros. Devido estes equipamentos serem extensos, a fim de que o operário não fique próximo do galho que será cortado, evitando assim os graves acidentes especialmente nas redes de alta tensão, os mesmos precisam ser de alta confiabilidade técnica com margem de erro muito baixa.

O problema da poda é que a mesma requer dos equipamentos utilizados precisão e repetitividade nos movimentos desejados. Entretanto, há vários fatores que dificultam a obtenção de boas precisões com repetições, a posição da haste do cilindro pneumático é uma delas.

Esta dissertação utiliza-se dos resultados das pesquisas antecedentes a fim de contribuir para a modelagem matemática e desenvolver um controle de posição de um cilindro pneumático linear para uma dada aplicação em um equipamento florestal para uma faixa de trabalho em torno de 2,5m de curso.

## 1.5 Metodologia

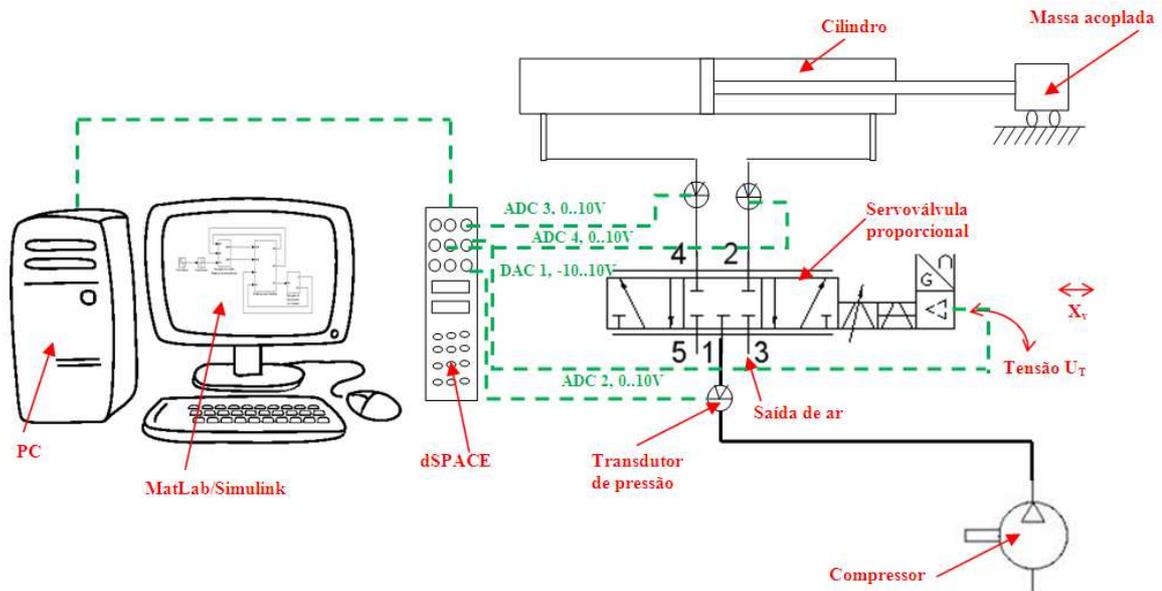
A partir de uma ampla revisão bibliográfica, a pesquisa consiste de estudos referentes a modelagem matemática de atuadores pneumáticos, na observância das relações e simplificações entre os modelos de cada autor antecedente (BAVARESCO, 2007; MIOTTO, 2008; ENDLER, 2009; RITTER, 2010; PÖRSCH, 2011) ao presente trabalho.

Após a modelagem matemática, tem-se a elaboração de um controle de posição para grandes deslocamentos de um cilindro com haste simples e dupla ação. Sendo assim a necessidade de formular um modelo matemático que contenha explicitamente o comportamento não linear da vazão mássica nos orifícios da servoválvula, a dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro, o movimento do êmbolo do cilindro e a dinâmica do atrito, obtendo um modelo matemático não linear de 5ª ordem.

Stachura et al. (2011) afirmam devido ao rápido desenvolvimento da ciência do computador, é possível investigar um trabalho do processo real, com o uso destes modelos matemáticos (físicos, paramétricos ou outros), implementados em algoritmos computacionais especializados. E ainda isto de certo modo de aproximar benefícios em tempo e economia de custo financeiro durante atividade de melhoria dos processos.

Para as simulações numéricas computacionais utiliza-se a ferramenta Simulink do *software* MatLab. Os testes experimentais necessários a esta dissertação são desenvolvidos na infraestrutura disponível na UNIJUÍ nos Campi de Ijuí e Panambi, em especial no Núcleo de Inovação e Mecanização da Poda (NIMeP), em uma bancada de testes experimentais Figura 1.2 composta por um servoposicionador pneumático linear e um sistema de instrumentação eletrônica dSPACE (1996).

Figura 1.2 – Bancada de testes experimentais.



Fonte: Própria autora.

## 1.6 Objetivos e organização do trabalho

Esta dissertação de mestrado tem por objetivos pesquisar, desenvolver e validar matematicamente o controle de posição de um atuador pneumático representado por um modelo de 5ª ordem adaptado a partir do proposto por Ritter (2010). O controle de posição é de fundamental importância neste estudo, devido ao cilindro pneumático que é de dupla ação ter uma haste simples para uma faixa de trabalho em torno de 2,5m de curso. Como o curso é um tanto extenso, exige um controle do posicionamento do êmbolo preciso para que o trabalho realizado por este Cilindro pneumático especial seja eficiente e rápido.

O objetivo principal é testar a metodologia de controle proposta por Rafikov e Balthazar (2005) e Endler (2009), e desenvolver um controle de posição adequado a partir de curvas levantadas experimentalmente na bancada de testes disponível na UNIJUÍ Campus Panambi. Desta forma, comparar posteriormente os resultados obtidos com as simulações computacionais do modelo estudado para o Cilindro Pneumático Linear e então validar o modelo estudado.

O presente trabalho está organizado em seis capítulos. O Capítulo 2 descreve a Modelagem Matemática do Atuador Pneumático Linear, especificamente o modelo matemático da servoválvula e do cilindro, assim como a não linearidade de zona morta.

A seguir no Capítulo 3 tem-se a descrição da bancada de testes, a identificação da zona morta na servoválvula, a identificação dos parâmetros do atrito e determinação dos demais parâmetros envolvidos no modelo expressos por meio de tabelas, a implementação computacional do modelo adotado e a validação do modelo matemático.

O controle do servoposicionador pneumático é apresentado no Capítulo 4, onde é feita uma breve descrição sobre controladores clássicos. Também é apresentado o projeto de controle para o atuador e implementação computacional do sistema controlado.

Já no Capítulo 5 o planejamento de trajetórias, a compensação de zona morta e os resultados do planejamento de trajetória com e sem zona morta compensada no controle proporcional.

O Capítulo 6 apresenta as conclusões e perspectivas futuras. E por fim, têm-se as referências bibliográficas e anexos.

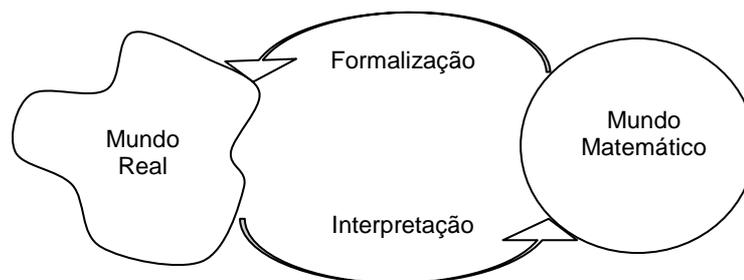
## 2 MODELAGEM MATEMÁTICA DO ATUADOR PNEUMÁTICO LINEAR

### 2.1 Introdução

A modelagem é tão antiga quanto à própria matemática, tendo seu surgimento de aplicações na rotina diária dos povos antigos. A expressão, em seu conceito moderno, surge durante o Renascimento, quando foram construídas as primeiras ideias da Física, apresentados segundo linguagem e tratamentos matemáticos. Hoje, a modelagem matemática constitui um ramo próprio da Matemática, que tenta traduzir situações reais para uma linguagem matemática, para que por meio dela se possa melhor compreender, prever e simular ou, ainda, mudar determinadas vias de acontecimento, com estratégias de ação, nas mais variadas áreas do conhecimento.

Modelagem Matemática, segundo Bassanezi (2004), mostrada na Figura 2.1, é o 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.

Figura 2.1 – Esquema simplificado de Modelagem Matemática.



Fonte: Bassanezi (2004)

Quando tentamos descrever algum aspecto do mundo real percebemos que ele oferece mais do que a nossa pobre e finita mente consegue alcançar. Mas se aplicarmos nossa capacidade apropriadamente, podemos alcançar um entendimento parcial que se adapte suficientemente para nos dar fidelidade às leis do universo. Para ter uma chance de sucesso, devemos idealizar e simplificar a fim de obter uma figura mental que possamos manejar. Quando chegarmos a uma descrição precisa, pela seleção das características que consideramos essenciais, temos um modelo matemático (BASSANEZI, 2004).

Neste capítulo apresenta-se a modelagem matemática do atuador pneumático linear, composto pela servoválvula direcional proporcional e o cilindro de dupla ação com haste simples, considerando as não linearidades do sistema. A partir das combinações das diferentes dinâmicas e características presentes neste servoposicionador pneumático, dinâmica das pressões, dinâmica do atrito, como também o comportamento das vazões mássicas e o movimento do êmbolo do cilindro descreve-se as equações do modelo em forma de variáveis de estado. Além disso, apresenta-se a não linearidade da zona morta proposta por Valdiero et al. (2011).

## 2.2 Modelo matemático da servoválvula

É através da servoválvula que se obtêm a vazão mássica a qual é liberada pelos orifícios e põe em funcionamento o cilindro, contudo depende da tensão de controle  $U_T$  e também das pressões nas câmaras deste cilindro. Na literatura encontram-se vários pesquisadores que apresentaram o equacionamento para a vazão mássica através dos orifícios, a qual é uma das partes fundamentais da modelagem matemática do sistema pneumático. No entanto, a maior dificuldade encontrada na literatura é em isolar o sinal  $U_T$ , dificultando a aplicação de um controlador não linear que leva em consideração as características não lineares do sistema.

A fim de suprir esta necessidade, Endler (2009) propôs um equacionamento diferenciado contemplando assim a nova equação da vazão mássica na câmara A do cilindro ( $q_{ma}$ ) e da vazão mássica na câmara B do cilindro ( $q_{mb}$ ), obtidos através de um levantamento experimental. O detalhamento pode ser visto em seu trabalho, obtendo às equações (2.1) e (2.2).

$$q_{ma}(U_T, p_a) = g_1(p_a, \text{sgn}(U_T)) \arctg(2U_T) \quad (2.1)$$

$$q_{mb}(U_T, p_b) = g_2(p_b, \text{sgn}(U_T)) \arctg(2U_T) \quad (2.2)$$

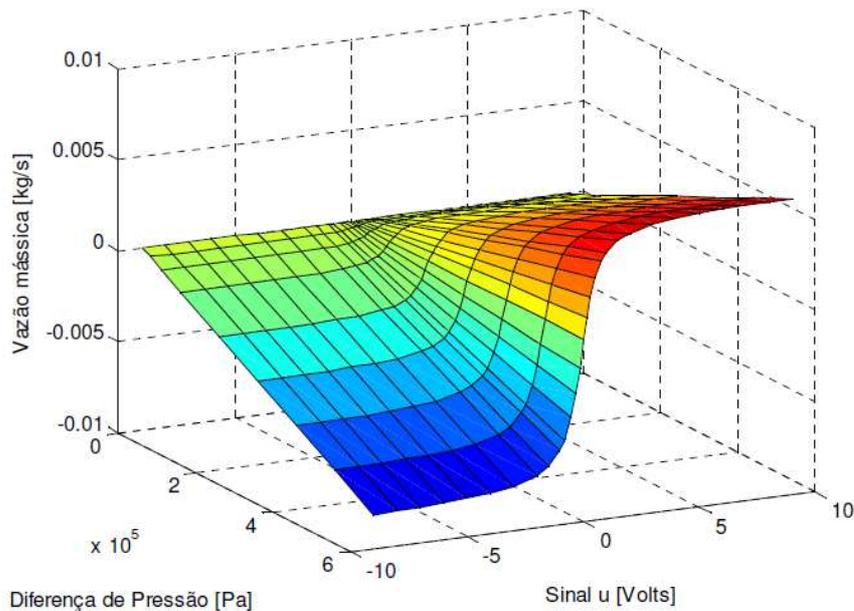
onde  $g_1$  e  $g_2$  são funções sinal dadas pelas equações (2.3) e (2.4).

$$g_1(p_a, \text{sgn}(U_T)) = \beta \Delta p_a = \begin{cases} (p_s - p_a) \beta^{ench} & \text{se } U_T \geq 0 \\ (p_a - p_{atm}) \beta^{esv} & \text{se } U_T < 0 \end{cases} \quad (2.3)$$

$$g_2(p_b, \text{sgn}(U_T)) = \beta \Delta p_b = \begin{cases} (p_s - p_b) \beta^{ench} & \text{se } U_T < 0 \\ (p_b - p_{atm}) \beta^{esv} & \text{se } U_T \geq 0 \end{cases} \quad (2.4)$$

onde  $p_s$  é a pressão de suprimento,  $p_{atm}$  a pressão atmosférica,  $\beta^{ench}$  e  $\beta^{esv}$  são coeficientes constantes característicos respectivamente do enchimento e do esvaziamento das câmaras do cilindro, obtidos experimentalmente conforme Endler (2009). Contudo, a utilização da função arco tangente facilita a diferenciação desta equação em esquemas de controle não linear ou em cascata. A Figura 2.2 mostra a representação gráfica da equação da vazão mássica em um dos orifícios da servoválvula.

Figura 2.2 – Representação gráfica da equação da vazão mássica em função da diferença de pressão e da tensão de controle em um dos orifícios da servoválvula.

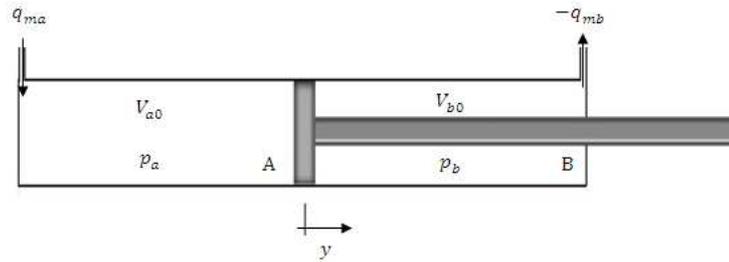


Fonte: Ritter (2010)

### 2.3 Modelo matemático do cilindro

Nesta seção é realizada a modelagem matemática do cilindro utilizado, sendo este de dupla ação e haste simples. A Figura 2.3 mostra o cilindro utilizado através de um desenho esquemático.

Figura 2.3 – Desenho esquemático em corte de um cilindro pneumático com haste.



Fonte: Própria autora.

Para obter um modelo adequado a este cilindro é necessário ater-se à equação da continuidade, a qual é a variação do que está dentro das câmaras deste cilindro, ou seja, a diferença das pressões de entrada e saída, caracterizada como dinâmica das pressões nas câmaras, baseadas no princípio da conservação de energia, cujo detalhamento poderá ser encontrado em Endler (2009). As equações obtidas são:

$$\dot{p}_a = -\frac{A_1 \gamma \dot{y}}{V_{a0} + A_1 y} p_a + \frac{R \gamma T}{V_{a0} + A_1 y} q_{ma}(U_T, p_a) \quad (2.5)$$

$$\dot{p}_b = \frac{A_2 \gamma \dot{y}}{V_{b0} - A_2 y} p_b - \frac{R \gamma T}{V_{b0} - A_2 y} q_{mb}(U_T, p_b) \quad (2.6)$$

onde  $A_1$  e  $A_2$  são as áreas do êmbolo das câmaras A e B do cilindro,  $q_{ma}$  e  $q_{mb}$  são as vazões mássicas nas câmaras A e B, respectivamente,  $T$  a temperatura do ar de suprimento,  $R$  é a constante universal dos gases,  $\gamma = C_p/C_v$  é a relação entre os calores específicos do ar, onde  $C_p$  e  $C_v$  são os calores específicos do ar sob pressão constante e a volume constante, respectivamente,  $V_{a0}$  e  $V_{b0}$  são os volumes iniciais nas câmaras A e B,  $y$  e  $\dot{y}$  são a posição e a velocidade da haste e  $p_a$  e  $p_b$  são as pressões nas câmaras A e B, respectivamente.

Outra influente característica é a equação do movimento expressa pela 2ª lei de Newton para o equilíbrio das forças na haste, resultando na seguinte equação:

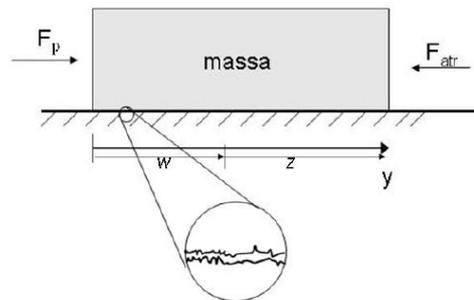
$$M \ddot{y} + F_{atr} = F_p \quad (2.7)$$

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,  $A_1 p_a - A_2 p_b$  e  $F_{atr}$  é a força de atrito, que dar-se-á ênfase a seguir.

Conforme Canudas de Wit et al. (1995 apud Pörsch, 2012, pg. 28) o atrito é o efeito ocasionado pelo contato direto entre duas superfícies que apresenta movimento relativo. Este afeta o comportamento dos sistemas pneumáticos causando dificuldades de controle e degradação no desempenho do sistema, podendo até ocasionar a instabilidade, pois apresenta características não lineares de difícil modelagem.

A Figura 2.4 representa o contato entre as superfícies com rugosidades já descritas pelo sistema não linear envolvendo o atrito na equação (2.7). Este sistema consiste em uma massa  $M$  que desliza 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 representando um deslocamento de corpo rígido  $y$ , que pode ser decomposto em uma componente elástica  $z$  e em outra plástica (inelástica)  $w$ .

Figura 2.4 – Sistema não linear massa-superfície envolvendo o atrito dinâmico.



Fonte: Ritter (2010)

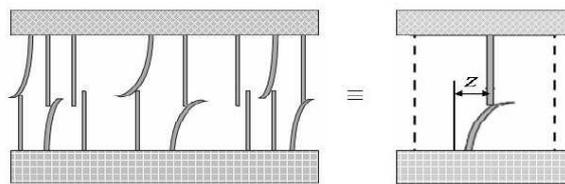
Um estudo detalhado sobre as principais características dinâmicas do atrito estático, o atrito de Coulomb, o atrito viscoso ou o atrito de arraste, o atrito de Stribeck, a memória de atrito e o deslocamento de predeslizamento, que muitas vezes resultam em efeitos danosos ao controle, como os efeitos conhecidos na literatura 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*) podem ser encontrados em Ritter (2010) e Valdiero (2005a).

Mesmo sendo o atrito um fenômeno bastante estudado por pesquisadores nos últimos anos não se tem um modelo dinâmico aceito universalmente, no entanto a escolha de um modelo mais adequado que inclua todas essas características se dá ao conhecido modelo LuGre, o qual Canudas de Wit et al. (1995 apud Pörsch, 2012, pg. 29) enfatiza sendo a força média de deflexão das cerdas elásticas, quando uma força tangencial é aplicada, as cerdas deflexionam-se como molas, se esta deflexão for grande o suficiente, as cerdas começarão a se deslizar, essa deflexão média das cerdas é determinada pela velocidade num movimento

em regime permanente, sendo que este modelo de atrito é utilizado com bastante freqüência no meio científico, pois baseia-se no entendimento do mecanismo microscópico do fenômeno de atrito.

A Figura 2.5 mostra o desenho esquemático representativo da microdeformação média das rugosidades entre as superfícies de contato.

Figura 2.5 – Desenho representativo da microdeformação, média das rugosidades entre duas superfícies de contato.



Fonte: Miotto (2009)

Desta forma, a equação da força de atrito entre as superfícies é dada por:

$$F_{atr} = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + C_d (\dot{y}(t))^2 \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \quad (2.8)$$

onde  $\sigma_0$  representa o coeficiente de rigidez das deformações microscópicas entre as superfícies de contato,  $z$  é um estado interno não mensurável que representa a deformação média que ocorre entre as superfícies (movimento de pré-deslizamento),  $\sigma_1$  é um coeficiente de amortecimento associado à taxa de variação de  $z$ ,  $C_d$  é o coeficiente de arraste,  $\dot{y}$  é a velocidade relativa entre as superfícies e a função sinal  $\operatorname{sgn}(\dot{y}(t))$  que tem por finalidade manter a característica do elemento. Sendo que a força de atrito é composta por três parcelas, a terceira delas refere-se ao atrito de arraste o qual é causado pela resistência ao movimento de um corpo através de um fluido, sendo proporcional ao quadrado da velocidade e muitas vezes decorrente de um escoamento turbulento Ge et al. (1999 apud VALDIERO, 2005a, p.35) descrito pela equação (2.9) e mostrado pela Figura 2.6-a:

$$F_{arraste}(t) = C_d (\dot{y}(t))^2 \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \quad (2.9)$$

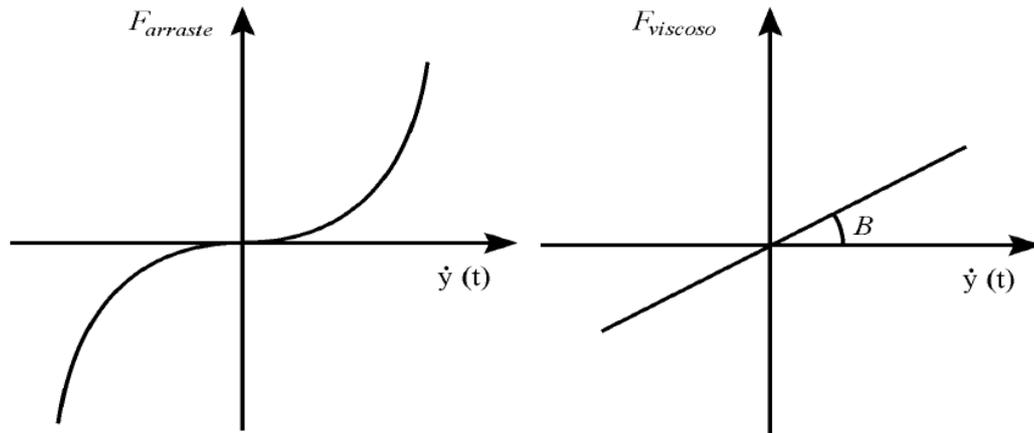
Em contrapartida, o atrito viscoso, o qual não foi utilizado na modelagem, é linearmente proporcional a velocidade e corresponde a uma situação de boa lubrificação,

contudo a resposta do sistema com este atrito não foi satisfatória. A Figura 2.6-b e a equação (2.10) descrevem sua característica:

$$F_{viscoso}(t) = B\dot{y}(t) \quad (2.10)$$

onde  $B$  é chamado coeficiente de amortecimento viscoso.

Figura 2.6 – Características de atrito de arraste (a) e viscoso (b).



Fonte: Valdiero (2005a)

Para a dinâmica da microdeformação  $z$  tem-se a seguinte equação:

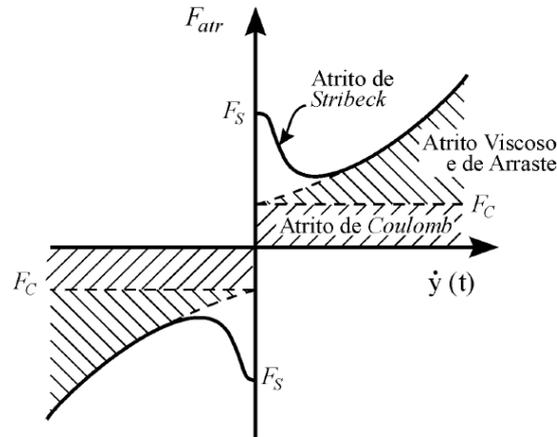
$$\frac{dz}{dt} = \dot{y} - \alpha(z, \dot{y}) \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} |\dot{y}| z \quad (2.11)$$

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

$$g_{ss}(\dot{y}) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2} \quad (2.12)$$

onde  $F_c$  é o atrito de Coulomb,  $F_s$  é o atrito estático e  $\dot{y}_s$  é a velocidade de *Stribeck* constatada de uma rápida redução da força de atrito decorrente do instante em que o corpo rompe o atrito estático até chegar ao atrito de Coulomb, ou seja, nos trechos de baixa velocidade da curva atrito versus velocidade. A Figura 2.7 ilustra a combinação das características de atrito, dadas pelas equações (2.8), (2.9), (2.11) e (2.12) versus a velocidade em regime permanente.

Figura 2.7 – Gráfico da combinação das características do atrito em regime permanente.



Fonte: Valdiero (2005a).

A função  $\alpha(z, \dot{y})$  de acordo com (DUPONT et al., 2000; RITTER, 2009) foi incorporada ao modelo LuGre e é utilizada para obter a representação do atrito estático (*stiction*), ou seja, o regime estático em velocidades baixíssimas. Sendo a mesma definida pelas equações (2.13) e (2.14).

$$\alpha(z, \dot{y}) = \begin{cases} 0, & \text{se } |z| \leq z_{ba} \\ 0 < \frac{1}{2} \operatorname{sen} \left( \pi \frac{z - \left( \frac{z_{max}(\dot{y}) + z_{ba}}{2} \right)}{z_{max}(\dot{y}) - z_{ba}} \right) + \frac{1}{2} < 1, & \text{se } z_{ba} < |z| < z_{max}(\dot{y}) \\ 1, & \text{se } |z| \geq z_{max}(\dot{y}) \\ 0, & \text{se } \operatorname{sgn}(\dot{y}) \neq \operatorname{sgn}(z) \end{cases} \quad \begin{matrix} \operatorname{sgn}(\dot{y}) \\ = \\ \operatorname{sgn}(z) \end{matrix} \quad (2.13)$$

$$0 < z_{ba} < z_{max}(\dot{y}) = \frac{g_{ss}(\dot{y})}{\sigma_0} \text{ para } \forall \dot{y} \in \mathfrak{R} \quad (2.14)$$

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.

Portanto, ao considerar a dinâmica das microdeformações, a qual encontra-se modelada na equação (2.11), pode-se observar que, em regime permanente, a velocidade  $\dot{y}$  é constante,  $\alpha(z, \dot{y}) = 1$  e tem-se  $\dot{z} = 0$ . No entanto, o estado interno  $z$  de atrito, por meio da equação (2.15) aproxima-se de:

$$z_{ss} = \frac{\dot{y}}{\dot{y}_s} \frac{g_{ss}(\dot{y})}{\sigma_0} = \operatorname{sgn}(\dot{y}) \frac{\left( F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2} \right)}{\sigma_0} \quad (2.15)$$

Assim, realizando a substituição da equação (2.15) na equação (2.8), obtêm-se a equação (2.16), que representa a força de atrito em regime permanente para movimentos com velocidades constantes:

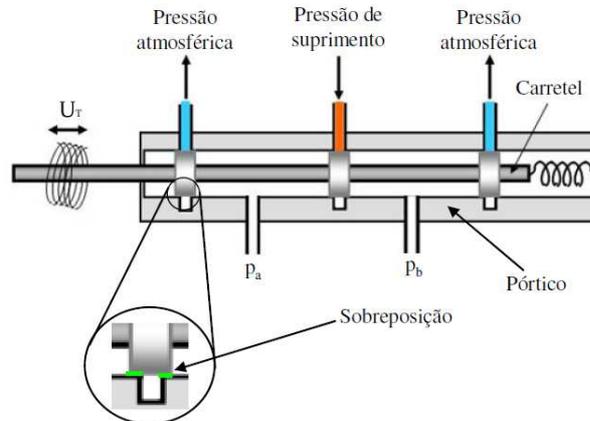
$$\begin{aligned} F_{atr,ss} &= \sigma_0 z_{ss} + \sigma_1 0 + C_d (\dot{y}(t))^2 \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \\ F_{atr,ss} &= \operatorname{sgn}(\dot{y}) \left( F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_s}\right)^2} \right) + C_d (\dot{y}(t))^2 \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \end{aligned} \quad (2.16)$$

Para identificar os parâmetros estáticos de atrito ( $C_d$ ,  $F_c$ ,  $F_s$  e  $\dot{y}_s$ ) é utilizada esta equação (2.16).

## 2.4 Não linearidade da zona morta na válvula

É necessário levar em consideração a não linearidade da zona morta que neste trabalho é considerada como sendo apenas a sobreposição do ressalto do carretel da servoválvula em relação ao orifício de passagem do ar sob pressão, já que a largura do ressalto do carretel é maior que a largura do orifício. Bavaresco (2007) destaca que este tipo de imperfeição é bastante comum em sistemas mecânicos, principalmente em servoválvulas. A presença da zona morta nas servoválvulas gera limitações significativas no desempenho de controladores por realimentação, principalmente no que diz respeito à minimização do erro de posicionamento e de seguimentos de trajetórias, diante disso, se faz necessário a utilização de metodologias de identificação e compensação dessa não linearidade.

Figura 2.8 – Desenho esquemático do corte de uma servoválvula direcional com seus principais elementos mecânicos.



Fonte: Bavaresco (2007).

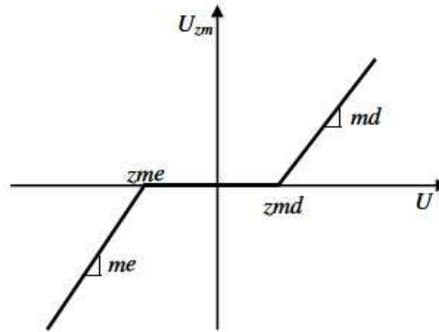
Sendo a zona morta uma relação estática de entrada e saída, em que para uma faixa de domínio não há resposta, ou seja, a saída é nula, apresenta-se um modelo genérico para a zona morta em servoválvulas de controle direcional baseado em Tao e Kokotovic (1996), pela equação (2.17):

$$U_{zm}(t) = \begin{cases} md(U_T(t) - zmd) & \text{se } U_T(t) \geq zmd \\ 0 & \text{se } zme < U_T(t) < zmd \\ me(U_T(t) - zme) & \text{se } U_T(t) \leq zme \end{cases} \quad (2.17)$$

onde  $U_T(t)$  é o sinal de entrada,  $U_{zm}(t)$  é o valor de saída,  $zmd$  é o limite direito da zona morta,  $zme$  é o limite esquerdo da zona morta,  $md$  é a inclinação direita da zona morta e  $me$  é a inclinação esquerda da zona morta. Estes valores para a zona morta foram obtidos experimentalmente descritos no Capítulo 5.

A Figura 2.9 mostra a representação gráfica do trecho de zona morta do sinal de entrada  $U = U_T$  em relação ao sinal de saída  $U_{zm}$ .

Figura 2.9 – Representação gráfica da não linearidade de zona morta.



Fonte: Bavaresco (2007).

Segundo Bavaresco (2007) em diversos trabalhos da literatura recente a zona morta em servoválvulas é expressa como um percentual de deslocamento do carretel, sendo este em geral 10% da abertura total em cada direção, o que é bastante significativo para o funcionamento do sistema.

## 2.5 Composição do Modelo Matemático Não Linear de 5ª ordem

O modelo não linear de 5ª ordem a seguir é descrito pelas equações (2.5), (2.6), (2.7), (2.8) e (2.11), na 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:

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

$$\dot{y}_2 = -\frac{F_{atr}(y_5, y_2)}{M} + \frac{A_1}{M} y_3 - \frac{A_2}{M} y_4 \quad (2.19)$$

$$\dot{y}_3 = -\frac{\gamma A_1}{V_{a0} + A_1 y_1} y_2 y_3 + \frac{\gamma RT}{V_{a0} + A_1 y_1} q_{ma}(U_T, y_3) \quad (2.20)$$

$$\dot{y}_4 = \frac{\gamma A_2}{V_{b0} - A_2 y_1} y_2 y_4 - \frac{\gamma RT}{V_{b0} - A_2 y_1} q_{mb}(U_T, y_4) \quad (2.21)$$

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

onde  $y_1$  é a posição do êmbolo,  $y_2$  é a velocidade,  $y_3$  e  $y_4$  as pressões nas câmaras A e B do cilindro, e  $y_5$  é a dinâmica das microdeformações,  $q_{ma}$  e  $q_{mb}$  são as vazões mássicas nas câmaras A e B do cilindro, dadas pelas equações (2.1) e (2.2) respectivamente.

## 2.6 Discussões

Neste capítulo apresentou-se o equacionamento do modelo matemático não linear de 5ª ordem, como combinação das diversas características não lineares, levando em consideração a não linearidade de zona morta, a dinâmica das pressões, a vazão mássica nos orifícios da servoválvula e a dinâmica do movimento, que inclui o modelo LuGre de atrito dinâmico.

Este modelo matemático ao qual foi apresentado é resultado de estudos da literatura recente na forma sistematizada, e que vai ao encontro da necessidade de um modelo mais completo a fim de prever as condições de funcionamento em campo, nas bancadas de laboratório.

A modelagem apresentada neste capítulo será de suma importância na implementação de simulação computacional e análise do comportamento da bancada em situações de campo. Parte dos resultados deste capítulo foram publicados em Richter et al. (2012).

### **3 IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO ADOTADO**

#### **3.1 Introdução**

Neste capítulo ocorre a implementação computacional do modelo matemático não linear de 5ª ordem, proposto no capítulo 2, mais precisamente na Seção 2.5, que descreve o atuador pneumático, descreve-se a bancada de testes e a validação experimental.

Na Seção 3.2 é descrita a bancada de testes experimentais. A Seção 3.3 descreve a identificação da zona morta da servoválvula. Na sequência a Seção 3.4 apresenta a identificação dos parâmetros e dinâmicas do atrito. A Seção 3.5 mostra as tabelas contendo todos os dados calculados durante as seções. Em seguida na Seção 3.6 ocorre a implementação do modelo matemático em diagrama de blocos da ferramenta Simulink. Na Seção 3.7 a validação do modelo em malha aberta. Por fim, a Seção 3.8 apresenta as discussões do presente capítulo.

#### **3.2 Descrição da bancada de testes**

A bancada experimental de testes utilizada neste trabalho é composta por um microcomputador (1) responsável pela visualização dos dados e interface com o operador. A este está interligado uma placa móvel dSPACE 1104 (2) responsável pela captura e armazenagem dos dados da bancada de testes, a qual utiliza a integração dos softwares MatLab/Simulink e ControlDesk permitindo a captura, controle e manipulação dos dados em tempo real através da construção de uma interface gráfica, o que possibilita a análise detalhada dos resultados obtidos. Um terceiro componente é um conector de sinais da placa dSPACE (3), composta de oito conversores analógico-digital (entrada ADC) e oito conversores digital-analógico (saída DAC), onde se faz a conexão dos cabos de comunicação dos sensores que transmitem o sinal até a placa instalada no microcomputador. A Figura 3.1 ilustra o sistema de aquisição de dados.

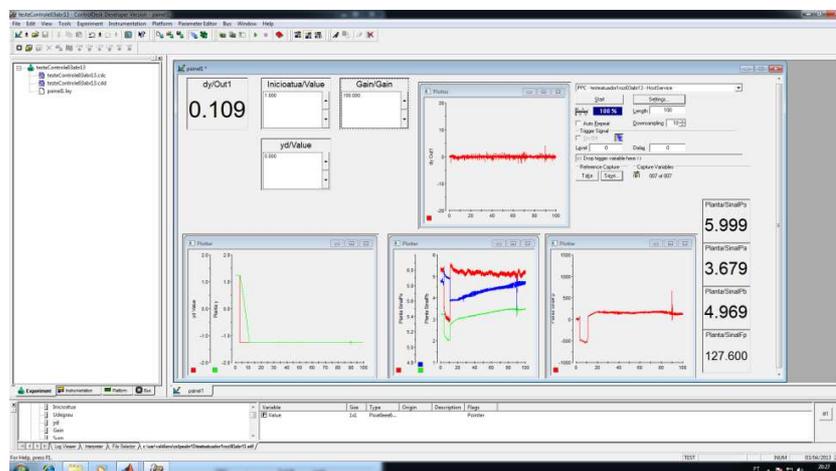
Figura 3.1 – Fotografia da bancada de aquisição de dados experimentais.



Fonte: Própria autora.

A Figura 3.2 mostra a tela do software ControlDesk para gerenciamento dos dados, interligado ao aplicativo MatLab/Simulink, onde são capturadas as informações para posterior apreciação e análise.

Figura 3.2 – Tela de interface gráfica do software CotrolDesk.



Fonte: Própria autora.

Para funcionamento da servoválvula que tem seu sistema elétrico é necessário a alimentação com corrente contínua, a fim de evitar qualquer dano ou variação, utilizou-se uma fonte controladora HP com 24VDC, como mostra a Figura 3.3.

Figura 3.3 – Fonte HP para alimentação da servoválvula proporcional direcional com 24VDC.



Fonte: Própria autora.

O ar utilizado pelo sistema é proveniente de um reservatório de ar comprimido, portanto antes de dar entrada na servoválvula utilizou-se para reduzir os desgastes do atuador uma unidade de conservação. Para economia de espaço com grande capacidade de retenção de partículas e grande vazão, tendo boa regulagem e com pequena histerese a Figura 3.4 mostra a unidade de conservação com dreno. A filtragem do ar realizada é essencial pois elimina impurezas da tubulação, partículas de óxido e água condensada antes de chegar à servoválvula proporcional, evitando qualquer dano a mesma.

Figura 3.4 – Unidade de Conservação.



Fonte: Própria autora.

A servoválvula proporcional utilizada para controlar o escoamento de ar comprimido expressa na Figura 3.5, é responsável por regular a vazão, a pressão e a direção do ar de forma a permitir a passagem proporcional à abertura da mesma para o cilindro pneumático. Sendo que o deslocamento do carretel da servoválvula é provocado por uma tensão elétrica aplicada no solenóide, de forma que, deslocando o carretel da mesma em um sentido, uma das câmaras deste cilindro é conectada à pressão de suprimento e a outra à pressão atmosférica.

Figura 3.5 – Fotografia da servoválvula pneumática utilizada na bancada de testes.



Fonte: Própria autora.

Para captura e controle das pressões são usados sensores de pressão conforme a Figura 3.6, os quais fazem a leitura das pressões iniciais nas câmaras A e B do cilindro, assim como a pressão de suprimento manométrica (bar).

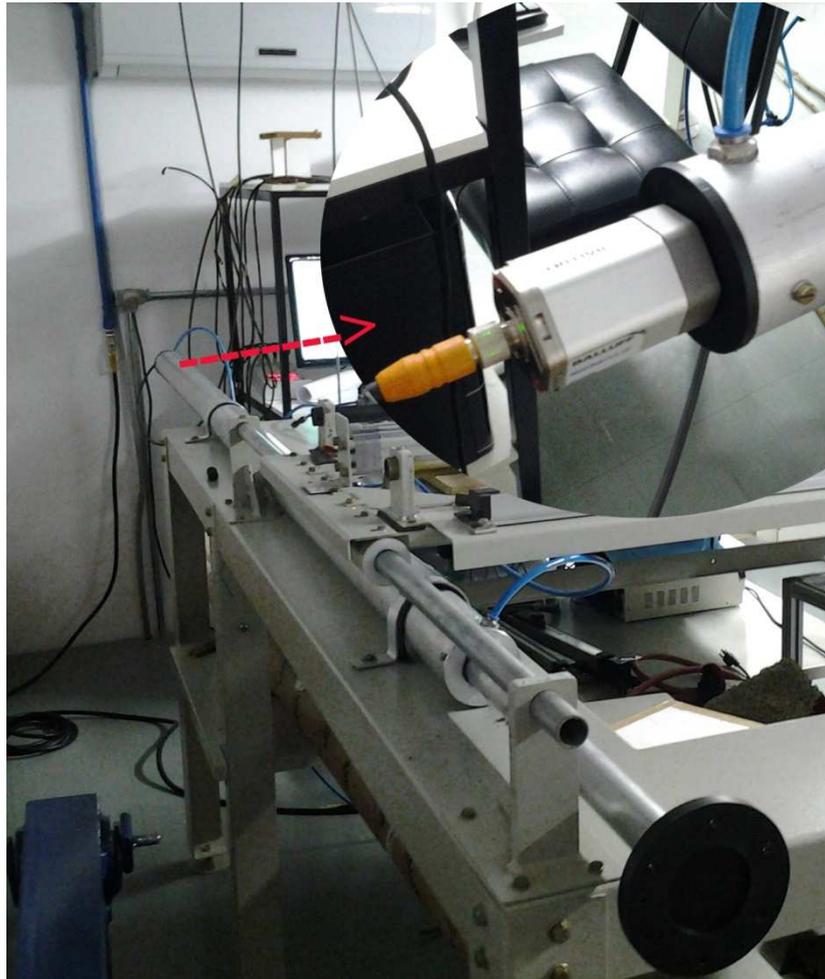
Figura 3.6 – Fotografia dos sensores de pressão.



Fonte: Própria autora.

O cilindro pneumático linear especial utilizado é de dupla ação, ou seja, o avanço e o recuo são realizados por meio do ar comprimido mostrado pela Figura 3.7. A haste simples é conectada ao êmbolo, que de acordo com o sinal de controle enviado pela servoválvula permite posicionar uma carga (que deve ser acoplada no flange existente na haste) em um determinado ponto do curso do cilindro ou seguir uma trajetória variável em função do tempo.

Figura 3.7 – Fotografia do cilindro pneumático linear especial.



Fonte: Própria autora.

Neste este cilindro está acoplado internamente um sensor de posição de 2,5m de comprimento e em uma das extremidades deste cilindro tem-se dois led's os quais são responsáveis por informar o funcionamento deste sensor, isto é, funcionamento normal (led1=verde), se o curso deste cilindro está fora dos limites do sensor (led1=vermelho), outro problema existente no sistema (led1=vermelho piscando), o led2 deve estar sempre em *off*. A Figura 3.8 mostra o sensor utilizado.

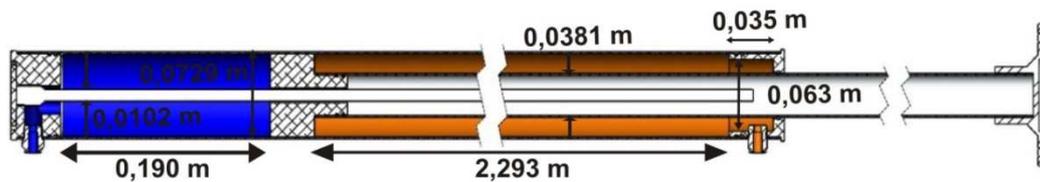
Figura 3.8 – Sensor de posição utilizado nos testes experimentais.



Fonte: Balluff (2012).

A Figura 3.9 mostra o desenho da vista lateral do cilindro com o sensor acoplado internamente e algumas de suas medidas principais.

Figura 3.9 – Desenho da vista lateral do cilindro com o sensor acoplado internamente.



Fonte: Própria autora.

Na Tabela 3.4, estão descritas as características técnicas dos principais componentes utilizados na bancada experimental.

Tabela 3.1 – Principais componentes da bancada experimental.

Descrição do Componente	Fabricante	Código	Especificações
Servoválvula de Controle Direcional	Festo	MPYE-5-1/8-HF-010B	0-10V 5 vias e 3 posições Vazão= 700 l/min
Cilindro Pneumático			Curso= 2,483m
Unidade de Conservação	Festo	FRC-1/8-D-7-5M-MICRO	0,5...7 bar Vazão máxima de 160 l/min
Sensor de pressão	Festo	SDE1-D10-G2-R18-C-PU-M8	Faixa de medição 0...10 bar
Sensor de posição	Balluff	BTL7-A501-M2500-BS115	0-10V Curso de 2,5 m
Reservatório de ar comprimido	Pró Ar	RA 080.500.1	Volume $2.51 \times 10^{-3} m^3$

### 3.3 Identificação da não linearidade de zona morta da servoválvula

Esta seção trata de uma nova metodologia alternativa para a identificação da zona morta em servoválvulas proporcionais direcionais, com resultados satisfatórios propostos por Valdiero (2005b), metodologia essa utilizada em servoválvulas hidráulicas proporcionais de controle direcional e aplicada a servoválvulas pneumáticas por Bavaresco (2007), baseada na dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro.

O uso de servoválvulas proporcionais direcionais como o próprio nome define, a abertura dos orifícios da mesma deve ser proporcional ao sinal de controle ( $V$ =volts) aplicado, para que o sistema (atuadores pneumáticos) seja controlado com eficácia. No entanto a presença da zona morta acaba prejudicando essa proporcionalidade desejada para o bom desempenho do sistema e necessita de compensação.

A identificação convencional da zona morta é realizada a partir de testes experimentais realizados. Esta metodologia utiliza-se de transdutores de vazão, que apresentam um custo bastante elevado e podem inviabilizar de acordo com a demanda, porém Valdiero (2005b) propôs uma metodologia que utiliza apenas transdutores de pressão, sendo estes mais acessíveis e disponíveis.

Os principais componentes da bancada de testes utilizada são: uma servoválvula de controle direcional (MPYE-5-1/8, FESTO, a mesma descrita na seção 3.2); um transdutor de pressão (TKG E 1 M 1DM, GEFAN, 0-10 bar); um cilindro simétrico pneumático sem haste (502 602 020 0, REXROTH) com curso de 500 mm e diâmetro de 25 mm, neste caso as áreas transversais das câmaras do cilindro são iguais, pois facilita o entendimento do comportamento das pressões nos orifícios de ligação com a servoválvula; e reservatório de ar comprimido (RA 080.500.1, Pró-Ar).

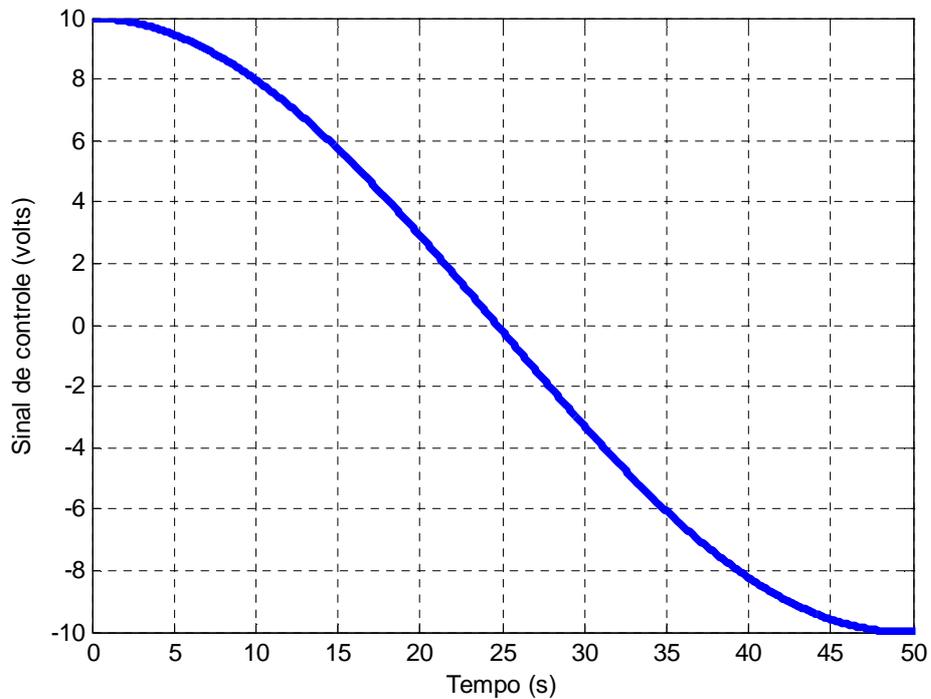
Para identificar a região de zona morta é proposto um ensaio em malha aberta com um sinal de controle senoidal lento, com amplitude de 10 V e período de 100 segundos para completar um ciclo, dado pela equação (3.1).

$$U_T(t) = 10 \text{sen} \left( \frac{2\pi}{100} t \right) \quad (3.1)$$

Como resultado tem-se dois trechos para este sinal de controle. O primeiro, conforme mostra a Figura 3.10, o sinal de controle  $U_T$  varia de 10 V a -10 V, onde é analisada a

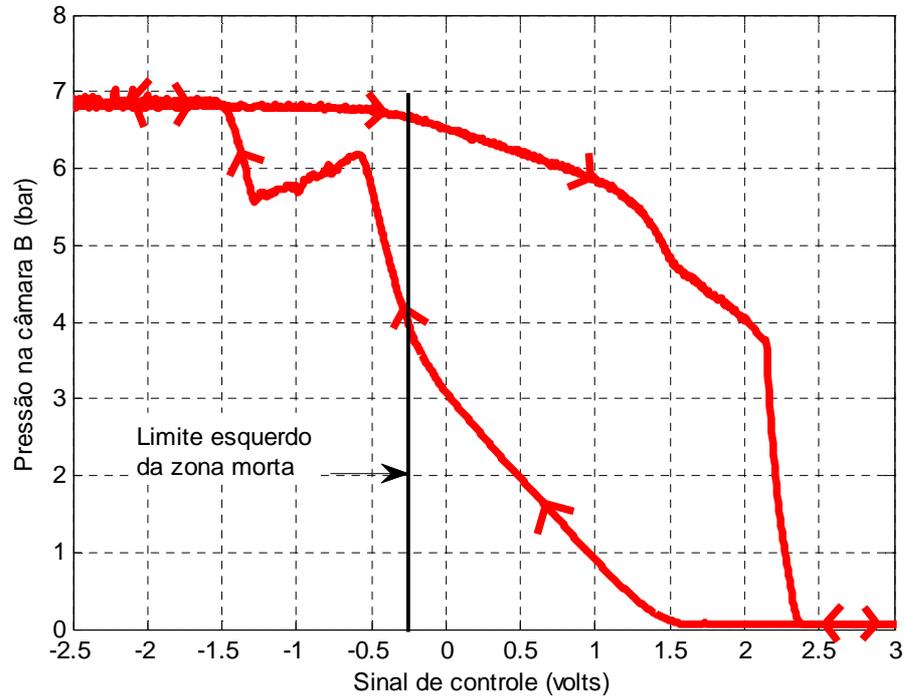
dinâmica da pressão na câmara B do cilindro, possibilitando a identificação do limite esquerdo da zona morta através da Figura 3.11.

Figura 3.10 – Trecho do sinal de controle da servoválvula utilizada para determinação do limite esquerdo zona morta.



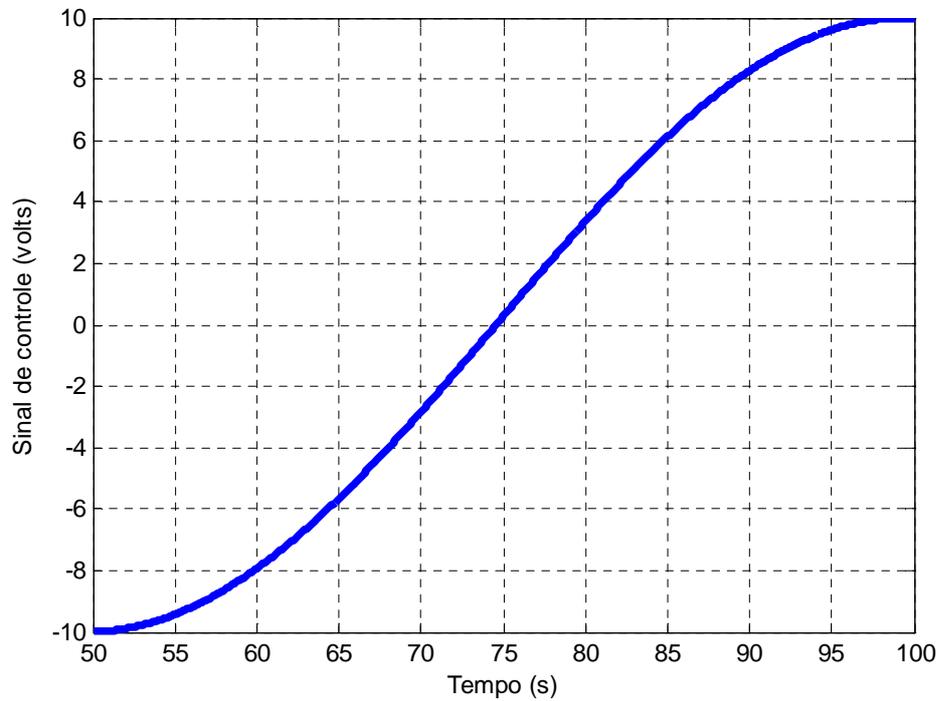
No trecho compreendido entre 10 V até aproximadamente 1,5 V, a servoválvula está posicionada de modo que a câmara B do cilindro esteja ligada com a pressão atmosférica e a câmara A com a pressão de suprimento, e não há movimento do êmbolo do cilindro. Em seguida no trecho entre 1,5 V até pouco mais de -0,5 V, a pressão começa a variar devido aos vazamentos internos da servoválvula, uma vez que o carretel está próximo a origem do seu deslocamento e este fecha os orifícios de passagem do ar sob pressão. No momento em que o sinal de controle ultrapassa o limite esquerdo da zona morta (*zme*), observa-se uma variação brusca da pressão na câmara, e a diminuição da pressão causada pela movimentação do êmbolo do cilindro, expresso na Figura 3.11.

Figura 3.11 – Comportamento da pressão na câmara B do cilindro e indicação do limite esquerdo da zona morta.



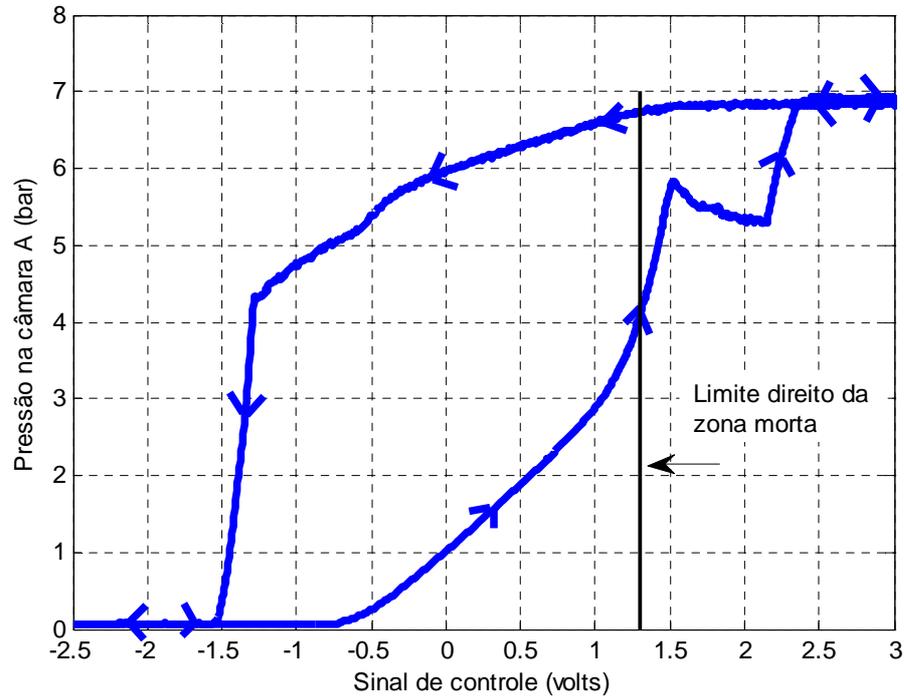
Utilizando o mesmo raciocínio para identificar o limite direito da zona morta, analisa-se o comportamento da pressão  $p_a$  no orifício da servoválvula para o segundo trecho da senóide que compreende o sinal de controle variando de  $-10\text{ V}$  a  $10\text{ V}$ , conforme a Figura 3.12.

Figura 3.12 – Trecho do sinal de controle da servoválvula utilizada para determinação do limite direito da zona morta.



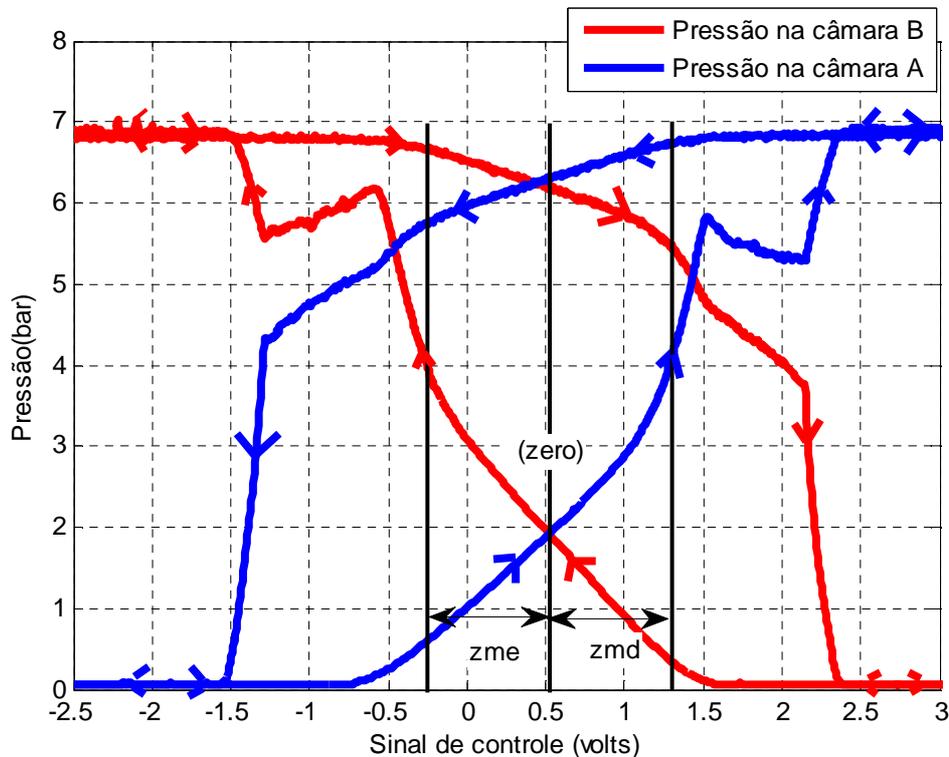
A dinâmica da pressão na câmara A do cilindro pode ser observada que, no trecho compreendido entre -10 V e pouco mais de -1 V não há movimento do êmbolo do cilindro e a partir deste sinal em tensão até menos de 1,5 V, aproximadamente, a variação da pressão  $p_a$  na câmara A do cilindro ocorre devido vazamentos internos do carretel da servoválvula. O sinal de controle então vence o limite direito da zona morta ( $zmd$ ) e gera uma variação brusca na pressão resultando na movimentação do êmbolo do cilindro. A Figura 3.13 mostra as variações de pressão.

Figura 3.13 - Comportamento da pressão na câmara A do cilindro e indicação do limite esquerdo da zona morta.



Como já visto nas Figuras (3.11) e (3.13) o comportamento das pressões em função do sinal de controle, ocorre a variação da pressão, devido aos vazamentos internos da servoválvula, pois a partir do momento em que o carretel começa a bloquear os orifícios de passagem do ar, neste trecho o sinal está próximo a sua origem resultando em vazamentos significativos. A Figura 3.14 mostra a dinâmica das pressões em ambas as câmaras, gerada pelo sinal de controle senoidal aplicado a servoválvula.

Figura 3.14 – Gráfico da dinâmica das pressões, centro da servoválvula e identificação dos limites da zona morta.



Ao observar a dinâmica das pressões em ambas as câmaras, percebe-se que os trechos não são simétricos em relação à origem do sinal de controle, ou seja, o centro da servoválvula não se encontra na origem do sinal de controle. Observando o gráfico expresso pela Figura 3.14, tem-se o *zero*, determinado pelo ponto médio dos trechos de variação das pressões causadas pelos vazamentos internos.

Enfim, a partir da análise e determinação, os valores encontrados como posição central da servoválvula em relação à origem do sinal de controle, têm-se  $zero = 0,52 V$  e desta forma  $zmd = zme = 0,78 V$ . Como parâmetros foram utilizados valores iguais e unitários para a inclinação direita esquerda da zona morta  $md = me = 1$ .

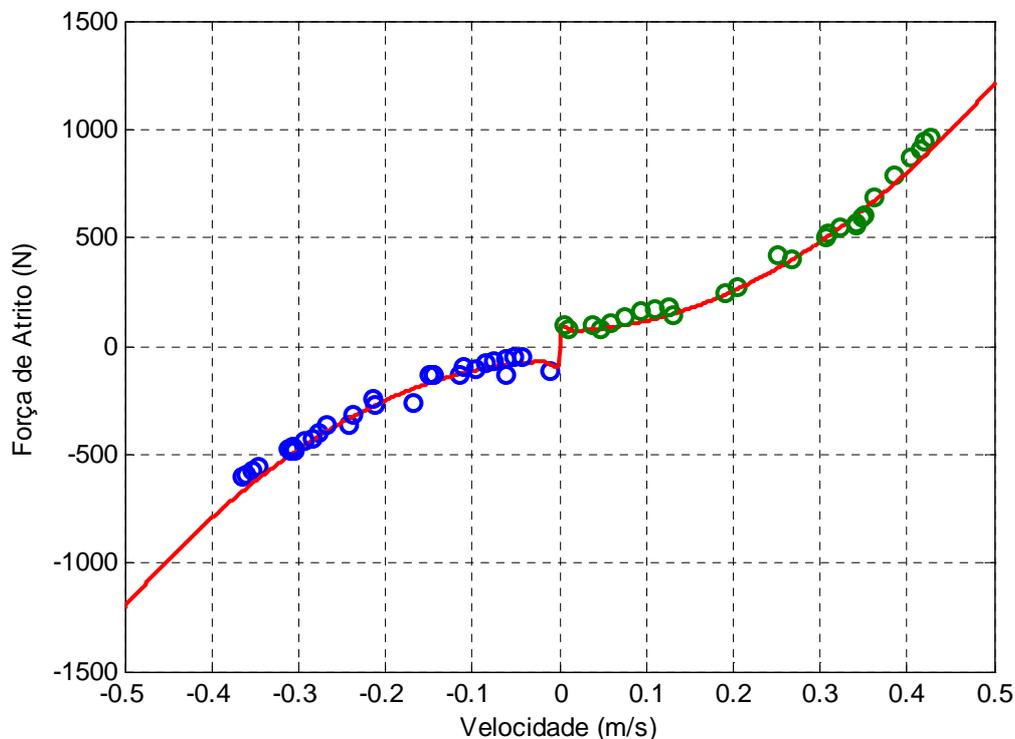
### 3.4 Identificação dos parâmetros do atrito

A identificação dos parâmetros estáticos de atrito descritos pela equação (2.16) no Capítulo 2 provêm de diversos experimentos em malha aberta, tendo como entrada o sinal de controle em tensão, variando de velocidades baixas até a máxima velocidade de trabalho do

sistema, capturando os dados da bancada experimental, descritos na seção 3.2. Sendo que, cada um dos experimentos realizados representa um ponto no gráfico, apresentado na Figura 3.15.

Os testes experimentais foram realizados em uma bancada, no cilindro mostrado na Figura 3.7, sendo que este apresenta áreas diferentes ( $A_1 \neq A_2$ ), disponível no laboratório NIMeP/UNIJUÍ. Para cada experimento determinou-se o melhor intervalo de tempo em que a posição do atuador neste trecho representava uma reta (atrelada às pressões e força pneumática quando constantes), sendo a velocidade constante, pois  $tg\theta = \dot{y} = cte$ , a aceleração anula-se e a força produzida pela diferença de pressão nas câmaras iguala-se à força de atrito no atuador, de acordo com a equação (2.7) tem-se,  $F_{atr} = F_p$ . Aplicando então a equação (2.16), da força de atrito em regime permanente, obtém-se a curva experimental (linha vermelha da Figura 3.15) que representa um mapa estático onde os quatro parâmetros estáticos do atrito,  $C_d$ ,  $F_c$ ,  $F_s$  e  $\dot{y}_s$  podem ser facilmente identificados. Neste procedimento é utilizado o algoritmo *nlinfit* do software MatLab.

Figura 3.15 – Determinação do mapa estático do atrito em um cilindro especial de dupla ação e haste simples.



Desta forma, a partir do algoritmo *nlinfit* e simulações computacionais o melhor ajuste para os parâmetros estáticos do atrito estão descritos na Tabela 3.4 e com a aquisição destes parâmetros estáticos é possível obter os parâmetros dinâmicos de atrito,  $\sigma_0$  e  $\sigma_1$ .

A estimativa dos parâmetros dinâmicos do atrito de um atuador pneumático é descrita conforme Perondi (2002) que os obteve a partir da realização de medições dos microdeslocamentos de até  $1 \mu m$  ( $1 \cdot 10^{-6} m$ ) em regime de pré-deslizamento, utilizando um equipamento de precisão (roseta ótica), sendo que para deslocamentos maiores é preciso realizar medições incrementais.

Segundo Perondi (2002) as medições dos deslocamentos do êmbolo do cilindro no regime de pré-deslizamento foram dificultadas pela presença de componentes dinâmicas devidas à transmissão de vibrações mecânicas do ambiente de trabalho para a bancada através da sua base. Já neste trabalho utilizou-se a metodologia proposta por Valdiero (2005a *apud* MIOTTO, 2009, p. 68), em que o parâmetro  $\sigma_0$  tem seu valor ajustado a partir de simulações, seguindo a premissa de que a ordem das microdeformações  $z$  na região de pré-deslizamento sejam valores aceitáveis estando na faixa de  $1$  e  $50 \mu m$ . Desta forma o parâmetro  $\sigma_0$  é representado pela equação (3.2).

$$\sigma_0 = \frac{F_c}{|1\alpha 50|.10^{-6}} \quad (3.2)$$

Valdiero (2005a *apud* MIOTTO, 2009, p. 69) afirma que o valor do parâmetro dinâmico  $\sigma_1$  proporciona o amortecimento adequado ao modelo de atrito no regime de pré-deslizamento, desta forma obtêm-se a seguinte expressão,

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_2}{\left(\frac{F_s}{F_c} - 1\right)} \quad (3.3)$$

### 3.5 Determinação dos valores dos parâmetros do atuador pneumático linear

Os parâmetros utilizados para as simulações numéricas foram obtidos a partir dos resultados publicados na literatura estuda, consulta a catálogos, medição e através de testes experimentais realizados na bancada de testes (seção 3.4) da infraestrutura do Núcleo de

Inovação em Máquinas Automáticas e Servo Sistemas (NIMASS), implantado com recursos do FINEP/SEBRAE/MCT.

A Tabela 3.2 apresenta o valor dos parâmetros da equação da vazão mássica na servoválvula utilizada e da identificação da zona morta descritos na seção 3.3. Os parâmetros relacionados às propriedades do ar são apresentados na Tabela 3.3 e a Tabela 3.4 especifica os valores dos parâmetros das não linearidades do cilindro utilizado, salientando que o mesmo foi construído de acordo com o tamanho necessário não sendo encontrado neste caso em catálogo. Os parâmetros da dinâmica do atrito foram identificados através de testes experimentais descritos na seção 3.4.

Tabela 3.2 – Valores dos parâmetros 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	$zmd$	0,78 V	Obtidos experimentalmente
Limite esquerdo da zona morta	$zme$	-0,78 V	
Inclinação direita da zona morta	$md$	1	
Inclinação esquerda da zona morta	$me$	1	
Coeficiente de vazão para a câmara enchendo	$\beta^{ench}$	$0.69501 \times 10^{-8}$	Obtidos experimentalmente conforme Endler (2009)
Coeficiente de vazão para câmara esvaziando	$\beta^{esv}$	$0.898105 \times 10^{-8}$	

Tabela 3.3 – Valores dos parâmetros relacionados ao fluido ar.

Descrição do Parâmetro	Simbologia	Valor	Observação
Pressão de suprimento	$p_s$	$7 \times 10^5 Pa$	Medido
Pressão atmosférica	$p_{atm}$	$1 \times 10^5 Pa$	Literatura
Constante universal dos gases	$R$	$287 Jkg/K$	
Temperatura do ar	$T$	293 K	
Relação entre os calores específicos do ar	$\gamma$	1.4 <i>Adimensional</i>	

Para determinar as áreas transversais do cilindro, assim como o volume nas câmaras do cilindro quando o êmbolo está na posição inicial ( $y = 0$ ), foi desenvolvido um roteiro com as medidas e fórmulas utilizadas para o cálculo, as quais estão expressas no Apêndice A.

Tabela 3.4 – Valores dos parâmetros das não linearidades do cilindro pneumático utilizado.

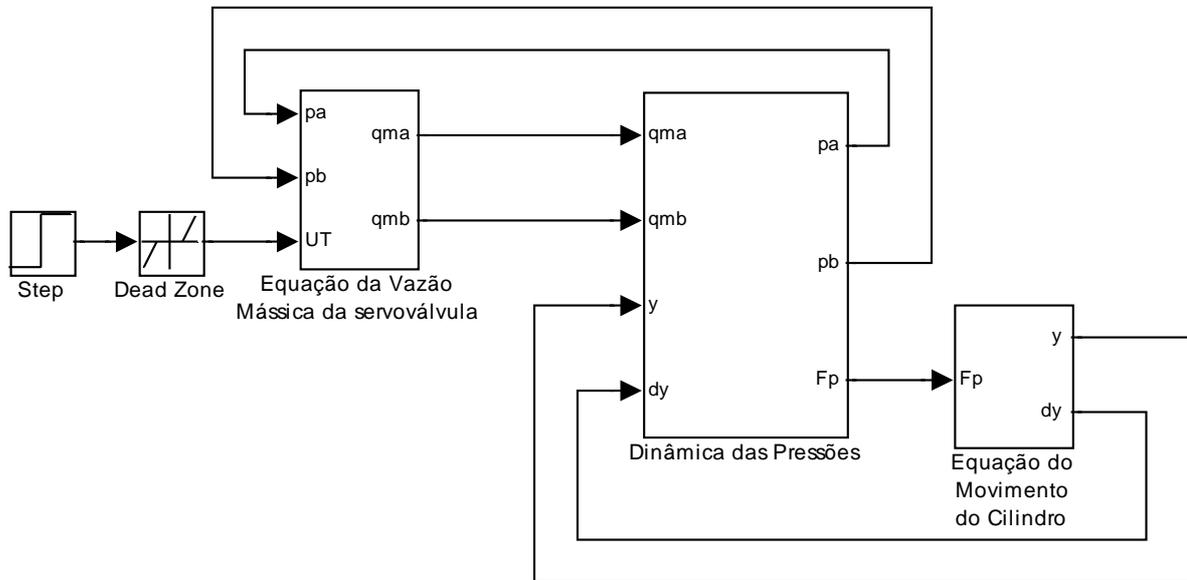
Descrição do Parâmetro	Simbologia	Valor
Diâmetro do êmbolo	$D$	$72.9 \times 10^{-3} m$
Diâmetro da haste	$D_h$	$38.1 \times 10^{-3} m$
Diâmetro do sensor	$D_s$	$10.2 \times 10^{-3} m$
Curso total	$L$	$2.483 m$
Área do êmbolo	$A_1$	$4.1 \times 10^{-3} m^2$
Área do êmbolo descontada a haste	$A_2$	$3.0 \times 10^{-3} m^2$
Volume na câmara A do cilindro quando o êmbolo está na posição inicial ( $y = 0$ )	$V_{a0}$	$5.1 \times 10^{-3} m^3$
Volume na câmara B do cilindro quando o êmbolo está na posição inicial ( $y = 0$ )	$V_{b0}$	$4.0 \times 10^{-4} m^3$
Atrito estático	$F_s$	$100 N$
Atrito Coulomb	$F_c$	$70 N$
Coefficiente de Arraste	$C_d$	$4546.7 Ns^2/m^2$
Velocidade Stribeck	$\dot{y}_s$	$0.01 m/s$
Coefficiente de rigidez das microdeformações	$\sigma_0$	$1.4 \times 10^6 N/m$
Coefficiente de amortecimento das microdeformações	$\sigma_1$	$50 Ns/m$
Deslocamento de força de quebra	$z_{ba}$	$0.9z_{max}$
Massa acoplada	$M$	$5 kg$

### 3.6 Implementação computacional do modelo adotado em malha aberta

Nesta Seção apresenta-se detalhadamente o modelo não linear de 5ª ordem para a bancada de simulação da posição de um atuador pneumático, representado pelas equações (2.18), (2.19), (2.20), (2.21) e (2.22), o qual é implementado na ferramenta Simulink por meio de um diagrama de blocos, conforme a Figura 3.16, onde o primeiro bloco representa a entrada do sistema dinâmico, caracterizando um sinal de controle em malha aberta  $U_T$ . O segundo bloco representa a não linearidade da zona morta, que representa uma imperfeição

causada pela sobreposição no ressalto do carretel da servoválvula, obstruindo o orifício de passagem do ar sob pressão, uma vez que a largura do ressalto é maior do que a largura do orifício.

Figura 3.16 – Diagrama de blocos do modelo matemático de 5ª ordem do atuador pneumático.



A Figura 3.16 tem três subsistemas do diagrama de blocos, subdivididos em diagrama de blocos da equação da vazão mássica da servoválvula, dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e a equação do movimento do cilindro que são apresentados a seguir.

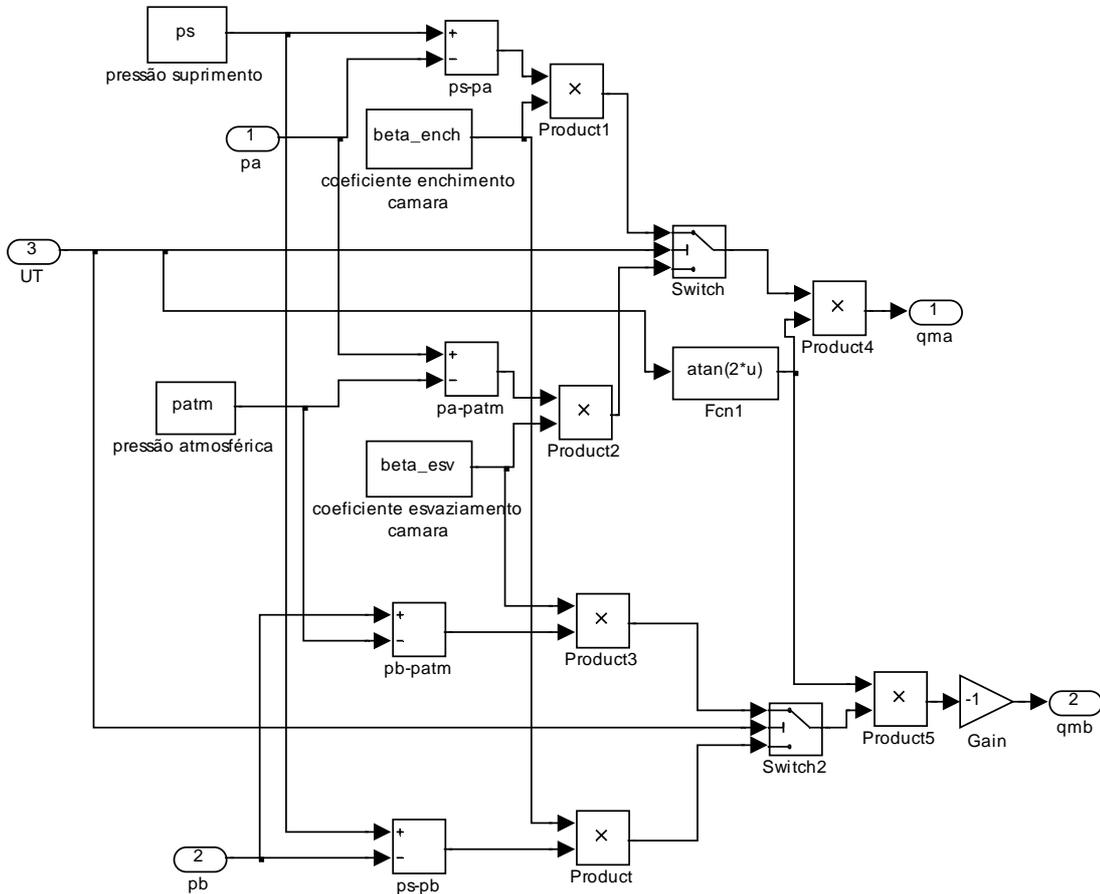
A representação da equação da vazão mássica pelos orifícios de passagem de ar A e B da servoválvula na forma de diagrama de blocos baseia-se nas equações (2.1) e (2.2), portanto ao observar a Figura 3.17 percebe-se que a uma troca de sinais. Conforme Endler (2009) e Ritter (2010) as vazões são sempre maiores ou iguais a zero, pois não existe vazão negativa, sendo confirmado pelas equações (2.1) e (2.2) descritas na Seção 2.2, mas para visualizar se a vazão está entrando ou saindo da servoválvula foi convencionado sinal positivo (entrando) e sinal negativo (saindo). A partir disto é realizada a alteração dos sinais para melhor compreensão do diagrama de blocos, obtendo as seguintes equações:

$$q_{ma}(U_T, p_a) = g_1(p_a, \text{sign}(U_T)) \arctg(2U_T) \quad (3.4)$$

$$q_{mb}(U_T, p_b) = -g_2(p_b, \text{sign}(U_T)) \arctg(2U_T) \quad (3.5)$$

As variáveis de saída deste subsistema das vazões nas câmaras do cilindro são  $q_{ma}$  e  $q_{mb}$ .

Figura 3.17 – Diagrama de blocos da equação da vazão mássica.



Sendo observada a Figura 3.17 a entrada neste é o sinal de controle, mas também possui a realimentação das pressões nas câmaras A e B do cilindro,  $p_a$  e  $p_b$ , respectivamente, resultando na dependência do subsistema da servoválvula com o subsistema da dinâmica das pressões regida pela equação da continuidade nas câmaras do cilindro.

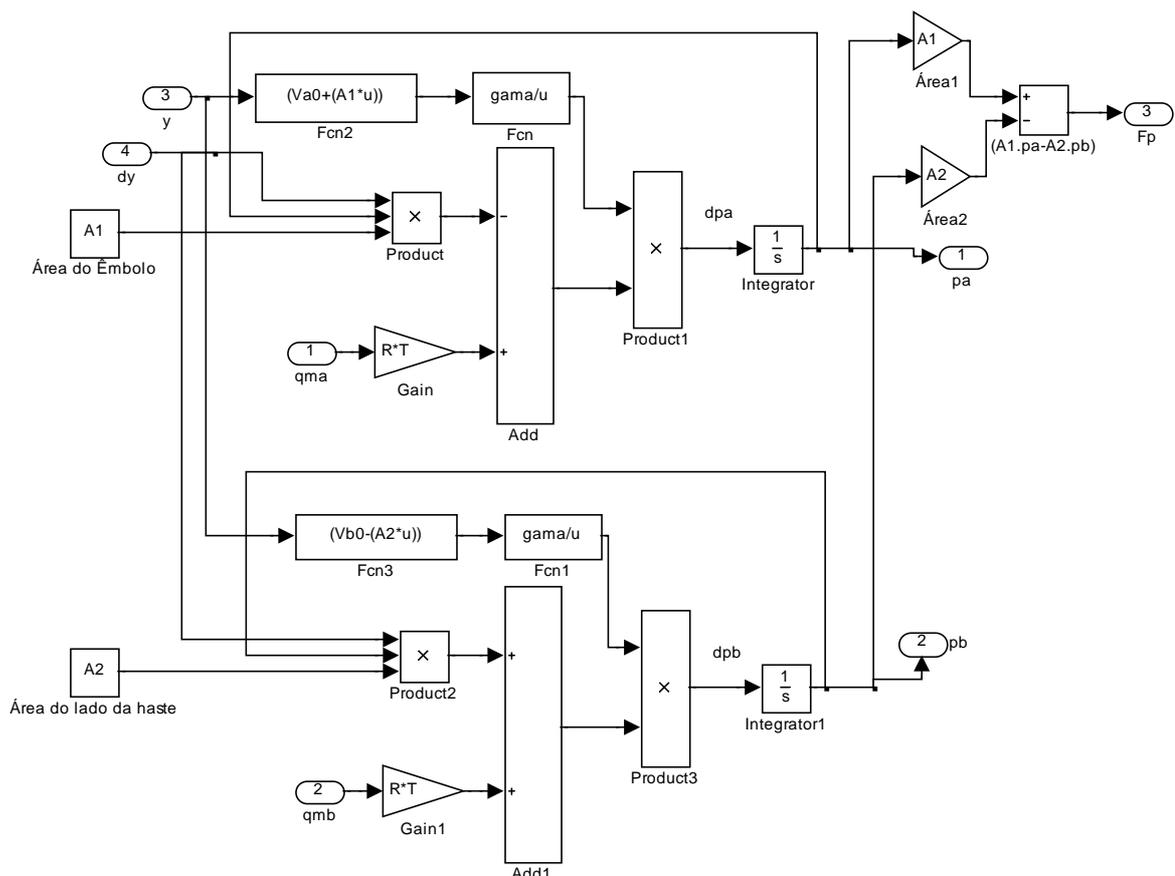
Conforme Endler (2009) e Ritter (2010) o modelo expresso pelas equações (2.5) e (2.6) descreve a dinâmica das pressões, contudo esta tem influências da vazão mássica que é o sinal de entrada no subsistema da Figura 3.18, assim, adotando a convenção dos sinais em  $q_m$  (vazão mássica), os mesmos necessitam ser compensados, de acordo com as equações (3.6) e (3.7).

$$\dot{p}_a = -\frac{A_1 \gamma \dot{y}}{V_{a0} + A_1 y} p_a + \frac{R \gamma T}{V_{a0} + A_1 y} q_{ma}(U_T, p_a) \quad (3.6)$$

$$\dot{p}_b = \frac{A_2 \gamma \dot{y}}{V_{b0} - A_2 y} p_b + \frac{R \gamma T}{V_{b0} - A_2 y} q_{mb}(U_T, p_b) \quad (3.7)$$

Além da vazão que influencia nas pressões nas câmaras do cilindro, ocorre a realimentação da posição e velocidade do êmbolo do cilindro em relação ao tempo, proveniente do subsistema mecânico, resultando em um acoplamento dinâmico. As condições iniciais de posição e velocidade são obtidas a partir dos testes experimentais. As variáveis de saída deste subsistema são as pressões nas câmaras do cilindro ( $p_a$  e  $p_b$ ) as quais devem ser informadas inicialmente para que a simulação numérica apresente resultados adequados de previsão do comportamento dinâmico ( $p_{ai}$  e  $p_{bi}$ ) e a força pneumática resultante da diferença do produto entre as áreas e pressões das respectivas câmaras A e B do cilindro.

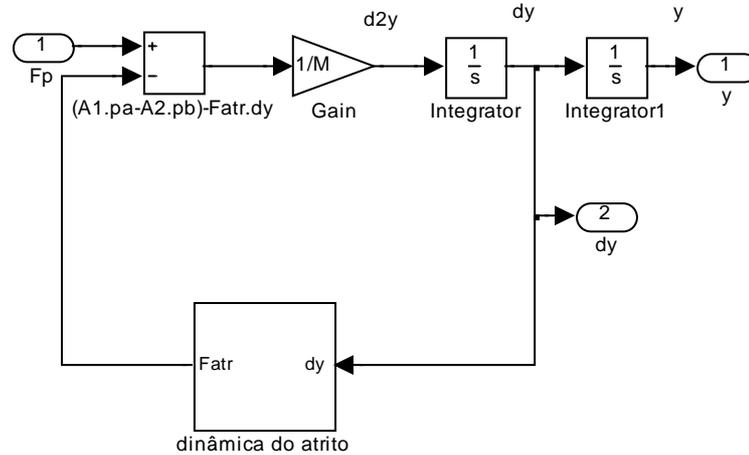
Figura 3.18 – Diagrama de blocos da dinâmica das pressões.



A dinâmica do movimento do atuador pneumático é representado pela Figura 3.19 e inclui a dinâmica do atrito, conforme descrito na equação (2.7), sendo a entrada neste

subsistema a força pneumática e a saída é a velocidade  $\dot{y}$  (representada no diagrama de blocos como  $dy$ ), e a posição  $y$  do cilindro pneumático.

Figura 3.19 – Diagrama de blocos da equação do movimento do cilindro.



O subsistema da dinâmica do atrito conforme a equação (2.22) resultado do atrelamento das equações (2.8), (2.9), (2.10), (2.11), (2.12), (2.13) e (2.14) é apresentado nas Figuras (3.20, 3.21, 3.22 e 3.23).

Figura 3.20 – Diagrama de blocos do subsistema da dinâmica do atrito.

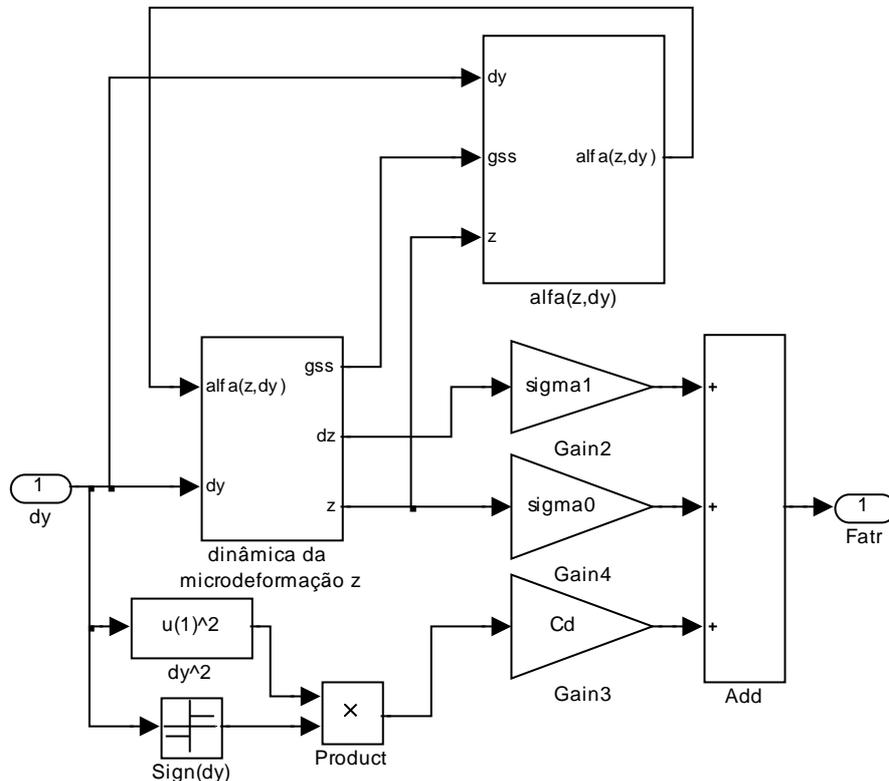


Figura 3.21 – Diagrama do subsistema da dinâmica das microdeformações.

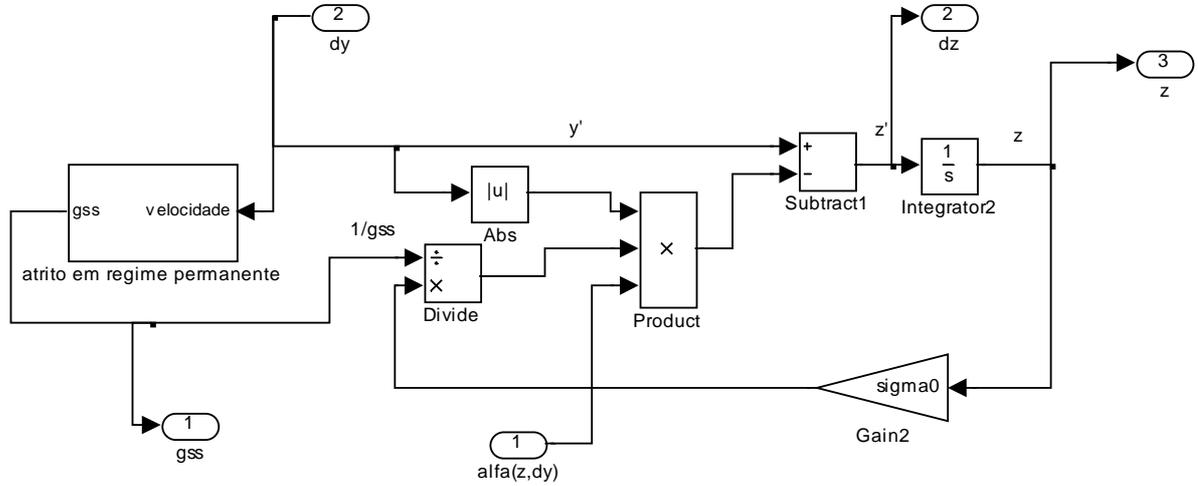


Figura 3.22 – Diagrama de blocos do subsistema do atrito em regime permanente.

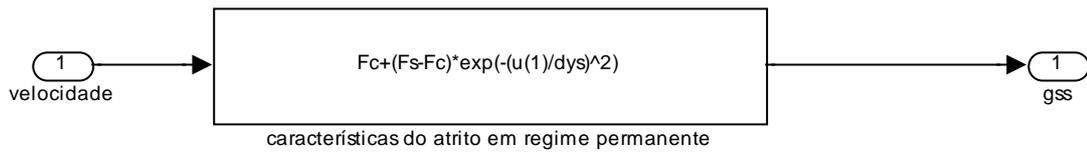
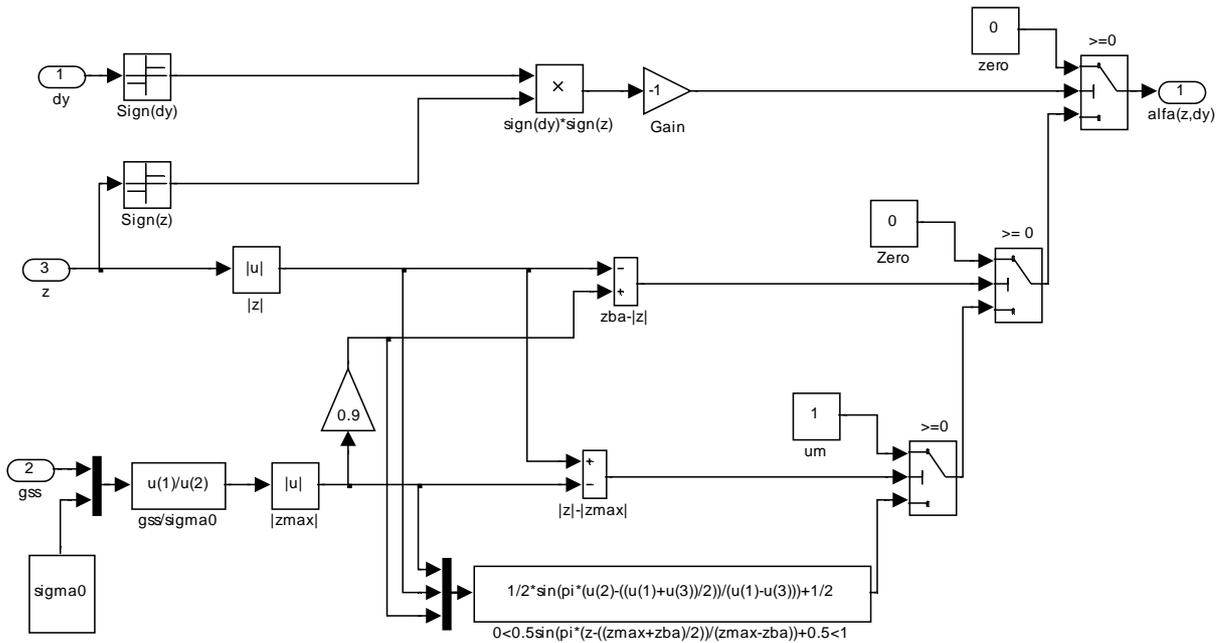


Figura 3.23 – Diagrama de blocos do subsistema da dinâmica da função alfa do modelo Lugre desenvolvida por Dupont (2000).



### 3.7 Validação experimental do modelo em malha aberta

A validação de um modelo matemático consiste na verificação da aproximação do modelo com a realidade, ou seja, se os dados experimentais ou observados não estão ‘muito longe’ daqueles fornecidos pelo modelo (BASSANEZI, 2004).

Utilizou-se para a simulação numérica o *software* MatLab o qual é confiável com excelente desempenho e integra ferramentas de análise numérica, cálculo matricial, processamento de dados e geração de gráficos. Como extensão do MatLab tem-se o Simulink, tendo a disposição uma vasta biblioteca de blocos pré-definidos, através do qual pode-se expressar o modelo matemático não linear na forma de diagrama de blocos, já apresentados na seção 3.6.

Para a resolução do sistema de equações diferenciais foi utilizado o método de integração Runge-Kutta com o passo de 0.0001 segundos.

A metodologia dos testes experimentais consistiu em posicionar o êmbolo do cilindro em uma das extremidades do curso (posição recuado  $y = -1.24m$  e posição de avançado  $y = 1.24m$ ), aplicar um sinal de controle em degrau que possibilita a análise do comportamento das variáveis de estado do atuador pneumático em diferentes partidas. Variando o sinal de controle entre  $\pm 3V$  e  $\pm 7V$  em malha aberta e assim realizar a aquisição das variáveis, tempo, posição, pressões e força pneumática.

A Figura 3.24 apresenta os resultados para validação do modelo em malha aberta no avanço com entrada em degrau de  $3V$  descrito pela Figura 3.25 em função do tempo.

Figura 3.24 - Gráfico comparativo do teste experimental com o da simulação para o movimento de avanço da haste do cilindro (+3V).

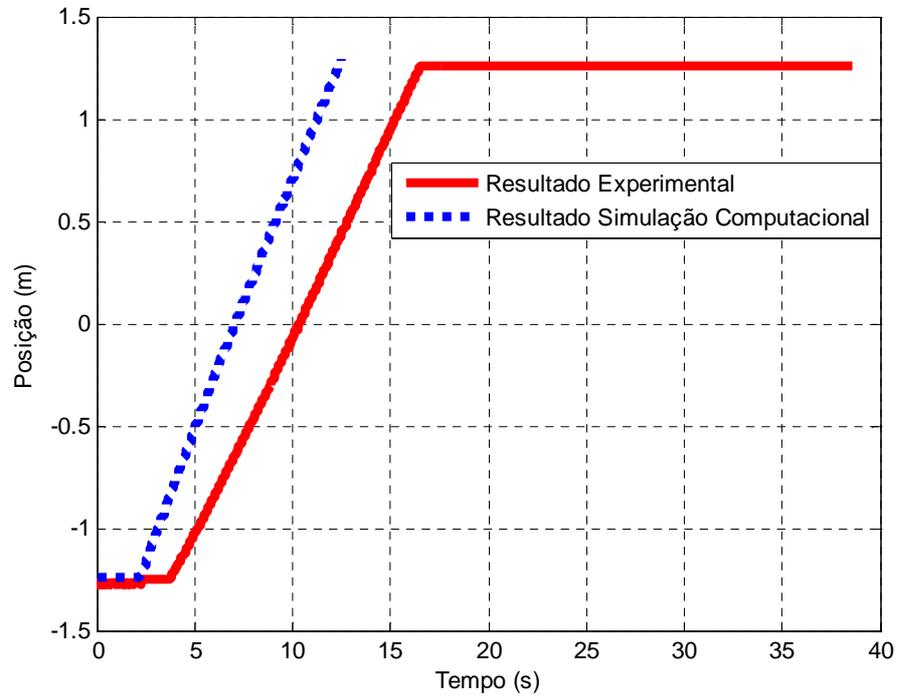
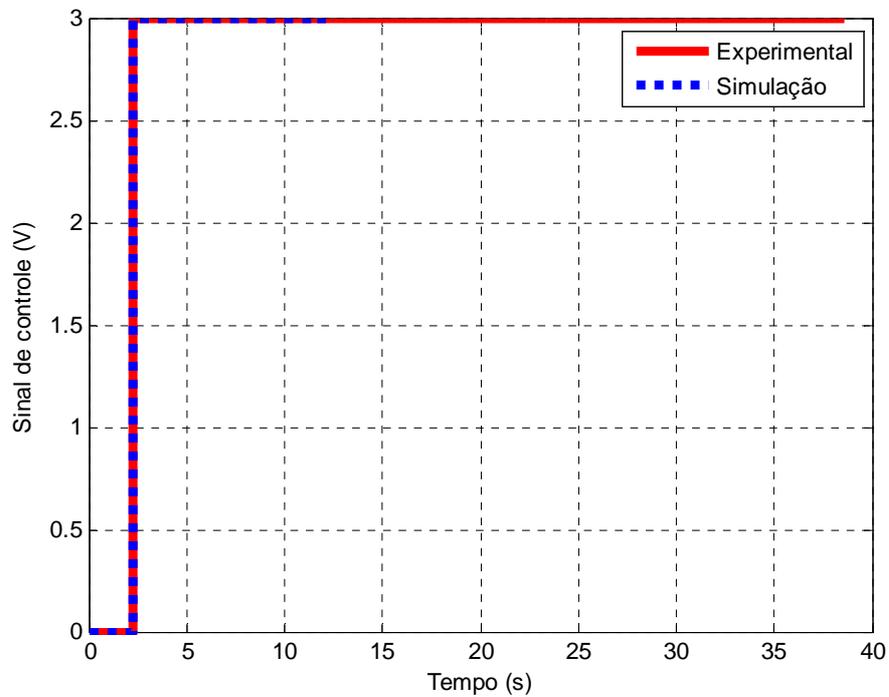
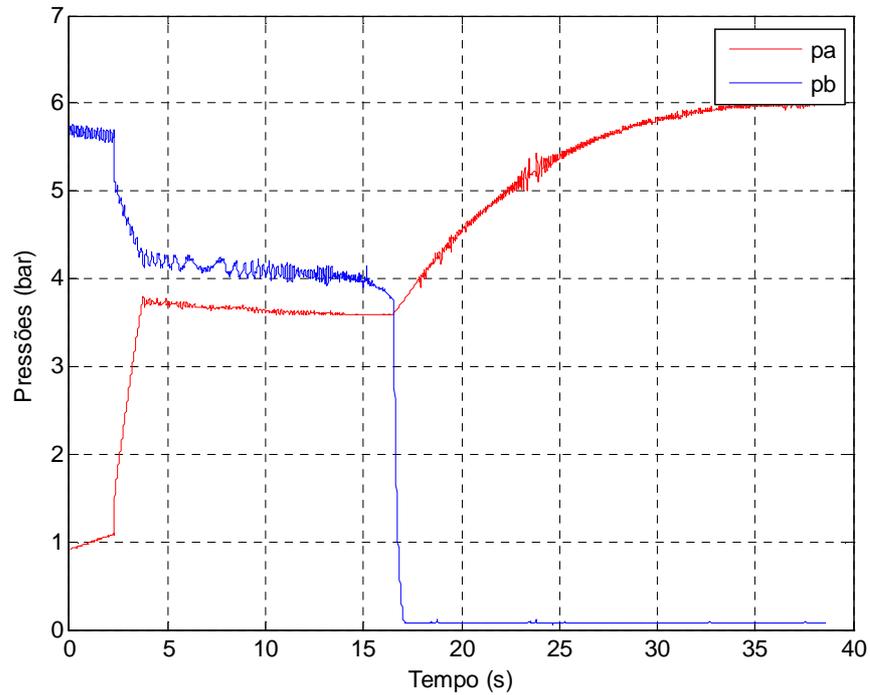


Figura 3.25 – Sinal de controle em malha de 3V.



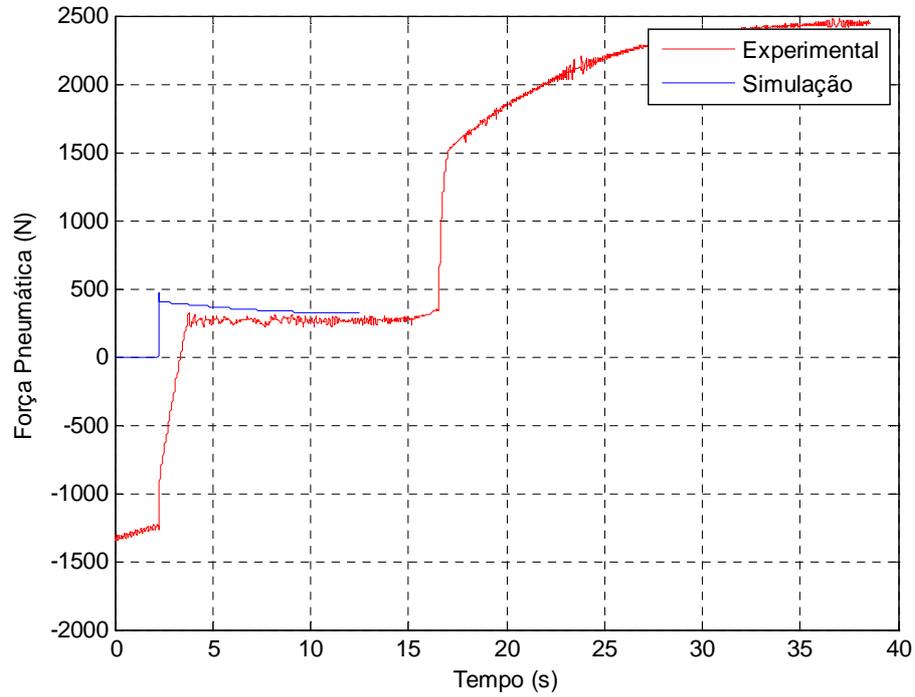
A dinâmica das pressões observadas na câmara A e B do cilindro pneumático expressas pela Figura 3.26, são responsáveis pela posição da haste deste cilindro.

Figura 3.26 – Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro para 3V.



A partir das pressões iniciais experimentais obteve-se as condições iniciais para a simulação e desta forma pode-se comparar o comportamento do modelo matemático com os resultados da bancada, em especial a posição já expressa pela Figura 3.24, como também a força pneumática gerada pelo sistema na Figura 3.27.

Figura 3.27 – Força pneumática gerada através da simulação comparada à experimental com sinal de 3V.



A seguir de um modo semelhante propõe-se validar o modelo matemático para o recuo com sinal de controle de -3V. A Figura 3.28 mostra a validação da posição em função do tempo, assim como o próprio sinal de controle através da Figura 3.29.

Figura 3.28 - Gráfico comparativo do teste experimental com o da simulação para o movimento de recuo da haste do cilindro (-3V).

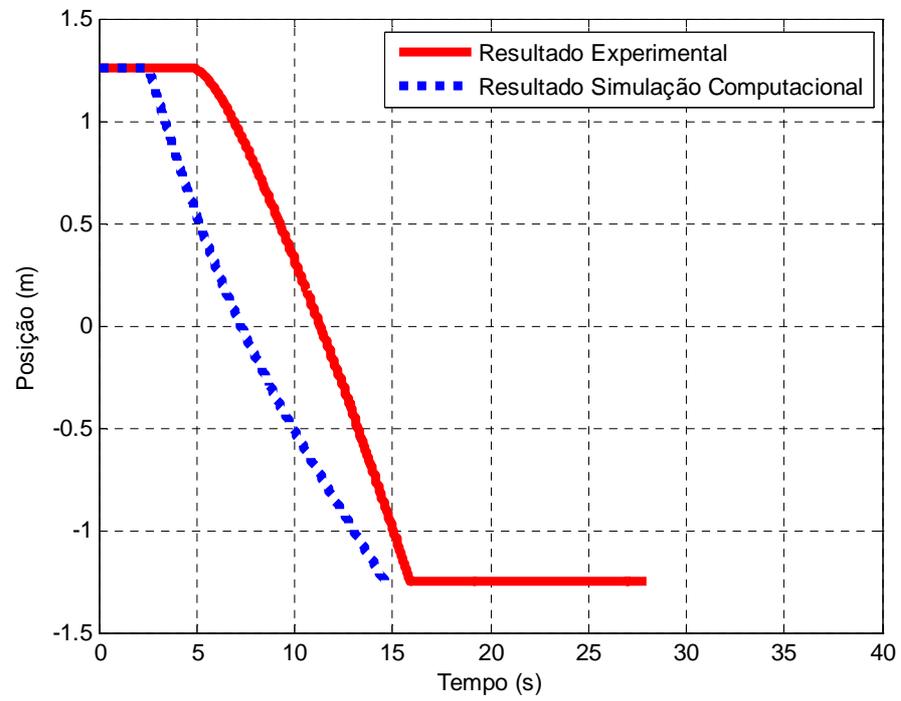
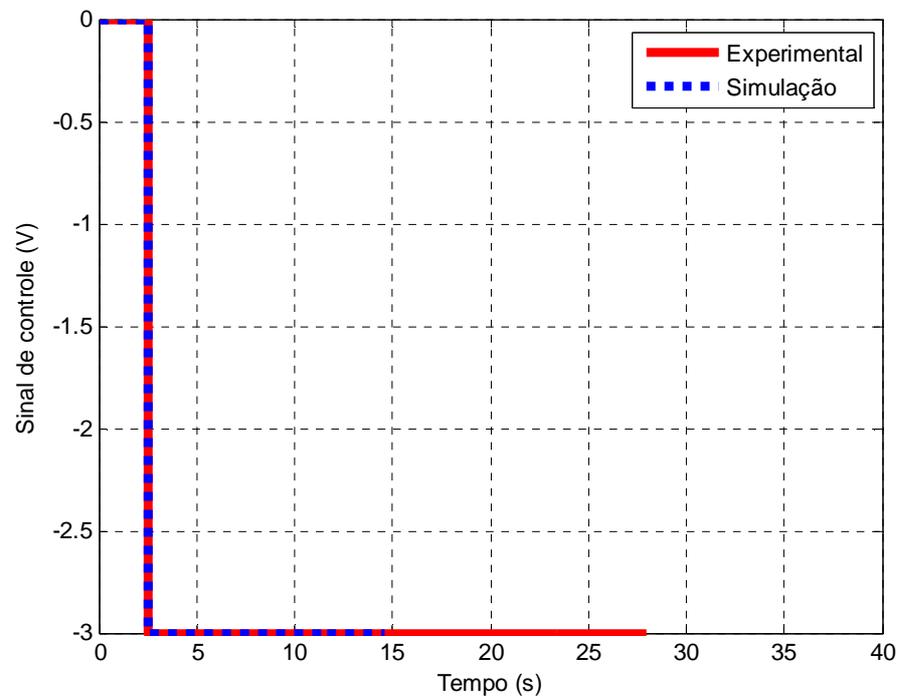


Figura 3.29 - Sinal de controle em malha de -3V.



As Figuras 3.30 e 3.31 mostram a dinâmica das pressões e a validação da força pneumática gerada, respectivamente.

Figura 3.30 – Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro para -3V.

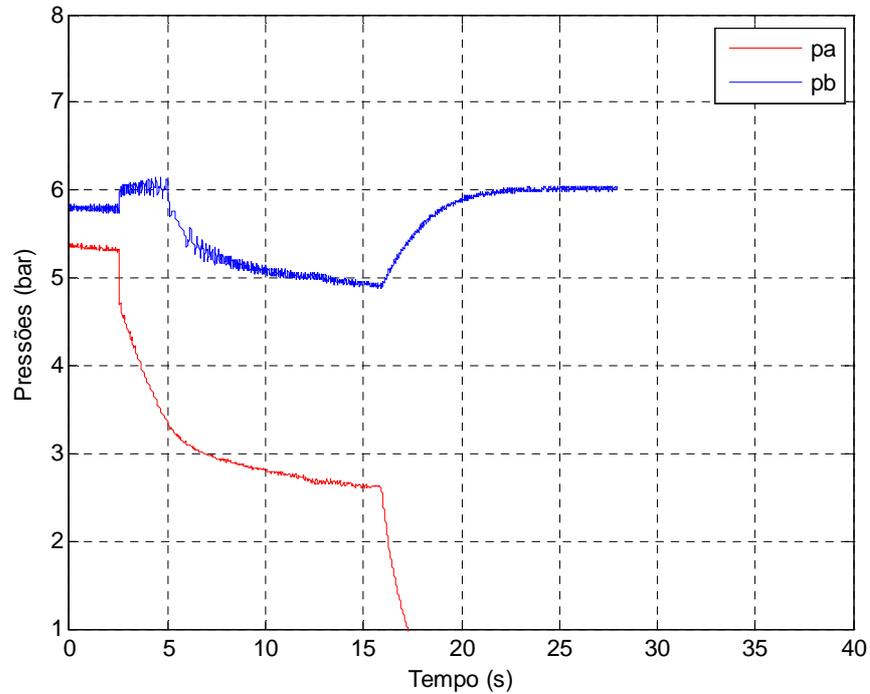
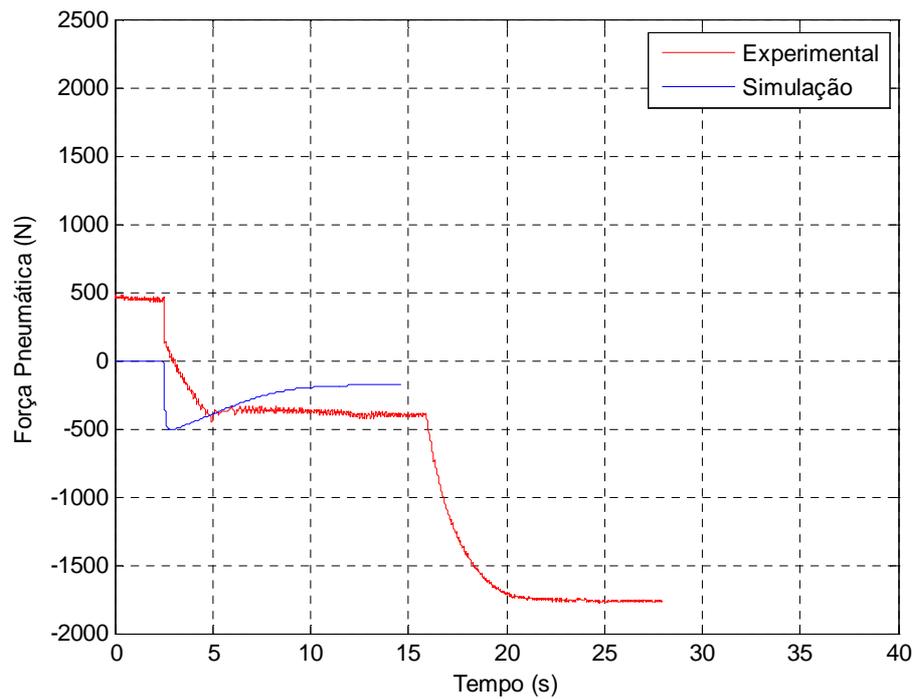


Figura 3.31 - Força pneumática gerada através da simulação comparada à experimental com sinal de 3V.



Logo as Figuras 3.32 e 3.33, apresentam os resultados da validação no avanço com entrada em degrau de 7V com as condições iniciais retiradas do teste experimental realizado na bancada de testes expresso pela Figura 3.34.

Figura 3.32 – Gráfico comparativo do teste experimental com o da simulação para o movimento de avanço da haste do cilindro (7V).

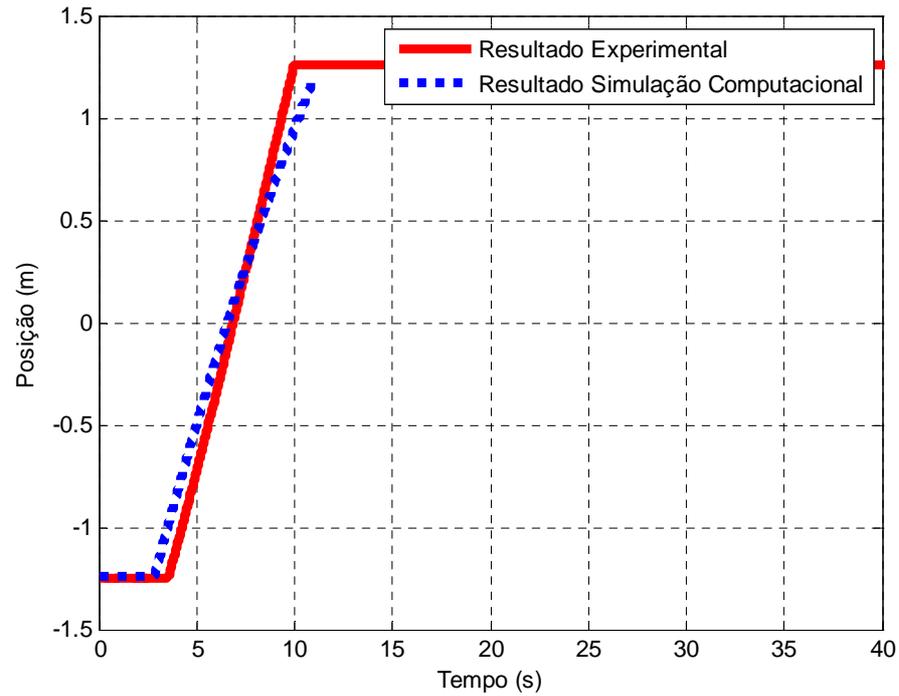


Figura 3.33 - Sinal de controle em malha de 7V.

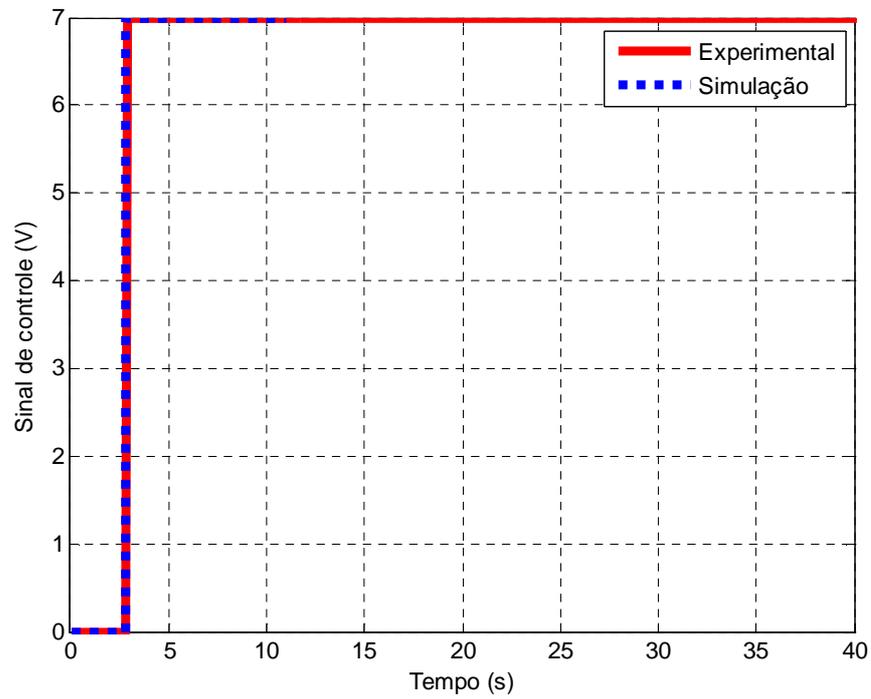
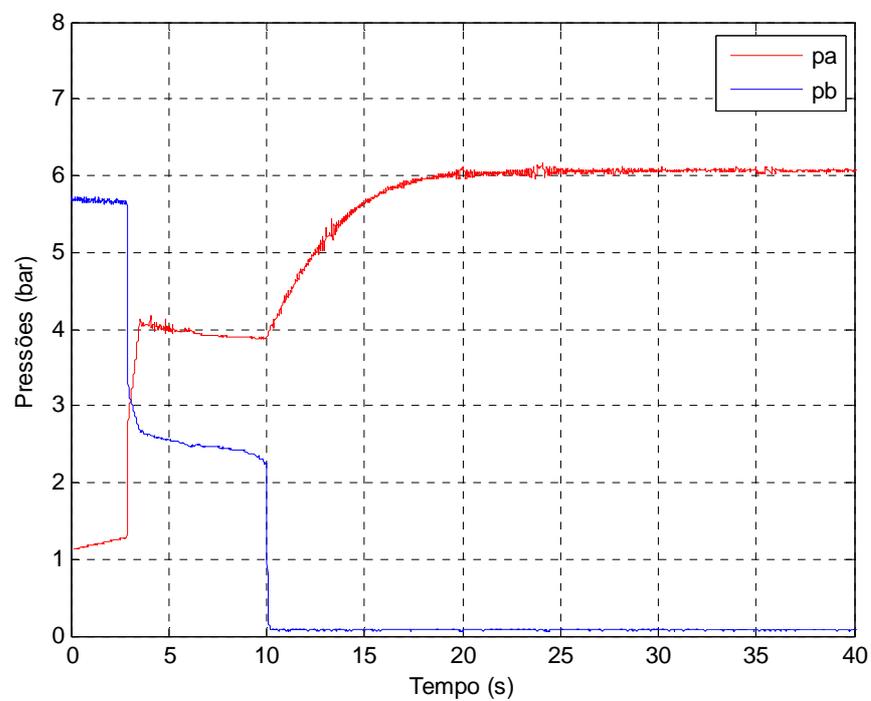
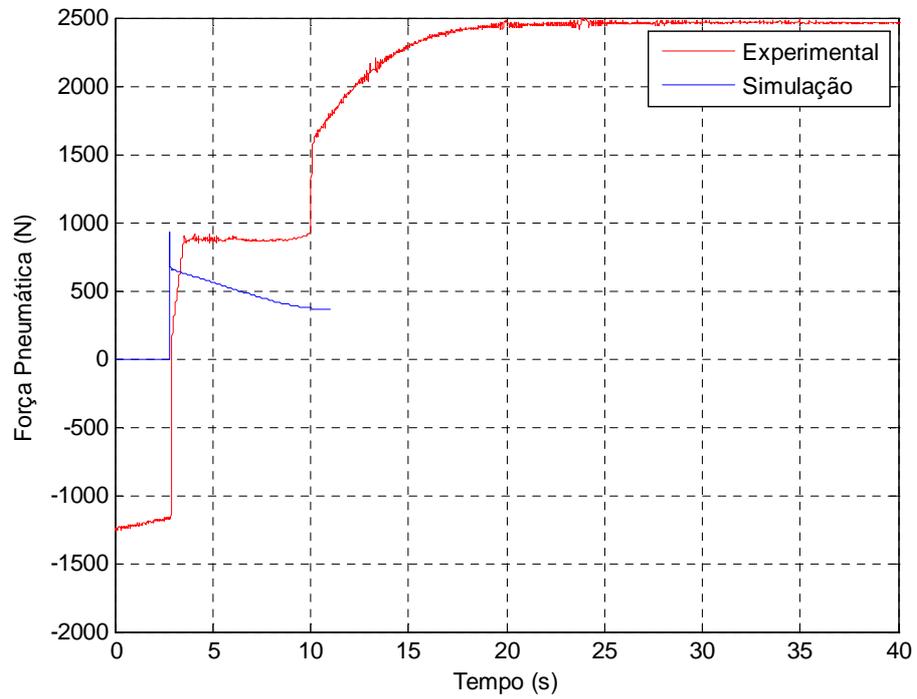


Figura 3.34 - Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro para 7V.



A força pneumática gerada pelo sistema é descrita conforme a Figura 3.35.

Figura 3.35 - Força pneumática gerada através da simulação comparada à experimental com sinal de 7V.



A Figura 3.36 portanto mostra a validação do modelo matemático no recuo com sinal de controle de -7V (Figura 3.37).

Figura 3.36 – Gráfico comparativo do teste experimental com o da simulação para o movimento de recuo da haste do cilindro (-7V).

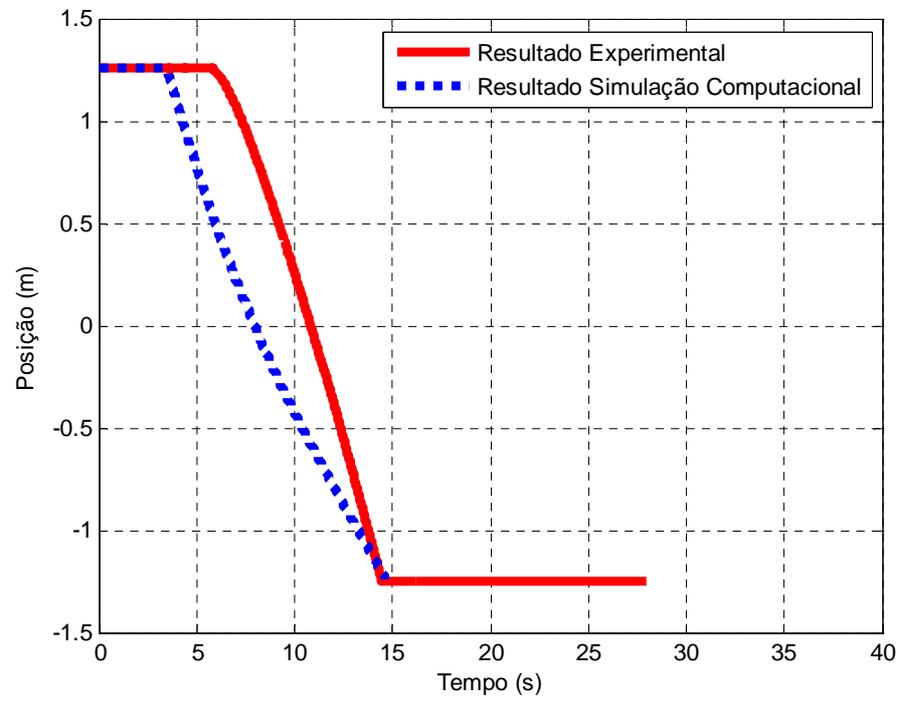
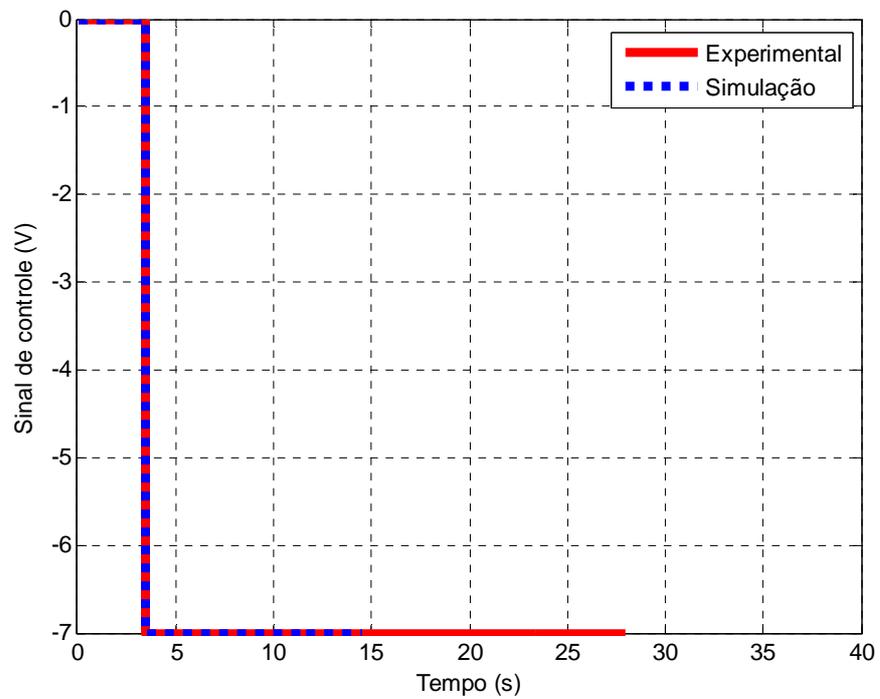


Figura 3.37 - Sinal de controle em malha de -7V.



Na Figura 3.38, a dinâmica das pressões é mostrada, assim como a força pneumática gerada pelo sistema na Figura 3.39.

Figura 3.38 - Dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro para -7V.

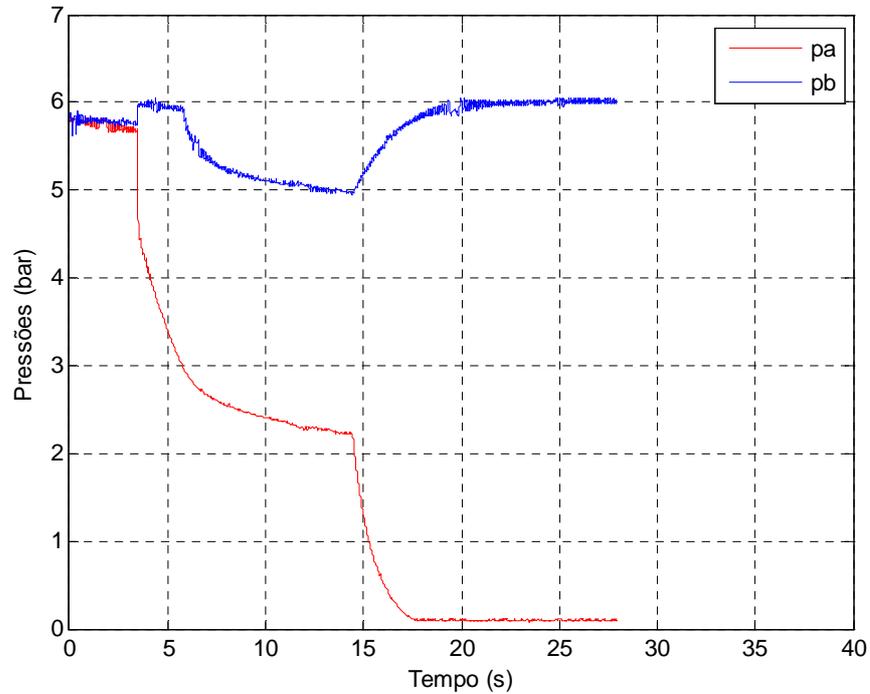
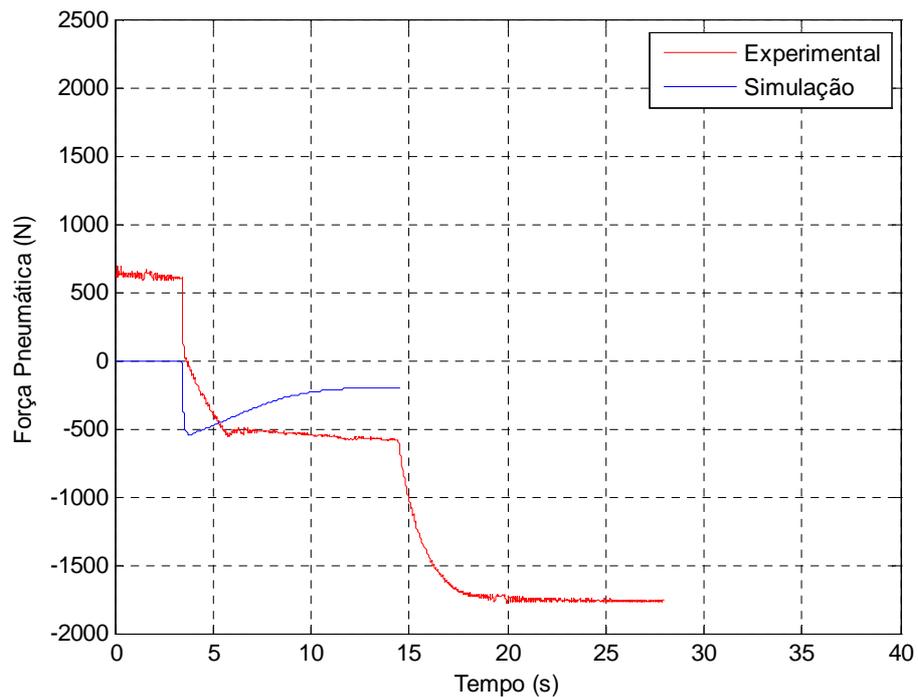


Figura 3.39 - Força pneumática gerada através da simulação comparada à experimental com sinal de -7V.



Percebe-se que para partidas mais rápidas o sistema apresenta uma resposta melhor inicial, porém no final torna-se amortecido. Já em partidas mais lentas ocorre uma antecipação inicial e praticamente se mantém a mesma característica até o final do curso, mas com resposta adiantada.

### 3.8 Discussões

Este capítulo apresentou inicialmente a descrição da bancada de testes de forma clara e pontual, através de figuras para uma melhor compreensão do leitor, assim como as especificações principais sobre os componentes envolvidos.

Em seguida a identificação da zona morta da servoválvula, a qual foi obtida com sucesso a partir de testes experimentais realizados com auxílio de um cilindro simétrico sem haste, para obtenção das pressões para análise, devido o mesmo apresentar as mesmas áreas, o que facilitou a interpretação.

O processo realizado para a identificação dos parâmetros do atrito a partir de dados experimentais ajustados através do algoritmo *nlinfit* do software MatLab e simulações computacionais concluiu-se com êxito e precisão.

Os valores medidos e calculados dos parâmetros envolvidos no modelo, assim como os demais parâmetros identificados durante as seções foram expressos a partir de tabelas para melhor visualização dos mesmos.

Em seguida desenvolveu-se a implementação do modelo matemático adotado e descrito no capítulo 2, na ferramenta Simulink por meio de diagrama de blocos contidos na biblioteca do mesmo. Esta metodologia auxiliou de forma grandiosa na organização das equações do modelo, possibilitando armazenar os resultados desejados em vetores para cada instante de tempo de acordo com o passo de integração, que neste trabalho foi adotado 0.0001s com o uso do método de integração Runge-Kutta.

Por fim a validação do modelo matemático através da combinação dos testes experimentais e com suas condições iniciais para a simulação do modelo computacionalmente se faz importante, pois reproduz numericamente o processo físico que está acontecendo num devido instante de tempo, para assim possibilitar a implementação de um controle preciso ao modelo adotado e obter resultados melhores do desempenho do sistema..

## 4 CONTROLE DE POSIÇÃO DO ATUADOR PNEUMÁTICO LINEAR

### 4.1 Introdução

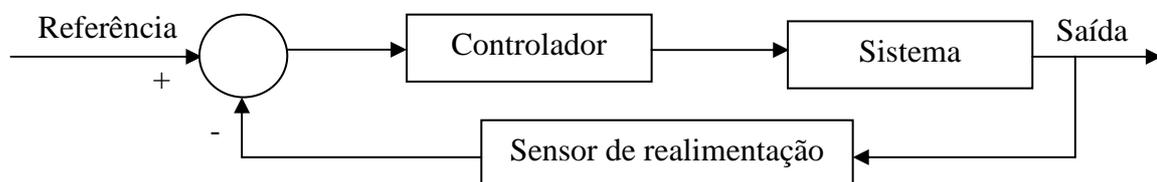
Mesmo que muitas vezes não é percebido, mas todo o dia de forma ativa ou passiva os diversos sistemas de controle estão presentes nos equipamentos e máquinas. Isto evidencia que sempre que o ser humano participa de um determinado processo, está participando do fechamento de uma malha. O sistema em malha aberta consiste em aplicar um sinal de controle pré-definido esperando-se que o sistema tenha um comportamento adequado ao sinal dado. A Figura 4.1 ilustra um esquema de como funciona um controle em malha aberta.

Figura 4.1 – Esquema de um sistema de controle em malha aberta.



No controle em malha fechada que é o mesmo que controle realimentado, o sinal é determinado a partir da diferença entre o sinal de saída e o sinal de referência (desejado), o qual é chamado de erro, este é introduzido no controlador que atua sobre o sistema de forma a reduzir o erro e manter a saída em um valor desejado. A Figura 4.2 mostra um esquema básico de um sistema com controle em malha aberta.

Figura 4.2 – Esquema de um sistema de controle em malha fechada.



Hey (1997), ao comparar os dois sistemas de controle destaca que, nem sempre os sistemas em malha fechada são aconselháveis. Nos sistemas em que as entradas são conhecidas e não estão sujeitas a perturbações, a operação em malha aberta deve ser preferida. Entretanto, quando o sistema estiver sujeito a perturbações e variações imprevisíveis deve-se preferir a operação em malha fechada. Porém, estes sistemas devem ser analisados e

projetados com bastante cuidado, visto que outros problemas podem ser gerados como por exemplo, instabilidade e oscilações.

A sobrevivência das indústrias depende de sua capacidade de reduzir os custos de fabricação de seus produtos e aumentar a qualidade, eficiência e precisão (CARMO, 2003), implica dizer que, 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.

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

Uma breve descrição de controladores clássicos usados em servoposicionadores pneumáticos é apresentada na Seção 4.2. O projeto do controlador para o servoposicionador pneumático descrito neste trabalho e alguns resultados experimentais são apresentados na Seção 4.3. Por fim a Seção 4.4 apresenta as discussões deste capítulo.

## **4.2 Breve descrição dos Controladores Clássicos de Servoposicionadores Pneumáticos**

Nesta seção o principal objetivo é descrever alguns tipos de controladores ditos clássicos, devido estarem baseados na teoria de controle linear em que o desempenho do atuador é limitado. Os ganhos desses controladores ficam restritos a pequenos valores, pois para valores altos podem levar a instabilidade do sistema Endler (2009).

São apresentados os controladores clássicos, *proporcional* (P), *proporcional-derivativo* (PD), *proporcional-integral* (PI) e *proporcional-integral-derivativo* (PID). Sobczyk (2009) cita que um dos métodos mais simples de controle de um sistema (processo) qualquer se baseia apenas em uma realimentação *proporcional* (P) do desvio de seguimento da variável cujo valor se deseja controlar. Desta forma, o sinal de controle utilizado é simplesmente o erro de seguimento  $e(t)$  multiplicado por uma constante, isto é, a saída ( $U_T$ ) do controlador é um sinal diretamente proporcional ao erro de posição ( $y - y_d$ ). Este erro é a diferença algébrica entre a posição medida e a posição desejada, ou seja:

$$U_T = k_p(y - y_d) \quad (4.1)$$

onde  $k_p$  é o ganho proporcional.

A fim de melhorar a velocidade de resposta de um sistema, a ação de controle utilizada é a *derivativa* (D), no chamado controle *proporcional-derivativo* (PD), em que a saída ( $U_T$ ) do controlador é um sinal diretamente proporcional ao erro de posição somado com a parcela diretamente proporcional ao erro de velocidade  $\dot{e}(t)$ ,

$$U_T = k_p(y - y_d) + k_d(\dot{y} - \dot{y}_d) \quad (4.2)$$

onde  $k_d$  é o ganho proporcional à velocidade.

Endler (2009) comenta que, com o controlador (PD) se consegue respostas mais precisas para o sistema, pois a parcela derivativa amortece a parte oscilatória podendo-se aumentar o ganho proporcional sem causar oscilações no sistema. Porém, o ganho proporcional continua limitado e, também, para que se utilize o controlador (PD).

Para assegurar o seguimento de referência nada melhor que a ação *integral* (I), conhecido como controle *proporcional-integral* (PI). A saída ( $U_T$ ) é a soma de um sinal diretamente proporcional ao erro de posição com um sinal proporcional a integral do erro. A equação (4.3) descreve esta relação.

$$U_T = k_p(y - y_d) + k_i \int_0^t (y - y_d) dt \quad (4.3)$$

onde  $k_i$  é o ganho integral.

A combinação das parcelas *proporcional*, *integral* e *derivativa* resulta no controle *proporcional-integral-derivativo* (PID), tendo por saída ( $U_T$ ) a seguinte equação:

$$U_T = k_p(y - y_d) + k_i \int_0^t (y - y_d) dt + k_d(\dot{y} - \dot{y}_d) \quad (4.4)$$

O controle (PID) apresenta resultados satisfatórios, por esse motivo que o emprego do mesmo é muito comum em primeiro momento, mas, dependendo da natureza do sistema a ser controlado, a eficiência destas técnicas pode ficar comprometida, afirma Ritter (2010).

Mesmo que estes controladores citados (P, PD, PI e PID) não produzam resultados satisfatórios em diversas situações nas quais se requer um desempenho preciso no controle de servoposicionadores pneumáticos, eles podem ser agregados a outros tipos de controladores a fim de compensar as não linearidades características. Estas combinações já obtiveram grande sucesso, tais como em Bavaresco (2007).

Realimentar a posição, velocidade e aceleração no caso de servoposicionadores pneumáticos é uma outra abordagem linear de controle por realimentação de estados, em que são realimentadas as variáveis de estado do sistema. A saída ( $U_T$ ) deste tipo de controlador de estados por realimentação é apresentado da seguinte forma:

$$U_T = k_p(y - y_d) + k_v\dot{y} + k_a\ddot{y} \quad (4.5)$$

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

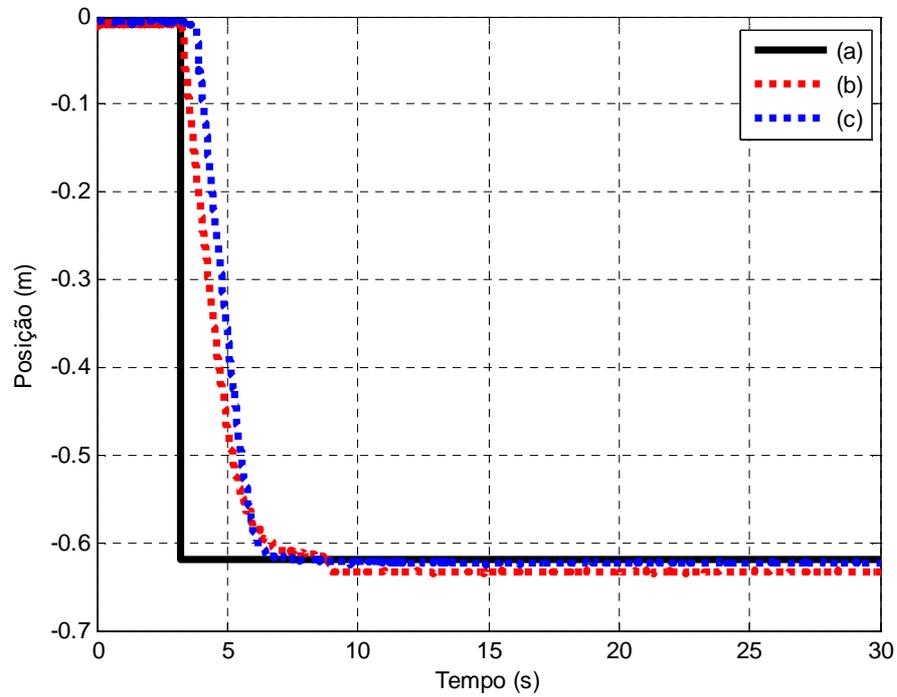
### 4.3 Projeto do Controlador Proposto e resultados experimentais

Para este atuador pneumático como lei de controle, foi utilizada a estratégia de controle proporcional descrito pela equação (4.1). Este controle tem por objetivo direcionar o sistema a um ponto fixo, sendo que para uma dada situação em que o sistema encontra-se no meio do curso no instante de tempo zero, deseja-se que este posicione-se no ponto  $y_d = -0,62$ , desta forma o sinal de controle  $U_T$  é diretamente proporcional ao erro de posição o qual representa a diferença algébrica entre a posição medida e a posição desejada. Este erro de seguimento  $e(t)$  é multiplicado por uma constante  $k_p$  que busca minimizar este erro.

Foi ajustado um ganho proporcional  $k_p = 10$  a fim de obter os menores erros de posicionamento sem haver oscilações no deslocamento da haste do cilindro e conseqüentemente no sinal de controle gerado.

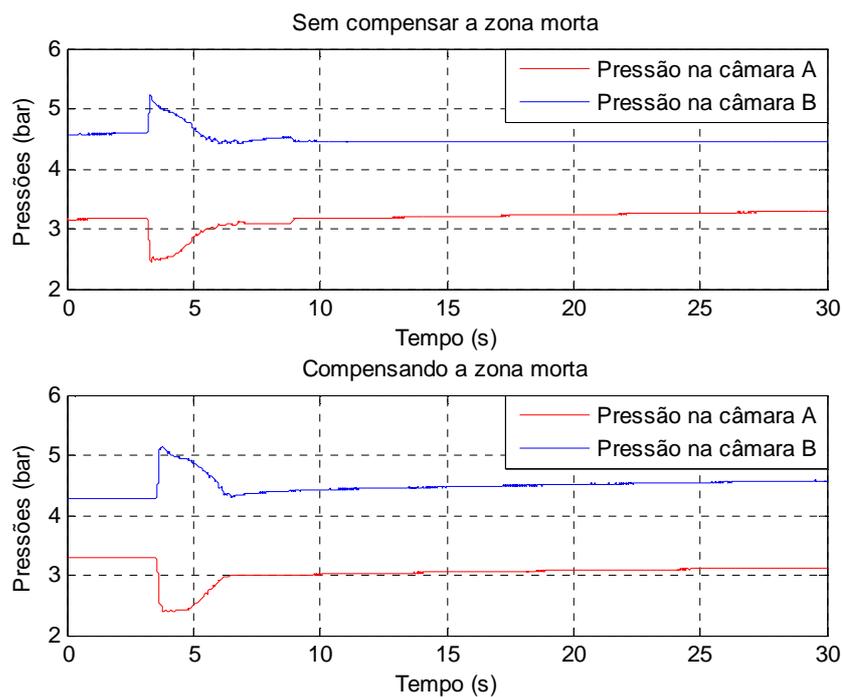
A Figura 4.3 apresenta o resultado experimental do sistema com controle comparando nesta a diferença da resposta sem a compensação da zona morta e sua compensação a qual está descrita na Seção 5.3 do próximo capítulo, que é uma não linearidade da servoválvula direcional utilizada e que afeta significativamente o desempenho do controlador. Para tanto escolheu-se uma largura de suavização  $lc = 0,5$ .

Figura 4.3 – Resultado experimental do deslocamento do sistema direcionado a um ponto fixo desejado, (a) deslocamento desejado, (b) sem compensar a zona morta e (c) com compensação da zona morta.



Através da Figura 4.4 é possível perceber a diferença entre compensar e não compensar a zona morta observando a dinâmica das pressões.

Figura 4.4 – Dinâmica das pressões com controle proporcional, com e sem compensação da zona morta.



#### 4.4 Discussões

Neste capítulo apresentou-se inicialmente o que é e como funciona um controle seja ele malha aberta, ou malha fechada.

Em seguida apresentou-se os controladores clássicos que a literatura dispõe, suas particularidades e funcionamento. Desta forma foi proposto para o atuador pneumático um controle clássico proporcional, o qual tem por objetivo minimizar o erro multiplicando-o por um ganho proporcional adequado a fim de não tornar o sistema instável. Os gráficos resultantes são apresentados fazendo um comparativo da resposta de posicionamento quando compensada a zona morta e sem compensação da mesma, a compensação será descrita detalhadamente no próximo capítulo e que traz benefícios no desempenho do controlador aplicado no sistema.

Analisando a importância de projetar um planejamento de trajetória pelo qual o sistema desempenha a função do posicionamento, evitando possíveis desgastes do sistema em movimentos bruscos, no capítulo a seguir desenvolveu-se um planejamento de trajetória contemplando alguns desses benefícios no comportamento do sistema.

## 5 RESULTADOS DO CONTROLE EM MALHA FECHADA

### 5.1 Introdução

Neste capítulo é apresentada a importância do planejamento da trajetória para o sistema, assim como a compensação da zona morta, para assim obter bons resultados no controle de posição.

Na Seção 5.2 é apresentado o planejamento da trajetória polinomial de 7ª ordem, a qual é muito viável para o desempenho, resposta e vida útil do atuador pneumático. Em seguida na Seção 5.3 é realizada a compensação da zona morta da servoválvula. Os resultados do planejamento da trajetória desejada com controle proporcional com e sem compensação da zona morta são mostrados na Seção 5.4. Por fim, na Seção 5.5 são realizadas as discussões referentes aos resultados.

### 5.2 Planejamento da Trajetória Polinomial de 7ª ordem

O planejamento da trajetória se dá pela necessidade de obter as informações de desempenho do posicionamento da haste deste cilindro nos intervalos (trechos) de seguimento como nas paradas (regulação), isto significa que, existe um posicionamento inicial, intermediário e final, sempre levando em conta as paradas. Desta forma os intervalos de seguimento que ocorrem quando a haste está em movimento, não deve ser brusco, a fim de não prejudicar ou danificar o sistema. Para isso escolheu-se a trajetória polinomial de 7ª ordem, a qual atende a característica de suavidade, além de permitir a especificação das condições iniciais e finais para a posição desejada e suas derivadas até a terceira ordem (velocidade, aceleração e derivada da aceleração).

O polinômio de 7ª ordem e suas três derivadas pode ser descrito pelas equações (5.1), (5.2), (5.3) e (5.4), respectivamente.

$$y_{ap}(t) = a_7 t^7 + a_6 t^6 + a_5 t^5 + a_4 t^4 + a_3 t^3 + a_2 t^2 + a_1 t + a_0 \quad (5.1)$$

$$\dot{y}_{ap}(t) = 7a_7 t^6 + 6a_6 t^5 + 5a_5 t^4 + 4a_4 t^3 + 3a_3 t^2 + 2a_2 t + a_1 \quad (5.2)$$

$$\ddot{y}_{dp}(t) = 42a_7t^5 + 30a_6t^4 + 20a_5t^3 + 12a_4t^2 + 6a_3t + 2a_2 \quad (5.3)$$

$$\ddot{\ddot{y}}_{dp}(t) = 210a_7t^4 + 120a_6t^3 + 60a_5t^2 + 24a_4t + 6a_3 \quad (5.4)$$

Tendo as condições iniciais:

$$y_{dp}(t = 0) = y_i = \dot{y}_{dp}(t = 0) = \dot{y}_i = \ddot{y}_{dp}(t = 0) = \ddot{y}_i = \ddot{\ddot{y}}_{dp}(t = 0) = \ddot{\ddot{y}}_i = 0 \quad (5.5)$$

Rapidamente pode-se observar através da substituição destas condições iniciais no polinômio e suas derivadas que,  $a_0 = a_1 = a_2 = a_3 = 0$ . Contudo precisa-se analisar os diversos períodos e determinar o polinômio de 7ª ordem, observando que a posição desejada polinomial no tempo relacionado ao período é a posição final que se quer ( $y_f = 1,2415m$ ), e a velocidade, aceleração e derivada da aceleração serão zeradas. As equações (5.6) a (5.9) descrevem os polinômios nas condições:

$$y_{dp}(t = I) = a_7I^7 + a_6I^6 + a_5I^5 + a_4I^4 = y_f \quad (5.6)$$

$$\dot{y}_{dp}(t = I) = 7a_7I^6 + 6a_6I^5 + 5a_5I^4 + 4a_4I^3 = 0 \quad (5.7)$$

$$\ddot{y}_{dp}(t = I) = 42a_7I^5 + 30a_6I^4 + 20a_5I^3 + 12a_4I^2 = 0 \quad (5.8)$$

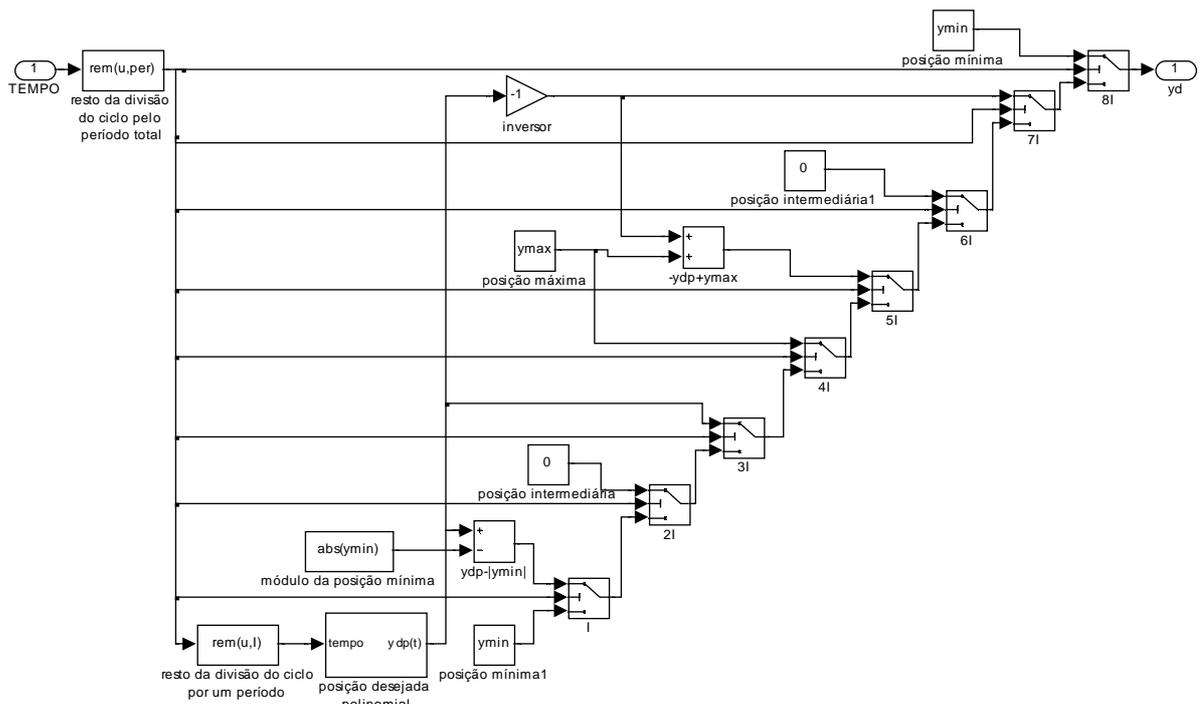
$$\ddot{\ddot{y}}_{dp}(t = I) = 210a_7I^4 + 120a_6I^3 + 60a_5I^2 + 24a_4I = 0 \quad (5.9)$$

A equação (5.10) mostra a trajetória de posição desejada a qual possui todos os intervalos com duração de  $I$  segundos com valor de 15 segundos. Tendo um intervalo de parada inicial, chamado de regulação, seguido de um intervalo de subida até a posição intermediária do cilindro, caracterizado por um polinômio de 7ª ordem,  $y_{dp}(t)$ , na posição intermediária novamente ocorre um intervalo de regulação. Na sequência um intervalo de subida até a posição superior, posteriormente um intervalo de regulação, e assim com as mesmas características ocorre no recuo, respectivamente um intervalo de descida até a posição intermediária do cilindro, um intervalo de regulação, uma nova descida até a posição inferior e para finalizar o período da trajetória um intervalo de regulação.

$$y_a(t) = \begin{cases} y_{min} & t < I \\ y_{dp}(t - I) - |y_{min}| & I \leq t \leq 2I \\ 0 & 2I < t < 3I \\ y_{dp}(t - 3I) & 3I \leq t \leq 4I \\ y_{max} & 4I < t < 5I \\ -y_{dp}(t - 5I) + y_{max} & 5I \leq t \leq 6I \\ 0 & 6I < t < 7I \\ -y_{dp}(t - 7I) & 7I \leq t \leq 8I \\ y_{min} & 8I < t < 9I \end{cases} \quad (5.10)$$

onde  $y_{min}$  e  $y_{max}$  apresentam o mesmo valor devido o cilindro estar centrado, ou seja,  $y_{min} = y_{max} = y_f$ . A trajetória polinomial é implementada por meio de diagrama de blocos expressos pela Figura 5.1.

Figura 5.1 – Diagrama de blocos do planejamento da trajetória.

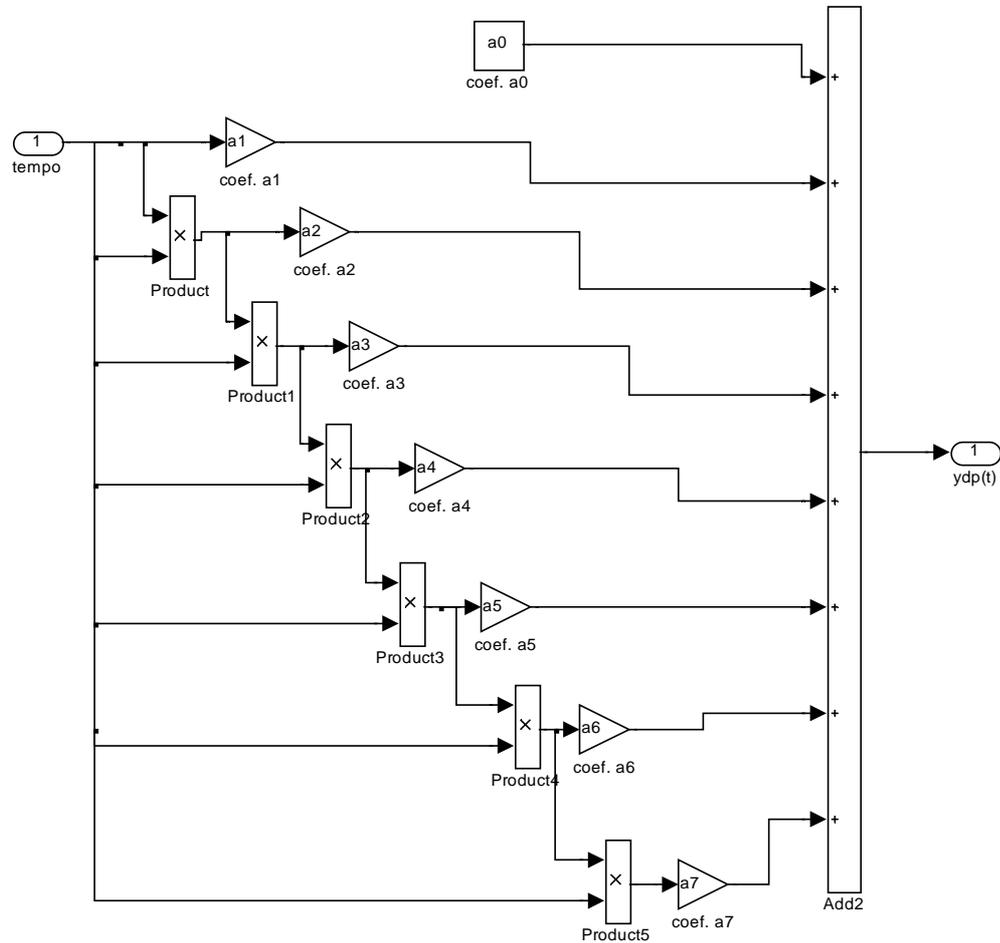


O objetivo principal é determinar os coeficientes do polinômio de 7ª ordem ( $a_4$ ,  $a_5$ ,  $a_6$  e  $a_7$ ) que descreve a trajetória polinomial desejada deste atuador. O polinômio resultante descreve-se na equação (5.11) e a sua solução através de uma rotina do MatLab está apresentado no Apêndice B, assim como a trajetória da posição desejada.

$$y_{dp}(t) = (-0,0145t^7 + 0,762t^6 - 13,733t^5 + 85,832t^4)10^{-5} \quad (5.11)$$

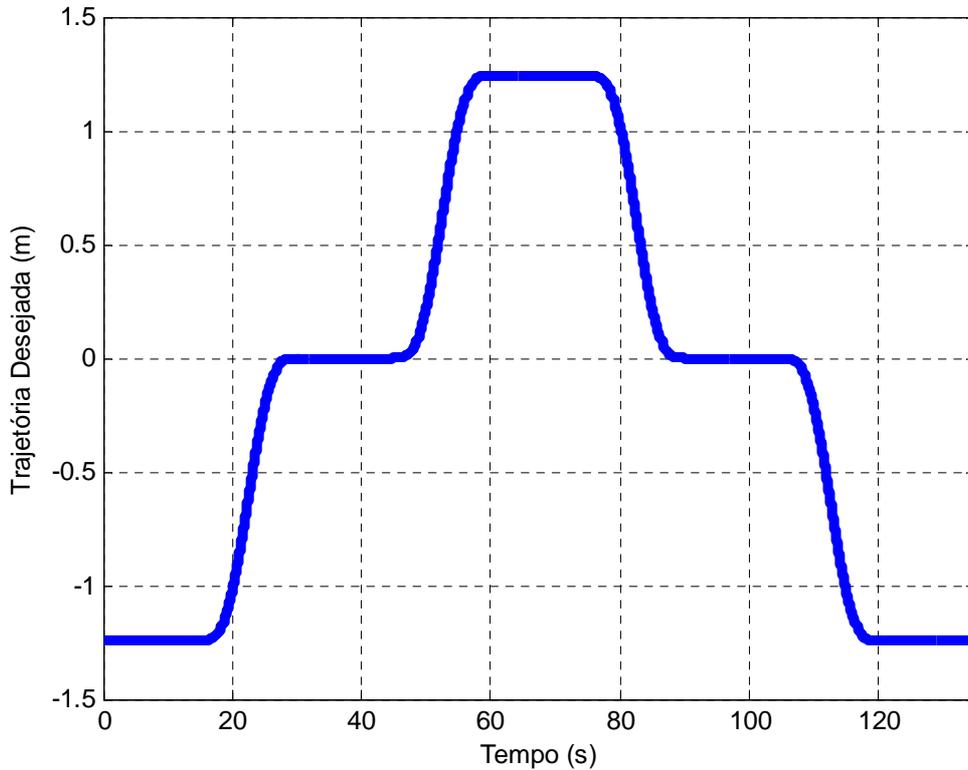
A Figura 5.2 mostra a forma pelo qual foi implementado este polinômio de 7ª ordem sendo o mesmo um subsistema da trajetória desejada, expressa pela Figura 5.1.

Figura 5.2 – Diagrama de blocos do polinômio de 7ª ordem.



Na Figura 5.3 é apresentado o resultado para a trajetória desejada polinomial de 7ª ordem definida pelas equações (5.10) e (5.11).

Figura 5.3 – Gráfico do seguimento de trajetória desejada polinomial de 7ª ordem.



### 5.3 Compensação da não linearidade de zona morta

Observando os resultados obtidos por (VALDIERO, 2005b; BAVARESCO, 2007) destaca-se a importância da compensação da não linearidade de zona morta da servoválvula. Conforme descrito na seção 2.4, a não linearidade da zona morta em servoválvulas gera limitações significativas no desempenho de controladores, desta forma, faz-se necessário a construção de sua inversa para compensação dessa imperfeição, minimizando assim os efeitos limitantes ao controlador.

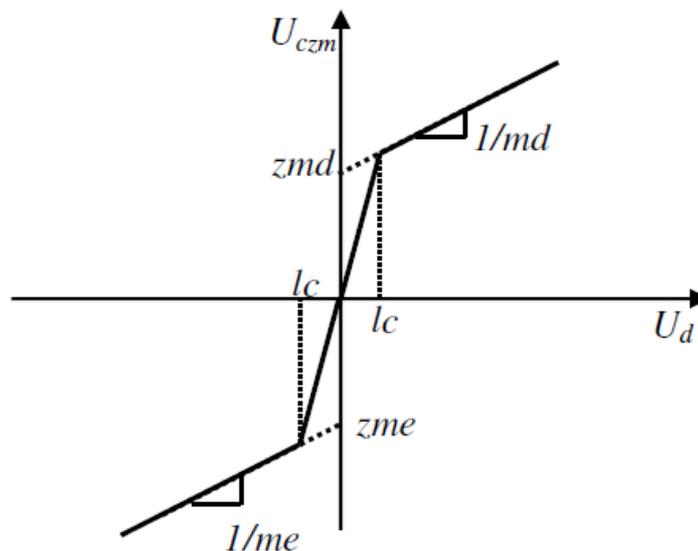
Sendo que os parâmetros da zona morta não são possíveis conhecê-los exatamente, assim como a inversa exata, que resultaria no cancelamento perfeito dessa não linearidade, é necessário utilizar a inversa da zona morta suavizada, destaca Valdiero (2005b) a fim de evitar a descontinuidade na origem da entrada e as oscilações em torno da origem do sinal. Desta forma a compensação através da inversa suavizada permite a minimização dos efeitos de degradação do desempenho de forma bastante significativa, afirma Bavaresco (2007).

A equação (5.12) representa matematicamente a compensação da zona morta.

$$U_{czm}(t) = \begin{cases} \frac{U_d(t)}{md} + zmd & \text{se } U_d(t) \geq lc \\ \frac{U_d(t)}{me} - |zme| & \text{se } U_d(t) \leq -|lc| \\ \left(\frac{zmd + lc/md}{lc}\right) U_d(t) & \text{se } 0 \leq U_d(t) < lc \\ \left(\frac{|zme| + |lc|/me}{|lc|}\right) U_d(t) & \text{se } -|lc| \leq U_d(t) < 0 \end{cases} \quad (5.12)$$

onde  $U_d(t)$  é a entrada de sinal de controle desejável sem a existência da zona morta,  $U_{czm}$  é a saída de sinal compensado,  $md$  e  $me$  são as inclinações que representam a proporcionalidade entre a entrada e a saída,  $lc$  é a largura de suavização utilizada na compensação e define a região de suavização linear, esta é regulada de acordo com o ruído do sinal para não desestabilizar o sistema, sendo que quanto maior a amplitude do ruído no sinal, maior deverá ser o  $lc$  e vice-versa. A Figura 5.4 mostra a representação gráfica da inversa da zona morta suavizada.

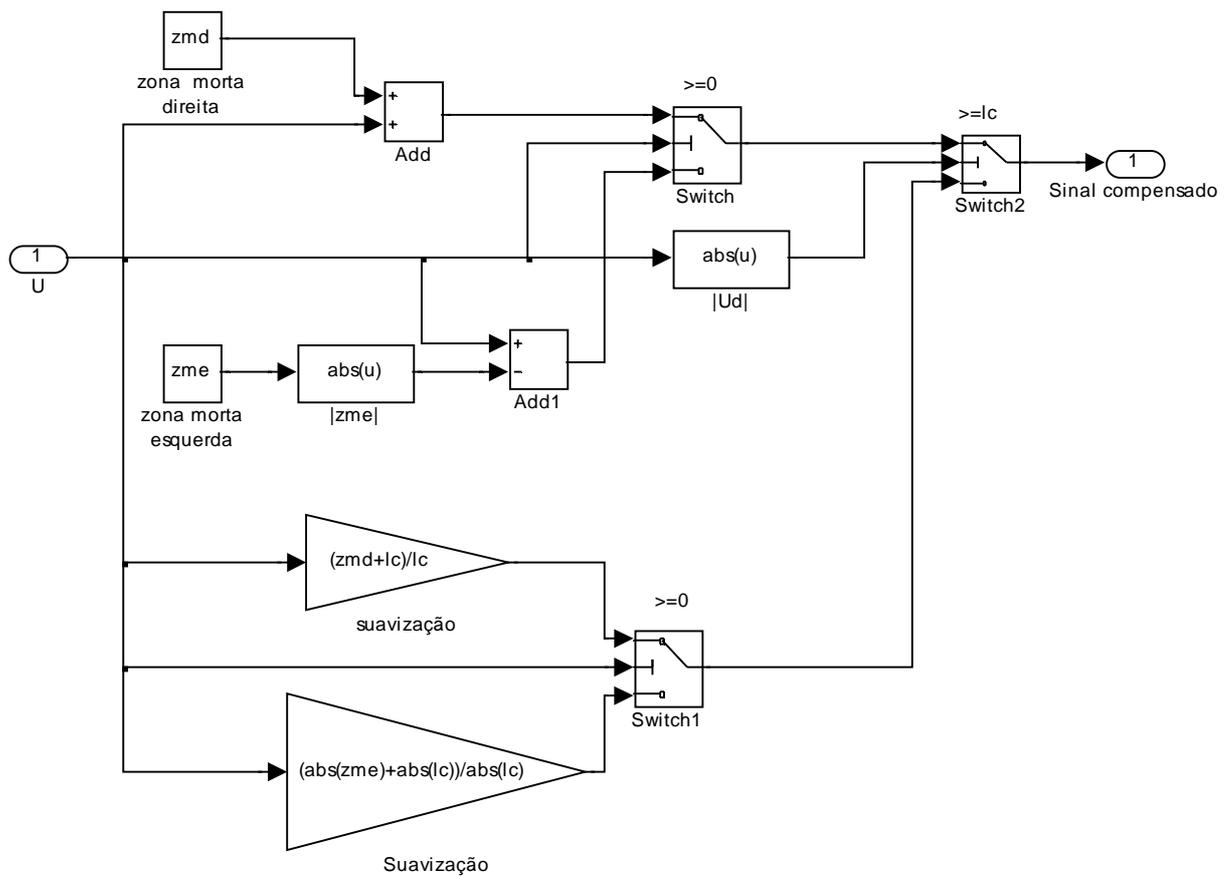
Figura 5.4 – Representação gráfica da inversa da não linearidade de zona morta com trechos de suavização próximos a origem.



Fonte: Bavaresco (2007)

A partir da equação (5.12), a implementação foi desenvolvida em diagrama de blocos da ferramenta Simulink, representada na Figura 5.5, sendo utilizado das inclinações iguais de valores unitários ( $md = me = 1$ ). Na região de  $-lc$  a  $lc$  é feita a suavização para evitar o chaveamento repetitivo e consequentemente à danificação da servoválvula, ressalta Valdiero (2005b).

Figura 5.5 – Diagrama de blocos da programação para compensação da zona morta.



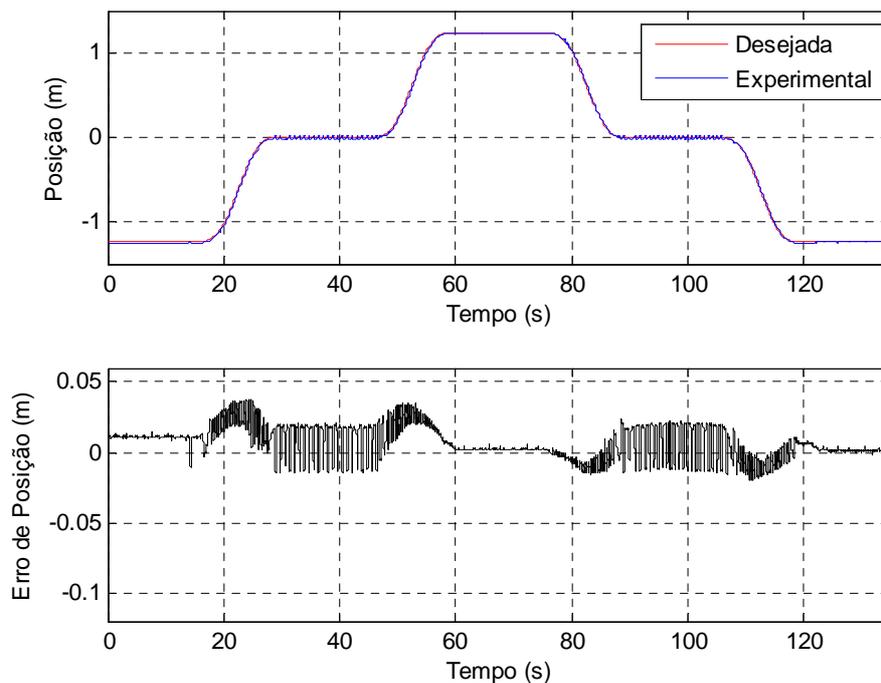
#### 5.4 Resultados do Planejamento da Trajetória com Controle Proporcional com e sem compensação da Zona Morta

O planejamento da trajetória desejada polinomial de 7ª ordem, a compensação da zona morta existente na servoválvula, sua largura de suavização e a utilização de um controlador proporcional com um ganho proporcional, são pontos essenciais adquiridos a partir da análise

do comportamento do sistema através de simulações computacionais, comparadas aos experimentos realizados.

A escolha do ganho proporcional conveniente, neste caso  $k_p = 70$ , assim como a largura de suavização  $lc = 0,5$ , deve-se à análise de estabilidade do sistema, ou seja, quando o sistema torna-se instável, caso apresentado pela Figura 5.6 em que  $k_p = 80$  e  $lc = 0,7$ . Esta instabilidade causa sérios prejuízos e a redução da vida útil do atuador pneumático, como desgaste da servoválvula, das vedações do cilindro, aparecimento de vazamentos, possível danificação no sensor de posição, o qual está acoplado dentro da haste do cilindro, além de causar riscos ao ser humano que está realizando o manuseio.

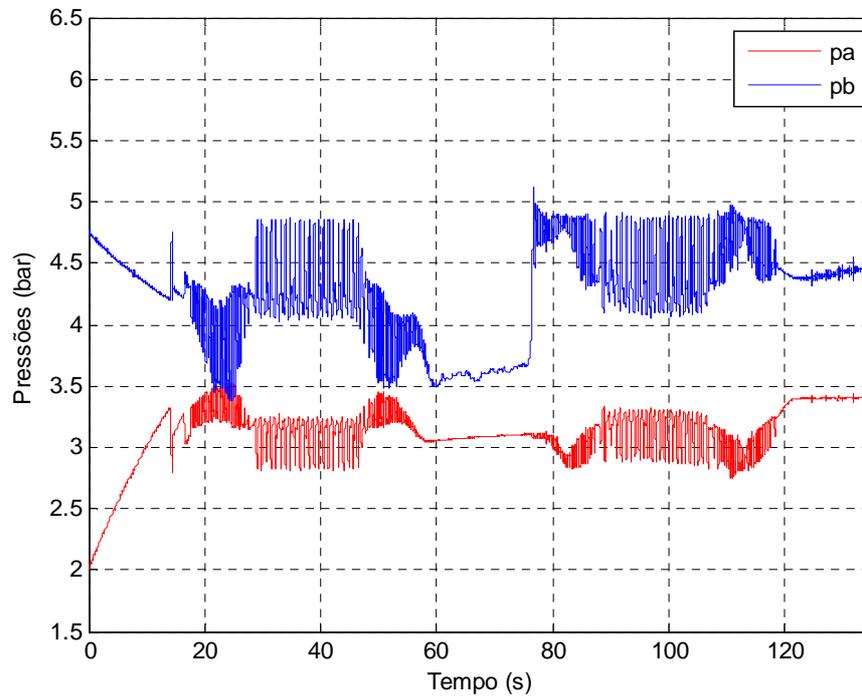
Figura 5.6 – Resultado experimental da trajetória polinomial instável com controle proporcional e compensação da zona morta.



As oscilações que podem ser observadas especialmente na região das paradas da trajetória polinomial, a qual é proveniente quando tem-se ganhos proporcionais muito altos, desta forma o controlador busca minimizar o erro, ocorrendo o fenômeno *hunting*, resultado de quando o movimento oscila em torno de uma dada posição desejada de valor constante.

A Figura 5.7 mostra as pressões instáveis causado pelo ganho e a largura de suavização com valores altos.

Figura 5.7 – Dinâmica das pressões instáveis devido o ganho e a largura de suavização com valores altos.



Levando em consideração o limite do ganho do controlador  $k_p = 70$ , preservando a estabilidade do sistema, as Figuras 5.8 à 5.12 mostram os resultados do planejamento da trajetória polinomial com um controlador proporcional sem a compensação da zona morta.

Figura 5.8 – Posição do sistema para trajetória polinomial com controlador proporcional sem compensar a zona morta.

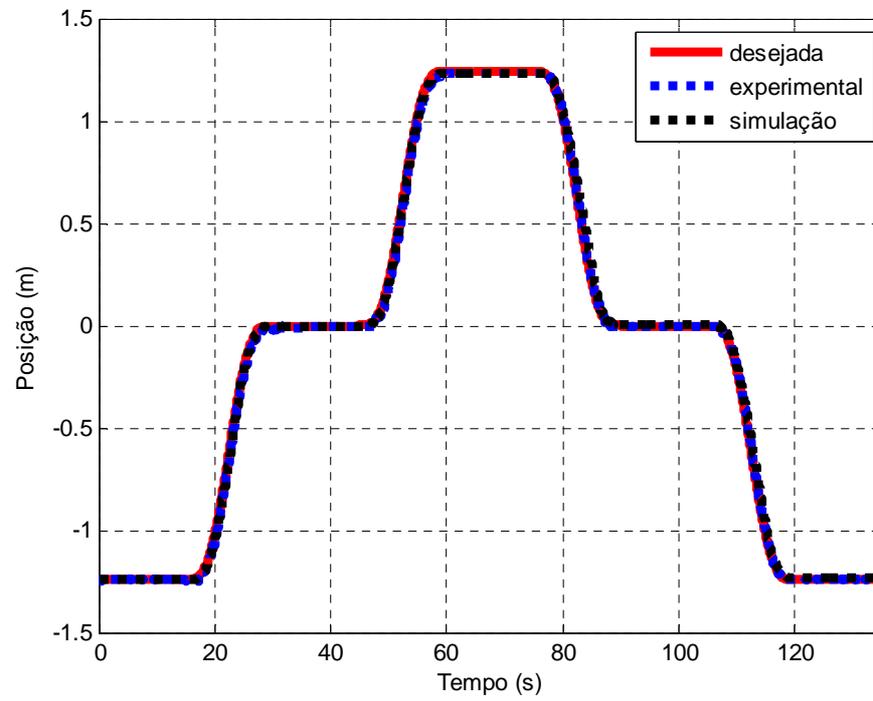


Figura 5.9 – Zoom do comportamento dinâmico da Figura 5.8.

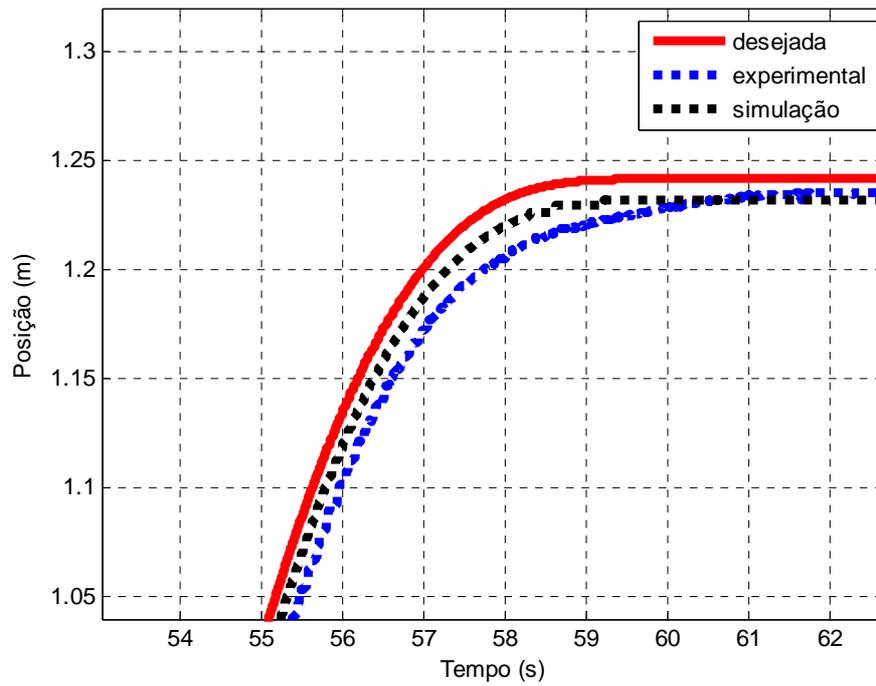


Figura 5.10 – Erro de posição do sistema sem compensação da zona morta.

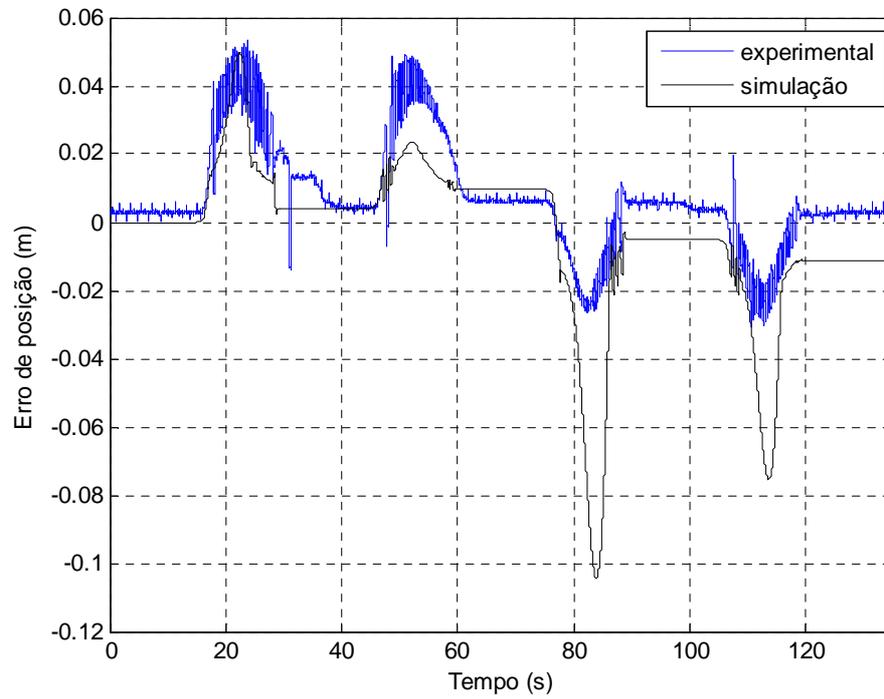


Figura 5.11 – Sinal de controle do sistema sem compensação da zona morta.

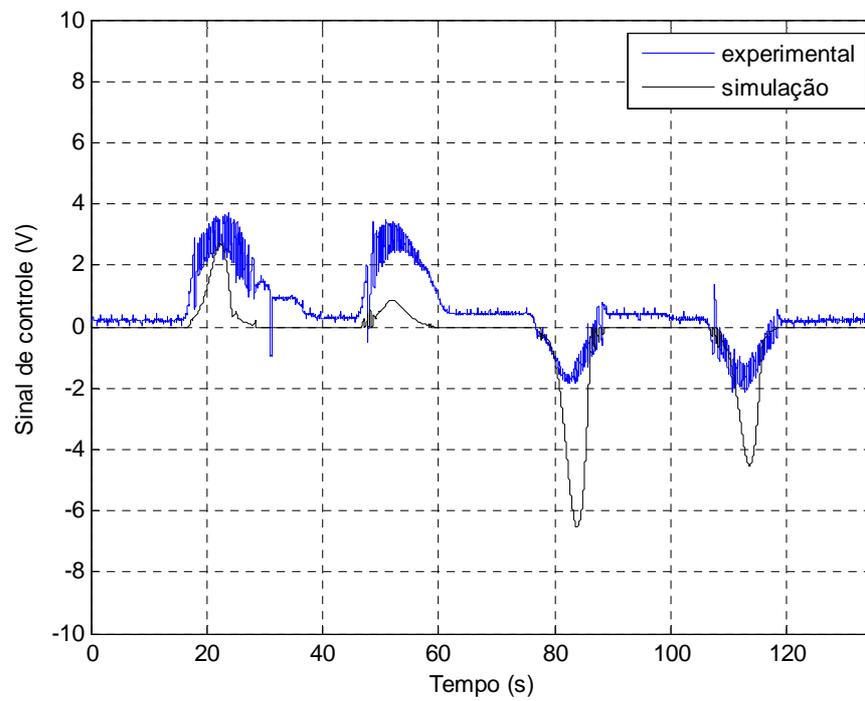
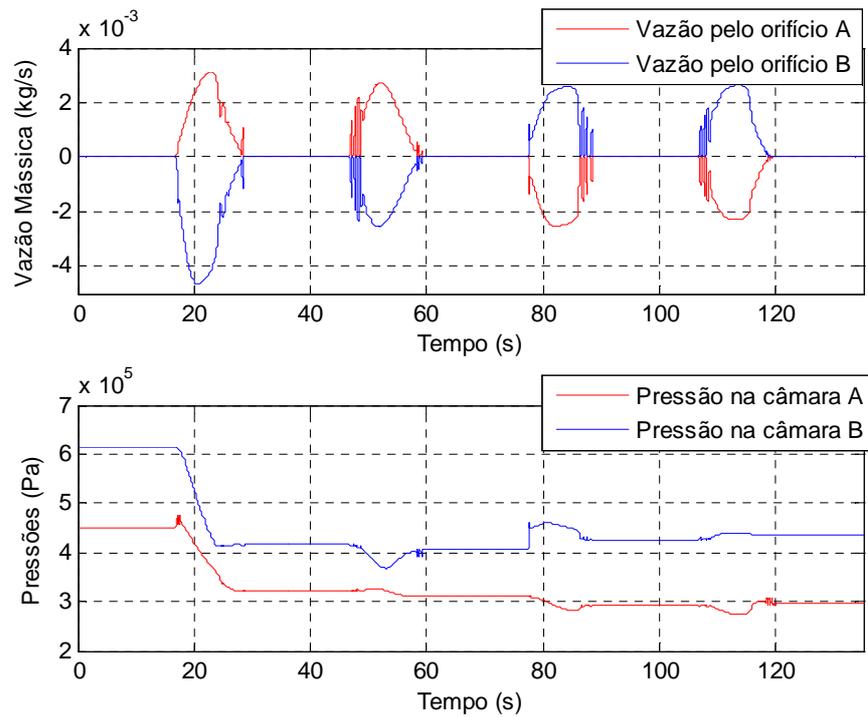


Figura 5.12 – Dinâmica das vazões e das pressões para a trajetória polinomial sem compensação da zona morta.



A fim de melhorar o desempenho do controlador, realizou-se a compensação da zona morta já descrita na Seção 5.3 e os resultados estão expressos entre as Figuras 5.13 e 5.16. Também foi escolhida a largura de suavização ideal de  $lc = 0,5$  para o sistema não tornar-se instável.

Figura 5.13 – Posição do sistema para trajetória polinomial com controlador proporcional com compensação da zona morta.

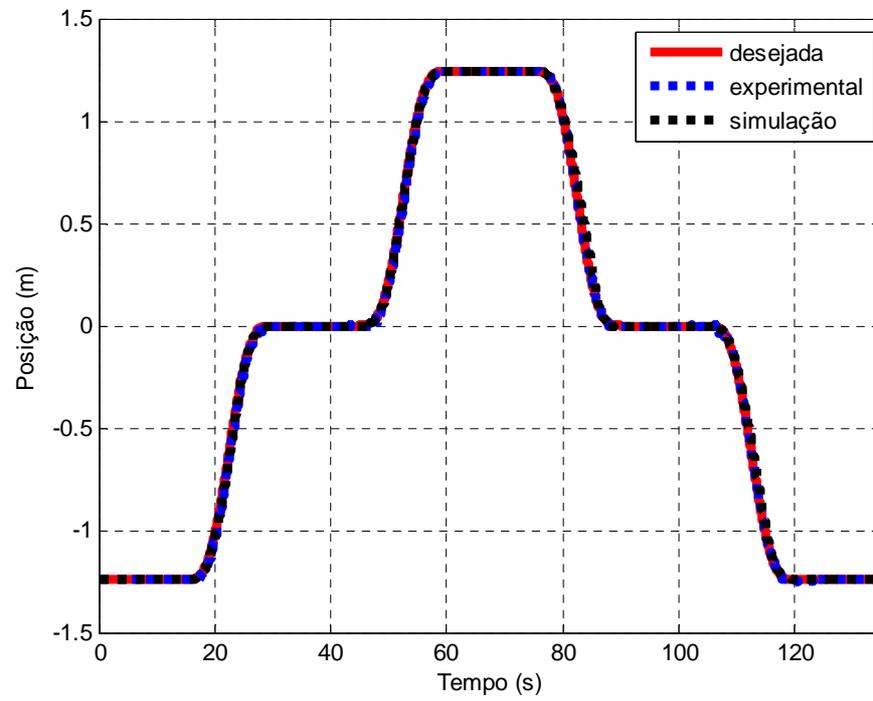


Figura 5.14 - Erro de posição do sistema com compensação da zona morta.

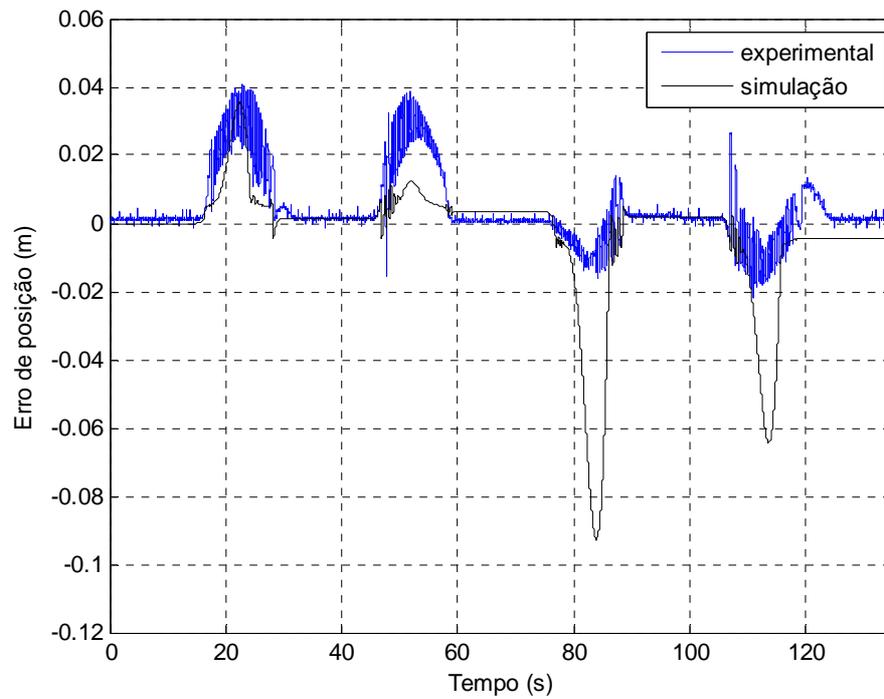


Figura 5.15 - Sinal de controle do sistema com compensação da zona morta.

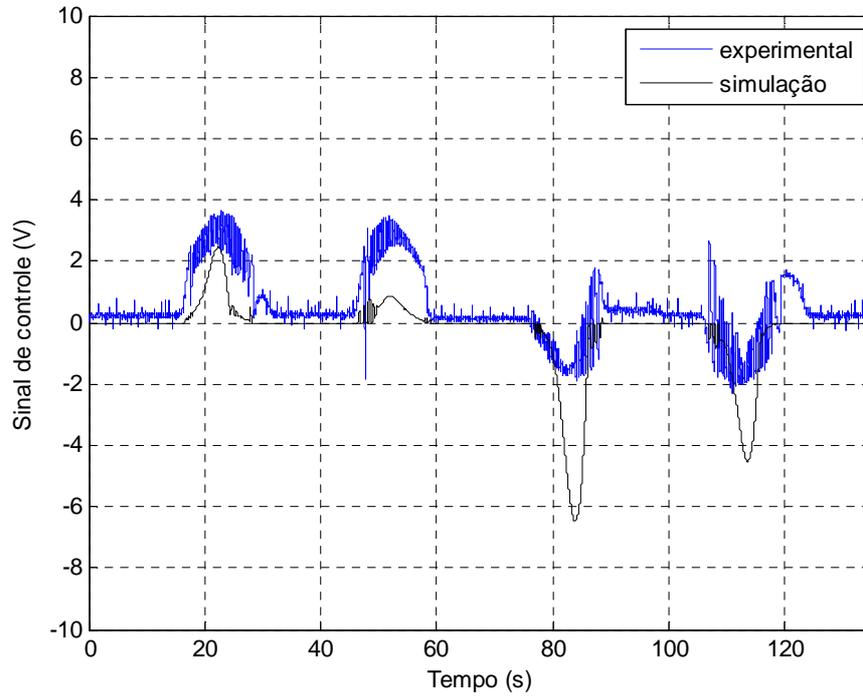
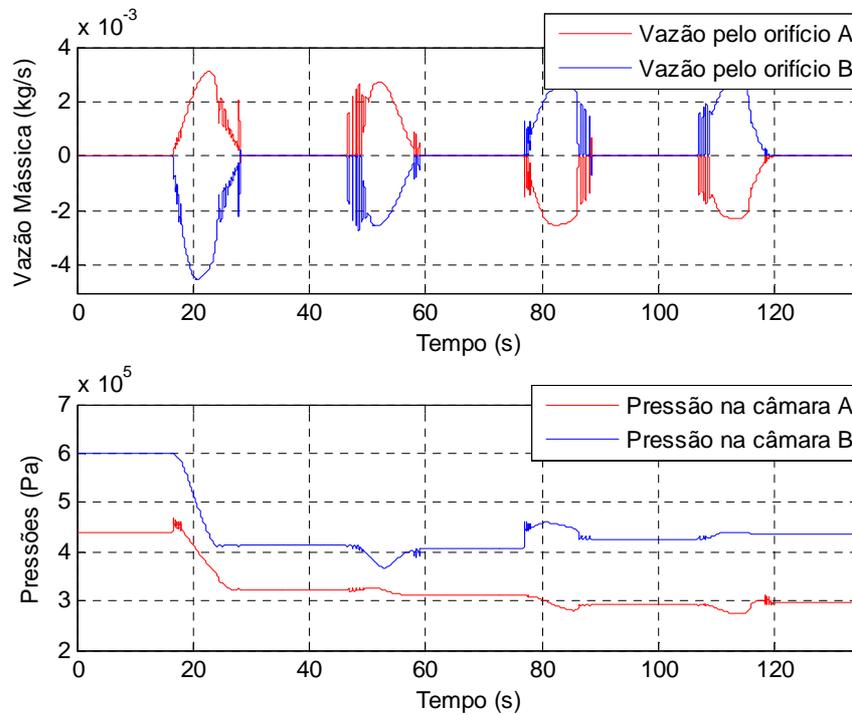
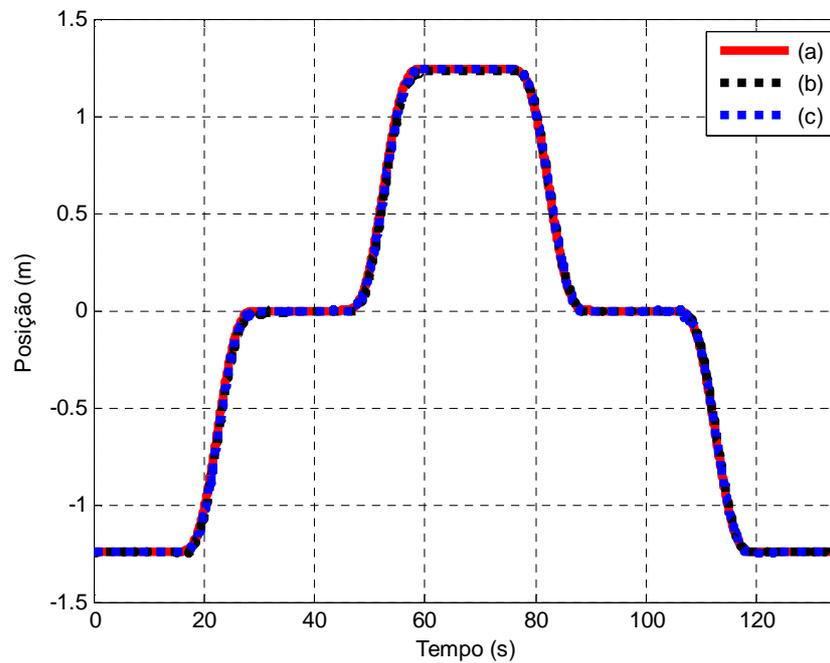


Figura 5.16 – Dinâmica das vazões e das pressões para a trajetória polinomial com compensação da zona morta.



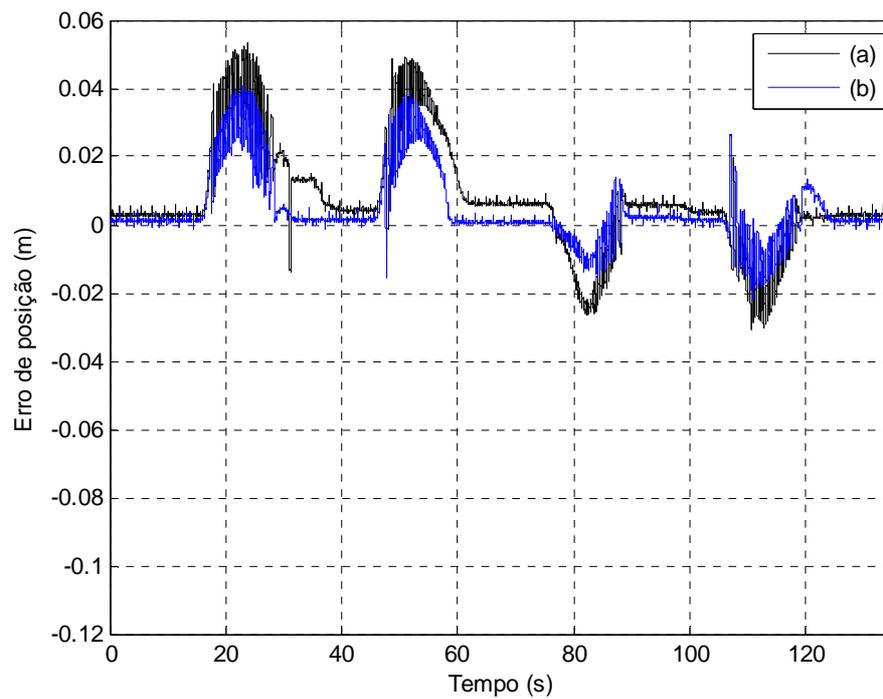
Para melhor visualização dos resultados comparando os resultados experimentais do planejamento da trajetória com e sem compensação da zona morta tem-se a Figura 5.17.

Figura 5.17 – Resultado da trajetória polinomial com controle proporcional experimental (a) desejada, (b) sem compensar a zona morta e (c) com zona morta compensada.



Na Figura 5.18 é possível perceber a diferença do desempenho do controlador no planejamento da trajetória polinomial entre compensar e não compensar a zona morta.

Figura 5.18 – Gráfico do erro de posição da trajetória experimental (a) sem compensar a zona morta e (b) com zona morta compensada.



Na simulação portanto as diferenças também são significativas para o controlador entre compensar e não compensar a zona morta, tais resultados são mostrados pelas Figuras 5.19 e 5.20.

Figura 5.19 - Resultado da trajetória polinomial com controle proporcional simulação (a) desejada, (b) sem compensar a zona morta e (c) com zona morta compensada.

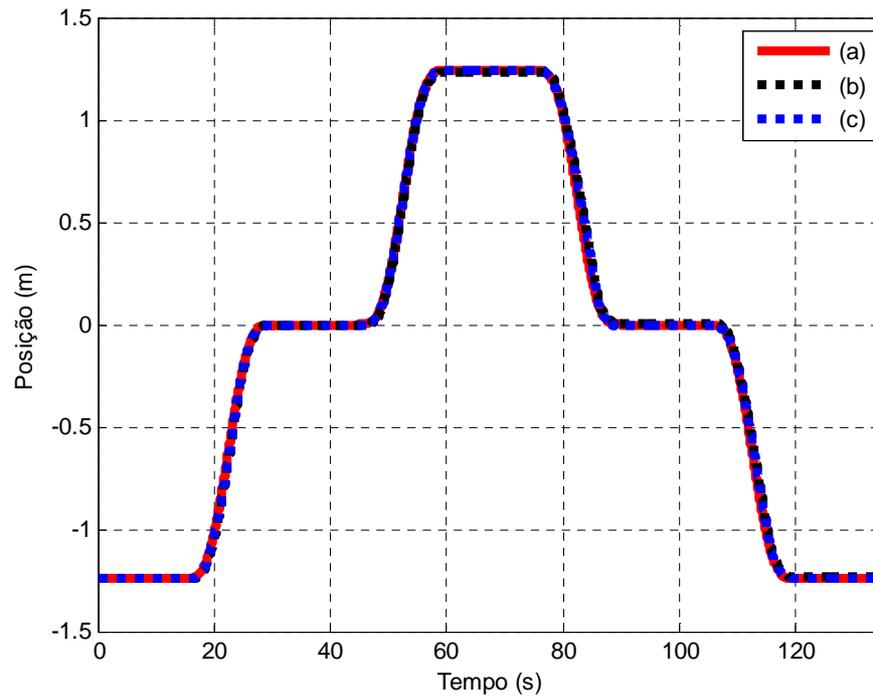
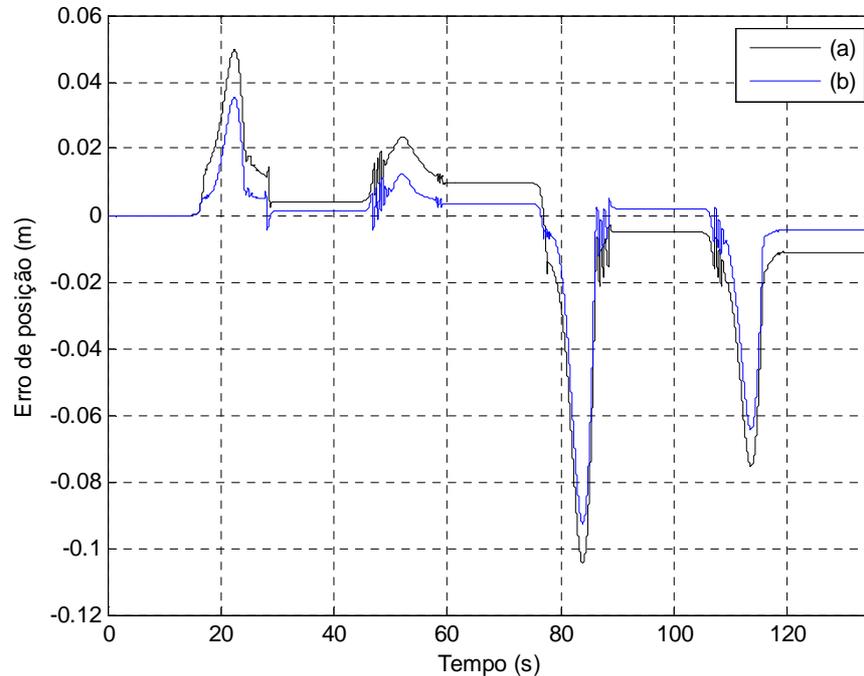


Figura 5.20 - Gráfico do erro de posição da trajetória da simulação (a) sem compensar a zona morta e (b) com zona morta compensada.



## 5.5 Discussões

Neste capítulo apresentou-se inicialmente o planejamento da trajetória desejada polinomial de 7ª ordem, utilizada nas simulações do modelo não linear de 5ª ordem, tendo como sinal de entrada o sinal enviado pelo controlador proporcional. O mesmo foi feito com o objetivo de analisar o desempenho do controlador no seguimento da trajetória desejada e também de um posicionamento preciso.

Através dos resultados é mostrada a importância da compensação da zona morta da servoválvula de controle direcional, devido aos erros e atrasos causados por esta não linearidade são significativos. Em virtude da compensação da zona morta, a qual foi testada, possibilitou um melhor desempenho do controlador.

Mesmo o controle proposto ser clássico mostrou-se eficiente para os objetivos estabelecidos. Os erros observados podem ser reduzidos consideravelmente na utilização de controladores que tenham mais recursos e também a modelagem da dinâmica da servoválvula e tubulações do sistema.

## 6 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 mássica nos orifícios da servoválvula, da dinâmica das pressões nas câmaras do cilindro e do movimento do êmbolo do cilindro, que considera o atrito dinâmico de Lugre.

Os resultados da simulação computacional foram realizados no software MatLab/Simulink, a partir dos parâmetros e dados coletados próximos aos reais, usando o modelo matemático do sistema, a fim de comparar com os resultados experimentais da bancada.

A coleta de dados desenvolveu-se através de testes experimentais com auxílio de uma bancada de aquisição de dados demonstrando ser necessária para uma posterior comparação e validação do modelo matemático desenvolvido para analisar tal movimento de posicionamento. Portanto os resultados em malha aberta mostram a validade da implementação computacional do modelo proposto para o atuador pneumático.

A identificação dos parâmetros da não linearidade de zona morta da servoválvula através da análise das pressões nos orifícios de saída, juntamente com a aplicação do esquema de compensação através da inversa fixa de seu modelo parametrizado, mostrou-se bastante eficiente. A partir da análise dos resultados, conclui-se a compensação da zona morta é muito importante e deve ser feita para minimizar os erros de seguimento de trajetória e para que não haja degradação no desempenho do controlador.

Os parâmetros do atrito também foram identificados a partir do levantamento do mapa do atrito através de testes experimentais em malha aberta, com o auxílio do algoritmo *nlinfit* do software MatLab.

Foi utilizado um controlador proporcional no planejamento da trajetória polinomial de 7ª ordem, que se mostrou eficaz para os objetivos propostos inicialmente.

Como principais contribuições deste trabalho, pode-se citar o desenvolvimento de um modelo matemático, o qual descreve o comportamento dinâmico de uma bancada de simulação do posicionamento para uma dada aplicação em um equipamento florestal acionado pneumáticamente, incluindo as principais características não lineares do mesmo. A implementação computacional do modelo matemático adotado em malha aberta abrangendo as não linearidades do sistema. O planejamento da trajetória polinomial de 7ª ordem, para

intervalos de tempo conveniente ao tamanho do cilindro pneumático estudado. A comparação dos resultados com controle proporcional sem e com a compensação da zona morta da servoválvula.

Os resultados obtidos contribuíram para o projeto e construção de uma haste telescópica utilizada num equipamento pneumático de poda, cujos detalhes construtivos e fotografias do protótipo final não são apresentados nesta dissertação por motivos do processo de encaminhamento do registro de patente junto ao Instituto Nacional de Propriedade Industrial (INPI), numa parceria entre a Associação IPD e a CELPE (Companhia Energética de Pernambuco), desenvolvido no âmbito do Programa de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico do Setor de Energia Elétrica regulado pela ANEEL (código ANEEL PD-0043-0311/2011).

Como perspectiva de trabalhos futuros sugere-se a modelagem matemática da dinâmica da servoválvula, assim como a dinâmica das tubulações. Bem como estratégias de controle mais eficientes do tipo híbrido, para maiores velocidades, poderiam otimizar os resultados no desempenho do controlador. Também a estratégia da prova de estabilidade do controlador, a qual não houve oportunidade de ser incluída neste trabalho.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALLGAYER, Renan Schimidt. **Desenvolvimento de um manipulador robótico cilíndrico acionado pneumáticamente**. 2011. 99f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ANDRIGHETTO, P. L. **Pneumática Básica. Volume II**. Ijuí: UNIJUÍ – RS – Núcleo de Automação de Pequenas e Médias Empresas, 1999.

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

BALLUFF, **Transdutor Linear BTL7**. Catálogo de produto. Disponível em: <http://www.balluff.com.br/produtos-/produto-outros.asp?codLinha=6&codProduto=11>. Acessado em 20 de setembro de 2012.

BASSANEZI, R. C. **Ensino – aprendizagem com modelagem matemática: uma nova estratégia**. São Paulo: Contexto, 2004.

BAVARESCO, Delair. **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.

BOLLMANN, A. **Fundamentos da Automação industrial pneutrônica. Projeto de Comandos Binários Eletropneumáticos**. São Paulo: Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, 1997.

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

CUNHA, Mauro A. B. **Controle em Cascata de um Atuador Hidráulico: Contribuições Teóricas e Experimentais.** Florianópolis: Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica. UFSC, 2001. (Tese de Doutorado).

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

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

GUENTHER, Raul; PERONDI, Eduardo A.; DEPIERI, Edson R. and VALDIERO, Antônio C. **Cascade controlled pneumatic positioning system with LuGre model based friction compensation.** *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.* [online]. 2006, vol.28, n.1, p. 48-57. ISSN 1678-5878.

HENÉ, Mauro Damián. **Estudo teórico – experimental do ponto de operação e proposição de método de dimensionamento para sistemas pneumáticos.** 2010. 192f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010.

HEY, Hélio L. Generalidades sobre Sistemas de Controle. Apostila de Sistemas de Controle I. Projeto Reenge – Engenharia Elétrica, UFSM. Santa Maria: 1997, cap. 1, p. 1-12.

LI, Jun; KAWASHIMA, Kenji; KAGAWA, Toshiharu; FUJITA, Toshinori. **Trajectory control of pneumatic servo table with air bearing.** International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM), 2011 , p. 683 – 690.

MEHMOOD, A.; LAGHROUCHE, S.; EL BAGDOURI, M.; AHMED, F. S. **Sensitivity analysis of LuGre friction model for pneumatic actuator control.**In: IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010, p. 1 - 6.

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.

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.

PÖRSCH, M. R. M. H. **Modelagem matemática e Controle Proporcional de uma Bancada Acionada Pneumaticamente para Simulações de Terrenos Inclinados.** 2012. 80f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2012.

QIONG, W.; JIAO, Z. **Modeling and analysis of pneumatic loading system.** International Conference In: Fluid Power and Mechatronics (FPM), 2011, p. 642 – 646.

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.

RICHTER, R. R. M., ZAMBERLAN, C. V., VALDIERO, A. C. **Aplicação da Modelagem Matemática na Simulação do Controle Proporcional de um Atuador Pneumático.** In: Salão do Conhecimento – XX Seminário de Iniciação Científica, XVII Jornada de Pesquisa, XIII Jornada de Extensão – Tecnologia Social, Sustentabilidade, Erradicação da Pobreza, 2012.

RITTER, C. S. **Modelagem matemática das características não lineares de atuadores pneumáticos**. 2010. 87f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2010.

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.

STACHURA, Marcin; JANISZOWSKI, Krzysstof. **A methodology of estimating hybrid black-box - prior knowledge models of an industrial processes**. 16th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), 2011 , p. 11 – 15.

SUZUKI, Ricardo Murad. **Controle baseado em linearização por realimentação dos estados aplicado a um servoposicionador pneumático**. 2010. 110f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

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

VALDIERO, Antonio Carlos. **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, Antonio Carlos. **New Methodology for Identification of the Dead Zone in Proportional Directional Hydraulic Valves**. Proceedings of the 18<sup>th</sup> International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2005), November, 2005.

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. ; RITTER, C.S. ; RIOS, C.F. ; RAFIKOV, Marat. **NonLinear Mathematical Modeling in Pneumatic Servo Position Applications**. Mathematical Problems in Engineering (Online), v. 2011, p. 1-16, 2011.

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

WANG, J.; YANG, L.; LUO, X.; MANGAN, S.; DERBY, J. W. **Mathematical Modeling Study of Scroll Air Motors and Energy Efficiency Analysis—Part I**. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, v. 16, 2011, p. 112 – 121.

WEICKGENANT, Martin; ZIMMERT, Nico; KLUMPP, Simon; SAWODNY, Oliver. **Application of SDRE control to servopneumatic drives**. IEEE International Conference on Control Applications (CCA), 2010, p. 1725 – 1730.

## APÊNDICE A – CÁLCULO DAS ÁREAS E VOLUMES DAS CÂMARAS DO CILINDRO

```

>> % cálculo das áreas transversais e volume das câmaras do
cilindro
>> d=0.0729;% diâmetro do êmbolo do cilindro
>> dh=0.0381;% diâmetro da haste do cilindro
>> ds=0.0102;% diâmetro do sensor BTL7 acoplado no cilindro
>> d3=0.063;% diâmetro após o final de curso do cilindro (onde há
presença de volume na câmara B na posição inicial (y=0))
>> L3=0.035;% comprimento após o final de curso (na câmara B)
>> L=(2.293+0.190)/2;% comprimento total do curso do cilindro sendo
metada para cada lado (1,2415m)
>> Ltub_a=2.45;% comprimento da tubulação da servoválvula à câmara
A do cilindro
>> Ltub_b=4.9;% comprimento da tubulação da servoválvula à câmara
B do cilindro
>> dtub=5.5e-3;% diâmetro interno da tubulação utilizada
>> A1=pi*(d^2-ds^2)/4% fórmula para cálculo da área da câmara A
A1 = 0.0041
>> A2=pi*(d^2-dh^2)/4% fórmula para cálculo da área da câmara B
A2 = 0.0030
>>% fórmula para cálculo da área após o fim de curso da câmara
B, necessária para o volume na posição inicial (y=0) na devida
câmara
>> A3=pi*(d3^2-dh^2)/4
A3 = 0.0020
>>% fórmula para cálculo da área da tubulação, necessária para
o volume nas câmaras na posição inicial (y=0)
>> Atub=pi*dtub^2/4
Atub = 2.3758e-005

```

```
>>% volume da tubulação conectada à câmara A, na posição
inicial (y=0)
>>Vtub_a=Atub*Ltub_a
Vtub_a = 5.8208e-005
>>% volume da tubulação conectada à câmara B na posição inicial
(y=0)
>>Vtub_b=Atub*Ltub_b
Vtub_b = 1.1642e-004
>>% volume na câmara A na posição inicial (y=0)
>> Va0=A1*L+Vtub_a
Va0 = 0.0051
>>% volume na câmara B na posição inicial (y=0)
>> Vb0=A2*L+A3*L3+Vtub_b
Vb0 = 0.0040
```

## APÊNDICEB – PROGRAMA DA TRAJETÓRIA POLINOMIAL DE 7ª ORDEM

Caracterização dos trechos de subida (avanço) e decida (reco) do atuador pneumático através de um polinômio de 7ª ordem.

```
%planejamento da trajetória polinomial de 7ª ordem
%ydp(t)=a7*t^7+a6*t^6+a5*t^5+a4*t^4+a3*t^3+a2*t^2+a1*t+a0
%é fundamental na escolha da trajetória desejada a existência
da 1ª, 2ª e 3ª derivadas.
clearall
clc
%as condições iniciais quando a haste está recuada temos que
ydp(t=0)=yi=0;
%y'dp(t=0)=y'i=0; y''dp(t=0)=y''i=0 e y'''dp(t=0)=y'''i=0 sendo
assim:
a0=0;
a1=0;
a2=0;
a3=0;
I=15; %duração em segundos de cada intervalo (trecho)
%considerando as 3 derivadas do polinômio ydp, tem-se que:
%velocidade, aceleração e derivada da aceleração são iguais a
zero, quando o tempo é igual a duração (t=I)
yf=1.2415; %posição final média de curso do atuador
%a matriz resultante (A) dos termos de ydp(t=I)=yf;
y'dp(t=I)=0; y''p(t=I)=0 e y'''dp(t=I)=0 é:
A=[I^4 I^5 I^6 I^7;4*I^3 5*I^4 6*I^5 7*I^6;12*I^2 20*I^3
30*I^4 42*I^5;24*I 60*I^2 120*I^3 210*I^4]
% a matriz (B) dos termos independentes do sistema:
B=[yf;0;0;0];
% tendo um sistema 4X4, necessita-se encontrar os coeficientes
que ainda faltam (a4, a5, a6 e a7), A.x=B,para isso leva-se em
conta a propriedade da inversa:
x=inv(A)*B
```

```
%sendo que a matriz x=[a4;a5;a6;a7] é um vetor coluna
a4=x(1)
a5=x(2)
a6=x(3)
a7=x(4)
%o polinômio resultante do seguimento em movimento é
ydp(t)=a7*t^7+a6*t^6+a5*t^5+a4*t^4+a3*t^3+a2*t^2+a1*t+a0
%a fim de visualizar o seguimento polinomial (comportamento)
plota-se para um intervalo de tempo
t=0:0.01:I;
ydp=a7*t.^7+a6*t.^6+a5*t.^5+a4*t.^4+a3*t.^3+a2*t.^2+a1*t+a0;
figure; %no avanço
plot(t,ydp); grid on; ylabel('y'); xlabel('t');
%no recuo
figure;
plot(t,-ydp); grid on; ylabel('y'); xlabel('t');
```